

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



**“CONVERSION A CICLO COMBINADO DE CENTRAL
TERMICA DE TALARA TG5 PARA OPTIMIZACION DE SUS
INDICADORES DE GENERACION”**

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

AUTOR :
Bach. Jack Edwin Alvarado García

ASESOR :
Mg. Gualberto Antenor Mariños Castillo

NUEVO CHIMBOTE, DICIEMBRE DEL 2021

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



CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR
DE TESIS

Damos la conformidad del presente Informe, desarrollando el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.N°492-2017-CU-R-UNS); intitulado:

TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGIA

“CONVERSION A CICLO COMBINADO DE CENTRAL TERMICA DE TALARA TG5 PARA OPTIMIZACION DE SUS INDICADORES DE GENERACION”

TESISTA:
BACHILLER: **Bach. Jack Edwin Alvarado García**

Mg. Robert Fabian Guevara Chinchayan
PRESIDENTE

MSc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
SECRETARIO

Mg. Gualberto Antenor Mariños Castillo
INTEGRANTE

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



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado 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

**“CONVERSION A CICLO COMBINADO DE CENTRAL TERMICA DE
TALARA TG5 PARA OPTIMIZACION DE SUS INDICADORES DE
GENERACION”**

AUTOR :

Bach. Jack Edwin Alvarado García

Mg. Gualberto Antenor Mariños Castillo
ASESOR



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

"Año del Bicentenario del Perú: 200 años de Independencia"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los veinticinco días del mes de noviembre del año dos mil veintiuno, siendo las siete horas de la noche, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°417-2021-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- > Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN : PRESIDENTE
- > M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE : SECRETARIO
- > Mg. GUALBERTO ANTENOR MARIÑOS CASTILLO : INTEGRANTE

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "CONVERSIÓN A CICLO COMBINADO DE CENTRAL TÉRMICA DE TALARA TGS PARA OPTIMIZACIÓN DE SUS INDICADORES DE GENERACIÓN", elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: JACK EDWIN ALVARADO GARCIA, con código de matrícula N° 0200211052, teniendo como asesor al docente Mg. Gualberto Antenor Mariños Castillo designado mediante Resolución Decanal N°141-2020-UNS-FI de fecha 06.08.2020.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

| BACHILLER | PROMEDIO | PONDERACIÓN |
|----------------------------|--------------|-------------|
| JACK EDWIN ALVARADO GARCIA | CATORCE (14) | REGULAR |

Siendo las ocho horas de la noche del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
SECRETARIO


Mg. Gualberto A. Mariños Castillo
INTEGRANTE



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: | Jack Edwin Alvarado Garcia |
| Título del ejercicio: | TESIS |
| Título de la entrega: | TESIS FINAL |
| Nombre del archivo: | INFORME_DE_TESIS_ALVARADO_GARCIA_Rev_01.pdf |
| Tamaño del archivo: | 2.4M |
| Total páginas: | 134 |
| Total de palabras: | 30,395 |
| Total de caracteres: | 140,924 |
| Fecha de entrega: | 28-dic.-2021 07:30p. m. (UTC-0500) |
| Identificador de la entrega: | 1736176802 |



DEDICATORIA

A mis queridos padres

German Alvarado Peña y Consuelo Haydee García Desposorio

por sus enseñanzas y enseñarme la ruta de vida.

A mi esposa Jessica Elizabeth Rojas Gálvez

por su amor y comprensión

en el camino de vida.

Para Luciana y Leonardo Alvarado Rojas

Mis hijos, razón y motivo de mi superación.

A Dios por su gracia infinita y por ser nuestro guía

en nuestra carrera y la luz en nuestra vida.

J.E.A.G

RECONOCIMIENTO

Al Mg. Gualberto Antenor Mariños
por su asesoría invaluable en
la culminación de la tesis.

A mis profesores de la
E.P de Ingeniería en Energía
por invaluable labor desarrollada.

Para mis colegas de trabajo
Y mis compañeros de la promoción 2002 de la
Escuela de Ingeniería en Energía

Atentamente,

J.E.A.G

INDICE GENERAL

INDICE

RESUMEN

| | |
|---|-----|
| CAPITULO I: INTRODUCCION | 1 |
| 1.1 Realidad Problemática | 2 |
| 1.2 Antecedentes | 3 |
| 1.3 Justificación | 6 |
| 1.4 Hipótesis | 6 |
| 1.5 Objetivos | 6 |
| | |
| CAPITULO II: MARCO TEORICO | 8 |
| 2.1 Tecnología de ciclo combinado | 9 |
| 2.2 Desempeño de los ciclos combinados | 31 |
| 2.3 Niveles de presión de generación de vapor | 39 |
| | |
| CAPITULO III: MATERIALES Y METODO | 50 |
| 3.1 Material | 51 |
| 3.2 Método | 55 |
| 3.3 Metodología de cálculo | 56 |
| | |
| CAPITULO IV: CALCULOS Y RESULTADOS | 57 |
| 4.1 Determinación de los parámetros de operación de la central Termoeléctrica TG5 en modo de ciclo simple. | 58 |
| 4.2 Caracterización del GVRC trial. | 65 |
| 4.3 Caracterización del ciclo combinado | 88 |
| 4.4 Benchmarking entre indicadores de generación | 90 |
| 4.5 Discusión de resultados | 96 |
| | |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 98 |
| Conclusiones | 98 |
| Recomendaciones | 100 |
| | |
| REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS | 101 |
| ANEXOS | 109 |

INDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 01 Esquema básico de una central de ciclo combinado | 12 |
| Figura 02 Diagrama T vs S para el ciclo joule Brayton simple abierto | 15 |
| Figura 03 Esquema de equipos del ciclo joule Brayton simple abierto | 16 |
| Figura 04 Esquema de equipos del ciclo Rankine con sobrecalentamiento | 24 |
| Figura 05 Distribución de equipos en un GVRC horizontal | 27 |
| Figura 06 Diagrama de intercambio de energía en un GVRC con 1 solo nivel de Presión | 28 |
| Figura 07 Esquema de componentes de un aerocondensador | 29 |
| Figura 08 Esquema de equipos de un ciclo combinado 1x1x1 | 32 |
| Figura 09 Central de Ciclo combinado Fénix 2x2x1 | 33 |
| Figura 10 Esquema de equipos de central de ciclo combinado de Kallpa 3x3x1 | 34 |
| Figura 11 Disposición de los componentes de un GVRC con presión única Horizontal | 39 |
| Figura 12 Disposición de los componentes de un GVRC con presión dual vertical | 41 |
| Figura 13 Disposición de flujos en un GVRC con presión dual | 43 |
| Figura 14 Configuración 1-A para generación dual de vapor | 43 |
| Figura 15 Configuración 2 para generación dual de vapor | 44 |
| Figura 16 Disposición de los componentes de un GVRC con presión trial | 46 |
| Figura 17 Disposición de flujos en un GVRC con presión trial | 48 |
| Figura 18 Configuración 1-A para generación trial de vapor | 49 |
| Figura 19 Vista satelital de ubicación geográfica de las instalaciones | 53 |
| Figura 20 Vista satelital de las Instalaciones del Complejo Energético de Malacas | 53 |
| Figura 21 Diagrama T vs s para las Turbinas de AP y Sobrecalentador de MP | 66 |
| Figura 22 Diagrama T vs s para las Turbinas de MP y Turbina de BP | 67 |
| Figura 23 Balance de masas en el desareador | 69 |
| Figura 24 Detalles de las bombas de agua en los tres niveles de presión | 69 |
| Figura 25 Diagrama T vs s del Ciclo inferior | 71 |
| Figura 26 de la IZTC | 72 |
| Figura 27 de la IIIZTC | 73 |
| Figura 28 de la VZTC | 73 |
| Figura 29 de la VIIZTC | 74 |
| Figura 30 Diagrama T vs Distribución de ZTC | 75 |

INDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 01 Inventario de Centrales de Ciclo Combinado del Perú | 14 |
| Tabla 02 Modos de operación de las centrales de ciclo combinado 2x2x1 | 33 |
| Tabla 03 Modos de operación de las centrales de ciclo combinado 3x3x1 | 35 |
| Tabla 04 Especificaciones del gas natural | 51 |
| Tabla 05 Especificaciones de Petróleo BD5 | 51 |
| Tabla N° 06 Características técnicas de la Central Termoeléctrica TG5. | 54 |
| Tabla N° 07 Parámetros de ensayo de la Central Termoeléctrica TG5 con gas Natural | 54 |
| Tabla N° 08 Parámetros de ensayo de la Central Termoeléctrica TG5 con Petróleo BD5 | 55 |
| Tabla N° 09 Parámetros de cálculo para Central Termoeléctrica TG5 con Petróleo BD5 | 58 |
| Tabla N° 10 Temperaturas características del Ciclo Termodinámico | 59 |
| Tabla N° 11 Parámetros de cálculo para Central Termoeléctrica TG5 con gas Natural | 62 |
| Tabla N° 12 Temperaturas características del Ciclo Termodinámico | 62 |
| Tabla N° 13 Valores de entalpías para el ciclo inferior | 78 |
| Tabla N° 14-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 3 bar | 82 |
| Tabla N° 14-B Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 3 bar | 83 |
| Tabla N° 15-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 4 bar | 84 |
| Tabla N° 15-B Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 4 bar | 85 |
| Tabla N° 16-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 2 bar | 86 |
| Tabla N° 16-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 2 bar | 87 |
| Tabla 17 Eficiencia de ciclo combinado para 7 mejores alternativas de ciclo Inferior | 89 |

| | |
|---|----|
| Tabla 18 Indicadores de generación de ciclo combinado para 7 mejores alternativas de ciclo inferior | 90 |
| Tabla 19 Benchmarking en costos con respecto a operación ciclo simple con BD5 | 93 |
| Tabla 20 Benchmarking en ingresos con respecto a operación ciclo simple con BD5 | 94 |
| Tabla 21 Benchmarking en balance económico entre operación ciclo simple con BD5 y operación como ciclo combinado de la central termoeléctrica TG5 | 94 |
| Tabla 22 Benchmarking en costos con respecto a operación ciclo simple con GN | 95 |
| Tabla 23 Benchmarking en ingresos con respecto a operación ciclo simple con GN | 95 |
| Tabla 24 Benchmarking en balance económico entre operación ciclo simple con GN y operación como ciclo combinado de la central termoeléctrica TG5 | 95 |

INDICE DE GRAFICOS

| | |
|---|----|
| Gráfico 01 Diagrama de Soluciones para el ciclo inferior | 88 |
| Gráfico 02 Benchmarking entre potencias efectivas generadas | 91 |
| Gráfico 03 Benchmarking entre rendimientos de planta | 91 |
| Gráfico 04 Benchmarking entre Heat Rate | 92 |
| Gráfico 05 Benchmarking entre costo variable combustible | 92 |
| Gráfico 06 Benchmarking entre costo variable total | 93 |

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo 1 Hoja Informativa de la Central termoeléctrica TG5 de Reserva fría de Talara.
- Anexo 2 Comportamiento del precio en barra y costo marginal en el SEIN desde el año 2,002 al año 2,020 en barra equivalente de SE Santa Rosa-Lima.
- Anexo 3 Plataforma de Programa TRERMOGRAPH
- Anexo 4 Plataforma de Programa STEAM TABLE IFC 1967 Formulation
- Anexo 5 Hoja en Excel para cálculo de ciclo superior con Petróleo BD5
- Anexo 6 Hoja en Excel para cálculo de ciclo superior con gas natural.
- Anexo 7 Extracto de Informe N.º 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021

RESUMEN

El título de la tesis es conversión a ciclo combinado de central térmica de Talara TG5 para optimización de sus indicadores de generación. La central termoeléctrica TG5 de Talara opera en condición de Reserva Fría hasta el año 2,022, actualmente opera con Petróleo BD5, con una potencia efectiva de 188.9 MW y también esta adecuada para combustionar gas natural con una potencia efectiva de 127.83 MW. Se plantea como objetivo general determinar los indicadores óptimos de generación mediante la conversión a ciclo combinado de la Central Térmica de Talara TG5.

La presente investigación utilizó el método deductivo y descriptivo, el diseño de la investigación pre- experimental se utiliza para establecer una relación entre la causa y el efecto de una situación. La población y muestra es única, siendo la central termoeléctrica TG5 de Talara.

Entre los resultados, tenemos que se ha dimensionado una central de ciclo combinado con gas natural 1x1x1 con generación trial de vapor, en donde se aprovechan los gases de la combustión a 553 °C. En la generación trial de vapor del ciclo inferior se caracteriza por lo siguiente: nivel de alta presión: 120 Bar, 540 °C y flujo masico igual a 39.168 kg/s, nivel de media presión: 30 bar, 540°C y flujo masico de 10.88 kg/s y nivel de baja presión: 3 bar como vapor saturado y flujo masico igual a 4.352 kg/s. y con una presión de extracción de la turbina de vapor de 0.08 bar. En sus conclusiones, se incrementó los indicadores de generación comparando el ciclo simple con el ciclo combinado con gas natural, así tenemos para el Heat Rate mejora desde 10.261 MMBTU/MWh hasta 6.752 MMBTU/MWh y para el costo variable total desde 21.365 U\$/MWh hasta un valor de 14.064 U\$/MWh. optimizado en 34.2 % el heat rate y el costo variable total, superando el valor estimado en la hipótesis en la presente investigación la cual es de 10 %.

PALABRA CLAVE: Ciclo combinado, indicadores de generación.

ABSTRACT

The title of the thesis is conversion to combined cycle of the Talara TG5 thermal power plant to optimize its generation indicators. The TG5 thermoelectric plant in Talara operates in Cold Reserve condition until the year 2,022, currently it operates with BD5 Petroleum, with an effective power of 188.9 MW and is also suitable for combustion of natural gas with an effective power of 127.83 MW. The general objective is to determine the optimal generation indicators by converting the Talara TG5 Thermal Power Plant to combined cycle.

The present investigation used the deductive and descriptive method, the pre-experimental research design is used to establish a relationship between the cause and the effect of a situation. The population and sample is unique, being the TG5 thermoelectric plant in Talara.

Among the results, we have dimensioned a combined cycle plant with natural gas 1x1x1 with trial steam generation, where combustion gases are used at 553 ° C. In the trial steam generation of the lower cycle it is characterized by the following: high pressure level: 120 Bar, 540 ° C and mass flow equal to 39,168 kg / s, medium pressure level: 30 bar, 540 ° C and mass flow of 10.88 kg / s and low pressure level: 3 bar as saturated steam and mass flow equal to 4.352 kg / s. and with a steam turbine extraction pressure of 0.08 bar. In its conclusions, the generation indicators were increased by comparing the simple cycle with the combined cycle with natural gas, thus we have an improvement for the Heat Rate from 10,261 MMBTU / MWh to 6,752 MMBTU / MWh and for the total variable cost from 21,365 U \$ / MWh up to a value of 14,064 U \$ / MWh. optimized in 34.2% the heat rate and the total variable cost, exceeding the estimated value in the hypothesis in the present investigation which is 10%.

KEY WORD: Combined cycle, generation indicators.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

El incremento de la demanda eléctrica producida en los últimos años en el Perú ha creado la urgente necesidad de abastecer la demanda energética y en el corto y mediano plazo con la implementación de las tecnologías eficientes que permitan aumentar la oferta de energía de las centrales termoeléctricas del SEIN.

El ingreso al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional de las centrales con recursos energéticos renovables a desplazado en la cobertura de la máxima demanda a las centrales termoeléctricas con turbinas a gas que operan según el ciclo Joule Brayton simple abierto que consumen gas natural, compitiendo con las centrales termoeléctricas de ciclo simple por la generación de energía, lo cual obliga a las centrales de generación mejorar o aplicar tecnologías que le permitan superar este impase en la participación dentro del mercado de generación de energía del Perú.

La producción de energía eléctrica para el Perú en el año 2,020 fue de 49,186 GWh, siendo la participación en la generación de energía para la Empresa Enel Piura de 624.61 GWh, lo que representa el 1.27 % del total producido en el Perú.

Dentro de la Empresa Enel Piura la Central Termoeléctrica TG5 ha adaptado su cámara de combustión con combustores mixtos que tienen la capacidad tecnológica de poder utilizar gas natural o petróleo BD5 como combustible. Pero aun así la generación de energía para esta unidad de generación fue de 63.87 GWh para el año 2,020 lo que represento una participación en la producción de energía eléctrica de 0.13 %. Lo cual económicamente no le representa ingresos que se proyectan para una central termoeléctrica, al margen de las inversiones realizadas para poder consumir gas natural y de esta manera tener una mayor capacidad de generación e incrementar su porcentaje de participación.

Dentro de su operación, genero 62.27 GWh con gas natural y 1.61 GWh con petróleo BD5 durante el año 2,020. La baja participación actual en la generación de energía durante el despacho económico es debido a que su costo variable total es del orden de 37 U\$/MWh consumiendo gas natural alcanzando un rendimiento de planta de 37 %, si se tiene en cuenta que su potencia efectiva es de 127 MW, operando a plena carga, tan solo opero 503 horas/año, con lo cual tiene un factor de uso de 5.74 %.

Este ritmo de operación no le permitirá a corto plazo recuperar las inversiones realizadas y también incrementar el número de horas de operación, debido a que el costo de la generación de energía eléctrica en el SEIN se ha mantenido con valores

entre 33 a 35 US/MWh, valor inferior al costo variable de la central termoeléctrica TG5. Se indica que la operación de la central termoeléctrica TG5 se debió básicamente a inestabilidad en la red de transmisión, con lo cual tuvieron que ingresar a operación centrales termoeléctricas con costos variables totales superiores al valor promedio del costo de generación de la energía en el SEIN.

Teniendo en cuenta lo enunciado se enuncia el problema:

¿Cuáles de los indicadores de generación se optimizan mediante la conversión a ciclo combinado de la central térmica de Talara TG5?

1.2 ANTECEDENTES:

Se tienen los siguientes estudios que sirven como antecedente al presente informe de tesis:

Atalaya (2,014) en su tesis Ciclo combinado 3x1 de la central térmica Chilca 1 y su efecto en la potencia efectiva y rendimiento de las configuraciones operativas – Lima. para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao, en Perú, concluye lo siguiente: La mayor eficiencia no se da en la configuración de ciclo combinado completo 3x1 (57.36 %), sino a la configuración operativa de ciclo combinado parcial 1x1 (TG1 + TV) el cual es de 58.54%. Con la aplicación de la metodología descrita se logra ahorrar alrededor de 3.2 millones de m³ de gas natural y 58 horas de operación correspondientes a los costos de ensayo para las nueve configuraciones operativas determinadas.

Bada y Domínguez. (2,011) en su tesis Conversión de la central Térmica de Malacas de gas natural, de ciclo simple abierto de 100 MW a ciclo combinado de 300MW para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa del Perú, concluyen lo siguiente: Los indicadores a tener en cuenta para una evaluación técnica-económica de la propuesta son: rendimiento térmico, ingresos por venta de energía y potencia, reducción de gases de efecto invernadero con respecto a una central que opera a Ciclo abierto simple utilizando gas natural, del mismo modo se tiene una rentabilidad económica mayor. Se realizó el balance de energía para la central de ciclo combinado, los cuales se ilustran en un diagrama Sankey, en la cual se visualiza los flujos de entrada y salida de energía. Dentro de los resultados obtenidos se presenta un

incremento de la eficiencia térmica desde 30.09 % en funcionamiento como ciclo abierto simple, hasta 52.11% en funcionamiento como ciclo combinado. El costo variable total, disminuye desde 29.66 US\$/MWh, a 19.05 US\$/MWh. En la evaluación económica se obtuvo una relación beneficio/ la tasa interna de retorno (TIR) y un pay back de 5 años para el retorno de la inversión de la central.

Chávez y Portal. (2,011) en su tesis conversión de ciclo simple a ciclo combinado para aumentar la potencia instalada de la central térmica de Aguaytía, manteniendo el consumo de gas natural , para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa del Perú, concluyen en lo siguiente : Se demuestra la factibilidad técnica-económica para la configuración de los componentes en la conversión de la central térmica de Aguaytía desde ciclo simple a ciclo combinado, con lo cual aumenta la potencia efectiva en 100 MW sin modificar el consumo de combustible, se hizo uso de instrumentos de recolección de información, tal como registro de operación de equipos y fichas técnicas. Se realizaron los cálculos que permitieron encontrar los parámetros que permiten la conversión de la central termoeléctrica. Durante el procesamiento de datos se realizó mediante el Software Microsoft Excel Versión 2007. La Conversión de la Central Térmica de Aguaytía a central de ciclo Combinado, trae como resultado la configuración 2x2x1, con 2 Turbinas de Gas x 2 GVRC x 1 Turbina de Vapor. Se efectuó un balance de energía en el recuperador de calor obteniéndose como resultado un flujo de 95.22 kg/seg. Se concluye que el rendimiento de Planta, se incrementa desde 33,78% a 52,9%. Se determinó el costo variable total en modo de Ciclo Combinado en 15.28 US\$/MW. Y del mismo modo el tiempo de retorno de la inversión es 3 años.

Flores y Pérez. (2,018) en su tesis titulada Influencia de la conversión a ciclo combinado en la potencia efectiva de la central termoeléctrica de reserva fría de Ilo - Moquegua para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa del Perú, concluyen lo siguiente : Se realizó el diseño de los componentes y equipos de la central de ciclo combinado con una configuración del tipo 3x3x1, con generación trial de vapor, siendo los parámetros de generación de vapor los siguientes: 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 del vapor en la ultima

etapa de la turbina de vapor es de 0.06 Bar, con el cual se consigue un máximo aprovechamiento de los gases de la combustión salientes de las turbinas de gas. Se determinó los indicadores de la Central de Ciclo combinado, los cuales presentan un rendimiento de planta del orden de 53.66 % incrementándose la potencia efectiva a 709.18, con el cual la potencia efectiva se incrementa en 45%, superando el valor de planteado que fue de 40 % en la hipótesis. Del mismo modo el Heat Rate de la Central de Ciclo Combinado varía desde 12.92 MMBTU/MWh, a 8.915 MMBTU/MWh incrementando en 31 %, así como el Costo variable total varía desde 189.87 U\$/MWh con petróleo diésel hasta un valor de 27.9 U\$/MWh, mejorando este indicador en 6.8 veces, la cual le da un mejor rankin en el orden de despacho del SEIN.

Santamaria (2,016) en su tesis Propuesta de un sistema de ciclo combinado para mejorar eficiencia energética en central térmica de Paita para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista de la Universidad Cesar Vallejo en Perú concluye lo siguiente: Con el diseño de la central ciclo combinado se mejorara la eficiencia energética de la central térmica del 33% e instalando un ciclo combinado mejorara su eficiencia térmica a 56% más y con una producción de energía de 30 MW a un promedio de 47 MW. Se recuperará los gases calientes que se pierden al medio ambiente y evitara la contaminación del medio ambiente, lo cual resulta uno de los principales aportes de la reconversión de una central térmica de ciclo simple a ciclo combinado.

Tena (2,019) en su tesis titulada 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, para optar el Título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao , Perú , concluye lo siguiente: Se realizo una evaluación energética en los equipos y máquinas seleccionadas para la optimización de la unidad de generación, con lo cual se consiguió que la central de ciclo combinado en estudio incrementa su rendimiento en 55 %, mientras que las Centrales Termoeléctricas Convencionales tienen un valor medio de 40%., además esta tecnología de generación se ajusta a los proyectos relacionados al mecanismo para el desarrollo limpio contribuyendo con la reducción de emisiones alrededor de 52000 tCO₂ al año.

1.3 JUSTIFICACIÓN

El presente trabajo su justificación es la siguiente:

Permite evaluar el impacto de convertir la Central Termoeléctrica de Talara TG5 con una eficiencia actual de 35% a Ciclo Combinado en el aumento de la potencia efectiva, esto se consigue implementando una caldera de recuperación de calor (HRSG) que permite aprovechar las altas temperaturas de los gases de combustión salientes de las turbinas de gas y lograr incrementar la eficiencia de la central hasta un valor cercano a 54%.

Implementar nuevas tecnologías para mejorar la eficiencia térmica y reducir los costos de operación de las centrales de generación eléctrica se presenta esta análisis como una metodología de cálculo termodinámico y económico que permitirá mediante la conversión de tecnologías consideradas convencionales a nuevas tecnologías energéticas, lograr operar a alta eficiencia, bajos costos de operación y menos emisiones de gases de efecto invernadero al medio ambiente y determinar qué proyectos son viables, utilizando nuevas tecnologías.

Por lo tanto, el objetivo de este informe de tesis es presentar la evaluación energética para la conversión de la Central Termoeléctrica TG5 de Talara a gas natural, de ciclo simple abierto a ciclo combinado, a partir de una metodología de cálculo que conlleva a un análisis termodinámico para optimizar los indicadores de generación.

1.4 HIPÓTESIS

Los indicadores de generación, rendimiento específico y costo variable de combustible se optimizan hasta en 10% mediante la conversión a ciclo combinado de la central térmica de talara TG5.

1.5 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL

Determinar los indicadores óptimos de generación mediante la conversión a ciclo combinado de la Central Térmica de Talara TG5.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Determinar los indicadores de generación de la central termoeléctrica de Talara mediante ciclo simple con gas natural y petróleo BD5.
- Diseñar conceptualmente el sistema de recuperación de calor de la central de ciclo combinado 1x1x1 según las condiciones de operación de la central Térmica de Talara TG5.
- Determinar las características del ciclo inferior del ciclo combinado para la Central Térmica de Talara TG5.
- Estimar el incremento de los indicadores de generación mediante la conversión a ciclo combinado de la Central Térmica de Talara TG5.

CAPITULO II
MARCO TEORICO

2.1 TECNOLOGIA DE CICLO COMBINADO.

a. Definición.

Se define al ciclo combinado como el conjunto de dos ciclos termodinámicos, el primero operando a alta temperatura y otro con valores de temperatura menores. El flujo de calor remanente de la generación de energía en el ciclo superior es aprovechado para generar vapor sobrecalentado dentro una caldera de recuperación para generar vapor sobrecalentado, el cual permite la generación de potencia efectiva en el ciclo inferior. (Atalaya,2014)

Una planta de ciclo combinado es una instalación conformada por dos ciclos de potencia que operan a diferentes temperaturas. El flujo de calor residual del proceso de generación de potencia efectiva del ciclo termodinámico de alta temperatura se aprovecha dentro de una caldera recuperadora de calor o heat recuperator steam generator. El ciclo termodinámico superior se refiere al Ciclo Joule Brayton Simple abierto, mientras que el segundo se refiere al ciclo Rankine con sobrecalentamiento. El acoplamiento del ciclo con turbina de gas con un ciclo con turbina de vapor permite alcanzar altos rendimientos de generación eléctrica. Entre ambos ciclos se combinan con un generador de vapor recuperador de calor GVRC o HRSG, alcanzando eficiencias globales de hasta 57 % (Flores y Pérez, 2018)

Las centrales termoeléctricas convencionales desechan los gases residuales expandidos en la turbina a gas al medio ambiente, estando estos a elevadas temperaturas, valores superiores a 400 °C. La concepción de un ciclo combinado es precisamente emplear la temperatura disponible de los gases, para lo cual se instala un recuperador de calor adaptado conocido como generador de vapor recuperador de calor, capaz de calentar agua y producir vapor sobrecalentado hasta un valor máximo de temperatura de 560 °C debido a la capacidad de resistencia metalúrgica de los alabes de las primeras etapas de la turbina a vapor. De esta manera se produce energía eléctrica por medio de la turbina a gas y una cantidad extra por medio de la turbina a vapor, estando cada turbina acoplada solidariamente a un alternador trifásico de alto rendimiento. (Cárdenas, 2,014)

b. Importancia.

Flexibilidad. Las centrales termoeléctricas de ciclo combinado se adaptan con facilidad a la demanda de electricidad o a la variabilidad de esta. Una planta de ciclo combinado opera hasta un 100% con un requerimiento de demanda y, puede disminuir su operación a cargas parciales hasta un valor del 45%. Esto permite que la infraestructura produzca la energía eléctrica necesaria, evitando desvíos de generación en el mercado de corto plazo o excedentes de producción en el sistema interconectado nacional.

Esta flexibilidad es de vital importancia en el escenario de la generación de energía eléctrica a partir de fuentes renovables como la eólica y solar, en las cuales su generación es intermitente, por ello, una central de ciclo combinado es ideal como unidad de respaldo. Opera a baja capacidad cuando las condiciones atmosféricas son adecuadas o bien a su máxima capacidad cuando las condiciones climáticas se asemejan a las condiciones ISO. Así, se garantiza la continuidad en el suministro de energía en los lugares en donde la producción está sustentada mayormente con recursos energéticos renovables. (Iberdrola,2020)

Eficiencia. Sin duda este tipo de tecnología permite incrementar la capacidad de generación a un menor costo y, por tanto, aumentar la energía disponible. El rendimiento en las centrales de ciclo combinado aun no comerciales es superior al 60% frente a una central convencional (38 %). Esto significa que con un menor consumo de energía primaria (gas natural) se logra una mayor producción de energía eléctrica. Ello, como es lógico, supone ventajas tanto ambientales como económicas que beneficia a los entornos en donde estas plantas se instalan y, con mejores precios, también a los consumidores finales. (Iberdrola,2020)

Emite bajas emisiones de gases altamente nocivos para el ambiente y el ser humano, por ejemplo, el dióxido de carbono (CO₂), óxido de nitrógeno (NO_x) y dióxido de azufre (SO₂), debido a que el gas natural es un combustible más limpio comparado al carbón, biodiésel y demás derivados del petróleo, e incluso que el bagazo, usados también en la generación de electricidad en el Perú. El beneficio obtenido no es menor, ya que, en comparación con una planta convencional a base de combustibles fósiles, las de ciclo combinado no emiten gases tales como SO₂, tan solo 80% de las de NO_x y 50% de CO₂. (Ferreya, Campos, Moya y Cabral, 2015)

Menos consumo de agua. Una central termoeléctrica ciclo combinado requiere agua solo para el proceso de condensación del vapor húmedo, estas utilizan un tercio del agua requerida por una central térmica convencional. Las plantas de ciclo combinado ubicadas en la localidad Chilca, Perú ninguna dispone de aguas de la red pública, para la producción de energía se suministran de aguas de pozo, tratadas o desalinizan el agua de mar, tal como lo realiza la Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado de Fénix Power. Esto obliga al empleo de aerocondensadores para el proceso de condensación del vapor húmedo. (Choque, 2018))

Instalación y operación. Las centrales de ciclo combinado presentan una menor infraestructura civil comparada a las centrales convencionales, son del tipo modular y de estructura ligera. Pueden instalarse en 36 meses aproximadamente y en lugares cercanos al punto de suministro, con lo cual se reducen los costos de la red de transmisión evitándose las pérdidas por efecto joule en la red y se evita el impacto visual. Adicionalmente, permite potenciar los sistemas de cogeneración, instalando centrales termoeléctricas de ciclo combinado en zonas aledañas a las industrias, las que pueden aprovechar los excedentes de electricidad y de la propia energía que se utiliza para generarla. (Iberdrola,2020)

c. Configuración.

La configuración más simple de ciclo combinado es aquella que solo tiene un solo nivel de presión, su configuración es simple, comparada al resto de configuraciones. Está formada por una turbina de gas, una caldera de recuperación de calor y una turbina de vapor. El funcionamiento del ciclo combinado se inicia en el ciclo con turbina a gas, admitiéndose el aire, en el cual se utiliza un compresor para alimentar con aire comprimido a la cámara de combustión, en la cual se realiza la combustión con un elevado exceso de aire. Los productos de la combustión expandidos en la turbina de gas, en la que se genera energía mecánica, la cual una parte permite accionar al compresor axial y, la otra parte acciona al alternador. Luego los gases de la combustión se derivan hacia una caldera de recuperadora de calor. En ella se genera el vapor sobrecalentado para el accionamiento de la turbina de vapor. (Revista Energética, 2,014)

Existen una cantidad de posibles configuraciones en los ciclos combinados, por lo que es muy difícil caracterizarlos todos con un solo esquema. El circuito básico para el ciclo combinado cuenta con una turbina a gas como ciclo superior, una caldera de recuperación de calor como enlace, y de una central termoeléctrica con turbina de vapor con sobre calentamiento como ciclo inferior. El ciclo de vapor tradicionalmente tiene variantes tal como la regeneración y recalentamiento, pero en el ciclo combinado se emplea un sobrecalentamiento modificado y simple. Se presenta el esquema del ciclo combinado. (Calle,2013)

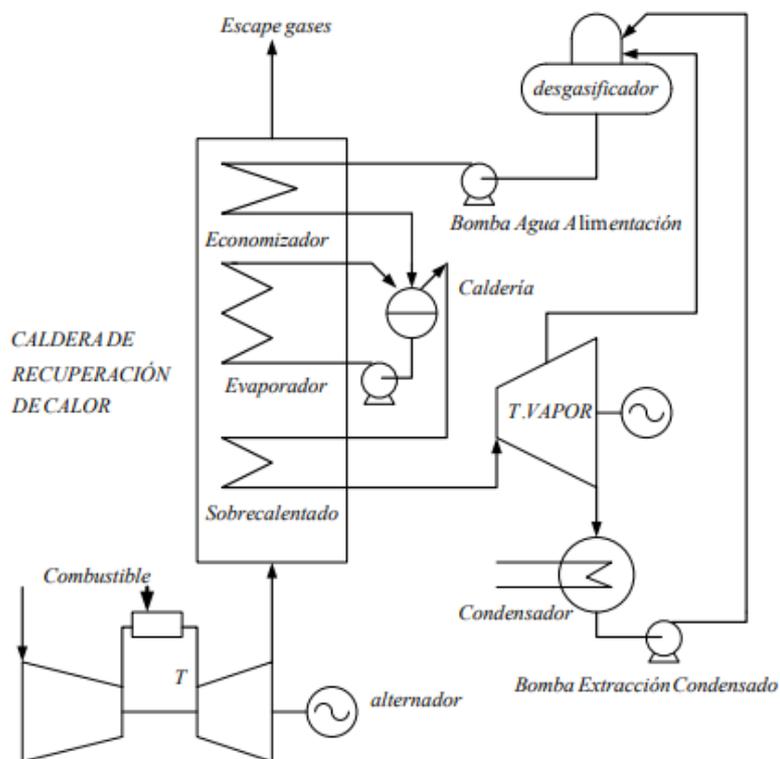


Figura 01 Esquema básico de una central de ciclo combinado

Fuente: Haywood. (2002)

Como se puede observar, el ciclo combinado con turbinas de gas y turbinas de vapor está compuesta por tres áreas definidas:

Central termoeléctricas con turbina a gas operando con el ciclo joule Brayton simple abierto. (Ciclo superior)

Generador de vapor recuperador de calor.

Central termoeléctricas con turbina a vapor operando con el ciclo Rankine con sobrecalentamiento (Ciclo inferior)

Al compresor del ciclo superior ingresa aire y posteriormente reacciona en la cámara de combustión con un combustible (el cual para generación eléctrica resulta técnicamente económico el empleo del gas natural). El aire es comprimido en el compresor, mezclado y quemado adecuadamente con el combustible en la cámara de combustión con un exceso de aire entre 250 a 400 % de exceso de aire. Los gases calientes de la combustión se expanden dentro de una turbina a gas axial, hasta una presión ligeramente superior a la presión atmosférica. En la expansión se produce la potencia suficiente para accionar al compresor y al alternador que pueden ir acoplados al mismo eje de la turbina. De este modo se tiene un primer ciclo de producción de energía eléctrica. (Chávez y Portal, 2011)

Los gases de la combustión procedentes de la turbina a gas mantienen un potencial de calor sensible en función a su temperatura, los cuales se derivan hacia el generador de vapor recuperador de calor en donde se enfrían a su paso a través de los distintos elementos de que conforman el generador de vapor recuperador de calor (economizador, evaporador, y sobrecalentado) cediendo su calor sensible al agua, produciéndose vapor sobrecalentado a diversas condiciones. El vapor sobrecalentado generado se envía a la turbina de vapor del ciclo inferior cuyo objetivo es accionar la turbina a vapor, acoplada a un alternador y genera la energía eléctrica. (Chávez y Portal, 2011)

Según la figura 01 el suministro de combustible se realiza en la cámara de combustión del ciclo superior, el cual en función a su poder calorífico generara un flujo de calor entrante, generándose en cada ciclo (inferior y superior) una potencia efectiva en bornes del generador con el cual tendremos la ecuación para el ciclo combinado:

$$\eta_{CC} = \frac{P_{CI} + P_{CS}}{\dot{Q}_{CS}} * 100\% \dots \dots (1)$$

Donde:

η_{CC} = Eficiencia del ciclo combinado.

\dot{Q}_{CS} = Flujo de energía suministrado por el combustible a la cámara de combustión del ciclo superior.

P_{CS} = Potencia efectiva generado en el ciclo superior.

P_{CI} = Potencia efectiva generado en el ciclo inferior.

d. Centrales de ciclo combinado en el Perú.

Se presenta el inventario de centrales termoeléctricas de ciclo combinado instaladas en el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

Tabla 01 Inventario de Centrales de Ciclo Combinado del Perú

| N° | Nombre | Propietario | Potencia Efectiva (MW) | Año de ingreso al SEIN | Arreglo |
|----|---------------|-------------------|------------------------|------------------------|---------|
| 1 | Kallpa | Kallpa generación | 863 | 2015 | 3*3*1 |
| 2 | Chilca | Engie | 815 | 2012 | 3*3*2 |
| 3 | Fénix Power | Fénix Power Perú | 570 | 2016 | 2*2*1 |
| 4 | Ventanilla | Enel | 438 | 2006 | 2*2*1 |
| 5 | Santo Domingo | Termochilca | 300 | 2018 | 2*2*1 |

Fuente: COES (2021)

2.1.2 CICLO SUPERIOR.

a. Ciclo Joule Brayton Simple Abierto.

El Ciclo Joule Brayton Simple Abierto es un Ciclo de potencia que consta de una etapa de compresión de aire irreversible, una etapa de combustión isobárico y una expansión adiabática de un fluido termodinámico compresible formado por gases de la combustión. Es el ciclo termodinámico de mayor aplicación, al ser la base del motor de turbina de gas, por lo que el producto del ciclo de potencia genera desde trabajo mecánico que se emplee para la producción de energía eléctrica en un generador o para la generación de potencia mecánica en la propulsión naval en fragatas y destructores, en propulsión aérea en turborreactores y para el accionamiento de máquinas como bombas y compresores en el sector industrial de petróleo y gas. (Godos, 2011)

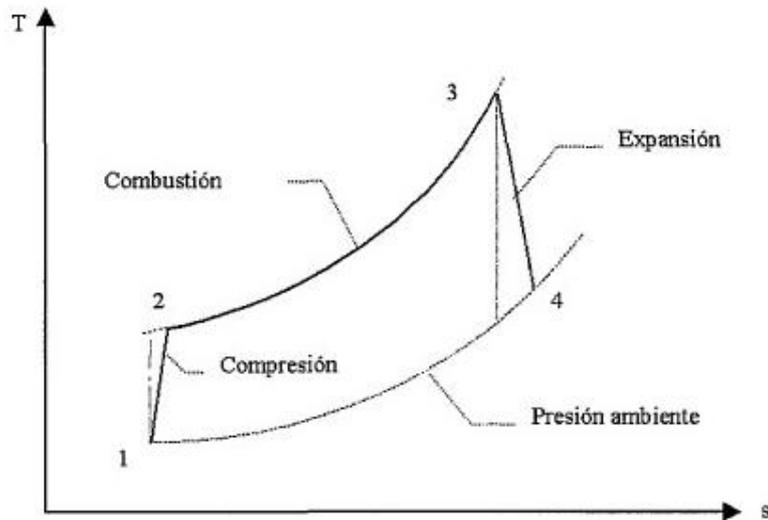


Figura 02 Diagrama T vs S para el ciclo Joule Brayton simple abierto
Fuente: Godos. (2011)

El aire a condiciones atmosféricas ingresa al compresor axial en el cual se regula el flujo de aire mediante los álabes guías que se encuentran localizados antes de la primera etapa del compresor. Este aire es comprimido y descargado en la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible para después quemar dicha mezcla. Los gases calientes resultantes alcanzan una temperatura y presión lo que impulsa a la turbina a gas haciéndola girar conforme éstos se expanden. La potencia mecánica es transmitida a un alternador el cual genera energía eléctrica. Los gases calientes de la combustión (con un alto contenido de calor sensible) son derivados hacia el recuperador de calor HRSG o GVRC para su aprovechamiento en la producción de vapor sobrecalentado y completar el ciclo termodinámico de potencia. (Calle,2013)

En el arranque de la turbina a gas se necesita emplear un motor de arranque que le proporcione el torque requerido e iniciar la compresión de aire. Al alcanzar los 900 rpm, se genera la ignición e inicio de la reacción. Cuando la turbina a gas alcanza la velocidad de 2300 rpm el motor de arranque se pone fuera queda fuera de servicio desacoplándose al accionamiento de la turbina de gas a cargo únicamente del control de velocidad mediante el proceso de regulación con el variador de velocidad. Una vez alcanzado los

3600 rpm (velocidad de sincronismo) se apertura el interruptor principal, realizando la transición desde el control de velocidad al control de potencia eléctrica. Al activarse este último dispositivo, la señal de control es producida a partir de la diferencia entre la referencia, en este caso la potencia eléctrica generada y el valor medido de la misma. En estos lazos de control se requieren de un controlador proporcional integral, para obtener la señal de control que permitirá la regulación de la apertura de la válvula de ingreso de combustible. (Calle,2013)

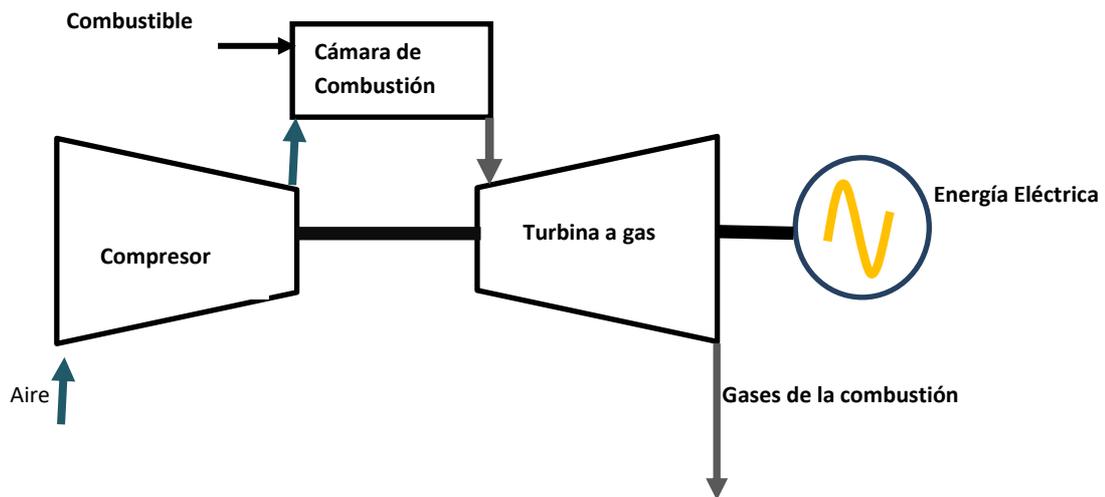


Figura 03 Esquema de equipos del ciclo joule Brayton simple abierto

Fuente: Godos. (2011)

b. Compresor.

El compresor axial es una turbomáquina térmica que consiste en un rotor de forma cilíndrica que gira dentro de una carcasa o estator. El fluido de trabajo (aire) circula por el espacio anular entre el rotor y el estator, pasando por hileras de álabes fijos y móviles. El aire previamente filtrado y deshumedecido en un compresor axial, en el cual el aire fluye en la dirección del eje del compresor el cual esta acoplado a través de un disco y una serie de álabes fijos o álabes del estator acoplados a la carcasa del compresor y son concéntricos al eje de rotación. Cada conjunto de álabes móviles y álabes fijos forman una etapa del compresor. (Kovats.2010)

El aire es tomado por el conjunto de álabes móviles e impulsado hacia atrás en sentido

axial y entregado al conjunto de álabes fijos con una mayor velocidad. Los álabes fijos o álabes del estator actúan a manera de difusor en cada una de las etapas, transformando la energía cinética del aire en energía potencial en forma de presión y a su vez, generan en el flujo el ángulo de ataque necesario para entrar en los álabes móviles de las siguientes etapas. Cada etapa de un compresor axial produce un incremento de la presión del aire, en una relación de 1.1 a 1.4. En algunas máquinas para lograr un mayor incremento de presión en un compresor axial se consigue instalando varias etapas, presentándose una reducción en la sección transversal a medida que el aire es comprimido. (Kovats.2010)

La relación de compresión que se obtiene en una sola etapa del compresor axial es relativamente baja; en los primeros diseños era del orden de 1.2, por lo que se necesitaba un elevado número de etapas para alcanzar relaciones altas de compresión. Los compresores modernos alcanzan relaciones de compresión por etapa más altas, del orden de 1.4 a 1.6, incluso haciendo uso de los fenómenos de flujo supersónico y aprovechando las ondas de choque para comprimir el fluido. La relación de presión total para compresores utilizados para generación eléctrica está en el rango de 8 a 15, mientras que valores superiores a este se utilizan en la propulsión aérea. (Godos,2011)

La relación de compresión se evalúa según la ecuación, según figura 03:

$$\text{Relacion de presiones : } r_p = \frac{P_2}{P_1} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

P_2 = Presión del aire a la salida del compresor.

P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor.

Para caracterizar el valor de la temperatura ideal (T_2) y real a la salida del compresor se tiene las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (3)$$

$$T_{2R} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_c} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

η_c = Es la eficiencia del compresor, teniéndose compresores de última tecnología eficiencias de 90 %.

c. Cámara de combustión.

Las cámaras de combustión en las turbinas a gas son equipos térmicos aislados donde se genera la combustión del aire comprimido proveniente del compresor. El aire ingresa con presión elevada y se mezcla con un combustible gaseoso en forma continua. Las cámaras de combustión están diseñadas para una máxima caída de presión de 20 kPa, se genera una combustión estable, logrando un flujo de gases de la combustión con temperatura homogénea a la salida y bajos niveles de contaminantes. (Flores y Pérez, 2018)

La relación total aire/combustible de una cámara de Combustión esta en el rango de 250:1 y 400:1. El combustible (en este caso gas natural) combustiona eficazmente a una relación aire/combustible de 15,5 por lo que el combustible debe quemarse con solo parte del aire que entra en la cámara, en la zona de combustión primaria. Esto se logra a través de un tubo de llama que tiene presenta varios dispositivos para medir la distribución del flujo de aire a lo largo de la cámara. Posteriormente entre el 18-20 % de la masa de flujo de aire ingresa en la sección de entrada de la cámara de combustión. Corriente abajo están dispuestos un conjunto de pequeños álabes fijos que generan torbellinos al ser impactados y una campana perforada que actúa de estabilizador o deflector, a través de la cual el aire pasa dentro de la zona de combustión primaria. El aire en estado caótico induce un flujo hacia el centro del tubo de llama y promueve la recirculación deseada. El aire restante que no entra por la boca de entrada de la cámara fluye dentro del espacio anular entre el tubo de llama y el cárter de refrigeración, incrementando el flujo de gases de la combustión. (Godos,2011)

La temperatura de los gases de la combustión liberada en la zona de combustión es aproximadamente de 1.100 a 1200 grados centígrados, la cual es demasiado caliente para entrar en los álabes guías de entrada en turbina. El aire que no se usa para la combustión, que supone aproximadamente del 60 al 75 por ciento del flujo total de aire, se introduce progresivamente dentro del tubo de llama. Aproximadamente la mitad de este aire se usa para bajar la temperatura del gas antes de que entre en la turbina, y la otra mitad se usa

para refrigerar las paredes del tubo de llama. La combustión debería estar completa antes de que el aire de dilución entre en el tubo de llama, de lo contrario el aire que llega enfriará la llama resultando en una combustión incompleta. (Godos,2011)

Su operatividad se evalúa según la siguiente ecuación a temperaturas absolutas:

$$\theta = \frac{T_3}{T_1} \dots \dots (5)$$

Donde:

θ = El límite metalúrgico compara la relación de temperaturas entre la salida de la cámara de combustión y la temperatura de ingreso del aire al compresor, con valores reales de operación de 4 a 5.2 para turbinas de gas con alabes refrigerados.

Las Cámaras de combustión: HASTELLOY X (base Ni, Cr. 22% Mo 9% Fe 18.5%) Las cámaras de combustión modernas son construidas con combustores para bajas emisiones de óxidos de nitrógeno al agregarse agua caliente presurizada o vapor saturado a baja presión en el proceso de la combustión.

d. Turbina a gas.

Las turbinas son turbomáquinas térmicas que generan un torque de arranque y una potencia efectiva en el eje como resultado de la variación de la cantidad de movimiento del fluido que fluye a través de ellas. Todas sus etapas son de reacción, y deberán generar la suficiente energía para accionar al compresor y al alternador. Generalmente su número de etapas varía entre 4 a 6 y todas son de reacción, cada una de ellas integrada por una corona de alabes con un diseño aerodinámico, los cuales le permiten accionar al rotor. Además, cuenta con un conjunto de alabes fijos sujetos a la carcasa, cuya misión es redireccionar los gases de la combustión a la salida de la cámara de combustión. Están construidas de aleaciones especiales para soportar corrosión, torsión e impacto a altas temperaturas, del mismo modos recubiertas por material cerámico y en su estructura interna contiene poros o canales para su refrigeración interna. (Crispín y Haro, 2015)

Para caracterizar el valor de la temperatura ideal (T_4) y real a la salida de la turbina a gas se tiene las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T_3}{T_4} = (r_e)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \dots \dots \dots (6)$$

$$T_{4R} = T_3 - ((T_3 - T_4) * \eta_{TG}) \dots \dots \dots (7)$$

e. Indicadores de generación.

Los indicadores de generación, son las expresiones y valores usados para monitorear, controlar y/o supervisar cambios en el rendimiento de la energía, y reducir pérdidas energéticas en cualquier proceso productivo lo que permite, a cualquier organización a través de gestión, establecer planes estratégicos para alcanzar metas a corto, mediano y largo plazo, así como obtener y mantener altos niveles de eficiencia energética pueden expresarse como una simple medida, un cociente o un modelo más complejo. (Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias, 2017)

Los indicadores de desempeño energético de generación deben contar con las siguientes características:

Estar basado en información confiable.

Ser transparente y verificable.

Estar basado en información específica con relación al proceso/sistema y el tiempo.

Poder medir cambios en una condición o situación a través del tiempo.

Facilitar observar de cerca los resultados de iniciativas o acciones.

Ser instrumentos valiosos para determinar cómo se pueden alcanzar mejores resultados en proyectos de desarrollo. (Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias, 2017)

El desempeño energético es un elemento clave, integrado dentro de los conceptos introducidos en la norma ISO 50001, de manera de asegurar resultados eficaces y medibles a lo largo del tiempo, y se trata de un concepto que está relacionado con la eficiencia energética, el uso de la energía y el consumo de energía. Los indicadores de generación y las líneas de base energética (LBEn) son dos elementos interrelacionados que se abordan en esta norma para permitirle a las organizaciones demostrar la mejora del desempeño energético. (González, 2021)

Un indicador de desempeño se puede considerar desde una magnitud física representativa o la comparación entre dos unidades representativas (una de consumo con una de producción).

En función a la figura 2 y 3 se enuncian los indicadores de desempeño de generación para centrales termoeléctricas con turbinas a gas.

Potencia absorbida por el compresor de aire, el cual generalmente consume los 2/3 de la potencia desarrollada por la turbina a gas. (Haywood, 2002)

$$P_c = \dot{m}_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} * (T_{2R} - T_1) \dots \dots \dots (8)$$

Donde:

\dot{m}_{aire} = Flujo masico aire entrante en el compresor axial.

$C_{p_{\text{aire}}}$ = Calor especifico del aire a presión constante.

Potencia generada por la turbina a gas.

$$P_{TG} = \dot{m}_g * C_{p_g} * (T_3 - T_{4R}) \dots \dots \dots (9)$$

Donde:

\dot{m}_g = Flujo masico de los gases de la combustión entrantes a la turbina a gas.

C_{p_g} = Calor especifico de los gases de la combustión a presión constante.

Potencia neta del ciclo, evaluada entre la diferencia de la potencia generada por la turbina a gas y la potencia absorbida por el compresor, el cual en mejores condiciones de diseño es 1/3 de la potencia generada por la turbina a gas. (Haywood,2002)

$$P_N = P_{TG} - P_C \dots \dots \dots (10)$$

Potencia efectiva P_E de la central termoeléctrica con turbina a gas, la cual denominamos en el informe como Potencia efectiva del ciclo superior P_{CS} , se determina en función al rendimiento del generador eléctrico.

$$P_E = P_{ECS} = P_N * \eta_{ge} \dots \dots \dots (11)$$

Potencia térmica suministrada en la cámara de combustión: Es la potencia que desarrolla el combustible suministrado al reaccionar con el oxígeno del aire en los combustores de la cámara de combustión en función a su poder calorífico inferior P_{ci} .

$$P_{S\ CS} = \dot{m}_c * P_{ci} \dots \dots \dots (12)$$

Donde:

\dot{m}_c es el flujo másico de combustible, en este caso gas natural.

$P_{S\ CS}$ = Potencia térmica suministrada en el ciclo superior.

Para la determinación de la Eficiencia de Planta, se tiene en cuenta la potencia de la central termoeléctrica, para nuestro informe es la potencia efectiva del ciclo superior y la potencia térmica suministrada en la cámara de combustión.

$$\eta_{CS} = \frac{P_{E\ CS}}{P_{S\ CS}} * 100\% \dots \dots (13)$$

El Heat Rate o Tasa de Calor (H.R): Es el indicador de desempeño de mayor uso en centrales termoeléctricas, y compara el flujo de combustible con la potencia efectiva desarrollada por la central de energía. (Guevara, 2019))

$$H. R = \frac{m_c}{P_E} \left(\frac{MMBTU}{MWh} \right) \dots \dots (14)$$

Costo Variable combustible: Este Indicador de generación del tipo económico que permite cuantificar el consumo de combustible gastado para generar una unidad de energía, y se determina de la siguiente forma:

$$CVC = H. R * \text{Precio del combustible} \left(\frac{U\$}{MWh} \right) \dots \dots (15)$$

Costos Variables No Combustibles: Son los costos asociados a la operación que tienen las centrales Termoeléctricas sin tener en cuenta al combustible, y están referidos a los gastos de mantenimiento, administración, entre otros, según lo normado en el Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN,

Los costos Variables totales son iguales a la siguiente ecuación:

$$CVT = CVC + CVNC \dots \dots (16)$$

2.1.3 CICLO INFERIOR.

a. Ciclo Rankine.

Se define un ciclo combinado como el acoplamiento de dos ciclos termodinámicos, uno que opera a alta temperatura y otro con menores temperaturas de trabajo. El calor residual del proceso de generación de trabajo neto del ciclo de alta temperatura se aprovecha en su mayor parte en un intercambiador de calor para producir trabajo en un ciclo termodinámico de baja temperatura. (Atalaya,2014)

El ciclo Rankine es un ciclo de potencia que son la base del proceso termodinámico que se presenta en las centrales termoeléctricas a vapor. Utiliza como fluido de trabajo al agua tratada químicamente que alternativamente se evapora y condensa, aunque en algunos casos utiliza otro tipo de fluidos. Mediante la combustión de un combustible con el oxígeno del aire, el vapor sobrecalentado es producido en una caldera acuotubular a alta presión para luego ser llevado a una turbina axial donde se expande para generar trabajo mecánico en su eje (este eje, se encuentra unido a un alternador eléctrico). El vapor de baja presión que se extrae de la turbina se introduce en un condensador, equipo térmico donde el vapor húmedo saliente de la turbina de gas se condensa y cambia al estado líquido saturado (habitualmente el calor latente es evacuado mediante una corriente de refrigeración con agua a través de condensadores de vacío o con aire por medio de aerocondensadores. (Endara,2018)

Los procesos que tenemos son los siguientes para el ciclo son los siguientes:

Proceso 1-2: Expansión isoentrópica del vapor sobrecalentado en la turbina a vapor sobrecalentado desde la presión de la caldera hasta el estado de vapor húmedo a la presión del condensador (presión de vacío). Se genera potencia mecánica en el eje de la misma, con la cual se acciona un generador eléctrico.

Proceso 2-3: Transmisión de calor a presión constante desde el vapor húmedo hasta el estado de líquido saturado en aerocondensadores. Un aerocondensador es un intercambiador de calor aire y vapor, en el cual aire atmosférico hasta una temperatura de 30 °C se utiliza para el cambio de fase desde vapor húmedo a líquido saturado.

Proceso 3-4: Compresión isoentrópica del fluido de trabajo en fase líquida o estado de líquido saturado mediante una bomba de condensados, lo cual implica un consumo de

potencia. Se aumenta la presión del fluido de trabajo hasta el valor de presión del tanque desareador. (Chunga, Cam,2013)

Proceso 4-5: Mezcla del agua del circuito del ciclo termodinámico y el agua de reposición dentro del desareador. A Presión atmosférica y a temperatura cercana a los 100 °C.

Proceso 5-6: Compresión isentrópica del agua caliente mediante una bomba (2), lo cual implica un consumo de potencia. Se aumenta la presión del fluido de trabajo hasta el valor de presión de operación del vaporizador de vapor recuperador de calor.

Proceso 6-1: Transmisión de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante en el generador de vapor. En un primer tramo del proceso el fluido de trabajo se calienta hasta la temperatura de saturación, luego tiene lugar el cambio de fase líquido-vapor y finalmente se obtiene vapor sobrecalentado. Este vapor sobrecalentado de alta presión es el utilizado por la turbina para generar la potencia del ciclo (la potencia neta del ciclo se obtiene realmente descontando la potencia consumida por la bomba, pero ésta suele ser muy pequeña en comparación y suele despreciarse). (Chunga y Cam, 2013)

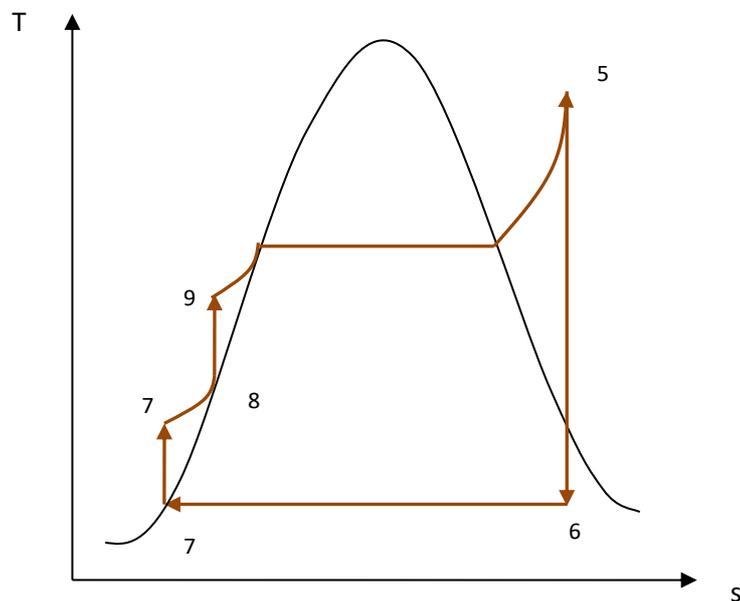


Figura 04 Esquema de equipos del ciclo Rankine con sobrecalentamiento

Fuente: Elaboración propia

b. Turbina de Vapor.

La turbina a vapor es una máquina de fluido en la que la energía de éste pasa al eje de la máquina saliendo el fluido de ésta con menor cantidad de energía. La energía mecánica

del eje procede en la parte de la energía cinética que tenía la corriente y por otra de la energía termodinámica disponible transformada en parte en mecánica por expansión. Esta expansión es posible por la variación del volumen específico del fluido que evoluciona en la máquina. (Calle,2013)

El trabajo mecánico generado en la turbina es igual a la variación de la entalpia del vapor de entrada a la turbina y el vapor húmedo de salida. El vapor es un fluido con un alto potencial energético y como fluido de trabajo se debe a la elevada energía disponible por unidad de masa del fluido de trabajo. Al fluir a través de las toberas de la turbina se reduce la presión del vapor (proceso de expansión) incrementando su velocidad. El vapor a alta velocidad es el que hace que los alabes móviles de la turbina giren alrededor de su eje al incidir sobre el mismo. Una turbina a vapor tiene más de un conjunto de tobera-alabe (o etapa), que incrementan la velocidad del vapor de manera gradual. Esto se realiza por lo general el vapor de alta presión y temperatura posee demasiada energía térmica y si esta se convierte en energía cinética en un número muy reducido de etapas, el material de fabricación de los alabes permiten soportar los esfuerzos térmicos y mecánicos a alta temperatura , así como la formación de burbujas de agua líquida en el vapor húmedo de escape. (Calle,2013)

c. Generador de vapor recuperador de calor.

Los generadores de vapor por recuperación de calor GVRC o HRSG son equipos térmicos utilizados para aprovechar el calor sensible de los gases de la combustión salientes de la turbina de gas para generar vapor de proceso a baja presión (en plantas de cogeneración) o vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura para uso en turbinas de vapor (en plantas de ciclo combinado). (Mendoza, 2002)

Los GVRC o HRSG tienen ciertas características técnicas que los diferencian de los calderos acuotubulares que emplean carbón o petróleo residual, las cuales se detallan:

- La masa de gases de escape que fluyen a través de un generador de vapor recuperador de calor es alto en comparación a los que fluyen en los calderos acuotubulares tradicionales.
- Los gases de la combustión del gas natural, nafta o petróleo destilado son usualmente quemados en las turbinas de gas.

- La temperatura de los gases de la combustión que ingresan al generador de vapor (400 a 600 °C) y que están asociados a las bajas diferencias logarítmicas media de temperatura (MLTD) en los componentes tales como el sobrecalentador, evaporador y economizador, se requieren áreas de superficie grandes, debido a ello se fabrican con superficies extendidas para incrementar el área de transferencia de calor.
- Los gases de la combustión son alrededor de 14 a 16% de volumen libre de oxígeno lo cual les permite ser quemados sin usar aire adicional. Esto mejora el grado de utilización del combustible y vapor adicional puede ser generado cercanamente al 100% de eficiencia.
- Permite la generación de vapor a presiones múltiple puede ser requerido para bajar más la temperatura de los gases de escape y recuperar más energía. (Mendoza, 2002)

Dentro de los componentes tenemos: del GVRC o HRSG tenemos los siguientes:

Economizador: Es un intercambiador de calor que aumenta la temperatura del agua de alimentación hasta la temperatura de saturación según la presión de operación del GVRC. Es el primer banco del circuito agua-vapor y el que opera a más baja temperatura. Es un proceso de cambio de calor sensible. El economizador siempre está ubicado al final del GVRC.

En el Evaporador: el líquido saturado ingresa al calderín o domo, en este último componente el líquido saturado se distribuye a través de un conjunto de tuberías a través de flujo natural (por diferencia de densidades) o flujo forzado (impulsada por una bomba para líquido comprimido a alta temperatura). El líquido va cambiando de fase progresivamente a medida que circula a través de las tuberías del evaporador. Al alcanzar el estado de vapor saturado se deriva hacia el sobrecalentador. (Haywood, 2002)

En el sobrecalentador en un proceso a presión constante el vapor saturado absorbe el calor sensible de mayor temperatura de los gases de la combustión, generándose vapor sobrecalentado a una temperatura máxima predeterminada por la temperatura de ingreso al GVRC de los gases de la combustión. Luego el vapor sobrecalentado se deriva hacia la turbina de vapor. (Haywood, 2002)

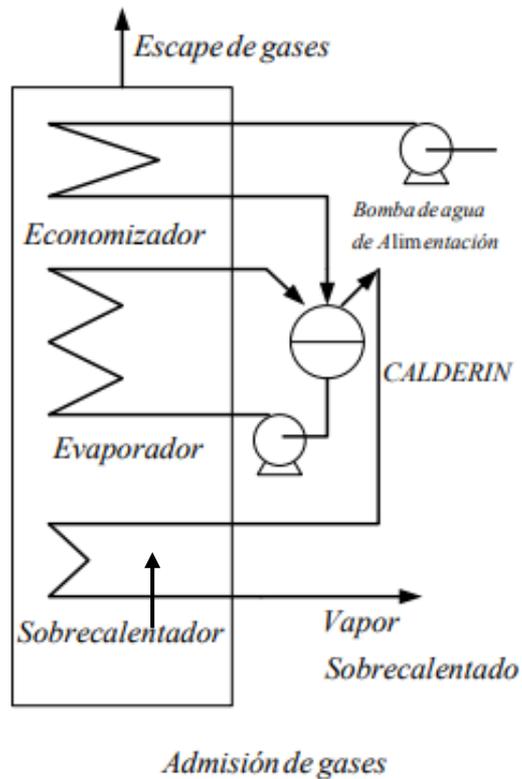


Figura 05 Distribución de equipos en un GVR horizontal

Fuente: Mendoza (2002)

En un diagrama temperatura vs calor útil para la figura 05 del GVR es el que se representan proceso de presión única. Cuanto mayor es la presión del fluido de trabajo entonces mayor será la temperatura de saturación y por lo tanto dicha zona se encontrará más arriba en el diagrama. Del mismo do al incrementar la presión máxima del ciclo entonces también disminuye el calor latente de evaporación por lo que la zona plana se estrecha llegando a ser nula en el caso de alcanzarse el valor de la presión crítica,

Approach Point: como ya se ha comentado es un margen de seguridad de diseño para evitar que en el economizador se produzca evaporación. Esta diferencia de temperatura no puede ser, sin embargo, muy elevada debido al gran choque térmico que recibiría el GVR. (Calle, 2013)

Pinch Point: definida como la diferencia de temperaturas permisible entre los gases de la combustión y el agua ingresante en el evaporador. Este parámetro es de vital importancia en el diseño de las superficies de transferencia de calor en los GVR, debido a que cuanto menor sea esta diferencia de temperatura más cercana es alcanzar el máximo rendimiento energético entre dos fluidos que intercambian calor latente o sensible. Este valor es función del coeficiente de

conductividad del material y los coeficientes convectivos parte interna del agua y del coeficiente convectivo parte externa de los gases de la combustión.

Diferencia terminal de temperatura: se define como la diferencia de temperaturas entre los gases de la combustión provenientes de la turbina a gas y la temperatura máxima alcanzada por el vapor sobrecalentado generado. Es también un parámetro de diseño la cual está limitada por el valor máximo de temperatura de la turbina de vapor por factores de los materiales de construcción. (Calle, 2013)

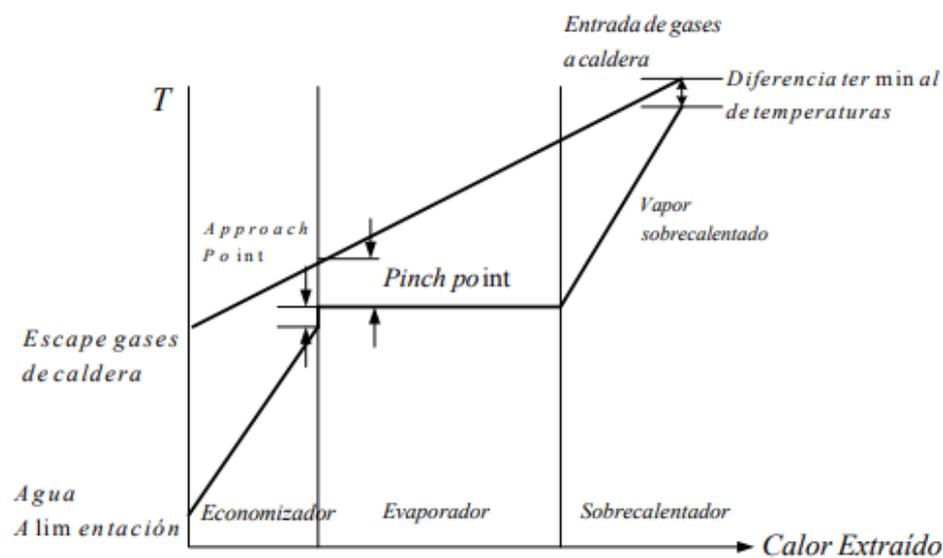


Figura 06 Diagrama de intercambio de energía en un GVRC con 1 solo nivel de presión

Fuente: Elaboración propia

Los GRVRC o HRSG se pueden clasificar en dos categorías:

Calderas sin combustión adicional, en las cuales el mecanismo de transferencia de calor es esencialmente convectivo. Esencialmente es equipo térmico horizontal en la cual el intercambio de calor es en contracorriente y se realiza por la transferencia de calor de los gases de la combustión provenientes de la turbina a gas al circuito agua-vapor, por convección natural.

Calderas con postcombustión, en las que se aprovecha el exceso de oxígeno disponible en los gases de escape de la turbina para utilizarlo en una segunda combustión y así aumentar la temperatura de los gases, sin sobrepasar las temperaturas admisibles de los materiales de la caldera recuperadora. Esto conlleva instalar un circuito de combustores en el GVRC, sus aplicaciones han disminuido en los últimos años debido a que el desarrollo tecnológico

de las turbinas de gas que alcanzan una temperatura de salida de los gases mayor, por lo que es innecesaria una combustión suplementaria. (Naranjo, 2016)

d. Aerocondensador.

Los aerocondensadores son intercambiadores de calor de convección forzada, flujo cruzado empleados en las centrales de generación para condensar el vapor húmedo proveniente de la descarga desde la turbina de baja presión. El vapor es conducido por medio de grandes tubos hasta los paneles de condensación dispuestos de forma horizontal. El medio condensante, es aire forzado a temperatura ambiental, que es forzado a través de ventiladores, el aire fluye a través de unos haces de tubos de aleaciones de acero y titanio de alta conductividad aleteados que componen los paneles. El aire absorbe el calor latente de la condensación de vapor y es calentado en el proceso. Por otro lado, el vapor condensado es recuperado en el propio aerocondensador e impulsado al tanque desareador. (Fernández, 2012)

Los cabezales de distribución de vapor se encuentran localizados en la parte superior de los paneles y su función es direccionar el vapor a cada uno de los módulos. Los paneles de condensado están compuestos por haces de tubos aleteados, estos tubos pueden estar dispuestos en varias filas y en configuración lineal o escalonada. Normalmente estos paneles están colocados formando un ángulo de 60° con la horizontal, de modo que la estructura tiene forma aproximada de triángulo equilátero. (Fernández, 2012)



Figura 07 Esquema de componentes de un aerocondensador

Fuente: Asencio. (2017)

e. Indicadores de desempeño de generación.

En función a la figura 4, 5 y 6 se enuncian los indicadores de generación para las centrales termoeléctricas con turbinas a vapor.

Según la figura 4, la Potencia generada por la turbina a vapor.

$$P_{TV} = \dot{m}_V * (h_5 - h_6) \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

\dot{m}_V = Flujo masico de vapor sobrecalentado.

h_5 = Entalpia específica del vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina de vapor

h_6 = Entalpia específica del vapor húmedo a la salida de la turbina de vapor

Potencia de la central termoeléctrica con turbina a vapor, la cual se determina en función al rendimiento del generador eléctrico.

$$P_{E\ CI} = P_{TV} * \eta_{ge} \dots \dots \dots (18)$$

Potencia térmica suministrada en el ciclo inferior, es aquella que desarrolla el combustible al reaccionar con el oxígeno del aire dentro del GVRC cuando existe fuego suplementario en función a su poder calorífico inferior P_{ci} . En los ciclos combinados no se considera el fuego adicional debido a que reduce el rendimiento de la planta.

$$P_{S\ CI} = \dot{m}_{c\ CI} * P_{ci} \dots \dots \dots (19)$$

Donde:

$\dot{m}_{c\ CI}$ es el flujo másico de combustible, en este caso gas natural entrante al GVRC del ciclo inferior.

Para determinar la Eficiencia de Planta, se tiene en cuenta la potencia de la central termoeléctrica, para nuestro informe es la potencia efectiva del ciclo inferior y la potencia térmica suministrada al GVRC.

$$\eta_{CS} = \frac{P_{E\ CI}}{P_{S\ CI}} * 100\% \dots \dots (20)$$

Del mismo para la determinación del Heat Rate, costo variable combustible, costo variable no combustible y el costo variable total, siguen el procedimiento similar detallado para el ciclo superior.

2.2 DESEMPEÑO DE LOS CICLOS COMBINADOS:

2.2.1 ARREGLOS:

El ciclo inferior de una central de ciclo combinado esta caracterizado por 1 hasta 3 fases de evaporación a diferentes presiones. Los arreglos permiten limitar la disipación del potencial termodinámico de los gases de la combustión ligados al intercambio térmico entre el gas y vapor; se requiere generar la finalidad vapor a alta presión (y por tanto a alta temperatura, con el fin de tener un alto valor de gradiente de entalpías durante la expansión) y bajar progresivamente el nivel de la producción térmica (generando vapor a presión más reducida) a medida que los gases de la combustión se van enfriando debido a que van cediendo su calor latente en las zonas en los cuales de intercambio de calor poseen temperaturas bajas. (Mendoza, 2002)

a. ARREGLO 1x1x1.

La disposición de equipos del arreglo 1x1x1, está referido a que la central de ciclo combinado está conformada por:

01 Central termoeléctrica con turbina a gas.

01 generador de vapor recuperador de calor.

01 Central termoeléctrica con turbina a vapor.

En el modo de operación, puede operar como ciclo combinado o como ciclo simple con turbina a gas, en el caso de estar en mantenimiento algún componente del ciclo inferior.

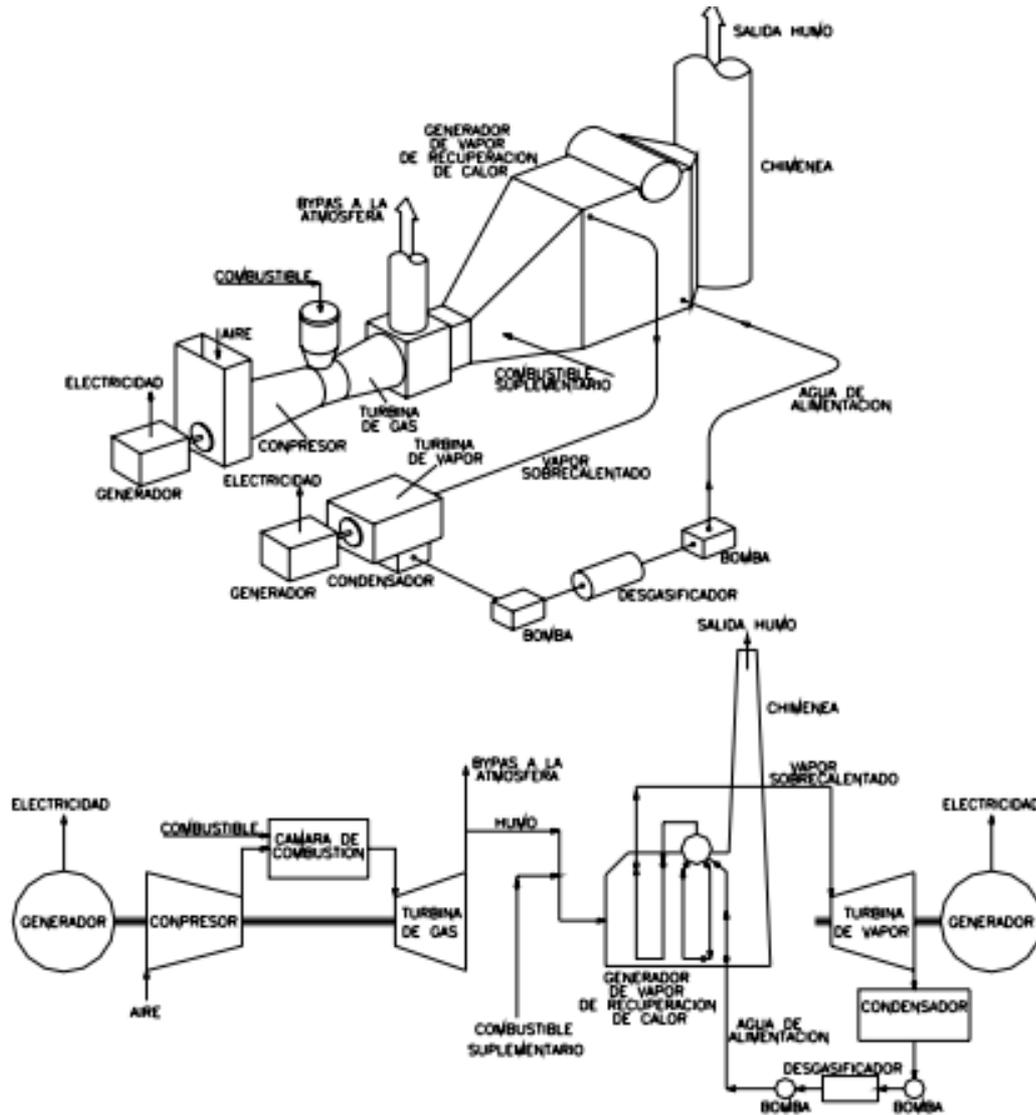


Figura 08 Esquema de equipos de un ciclo combinado 1x1x1

Fuente: Prieto. (2006)

b. ARREGLO 2x2x1.

La disposición de equipos del arreglo 2x2x1, está referido a que la central de ciclo combinado está conformada por:

- 02 Central termoeléctrica con turbina a gas.
- 02 generador de vapor recuperador de calor.
- 01 Central termoeléctrica con turbina a vapor.

En este caso cada turbina de gas esta acoplada a un generador de vapor recuperador de calor, en estos 02 últimos equipos el vapor sobrecalentado generado se unen e ingresan a la turbina de vapor del ciclo combinado.



Figura 09 Central de Ciclo combinado Fénix 2x2x1

Fuente: Empresa Fénix Power. (2021)

Las centrales de ciclo combinado con el arreglo 2x2x1 tienen la particularidad de operar a plena carga, cargas variables en función a la disponibilidad de los componentes del ciclo inferior, su versatilidad se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 02 Modos de operación de las centrales de ciclo combinado 2x2x1

| Modo | UNIDAD 1 (MW) | | | UNIDAD 2 (MW) | | | TOTAL (MW) |
|------------------|----------------|----------------|----------|----------------|----------------|----------|------------|
| | Ciclo superior | Ciclo inferior | SUBTOTAL | Ciclo superior | Ciclo inferior | SUBTOTAL | |
| Ciclo Combinado | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | 300 |
| Ciclo Combinado | 100 | 50 | 150 | | | 0 | 150 |
| Ciclo Combinado | | | 0 | 100 | 50 | 150 | 150 |
| Ciclo simple | 100 | | 100 | 100 | | 100 | 200 |
| Ciclo simple | 100 | | 100 | | | 0 | 100 |
| Ciclo simple | | | 0 | 100 | | 100 | 100 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | 250 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | 250 |

X = Turbinas a gas o a vapor en operación

Se asume que la potencia de la T.G del ciclo superior es de 100 MW y la potencia de la T.V del ciclo inferior es 50 MW

Fuente: Guevara (2,019)

c. ARREGLO 3x3x1.

La disposición de equipos del arreglo 3x3x1, está referido a que la central de ciclo combinado está conformada por:

03 Central termoeléctrica con turbina a gas.

03 generador de vapor recuperador de calor.

01 Central termoeléctrica con turbina a vapor.

En este caso cada turbina de gas esta acoplada a un generador de vapor recuperador de calor, en estos 03 últimos equipos, independientes entre sí, el vapor sobrecalentado generado se une e ingresan a la turbina de vapor del ciclo combinado.



Figura 10 Esquema de equipos de central de ciclo combinado de Kallpa 3x3x1

Fuente: Empresa Kallpa Generación. (2021)

Las centrales de ciclo combinado con el arreglo 2x2x1 tienen la particularidad de operar a plena carga, cargas variables en función a la disponibilidad de los componentes del ciclo inferior, su versatilidad se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 03 Modos de operación de las centrales de ciclo combinado 3x3x1

| Modo | UNIDAD 1 (MW) | | | UNIDAD 2 (MW) | | | UNIDAD 2 (MW) | | | TOTAL (MW) |
|------------------|----------------|----------------|-----------|----------------|----------------|-----------|----------------|----------------|-----------|------------|
| | Ciclo superior | Ciclo inferior | SUB TOTAL | Ciclo superior | Ciclo inferior | SUB TOTAL | Ciclo superior | Ciclo inferior | SUB TOTAL | |
| Ciclo Combinado | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | 450 |
| Ciclo Combinado | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | | | 0 | 300 |
| Ciclo Combinado | 100 | 50 | 150 | | | 0 | 100 | 50 | 150 | 300 |
| Ciclo Combinado | | | 0 | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | 300 |
| Ciclo Combinado | 100 | 50 | 150 | | | 0 | | | 0 | 150 |
| Ciclo Combinado | | | 0 | 100 | 50 | 150 | | | 0 | 150 |
| Ciclo Combinado | | | 0 | | | 0 | 100 | 50 | 150 | 150 |
| Ciclo simple | 100 | | 100 | 100 | | 100 | 100 | | 100 | 300 |
| Ciclo simple | 100 | | 100 | 100 | | 100 | | | 0 | 200 |
| Ciclo simple | 100 | | 100 | | | 0 | 100 | | 100 | 200 |
| Ciclo simple | | | 0 | 100 | | 100 | 100 | | 100 | 200 |
| Ciclo simple | 100 | | 100 | | | 0 | | | 0 | 100 |
| Ciclo simple | | | 0 | 100 | | 100 | | | 0 | 100 |
| Ciclo simple | | | 0 | | | 0 | 100 | | 100 | 100 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | 400 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | 100 | | 100 | 350 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | | | 0 | 250 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | 50 | 150 | | | 0 | 100 | | 100 | 250 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | 400 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | | 100 | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | 350 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | | 100 | | | 0 | 100 | 50 | 150 | 250 |
| Mixto (C.C +C.S) | | | 0 | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | 250 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | 100 | 50 | 150 | 400 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | 350 |
| Mixto (C.C +C.S) | 100 | | 100 | 100 | 50 | 150 | | | 0 | 250 |
| Mixto (C.C +C.S) | | | 0 | 100 | 50 | 150 | 100 | | 100 | 250 |

X= Turbinas a gas o a vapor en operación

Se asume que la potencia de la T.G del ciclo superior es de 100 MW y la potencia de la T.V del ciclo inferior es 50 MW.
La Nomenclatura Mixto (C.C + C.S) está referido al modo de operación simultanea como ciclo combinado y ciclo simple.

Fuente: Guevara (2,019)

2.2.2 RENDIMIENTO:

En la evaluación del desempeño de un ciclo combinado se debe tener en cuenta lo siguiente:

El suministro de potencia térmica en el ciclo superior y en el ciclo inferior da como resultado la ecuación siguiente (en relación con las ecuaciones 13 y 20).

$$\eta_{cc\ ac} = \frac{P_{E\ CI} + P_{E\ CS}}{P_{S\ CI} + P_{S\ CS}} * 100\% \dots \dots (21)$$

La ecuación 21 adquiere validez en el caso de que el GVRC tenga un suministro adicional de combustible adicional en el GVRC o sea de postcombustión, pero esta tecnología resulta actualmente antitécnica, debido a que la eficiencia del ciclo combinado se reduce. La ecuación de 21 para una central de ciclo combinado de máxima eficiencia queda expresada según la ecuación 22, en la cual solo se suministra energía calorífica en la cámara de combustión del ciclo superior.

$$\eta_{cc} = \frac{P_{E\ CI} + P_{E\ CS}}{P_{S\ CS}} * 100\% \dots \dots (22)$$

Según Haywood (2002), se alcanza el máximo aprovechamiento del calor sensible de los gases de la combustible cuando entre las potencias efectivas generadas entre el ciclo superior y el ciclo superior guardan la siguiente relación:

$$\frac{P_{E\ CI}}{P_{E\ CS}} = \frac{2}{1}$$

2.2.3 CONSIDERACIONES PARA EL INCREMENTO DE LOS INDICADORES DE GENERACION:

- a. Referente a la máxima temperatura en la cámara de combustión del ciclo inferior: Las temperaturas a la salida de la cámara de combustión en las turbinas de gas oscilan entre 1200 y 1400 °C. Las mejoras del rendimiento por la vía de incrementar dichas temperaturas tiene las siguientes limitaciones:

Resistencia a la fatiga térmica y a la oxidación de los materiales metálicos de la cámara de combustión y de las primeras ruedas de las turbinas de gas. Los materiales, en las partes más calientes, son fundiciones con un alto contenido en níquel cuyos granos, o bien están solidificados direccionalmente, o son de un solo cristal. En cualquiera de los casos, los alabes de las turbinas de gas llevan una capa protectora de material cerámico para poder contrarrestar los efectos de fatiga a altas temperaturas. (Sabugal, 2006)

Dificultad para aumentar la refrigeración con aire caliente proveniente de la cámara de combustión y de los álabes, y de conseguir una refrigeración uniforme en aquellas zonas sometidas a mayor esfuerzo.

Dificultad para evitar que el aire caliente arrastre micropartículas de óxido y obstruya los pequeños orificios por donde fluye el aire de refrigeración por el interior de los álabes, provocándose sobrecalentamientos locales o diferencias térmicas puntuales que fatigan los materiales. (Sabugal, 2006)

b. Eficiencia del ciclo superior:

El incremento del rendimiento puede conseguirse con una mayor relación de compresión en el compresor axial, lo que implica una temperatura media más elevada en la cámara de combustión (y por consiguiente mayores esfuerzos por conseguir un sistema de refrigeración con un adecuado desempeño a altas temperaturas), diseños especiales en los compresores para evitar las fugas de aire a través de las juntas de cierre (principalmente en las etapas de alta presión) y el rozamiento de los álabes con las partes estáticas. Para mejorar el rendimiento de las turbomáquinas térmicas y mitigar el efecto de todos estos puntos débiles, se tienen las siguientes tendencias de mejora:

El empleo de materiales cerámicos en la cámara de combustión.

Recubrimientos cerámicos de mayor resistencia en las etapas sometidas a mayores esfuerzos térmicos.

Mejora de la refrigeración, utilizando vapor saturado a baja presión en las zonas de paso y cámara de combustión como en las primeras etapas de la turbina de gas con lo cual se puede incrementar la temperatura en la cámara de combustión (1500 °C), a la vez que se mantiene la vida útil de los componentes refrigerados. (Sabugal, 2006)

c. Con respecto a la turbina de vapor.

Las turbinas de vapor de los ciclos combinados cuentan con ventajas que les confieren mayor confiabilidad en comparación con las grandes máquinas de los grupos térmicos convencionales. Los ciclos combinados operan con condiciones de vapor menores a las centrales convencionales, especialmente en lo referido a la presión de vapor. Esto permite diseños en la turbina de vapor más sencillos, con tamaños y espesores más reducidos, que les confieren inercias térmicas, expansiones y fatigas más reducidas. (Sabugal, 2006)

La capacidad de operación cíclica y continua de los ciclos combinados, exige de las turbinas de vapor, diseños geométricos tendientes a reducir las fatigas térmicas en los puntos sometidos a altas temperaturas, así como seleccionar muy cuidadosamente las tolerancias axiales que permitan importantes expansiones diferenciales entre el rotor y la carcasa durante los periodos de arranque, parada y súbitos incrementos de carga sin comprometer las pérdidas por fugas entre etapas ni llegar a situaciones de bloqueo del rotor por rozamiento con las partes estáticas de la turbina. (Sabugal, 2006)

d. Con respecto al vapor de escape a la salida de la turbina a vapor.

Los ciclos combinados están afectados por la temperatura ambiental. El flujo de vapor y la velocidad del vapor en el anillo de escape dependerán de la cantidad del vapor producido en la caldera de recuperación y de la presión de escape. Por ejemplo, a temperaturas inferiores a las de diseño, tanto la potencia de la turbina de gas como la producción de vapor en la caldera de recuperación superarán ampliamente el punto de diseño del ciclo. Del mismo modo el vacío del condensador depende de la temperatura del circuito de refrigeración. A bajas temperaturas, la presión en el condensador disminuye, aumentando la velocidad del vapor en el anillo de escape. (Gordillo, 2019)

e. Factores condicionantes.

Las condiciones ambientales del lugar tienen una influencia sobre la potencia efectiva y el rendimiento de las turbinas de gas. Una turbina de gas que opera con una temperatura exterior de 20 °C produce alrededor del 20% más de electricidad que la misma máquina operando con una temperatura de 30°C. En el caso de la altitud, a 100 metros sobre el nivel del mar, la potencia efectiva de la turbina se reduce en 1% con respecto a la instalada a nivel del mar por disminución de la presión atmosférica, No obstante, es importante conocer las condiciones extremas y las variaciones características en el curso del año, a fin de poder determinar el ámbito de explotación y considerar correctamente las condiciones extremas más importantes que afecten la operación de las turbinas, es por eso que comercialmente los fabricantes venden las máquinas a condición ISO (15.6 °C , 1 Bar y 60 % de humedad relativa).. La humedad relativa del aire solo tiene una influencia secundaria sobre la potencia y el rendimiento de las turbinas de gas. (Sabugal, 2006)

Las condiciones sirven de base para corregir los calores de diseño y obtener los valores reales de operación para distintas zonas de ubicación de las turbinas de gas principalmente.

2.3 NIVELES DE PRESION DE GENERACION DE VAPOR.

2.3.1 GENERACION DE VAPOR CON UNICO NIVEL DE PRESION: La generación de vapor con generación única de vapor se ha detallado en el ítem 2.1.3.c. Se presenta la disposición de los componentes de un GVRC horizontal de flujo en contracorriente dispuesto frente a los gases de la combustión. En esta configuración se tiene un flujo único de bar y sola presión de generación de vapor, en el cual la máxima temperatura de vapor sobrecalentado es función de la temperatura entrante de los gases de la combustión (10 a 8 °C por debajo). Del mismo modo se cumple lo siguiente:

La temperatura de los gases de la combustión fluyente por la chimenea tiene un valor máximo permitido de 110 °C. (Prieto, 2006)

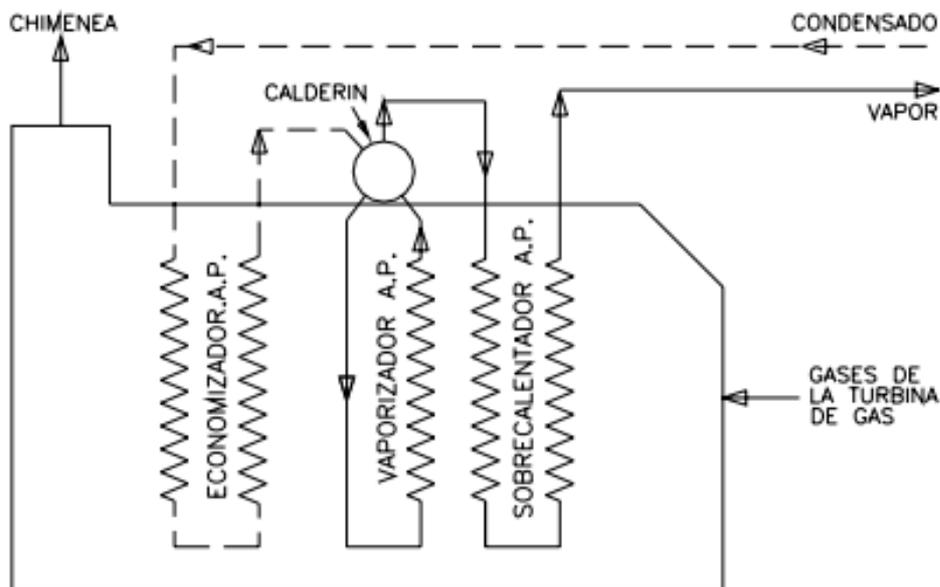


Figura 11 Disposición de los componentes de un GVRC con presión única horizontal

Fuente: Prieto. (2006)

El rendimiento del GVRC aumenta cuanto más se aprovecha por el agua a la entrada del economizador, ya que es la vía para reducir la temperatura de salida de los gases hacia chimenea. Esta es la razón por la que no existen calentadores de agua en un ciclo

combinado gas-vapor, y solo se calienta el agua de alimentación dentro del desgasificador, con el fin de reducir la solubilidad de los gases en el agua y eliminar estos en el tanque desgasificador o desareador. Esta temperatura del agua de alimentación es una característica diferencial de las centrales de ciclo combinado gas-vapor con respecto a las de caldera convencional, que consiguen mayores eficiencias calentando el agua de alimentación por medio de múltiples extracciones de vapor de la turbina, con lo cual esto de instalación se incrementa. (Gordillo, 2019)

El calentamiento del agua de alimentación en el desgasificador tiene lugar en condiciones normales de operación a partir de una fracción del vapor saturado generado a baja presión generalmente desde el evaporador de baja presión, esto se consigue calentando el agua de alimentación a valores cercanos a 100°C , punto el cual se elimina el oxígeno disuelto en el agua de alimentación. Por otro lado, el calentamiento del agua de reposición al ciclo en el condensador tiene por finalidad reducir la solubilidad de los gases no condensables (CO_2 , N_2 , O_2 , CO , etc.) en el agua y eliminarlos en su mayor parte a través del sistema de vacío en el condensador, reduciendo el aporte de productos químicos al ciclo (hidracina N_2H_4) y el consumo de vapor en los venteos del desgasificador. (Gordillo, 2019)

2.3.2 GENERACION DE VAPOR DUAL:

Durante los años 70 y 80 la tecnología dio su paso a la aparición de calderas recuperadoras con dos niveles de presión. Estos equipos térmicos permiten un mayor aprovechamiento del calor sensible de los gases de la combustión y con ello un aumento del rendimiento total del ciclo combinado. En la figura 12 se representan los distintos elementos que componen una instalación de ciclo combinado con una caldera HRSG de dos niveles de presión y con recalentamiento. (Naranjo, 2016)

La diferencia en el ciclo de vapor con presión única es que en estas instalaciones se cuentan con domos y dos turbinas de vapor, un conjunto de baja presión y otro de alta presión. El agua proveniente del desareador por medio de una bomba aumenta su presión hasta la presión de entrada en el economizador de baja presión. En el economizador aumenta su temperatura hasta una temperatura cercana a la de saturación y con estas condiciones entra en el domo de baja presión, donde se produce el cambio de estado. El

vapor saturado sale del domo para ingresar en el sobrecalentador de baja presión y aumentar su temperatura para entrar en la turbina de vapor de baja presión. (Naranjo, 2016)

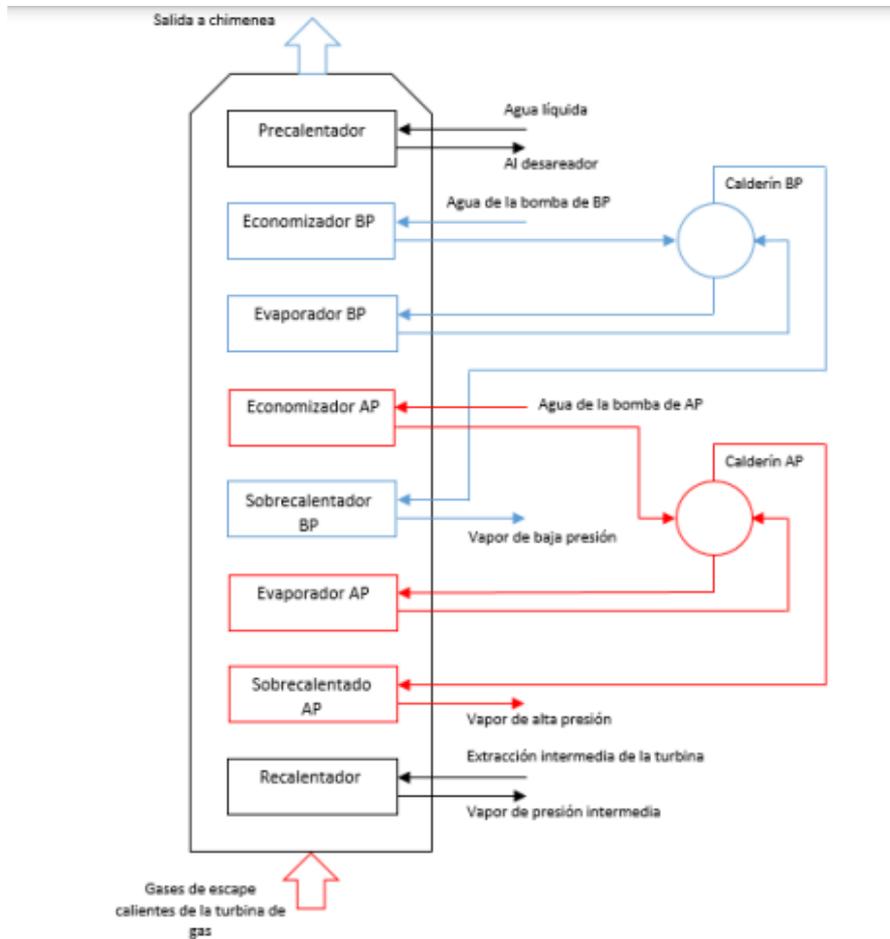


Figura 12 Disposición de los componentes de un GVRD con presión dual vertical

Fuente: Regalado. (2015)

Un cierto caudal de agua líquida no es destinado al cambio de fase, sino que sale del calderín hacia una bomba de agua de alta presión que aumenta su presión hasta la presión de trabajo más alta del ciclo. Tras aumentar su presión es introducida en el siguiente economizador (de alta presión) y así volver a recorrer el mismo camino, pero por las secciones de alta presión de la caldera. El vapor saturado del segundo calderín entra en el sobrecalentador de alta, aumentando su temperatura hasta las condiciones de entrada de la turbina de alta presión. Posteriormente, este vapor se expande en la turbina, generando potencia útil. A su salida es introducido en el recalentador para aumentar su temperatura hasta la temperatura de entrada en la turbina de baja. Por lo tanto, en la turbina de baja se

expande tanto el vapor procedente del primer calderín como el procedente del segundo, consiguiendo así mayor potencia útil que posteriormente será transformada en energía eléctrica mediante un generador. (Naranjo, 2016)

A diferencia del ciclo termodinámico con un solo nivel de presión en el que un incremento de la temperatura del vapor de alta provoca un ligero aumento de la potencia de la turbina de vapor (por ser ligeramente mayor el efecto de ganancia de entalpía frente a la disminución de la producción de vapor), en el ciclo con dos niveles de presión la potencia de la turbina de vapor aumenta cuanto se tiene una alta temperatura del vapor de alta presión. (Gordillo, 2019)

Esto se debe a que, por una parte, aumenta la entalpía del vapor de entrada a la turbina de alta presión, y por otra la menor producción de vapor en alta presión se recupera en el evaporador de baja presión. Del mismo modo, el incremento de la temperatura del vapor de baja presión tiene un ligero efecto sobre la potencia de la turbina de vapor, como ocurre en el ciclo con un solo nivel de presión. Desde un punto de vista termodinámico y dado que en estos ciclos el proceso de recuperación de calor mejora, el incremento de la temperatura del vapor da como resultado una mayor temperatura promedio del ciclo de vapor y a un incremento en el rendimiento del ciclo combinado gas-vapor. (Gordillo, 2019)

En el ciclo con dos niveles de presión se definen 02 pinch point para los evaporadores de alta y baja presión. Los valores de este parámetro en alta presión no tienen un efecto tan acusado sobre la potencia de la turbina de vapor como en el ciclo de un nivel de presión, ya que la energía no utilizada en alta presión caso de utilizar valores pinch point altos puede recuperarse en baja presión. No obstante, como el mejor valor energético se obtiene aumentando la calidad del vapor de alta presión, se suelen utilizar valores de pinch point en alta presión entre 7 y 8 °C y un poco más altos en el evaporador de baja presión. (Gordillo, 2019)

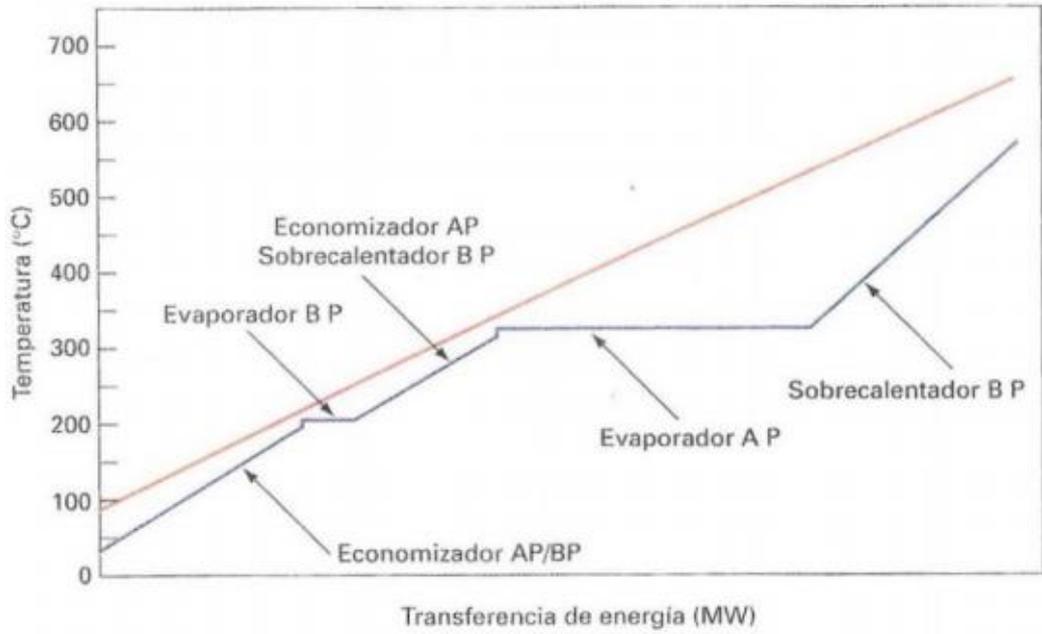


Figura 13 Disposición de flujos en un GVRC con presión dual
Fuente: Naranjo (2016)

Para los sistemas de generación dual se tienen las siguientes configuraciones:

Configuración 1 :

Nivel de generación de vapor a Alta presión: Cuenta con SAP +EvAP+EcAP.

Nivel de generación de vapor a baja presión: Cuenta con SBP +EvBP+EcBP.

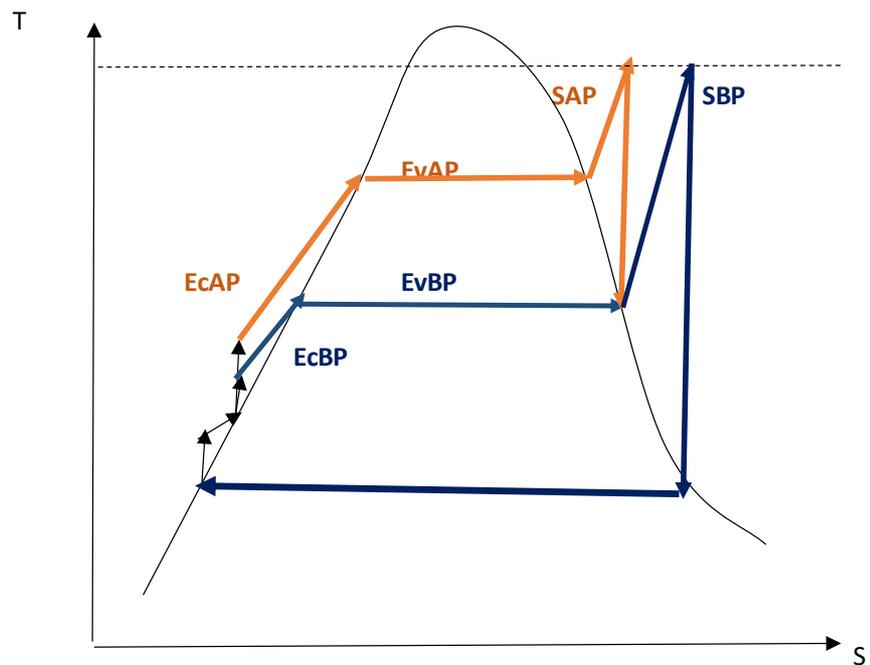


Figura 14 Configuración 1-A para generación dual de vapor

La configuración 1 tiene varias modalidades en función al valor de la temperatura del vapor sobrecalentado saliente del sobrecalentador baja presión, así tenemos:

Configuración 1-A. (según la figura 13), la temperatura del vapor sobrecalentado de alta presión es igual a la temperatura del vapor sobrecalentado de baja presión.

Configuración 1-B, la temperatura del vapor sobrecalentado de baja presión es menor a la temperatura del vapor sobrecalentado de alta presión y mayor a la temperatura de saturación de alta presión.

Configuración 1-C, la temperatura del vapor sobrecalentado de baja presión es igual al valor de la temperatura de saturación de alta presión.

Configuración 1-D, la temperatura del vapor sobrecalentado de baja presión es menor a la temperatura de saturación de alta presión.

Configuración 2:

Nivel de generación de vapor a Alta presión: Cuenta con SAP +EvAP+EcAP.

Nivel de generación de vapor a baja presión: Cuenta con EvBP+EcBP. (No cuenta con SBP)

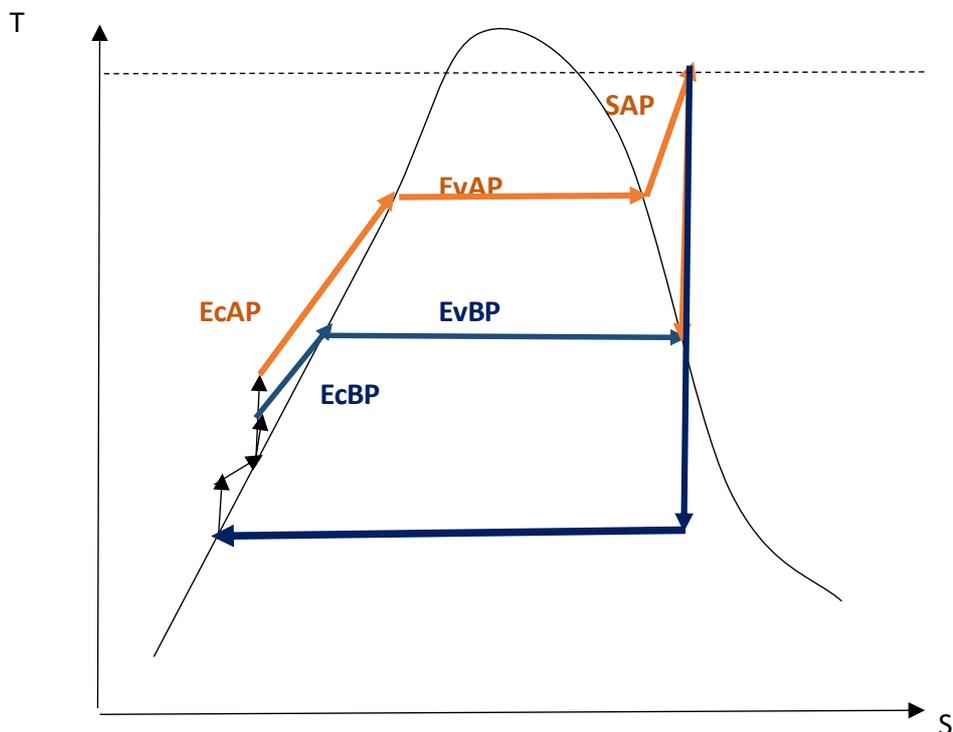


Figura 15 Configuración 2 para generación dual de vapor

En esta configuración no se cuenta con evaporador de baja presión.

Según Kehlhofer (2009), los flujos masicos circulantes y la presión de operación en los 02 niveles de presión tienen las siguientes consideraciones:

Nivel de Alta Presión: Flujo masico hasta 85 % del flujo total de vapor circulante, máxima presión de vapor sobrecalentado hasta 80 Bar.

Nivel de Baja Presión: Flujo masico hasta 20 % del flujo total de vapor circulante, máxima presión de vapor sobrecalentado hasta 8 Bar.

Presión de salida de vapor desde la turbina de baja presión hasta 0.06 bar.

2.3.3 GENERACION DE VAPOR TRIAL:

Durante los años noventa surgieron las turbinas de gas construidas con materiales recubiertos con cerámicos para soportar fatigas y stress térmico a alta temperatura, de alta resistencia al impacto y baja densidad y también una tecnología más avanzada para fabricar calderas de recuperación con más de dos niveles de presión. Esta nueva tecnología buscaba proporcionar un mayor rendimiento del ciclo combinado global a partir de combinar conceptos de maximización de la transferencia de calor y disposición de flujos. Se desarrollaron las calderas GVRC o HRSG con tres niveles de presión, que aprovechan con mayor eficacia el flujo de calor disponible por calor latente de los gases de escape y las cuales consiguieron aumentar el rendimiento de los ciclos combinados por encima del 55%, llegando a superar al final de la década el 57%. En la figura 16 se detallan los distintos componentes que conforman estas instalaciones con calderas de tres niveles de presión y recalentamiento. (Naranjo, 2016)

El ciclo de gas de esta instalación es similar que para uno o dos niveles de presión. Respecto al ciclo de vapor el proceso sigue las mismas secciones que los otros dos diseños. El agua en estado de líquido comprimido saliente del condensador aumenta su presión por medio de una bomba de condensados, derivada al desareador y calentada, y el primer flujo es enviada al economizador de baja presión. Del primer domo, parte del agua líquida saturada es desviada a los haces vaporizadores y el cambio de fase y parte del caudal de agua es enviada a un siguiente economizador tras haber aumentado su

presión mediante una bomba. El vapor saturado se deriva a la turbina de baja presión una vez que ha aumentado su temperatura en el sobrecalentador. (Naranjo, 2016)

El resto del flujo masico de agua y a la presión de trabajo media ingresa en el economizador de media presión para seguir el mismo proceso del ciclo de baja presión. Parte del agua líquida saldrá como vapor saturado hacia la turbina de media presión y el resto del caudal de agua será desviado hacia las secciones de alta presión de la caldera. Toda el agua introducida en el tercer domo de alta presión, en el cual cambiara de fase. El vapor saturado ingresa al sobrecalentador de alta presión y de ahí derivado hacia la turbina de alta presión. Al ser expandido en la turbina de alta presión y producir potencia útil, pasará al recalentador, donde se aumentará su temperatura hasta aquella correspondiente a las condiciones de entrada de la turbina de baja. En ella se expandirá junto a los caudales de vapor saturado provenientes de los dos calderines anteriores y así producir potencia útil que será transformada en energía eléctrica en el generador. (Naranjo, 2016)

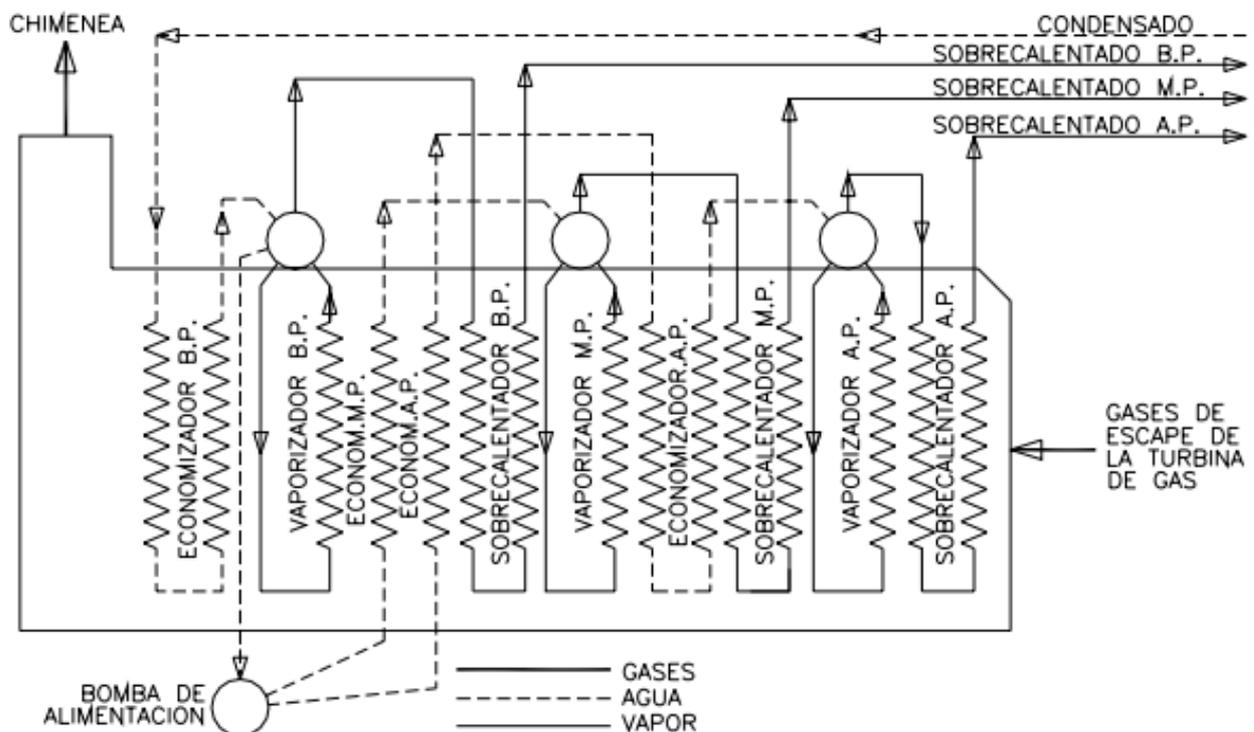


Figura 16 Disposición de los componentes de un GVRC con presión trial

Fuente: Prieto. (2006)

Añadiendo un tercer nivel de presión al ciclo se puede mejorar un poco más el rendimiento al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas. El agua de alimentación a la salida del economizador primario de presión intermedia se divide, yendo una parte al economizador secundario de presión intermedia y la otra al calderín de baja presión. El resultado final es una ligera ganancia de potencia con respecto al ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, ya que el incremento de energía disponible en el nivel de presión intermedia compensa la disminución en alta y baja presión. En turbinas de gas con elevada temperatura de escape (como es el caso de los ciclos combinados gas-vapor que se presentan) la mayor parte del trabajo obtenido en la turbina de vapor es atribuible al vapor generado en el nivel de alta presión, jugando un papel secundario el nivel de presión intermedia. (Gordillo,2019)

El comportamiento de la temperatura del vapor sigue pautas semejantes a la del ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, teniendo un papel predominante la temperatura del vapor de alta presión, mejorando ligeramente la potencia de la turbina a medida que se incrementa la temperatura del vapor de presión intermedia y con poca repercusión en baja presión. Se resalta el papel que desempeña la etapa de presión intermedia, ya que su sobrecalentamiento a valores próximos al de alta presión contribuye a reducir el grado de humedad final en las últimas etapas de la turbina, reduciendo así el riesgo de erosión. No obstante, esta ventaja, la mezcla de vapor de presión intermedia con el vapor de alta presión que se está expandiendo en la turbina puede originar en la zona de mezcla fatiga y stress termico debido a la diferencia de temperatura de ambos vapores. (Sabugal, 2006))

En un sistema de generación trial su diseño está restringido a las siguientes condiciones:
El valor de la máxima temperatura del vapor está limitado por el valor de la temperatura de los gases de la combustión entrante al GVRC (entre 8 a 10 °C)

Según la figura 16 se muestra los 03 pinch point que restringen los valores de presión de generación de vapor a los distintos niveles de presión.

La temperatura máxima de aprovechamiento del calor sensible de los gases de la combustión es función de la temperatura mínima permitida para su emisión a la atmosfera la cual es igual a 110 °C.

Según Kehlhofer (2009), los flujos masicos circulantes y la presión de operación en los 03 niveles de presión tienen las siguientes consideraciones:

Nivel de Alta Presión: Flujo masico hasta 80 % del flujo total de vapor circulante, máxima presión de vapor sobrecalentado hasta 140 Bar.

Nivel de Media Presión: Flujo masico desde 12 hasta 20 % del flujo total de vapor circulante, el rango de presión de vapor sobrecalentado esta entre 40 a 15 Bar.

Nivel de Baja Presión: Flujo masico hasta 8 % del flujo total de vapor circulante, máxima presión de vapor sobrecalentado hasta 5 Bar.

Presión de salida de vapor desde la turbina de baja presión hasta 0.06 bar.

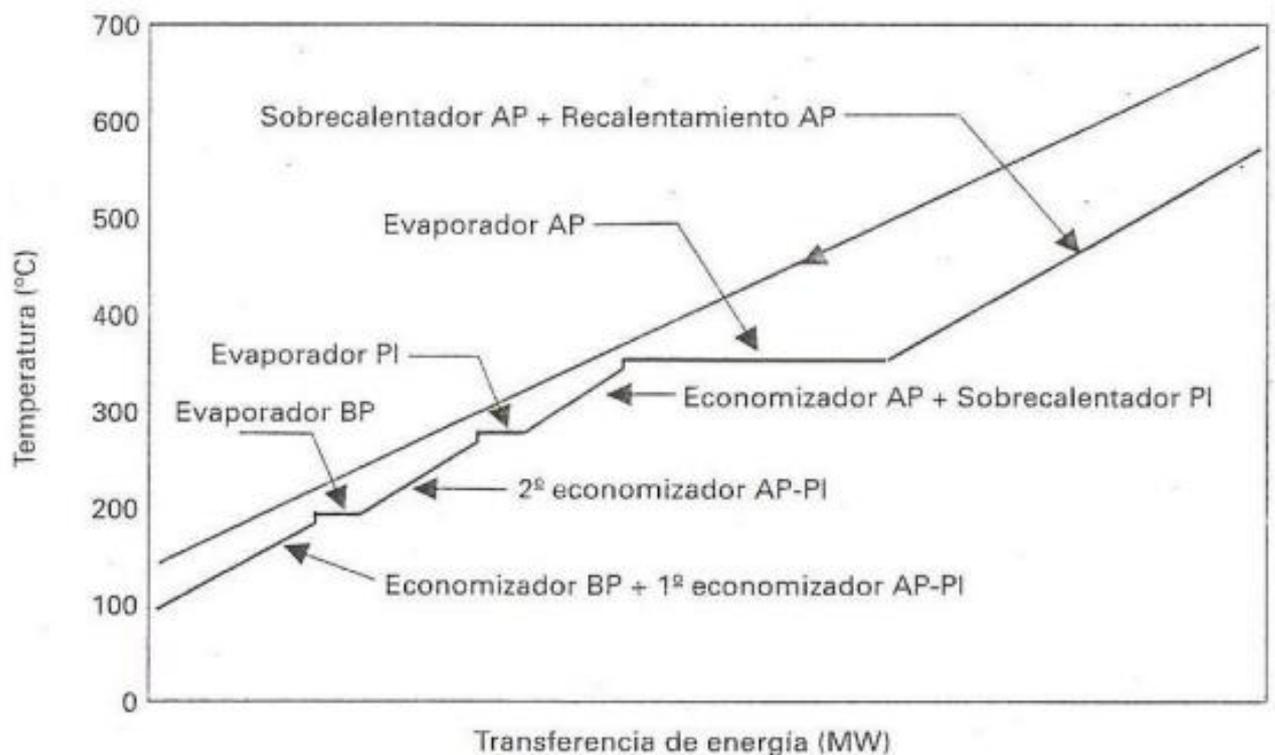


Figura 17 Disposición de flujos en un GVRC con presión tria

Fuente: Contreras (2019)

Para los sistemas de generación dual se tienen las siguientes configuraciones:

Configuración 1:

Nivel de generación de vapor a Alta presión: Cuenta con SAP +EvAP+EcAP.

Nivel de generación de vapor a media presión: Cuenta con SMP +EvMP+EcMP.

Nivel de generación de vapor a baja presión: Cuenta con EvBP+EcBP.

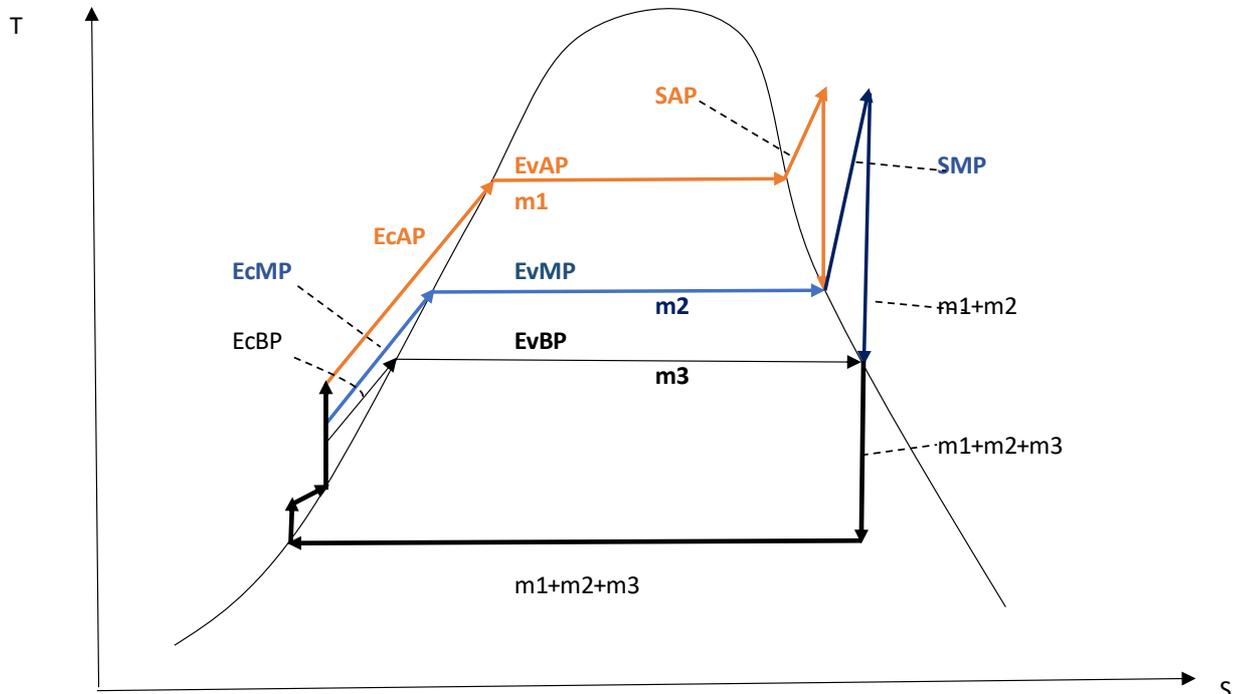


Figura 18 Configuración 1-A para generación trial de vapor

La configuración 1 tiene varias modalidades en función al valor de la temperatura del vapor sobrecalentado saliente del sobrecalentador de media presión, así tenemos:

Configuración 1-A. (según la figura 17), la temperatura del vapor sobrecalentado de alta presión es igual a la temperatura del vapor sobrecalentado de media presión.

Configuración 1-B, la temperatura del vapor sobrecalentado de media presión es menor a la temperatura del vapor sobrecalentado de alta presión y mayor a la temperatura de saturación de alta presión.

Configuración 1-C, la temperatura del vapor sobrecalentado de media presión es igual al valor de la temperatura de saturación de alta presión.

Configuración 1-D, la temperatura del vapor sobrecalentado de media presión es menor a la temperatura de saturación de alta presión.

CAPÍTULO III

MATERIAL Y MÉTODOS

3.1 MATERIAL:

3.1.1 Referente al Combustible:

a. Gas Natural.

Se presentan las características del Gas Natural empleado en los ensayos de la Central Termoeléctrica TG5.

Tabla 04 Especificaciones del gas natural

| Especificación | Detalle/Valor | Unidad |
|---------------------------|--|--------|
| Nombre comercial | Gas Natural | |
| Composición | 93 % Metano, 6 % Etano y 1% otros componentes) | |
| Poder Calorífico inferior | 50,000 | KJ/kg |
| Densidad | 0.64 | Kg/m3 |

Fuente: OSINERGMIN.

(Ver Anexo 1 Reporte de análisis de gas natural)

b. Biodiesel 5 (BD5)

Se presentan las características del Petróleo BD5 empleado como combustible en los ensayos de la Central Termoeléctrica TG5.

Tabla 05 Especificaciones de Petróleo BD5

| Especificación | Detalle/Valor | Unidad |
|---------------------------|--|----------|
| Nombre comercial | Petróleo BD5 | |
| Composición | 95 % de Petróleo Diesel y 5 % de Biodiesel B100 (oleaginosa derivada de productos vegetales libre de azufre) | |
| Poder Calorífico inferior | 9,860 | Kcal/kg |
| Densidad | 3.29 | Kg/galón |
| Numero de cetano | 45 | |
| Cenizas | 0.01 | % masa |

Fuente: OSINERGMIN y Petroperú.

3.1.2 Información de la Central Termoeléctrica TG5.

La Central Térmica Malacas, con la Central Térmica Talara, la Central Térmica Verdún y grupos de emergencia, conformaron el sistema eléctrico PETROPERÚ-TALARA de 78,85 MW de potencia instalada y 65,02 MW de potencia efectiva.

En la actualidad la Central Térmica Malacas tiene una potencia instalada de 150,6 MW y para el año 2010 en propiedad de la empresa EEPSA se proyectó la ampliación en 200 MW con la incorporación de una turbina de gas dual (Biodiesel BD5 / Gas Natural) a denominarse TG-5, que se instaló junto con sus equipos auxiliares dentro de la misma planta en áreas libres existentes, interconectándose con la red de transmisión del SEIN a través de la Subestación Talara propiedad de RED DE ENERGÍA DEL PERÚ (REP) colindante con la Central Térmica Malacas.

El proyecto es parte la licitación internacional denominada: “Concurso Público Internacional Reserva Fría de Generación” efectuada en enero del 2010 por PROINVERSIÓN de Perú, la cual tuvo por finalidad la inyección de 200 MW en las zonas de Talara y Trujillo, y 400 MW en la zona de Ilo. Para tal efecto EEPSA, participo en dicho proceso de licitación para la zona de Talara, siendo el sitio escogido para el proyecto las instalaciones de la Central Térmica Malacas. La turbina de gas TG-5 instalada cumplió con el Artículo 20° del D.S. N° 29-94-EM: Reglamento de Protección Ambiental en las Actividades Eléctricas, de un Estudio de Impacto Ambiental (EIA), presentado a la Dirección General de Asuntos Ambientales (DGAAE) del MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS (MINEM).

El complejo de generación se ubica el Departamento de Piura, Provincia de Talara, Distrito de Pariñas, con dirección carretera Lobitos-Talara km 3.5.

Las condiciones ambientales promedio son:

Presión atmosférica: 101.3 kPa

Temperatura ambiental: 28 °C.

Humedad relativa: 85 %

Ubicación geográfica: Latitud: -4.57972, Longitud: -81.2719 4° 34' 47" Sur, 81° 16' 19" Oeste

Característica de la zona:

Clima cálido, oceánico y árido (subtropical desértico) , precipitación promedio anual 26 mm.

Orografía: tablazo o llano.

Altitud: 13 msnm.



Figura 19 Vista satelital de ubicación geográfica de las instalaciones
Fuente Google Earth

La Central termoeléctrica TG5 es propiedad de la Empresa ENEL GENERACION, comparte las instalaciones con las centrales termoeléctricas:

Central Termoeléctrica Turbo gas TG6 51.3 MW con gas natural. Central Termoeléctrica Malacas AB 85.1 MW con gas natural.

Central Termoeléctrica Malacas 4B 20.9 MW con gas natural con inyección de agua.



Figura 20 Vista satelital de las Instalaciones del Complejo Energético de Malacas
Fuente Google Earth

Se presentan las características técnicas de la Central Termoeléctrica TG5, declarados ante OSINERGMIN

Tabla N° 06 Características técnicas de la Central Termoeléctrica TG5.

| Características técnicas de la Central Termoeléctrica TG5 | |
|---|------------------------------------|
| Turbina en general | |
| Fabricante | Siemens |
| Tipo | Industrial en ciclo simple abierto |
| Modelo | SGT6-5000F |
| Combustible | Diesel BD5 -Gas Natural |
| Velocidad de toma y reducción de carga (MW/min) | 8 |
| Heat Rate(BTU/kWh) | 9.572 |
| Rendimiento específico (kWh/galón) | 13.42 |
| Generador eléctrico | |
| Fabricante | Siemens |
| Potencia nominal | 180 MW |
| Potencia nominal aparente | 209 MVA |
| Potencia máxima (MW) | 214.2 |
| Potencia mínima (MW) | 100 |
| Voltaje (kV) | 16.5 |
| Velocidad (rpm) | 3600 |
| Frecuencia (Hz) | 60 |

Fuente: Informe de Ensayo de Potencia Efectiva (2018)

Se presentan los resultados de los ensayos realizados a la Central Termoeléctrica TG5 operando con gas natural.

Tabla N° 07 Parámetros de ensayo de la Central Termoeléctrica TG5 con gas natural

| Parámetro | Unidad | Valores promedio | | |
|------------------------|--------|------------------|--------|--------|
| Porcentaje de carga | % | 100 | 85 | 75 |
| Potencia | MW | 127.41 | 110 | 93.08 |
| Consumo de gas natural | m3/h | 41,600 | 38,959 | 35,529 |

Fuente: Informe de Ensayo de Potencia Efectiva (2018)

Se presentan los resultados de los ensayos realizados a la Central Termoeléctrica TG5 operando con petróleo BD5.

Tabla N° 08 Parámetros de ensayo de la Central Termoeléctrica TG5 con Petróleo BD5

| Parámetro | Unidad | Valores promedio | | | | |
|---------------------|--------|------------------|--------|--------|--------|-------|
| | | | | | | |
| Porcentaje de carga | % | 100 | 89 | 78 | 68 | 52 |
| Potencia | MW | 188.56 | 167.66 | 148.65 | 129.19 | 98.86 |
| Consumo de BD5 | m3/h | 52.79 | 48.06 | 45.57 | 40.35 | 34.9 |

Fuente: Informe de Ensayo de Potencia Efectiva (2017)

3.2 METODO.

3.2.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN:

La Investigación es:

- Según el nivel de profundización en el objeto de estudio: Es del tipo descriptivo.
- Según el tipo de datos empleados: Es del tipo cuantitativa.
- Según el grado de manipulación de las variables: Es no experimental.

3.2.2 DISEÑO:

El diseño de la investigación es 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: Indicadores de generación (condición inicial: central termoeléctrica TG5 operando como ciclo simple).

O2: Indicadores de generación (condición final: central termoeléctrica TG5 operando como ciclo combinado).

X: Conversión a ciclo combinado de central termoeléctrica TG5.

OE: Objeto de estudio.

3.2.3 METODOLOGIA DE CALCULO:

Se presenta la siguiente secuencia del cálculo realizado en el presente informe:

- a) Balance de energía en la Central Termoeléctrica TG5 operando en condición de ciclo simple con Petróleo BD5 y Gas Natural, teniendo en cuenta las ecuaciones del acápite 2.1.2.a y los valores de las tablas 07 y 08. Con esto se determina los parámetros de operación como ciclo superior operando en modo ciclo simple.

- b) Diseñar el sistema de recuperación de calor para una central termoeléctrica de ciclo combinado 1x1x1 con gas natural para el máximo aprovechamiento de los gases de la combustión salientes de la turbina a gas. Según las ecuaciones del acápite 2.1.2.b y las consideraciones y restricciones técnicas del acápite 2.3.3.

- c) Determinar las características de generación de energía en el ciclo superior y del ciclo inferior para un máximo aprovechamiento de los gases de la combustión provenientes del ciclo superior.

- d) Se determinan los indicadores de generación del ciclo combinado y se realizó un benchmarking con los indicadores de generación del ciclo simple. Determinándose la mejora de los indicadores de generación.

CAPITULO IV
CALCULOS Y RESULTADOS

4.1 Determinación de los parámetros de operación de la Central Termoeléctrica TG5 en modo ciclo simple.

4.1.1 Operando con Petróleo BD5.

Se presenta en la siguiente tabla los parámetros de cálculo para determinar los indicadores de generación, operando la central termoeléctrica TG5 con Petróleo BD5 en modo de ciclo simple:

Tabla N° 09 Parámetros de cálculo para Central Termoeléctrica TG5 con Petróleo BD5

| Parámetro | Valor | Unidad |
|---|---------|------------------|
| Temperatura ambiental | 28 | °C |
| Presión ambiental | 1 | Bar |
| Presión salida gases (P4) | 1.01 | Bar |
| Coeficiente politrópico del aire | 1.4 | |
| Coeficiente politrópico de gases | 1.37 | |
| Calor específico del aire | 1.004 | kJ/kg°C |
| Calor específico de los gases | 1.003 | kJ/kg°C |
| Relación aire/comb. Estequiométrica | 14.7 | Kg aire/kg comb. |
| Exceso de aire | 300 | % |
| Relación aire/comb. Real (300 % exceso de aire) | 58.4 | Kg aire/kg comb. |
| Poder calorífico inferior BD5 | 41214.8 | kJ/kg |
| Densidad del BD5 | 3.248 | kg/galón |
| Caída de presión cámara de comb. | 0.1 | kPa |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Relación de presiones | 10.1 | |
| Límite metalúrgico | 4.7 | |
| Eficiencia Turbina de gas | 90% | |
| Eficiencia Compresor | 90% | |
| Eficiencia Generador Eléctrico | 90% | |
| Precio Petróleo BD5 | 0.851 | U\$/kg |

Fuente: Elaboración propia.

a. Temperaturas de operación:

Aplicando la ecuación 3 para determinar la temperatura ideal a la salida del compresor:

$$\frac{T_2 + 273}{(273 + 28)} = \left(\frac{10.1}{1}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \text{ luego } T_2 = 582.8^\circ \text{ K} = 309.8^\circ \text{ C}$$

Determinación de la Temperatura real a la salida del compresor, para lo cual se aplica la ecuación N° 4:

$$T_{2R} = (273 + 28) + \frac{(582.8 - (273 + 28))}{0.90} = 614.1 \text{ °K} = 341.1 \text{ °C}$$

Se determina seguidamente la presión a la salida de la cámara de combustión:

$$P_3 = P_2 - 0.10$$

$$P_3 = 10.1 - 0.10 = 10 \text{ Bar}$$

En función al límite metalúrgico se determina el valor de la máxima temperatura del ciclo, utilizando la ecuación 5 :

$$\frac{T_3}{(273 + 28)} = 4.7 \Rightarrow T_3 = 1,414.7 \text{ °K} = 1,141.7 \text{ °C}$$

Determinación de la Temperatura 4 ideal, empleando la ecuación 6.

$$\frac{1,414.7}{T_4} = \left(\frac{10}{1.01}\right)^{\frac{1.37-1}{1.37}} \Rightarrow T_4 = 762.6 \text{ °K} = 489.6 \text{ °C}$$

Seguidamente se determina el valor de la temperatura 4 real según la eficiencia de la turbina de gas y la ecuación 7:

$$T_{4R} = 1,414.7 - ((1,414.7 - 762.6) * 0.9) = 826 \text{ °K} = 553 \text{ °C}$$

Resumen de los valores reales de temperaturas del ciclo:

Tabla N° 10 Temperaturas características del Ciclo Termodinámico

| Temperatura | °C |
|---|---------|
| Admisión del aire al Compresor T ₁ | 28 |
| Salida del Compresor T _{2R} | 341.1 |
| Entrada a la turbina de gas T ₃ | 1,141.7 |
| Salida de la turbina de gas T _{4R} | 553 |

Fuente: Elaboración Propia.

b. Parámetros de planta:

Para un flujo masico de combustible de $52.80 \text{ m}^3/\text{hora} = 12.602 \text{ kg/s}$ de petróleo BD5.

Se determina el flujo másico de aire:

$$m_a = R_{a/c} * m_c$$
$$m_a = 58.4 * 12.602 = 735.98 \text{ kg/s}$$

Aplicando la ecuación de continuidad en la cámara de combustión se determina el flujo másico de gases de la combustión:

$$735.98 + 12.602 = \dot{m}_g = 748.59 \text{ kg/s}$$

Potencia absorbida por el compresor: Se determina según la siguiente ecuación 8:

$$P_c = 735.98 * 1.004 * \frac{(341.1 - 28)}{1000} = 231.36 \text{ MW}$$

Potencia generada por la turbina de gas, se determina según la ecuación 9:

$$P_{TG} = 748.59 * 1.003 * \frac{(1141.7 - 553)}{1000} = 441.29 \text{ MW}$$

Potencia neta del ciclo, se determina según la ecuación 10:

$$P_N = 441.29 - 231.36 = 203.93 \text{ MW}$$

Potencia efectiva de planta: Teniendo en cuenta la eficiencia de los generadores de energía eléctrica $\eta_{ge} = 90 \%$:

$$P_E = P_{ECS} = 203.93 * 0.9 = 188.90 \text{ MW}$$

Potencia térmica suministrada en la cámara de combustión: Es la potencia térmica que desarrolla el combustible al reaccionar con el oxígeno del aire dentro de los combustores de la cámara de combustión en función a su poder calorífico inferior P_{ci} , según la ecuación 12.

PCI del petróleo BD5 = 9860 kcal/kg = 41,214.8 kJ/kg

$$P_{sCS} = 12.602 \times 41.2148 = 519.39 \text{ MW}$$

c. Indicadores de desempeño:

Determinación de la Eficiencia de Planta, según la ecuación 13.

$$\eta_{CS} = \frac{188.90}{519.39} * 100\% = 36.37 \%$$

Para determinar el valor del Heat Rate o Tasa de Calor (H.R), se emplea la ecuación 14.

$$H. R = \frac{\frac{12.602 \text{ kg}}{s} \times \frac{3,600 \text{ s}}{h}}{188.90 \text{ MW}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{MWh}} \right) = 240.17 \frac{\text{kg}}{\text{MWh}}$$

Costo Variable combustible, es determina según la ecuación 15 y teniendo en cuenta el precio unitario del petróleo BD5 puesto en planta, el cual es igual a 0.851 U\$/kg según lo detallado en Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021.

$$CVC = 240.17 * 0.851 = 204.38 \left(\frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} \right)$$

Según el Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021 se toma el valor declarado de los Costos Variables No Combustibles para la central termoeléctrica TG5 el cual es igual a 4 U\$/MWh.

Los costos Variables totales se determinan según la ecuación 16.

$$CVT = 204.38 + 4 = 208.38 \frac{\text{U\$}}{\text{MWh}}$$

4.1.2 Operando con Gas Natural.

Se presenta en la siguiente tabla los parámetros de cálculo para determinar los indicadores de generación, operando la central termoeléctrica TG5 con ensayos realizando con gas natural en modo de ciclo simple:

Tabla N° 11 Parámetros de cálculo para Central Termoeléctrica TG5 con gas natural

| Parámetro | Valor | Unidad |
|---|--------|-------------------|
| Temperatura ambiental | 28 | °C |
| Presión ambiental | 1 | Bar |
| Presión salida gases (P4) | 1.01 | Bar |
| Coeficiente politrópico del aire | 1.4 | |
| Coeficiente politrópico de gases | 1.37 | |
| Calor específico del aire | 1.004 | kJ/kg°C |
| Calor específico de los gases | 1.003 | kJ/kg°C |
| Relación aire/comb. Estequiométrica | 15.9 | Kg aire/kg comb. |
| Exceso de aire | 376 | % |
| Relación aire/comb. Real (376 % exceso de aire) | 76.684 | Kg aire/kg comb. |
| Poder calorífico inferior GN | 54,538 | kJ/kg |
| Densidad del GN | 0.65 | kg/m ³ |
| Caída de presión cámara de comb. | 0.1 | kPa |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Relación de presiones | 10.1 | |
| Límite metalúrgico | 4.7 | |
| Eficiencia Turbina de gas | 90% | |
| Eficiencia Compresor | 90% | |
| Eficiencia Generador Eléctrico | 90% | |

Fuente: Elaboración propia.

- a. Temperaturas de operación: Al no variar los parámetros presión y temperatura, se tiene el resumen de valores reales de temperatura del ciclo termodinámico.

Tabla N° 12 Temperaturas características del Ciclo Termodinámico

| Temperatura | °C |
|---|---------|
| Admisión del aire al Compresor T ₁ | 28 |
| Salida del Compresor T _{2R} | 341.1 |
| Entrada a la turbina de gas T ₃ | 1,141.7 |
| Salida de la turbina de gas T _{4R} | 553 |

Fuente: Elaboración Propia.

b. Parámetros de planta:

Para un flujo masico de combustible de $36,745 \text{ m}^3/\text{hora} = 6.635 \text{ kg/s}$ de gas natural.

Se determina el flujo másico de aire:

$$m_a = R_{a/c} * m_c$$
$$m_a = 76.684 * 6.635 = 502.13 \text{ kg/sg}$$

Aplicando la ecuación de continuidad en la cámara de combustión se determina el flujo másico de gases de la combustión:

$$502.13 + 6.635 = \dot{m}_g = 508.76 \text{ kg/sg}$$

Potencia absorbida por el compresor: Se determina según la siguiente ecuación 8:

$$P_c = 502.13 * 1.004 * \frac{(341.1 - 28)}{1000} = 157.8 \text{ MW}$$

Potencia generada por la turbina de gas, se determina según la ecuación 9:

$$P_{TG} = 580.76 * 1.003 * \frac{(1141.7 - 553)}{1000} = 299.9 \text{ MW}$$

Potencia neta del ciclo, se determina según la ecuación 10:

$$P_N = 299.9 - 157.8 = 142.1 \text{ MW}$$

Potencia efectiva de planta: Teniendo en cuenta la eficiencia de los generadores de energía eléctrica $\eta_{ge} = 90 \%$:

$$P_E = P_{ECS} = 142.1 * 0.9 = 127.89 \text{ MW}$$

Potencia térmica suministrada en la cámara de combustión: Es la potencia térmica que desarrolla el combustible al reaccionar con el oxígeno del aire dentro de los combustores de la cámara de combustión en función a su poder calorífico inferior P_{ci} , según la ecuación 12.

PCI del gas natural = 54,538 kJ/kg

$$P_{sCS} = 6.635 \times 54,538 = 361.83 \text{ MW}$$

c. Indicadores de desempeño:

Determinación de la Eficiencia de Planta, según la ecuación 13.

$$\eta_{cs} = \frac{127.89}{361.83} * 100\% = 35.35 \%$$

Para determinar el valor del Heat Rate o Tasa de Calor (H.R), se emplea la ecuación 14.

$$H.R = \frac{\frac{6.635 \text{ kg}}{s} \times \frac{3,600 \text{ s}}{h} \times \frac{m^3}{0.65 \text{ kg}} \times \frac{1 \text{ MMBTU}}{28 \text{ m}^3}}{127.89 \text{ MW}} = 10.261 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}}$$

Costo Variable combustible, es determina según la ecuación 15 y teniendo en cuenta el precio unitario del gas natural para la central de Malacas AB 85.1 MW con gas natural puesto en planta de la Empresa ENEL GENERACION, el cual es igual a 1.858 U\$/MMBTU según lo detallado en Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021.

$$CVC = 10.261 * 1.858 = 19.065 \left(\frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} \right)$$

Según el Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021 se toma el valor declarado de los Costos Variables No Combustibles para la central termoeléctrica de Malacas AB 85.1 MW con gas natural el cual es igual a 2.3 U\$/MWh.

Los costos Variables totales se determinan según la ecuación 16.

$$CVT = 19.065 + 2.3 = 21.365 \frac{\text{U\$}}{\text{MWh}}$$

4.2 Caracterización del GVRC trial.

4.2.1 Caracterización del ciclo inferior.

Se plantea el dimensionamiento de un ciclo de generación trial el cuál tiene las siguientes consideraciones:

a. Generalidades:

- Los gases de la combustión provenientes de la turbina de gas a 553 °C son aprovechados en la generación trial de vapor en un arreglo 1x1x1.
- Se plantea que las temperaturas máximas de vapor sobrecalentado sean de 540 °C para la zona de Alta Presión y baja presión.
- El generador de vapor recuperador de calor consta de 3 niveles de presión: Alta presión, media presión y baja presión.
- La fracción de flujos masicos a considerar serán los siguientes:

$$\dot{M}_1 = 0.72 * \dot{M}_{total}$$

$$\dot{M}_2 = 0.20 * \dot{M}_{total}$$

$$\dot{M}_3 = 0.08 * \dot{M}_{total}$$

- Los niveles de presión son los siguientes:

Presión de Alta = 120 bar.

Presión de media = 20 bar.

Presión de baja = 3 bar.

Presión de descarga de la turbina de vapor = 0.08 bar.

b. Zona de alta presión.

- Está compuesta por un sobrecalentador de alta presión (SAP), evaporador de alta presión (EvAP) y economizador de alta presión (EcAP).
- Se define los valores máximos para la generación de vapor sobrecalentado en: Presión = 120 bar y Temperatura = 540 °C.
- La expansión en la turbina de vapor de alta presión se realiza hasta 20 bar de presión, con una eficiencia del 90 %.
- Se definen los puntos:
Punto 1: Vapor sobrecalentado a alta presión. (P= 120 bar y T= 540 °C)
Punto 19. Vapor saturado a alta presión. (P=120 bar)

c. Zona de media presión.

- Está compuesta por un sobrecalentador de media presión (SMP), evaporador de media presión (EvMP) y economizador de media presión (EcMP).
- Se define los valores máximos para la generación de vapor sobrecalentado en: Presión = 20 bar y Temperatura = 540 °C.
- El vapor de alta presión se expansiona hasta la presión de media con una eficiencia del 90%, expandiéndose en el estado de vapor sobrecalentado. El vapor saturado de media presión se mezcla con el vapor de alta presión expansionado, el punto de mezcla es a 20 bar y en condiciones de vapor sobrecalentado. Tal como se representa en la siguiente figura:

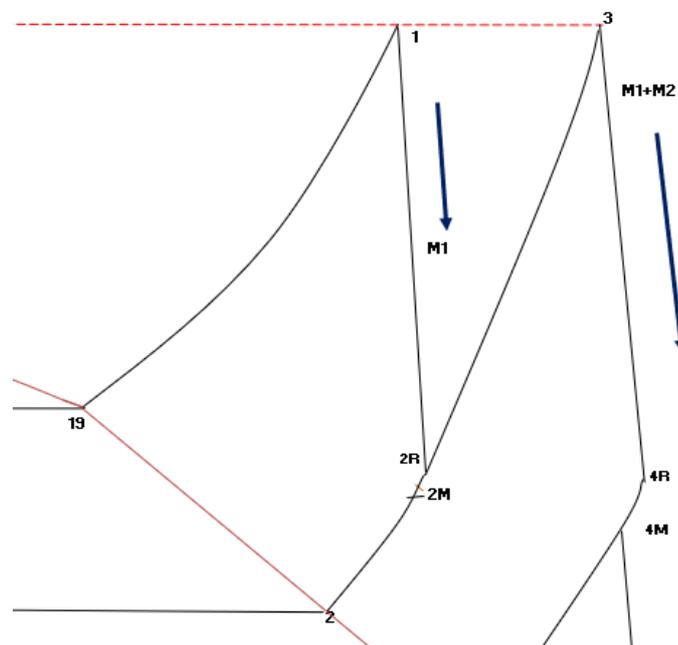


Figura 21 Diagrama T vs s para las Turbinas de AP y Sobrecalentador de MP

Fuente Elaboración propia

- El valor de la entalpia del punto de mezcla entre el vapor saturado de media presión y el vapor sobrecalentado saliente de la turbina de alta presión, se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$\dot{M}_1 * h_{2R} + \dot{M}_2 * h_2 = (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) * h_{2M}$$

- El vapor a media presión se expande en la turbina de vapor de media presión hasta la presión de 3 bar.
- Se definen los puntos:

Punto 2. Vapor saturado a media presión. ($P=20$ bar)

Punto 2R: Vapor sobrecalentado a media presión. ($P= 20$ bar y Temperatura en función al valor de la entalpía real calculada con la eficiencia de la turbina de vapor)

Punto 2M: Vapor sobrecalentado a media presión. ($P= 20$ bar y Temperatura en función al valor de la entalpía de mezcla)

Punto 3: Vapor sobrecalentado a alta presión. ($P= 20$ bar y $T= 540$ °C)

d. Zona de baja presión.

- Está compuesta por un evaporador de baja presión (EvBP) y un economizador de baja presión (EcBP).
- El vapor saturado a baja presión se mezcla con el flujo de vapor expandido de la turbina de media presión. Según la siguiente figura:

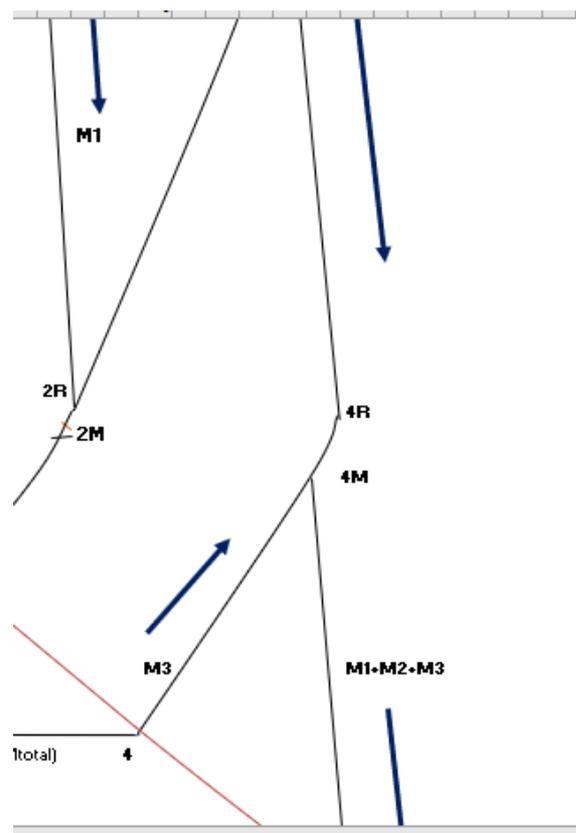


Figura 22 Diagrama T vs s para las Turbinas de MP y Turbina de BP

Fuente Elaboración propia

- El valor de la entalpia de mezcla se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$(\dot{M}_1 + \dot{M}_2) * h_{4R} + \dot{M}_4 * h_4 = (\dot{M}_1 + \dot{M}_2 + \dot{M}_3) * h_{4M}$$

- El flujo de vapor saliente de la turbina de vapor se expande hasta la presión de 0.08 bar.
- El flujo de vapor total saliente de la turbina de baja de presión se expande con una eficiencia de 90 % hasta una presión de 0.08 bar.
- Se definen los puntos:
 - Punto 4. Vapor saturado a baja presión. (P=3 bar)
 - Punto 4R: Vapor sobrecalentado a baja presión. (P= 3 bar y Temperatura en función al valor de la entalpia real calculada con la eficiencia de la turbina de vapor de media presión)
 - Punto 4M: Vapor sobrecalentado a media presión. (P= 20 bar y Temperatura en función al valor de la entalpia de mezcla)
 - Punto 3: Vapor sobrecalentado a alta presión. (P= 20 bar y T= 540 °C)
 - Punto 5: Vapor húmedo a la salida de la turbina de baja presión, restringida por una calidad mínima de 88 %. (P= 0.08 bar)

e. Referente a la zona de condensación y de suministro de agua.

- El flujo de vapor total ingresa al aerocondensador, cambiando de fase hasta el estado de líquido saturado.
- El líquido saturado es impulsado por una bomba de condensados hasta la presión del desareador. Al ingresar al desareador, el flujo de vapor total se encuentra a una temperatura de 44 °C, valor cercano a la temperatura de saturación a 0.08 bar. El líquido saturado es calentado hasta el estado de líquido saturado a 1 bar de presión de forma directa por un flujo de vapor saturado a baja presión dentro del desareador. Este flujo de vapor adicional (\dot{M}_x), es un flujo circulante proveniente del evaporador de baja presión. Según la siguiente figura:



Figura 23 Balance de masas en el desareador

Fuente Elaboración propia

- Del desareador el líquido se impulsa en tres niveles de presión, según las siguientes características:

Bomba de baja presión (BBP) impulsa el flujo de vapor de baja presión \dot{M}_3 y el flujo de agua adicional \dot{M}_x desde 1 bar a 3 bar hacia el economizador de baja presión.

Bomba de media presión (BMP) impulsa el flujo de vapor de media presión \dot{M}_2 desde 1 bar a 20 bar hacia el economizador de media presión.

Bomba de baja presión (BAP) impulsa el flujo de vapor de alta presión \dot{M}_1 desde 1 bar a 120 bar hacia el economizador de alta presión. Según la siguiente figura:

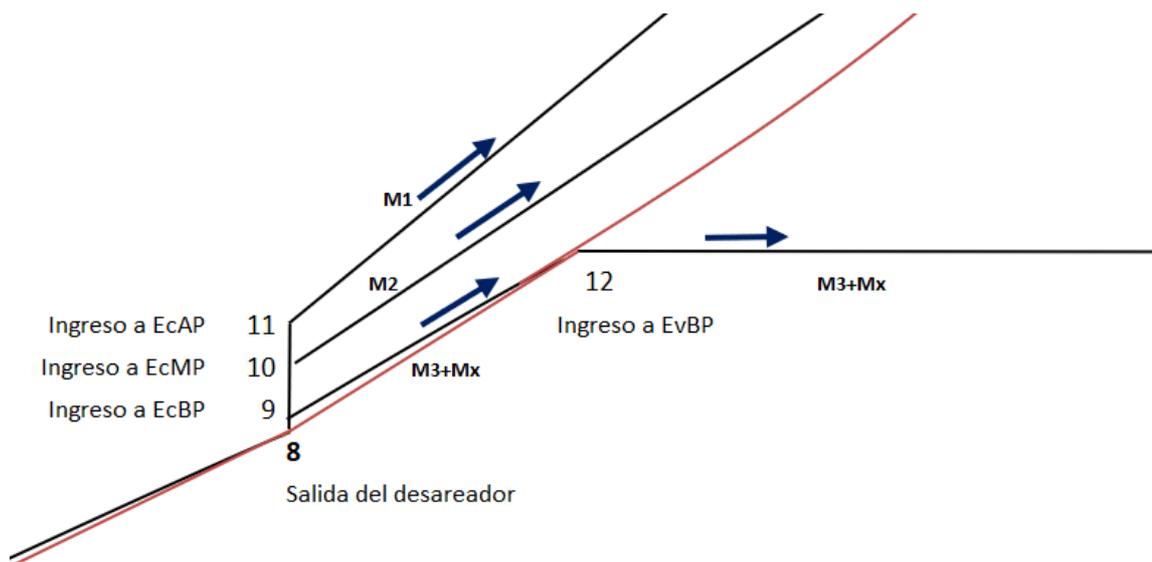


Figura 24 Detalles de las bombas de agua en los tres niveles de presión

Fuente Elaboración propia

- El flujo adicional \dot{M}_x ingresa junto a el flujo de vapor de baja presión \dot{M}_3 al economizador de baja presión y al evaporador de baja presión. Luego \dot{M}_x se deriva en estado de vapor saturado hacia el desareador y \dot{M}_3 se mezcla con \dot{M}_2 antes de ingresar a la turbina de baja presión.
 - Se definen los puntos:
 - Punto 7: Líquido comprimido impulsado desde 0.08 bar a 1 bar de presión entrante al desareador. (P=1 bar y entropía igual a la entropía de líquido saturado a 0.08 bar)
 - Punto 8: líquido saturado a 1 bar de presión saliente del desareador. Desde este punto se impulsa el líquido comprimido a los tres niveles de presión. (P= 1 bar en estado de líquido saturado)
 - Punto 9: líquido comprimido a 3 bar ingresante a economizador de baja presión. (P= 3 bar y entalpia igual entalpia de líquido saturado a 1 bar de presión)
 - Punto 10: líquido comprimido a 20 bar ingresante a economizador de media presión. (P= 20 bar y entalpia igual entalpia de líquido saturado a 1 bar de presión)
 - Punto 11: líquido comprimido a 120 bar ingresante a economizador de alta presión. (P= 120 bar y entalpia igual entalpia de líquido saturado a 1 bar de presión)
 - Punto 12: líquido saturado a baja presión entrante a economizador de baja presión. (P = 3 bar)
 Se definen así mismo:
 - Punto 13: líquido saturado a media presión entrante a economizador de media presión. (P = 20 bar)
 - Punto 14: líquido saturado a alta presión entrante a economizador de alta presión. (P =120 bar)
- f. Se presenta el diagrama T vs s para el dimensionamiento del ciclo inferior.

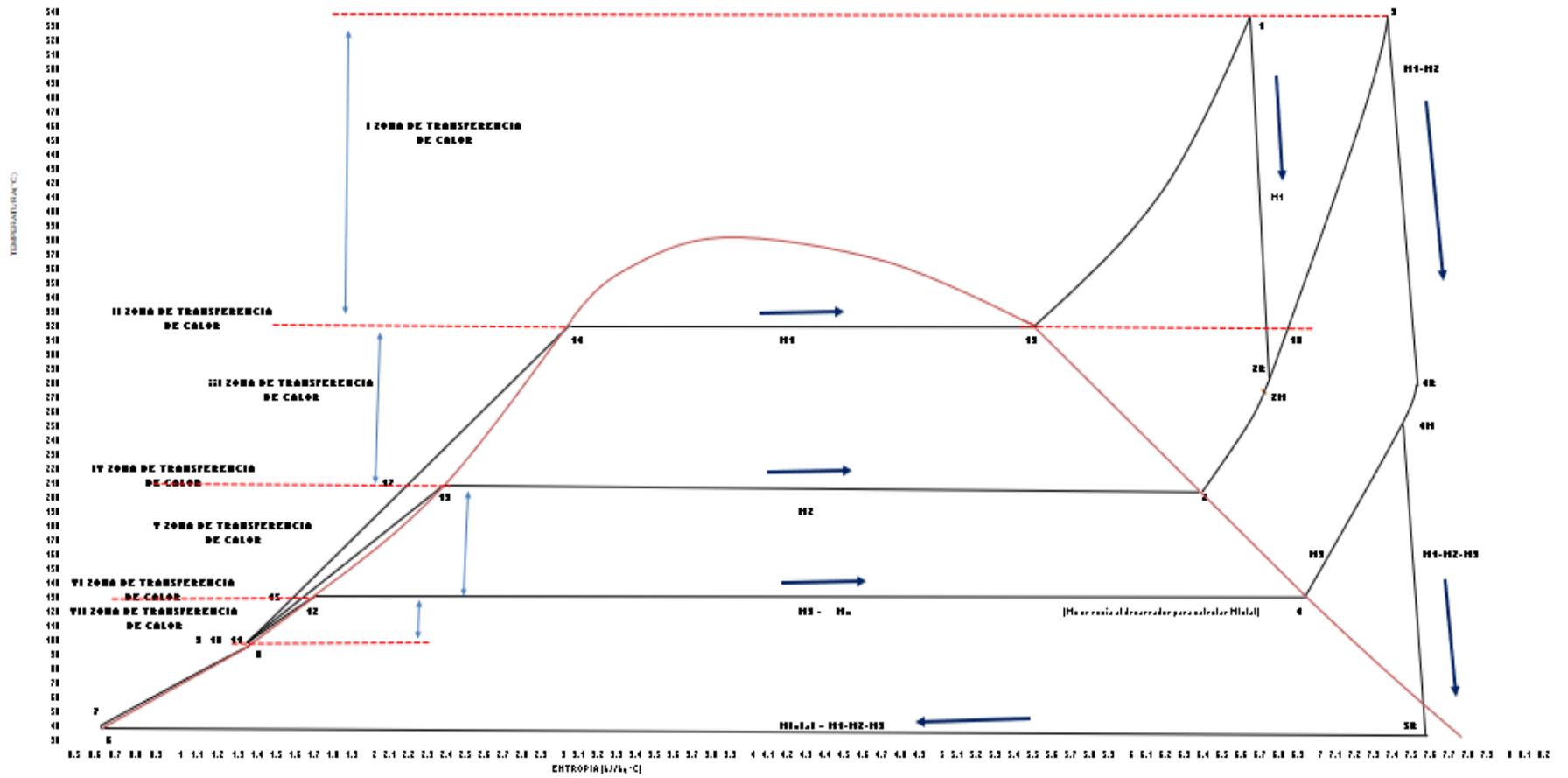


Figura 25 Diagrama T vs s del Ciclo inferior

Fuente Elaboración propia

g. Con referencia a las zonas de transferencia de calor para el generador de vapor trial se establecen 7 zonas de transferencia de calor delimitadas por el tipo de proceso dentro de cada área de transferencia de calor.

Se detallan las siguientes zonas de transferencia de calor:

- Zona de transferencia de calor 1 (1ZTC), intercambio de calor por variación de calor sensible. Delimitado por la Temperatura (T1) de 540 °C hasta la temperatura de saturación a alta presión, 324 °C.

Se define:

Punto 18: vapor sobrecalentado evaluado a P= 20 bar y T= 324 °C.

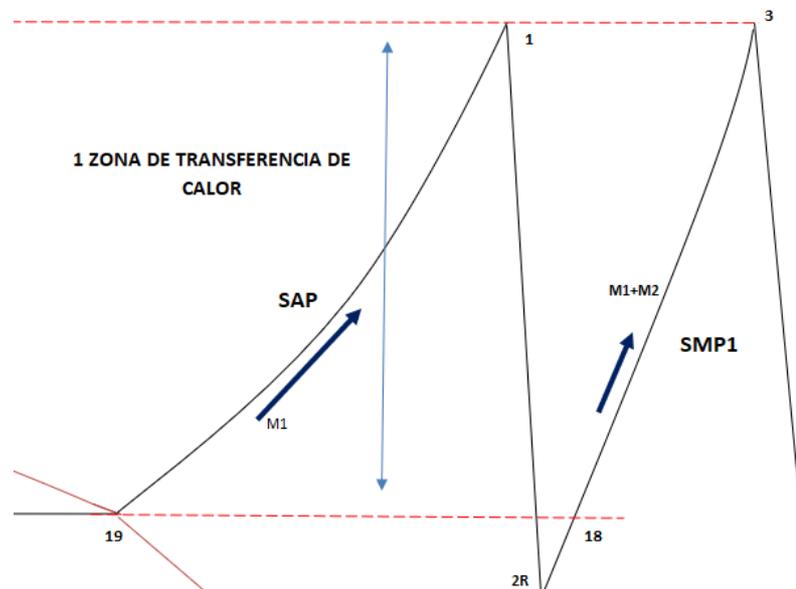


Figura 26 de la 1ZTC

Fuente Elaboración propia

- Zona de transferencia de calor II (IIZTC), intercambio de calor por variación de calor latente. Evaluado a la Temperatura de 324 °C, valor correspondiente a la temperatura de saturación a alta presión.
- Zona de transferencia de calor III (IIIZTC), intercambio de calor por variación de calor sensible. Delimitado por la temperatura de saturación a alta presión, 324 °C y la temperatura de saturación a media presión, 212. °C.

Se define:

Punto 17: liquido comprimido evaluado a P= 120 bar y T= 212 °C.

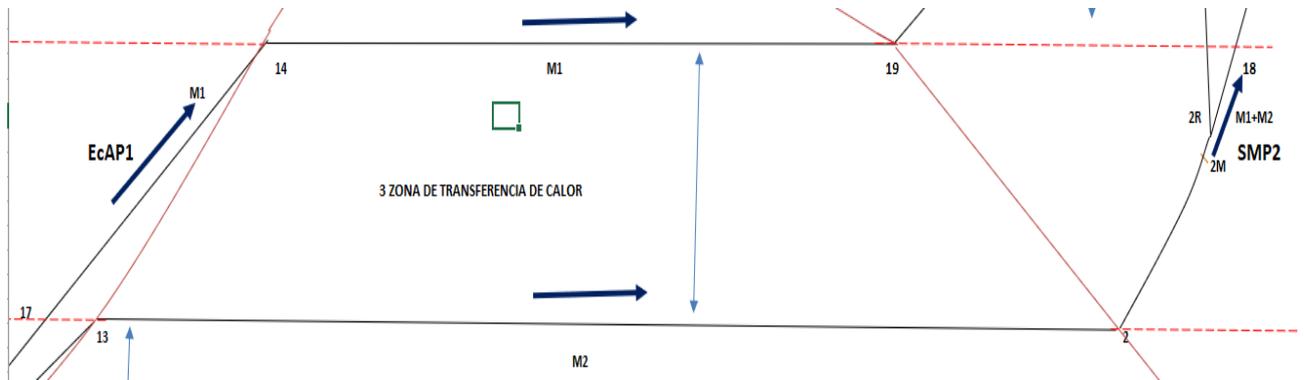


Figura 27 de la III ZTC
Fuente Elaboración propia

- Zona de transferencia de calor IV (IV ZTC), intercambio de calor por variación de calor latente. Evaluado a la Temperatura de 212 °C, valor correspondiente a la temperatura de saturación a media presión.
- Zona de transferencia de calor V (V ZTC), intercambio de calor por variación de calor sensible. Delimitado por la temperatura de saturación a media presión, 212 °C y la temperatura de saturación de baja presión 133.4 °C.

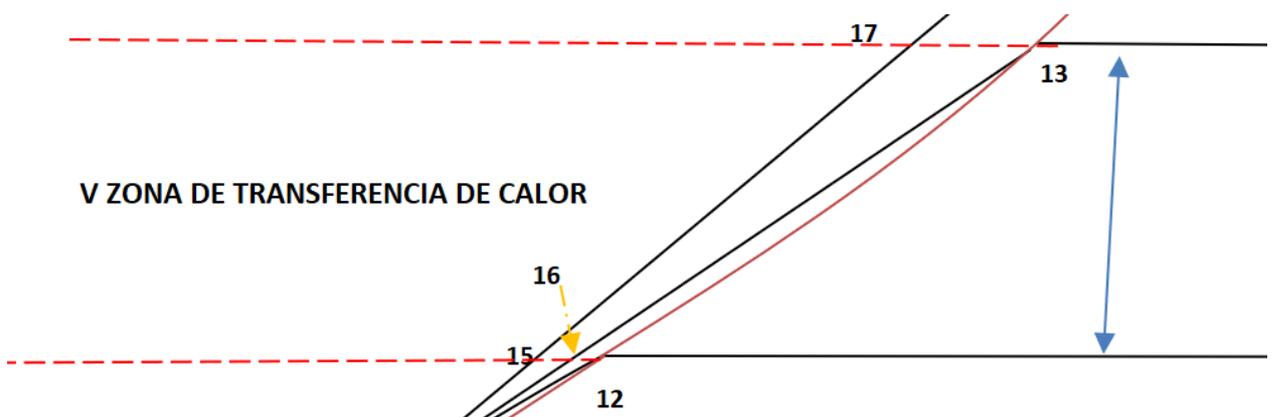


Figura 28 de la V ZTC
Fuente Elaboración propia

- Zona de transferencia de calor VI (VIZTC), intercambio de calor por variación de calor latente. Evaluado a la Temperatura de 133.4 °C, valor correspondiente a la temperatura de saturación a baja presión.
- Zona de transferencia de calor VII (VIIZTC), intercambio de calor por variación de calor sensible. Delimitado por la temperatura de saturación de baja presión, 133.4 °C y la temperatura de ingreso de agua a la BBP.

Se definen:

Punto 15: liquido comprimido evaluado a $P= 120$ bar y $T= 133.4$ °C.

Punto 16: liquido comprimido evaluado a $P= 20$ bar y $T= 133.4$ °C.

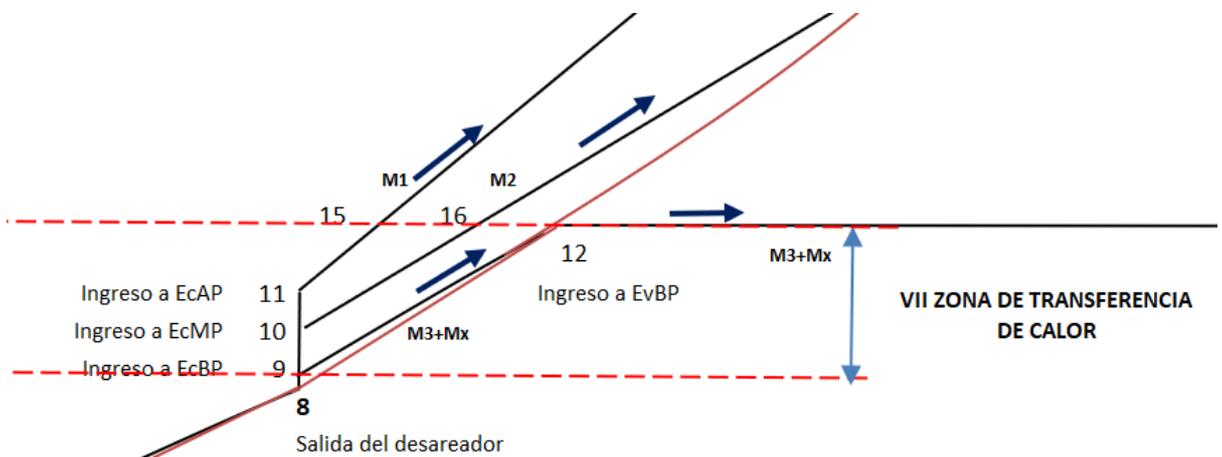


Figura 29 de la VIIZTC

Fuente Elaboración propia

- h. En la siguiente figura se presenta la distribución de las Zonas de Transferencia de Calor y el flujo de gases de la combustión. Definiéndose la ubicación de las superficies de transferencia de calor por ZTC y así mismo se definen los valores de T_x , T_y , T_z , T_v , T_w y T_u para los gases de la combustión al final de cada ZTC.

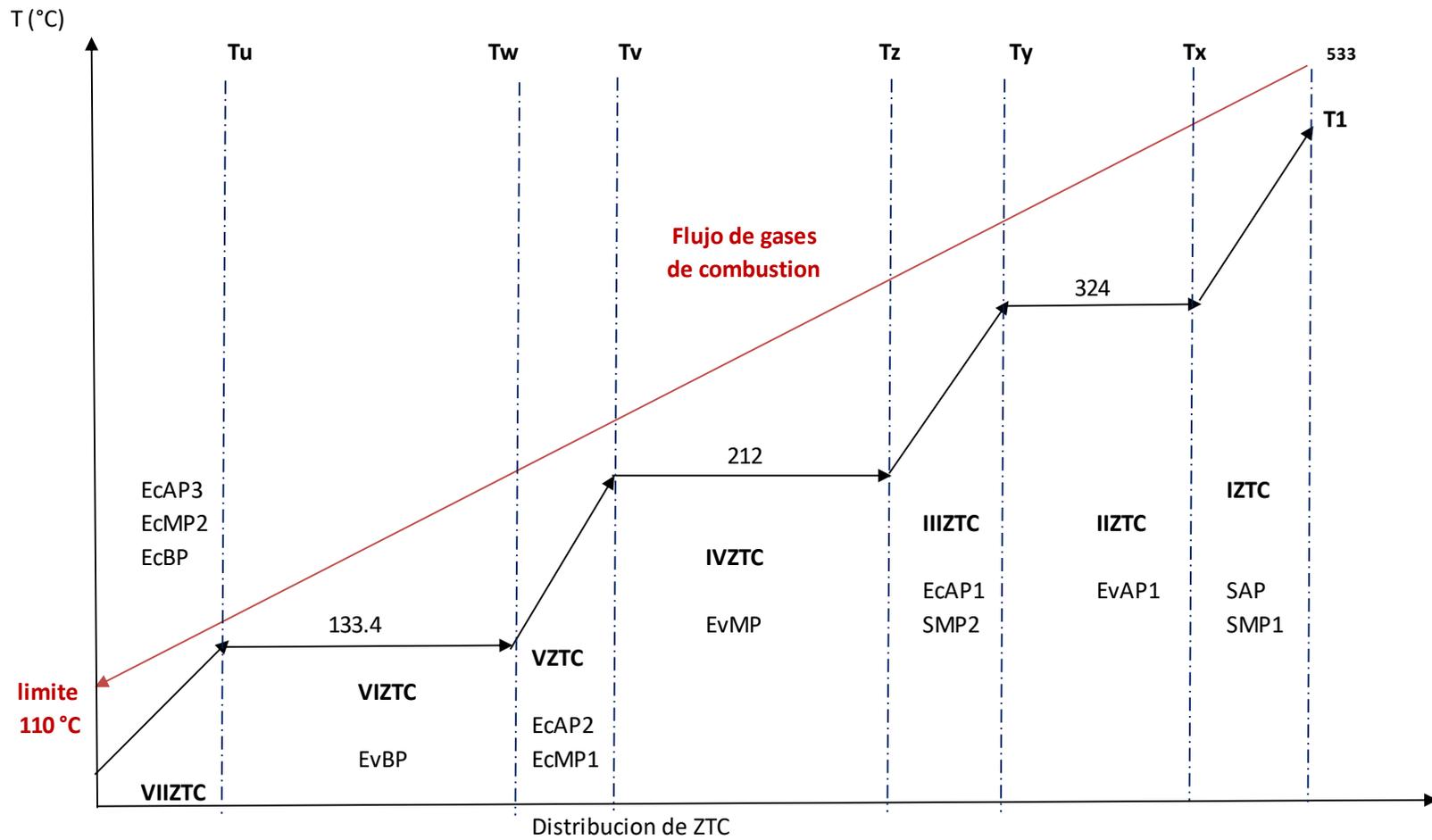


Figura 30 Diagrama T vs Distribución de ZTC

Fuente Elaboración propia

4.2.2 Ecuaciones que restringen el dimensionamiento.

Se presentan las ecuaciones que restringen el dimensionamiento del ciclo inferior para cada ZTC.

- IZTC.

$$T_x = 540 - \left(\frac{(\dot{M}1 * (h_1 - h_{19})) + ((\dot{M}1 + \dot{M}2) * (h_3 - h_{18}))}{\eta_{GVRC} * Cp_{gases} * \dot{m}_g} \right)$$

- IIZTC.

$$T_y = T_x - \left(\frac{(\dot{M}1 * (h_{19} - h_{14}))}{\eta_{GVRC} * Cp_{gases} * \dot{m}_g} \right)$$

Donde $T_y - 324^\circ\text{C} \geq 8^\circ\text{C}$

- IIIZTC.

$$T_z = T_y - \left(\frac{(\dot{M}1 * (h_{14} - h_{17})) + ((\dot{M}1 + \dot{M}2) * (h_{18} - h_{2M}))}{\eta_{GVRC} * Cp_{gases} * \dot{m}_g} \right)$$

- IVZTC.

$$T_v = T_z - \left(\frac{(\dot{M}2 * (h_2 - h_{13}))}{\eta_{GVRC} * Cp_{gases} * \dot{m}_g} \right)$$

Donde $T_v - 212^\circ\text{C} \geq 8^\circ\text{C}$

- VZTC.

$$T_w = T_v - \left(\frac{(\dot{M}1 * (h_{17} - h_{16})) + (\dot{M}2 * (h_{13} - h_{15}))}{\eta_{GVRC} * Cp_{gases} * \dot{m}_g} \right)$$

- VIZTC.

$$T_u = T_w - \left(\frac{((\dot{M}3 + \dot{M}x) * (h_4 - h_{12}))}{\eta_{GVRC} * Cp_{gases} * \dot{m}_g} \right)$$

Donde $T_u - 133.4^\circ\text{C} \geq 8^\circ\text{C}$

- VIIZTC.

$$T_{\text{final}} = T_u - \left(\frac{(\dot{M}1 * (h_{16} - h_{11})) + (\dot{M}2 * (h_{15} - h_{110})) + ((\dot{M}3 + \dot{M}x) * (h_{12} - h_9))}{\eta_{\text{GVRC}} * C_{p_{\text{gases}}} * \dot{m}_g} \right)$$

Donde $T_{\text{final}} \geq 110 \text{ } ^\circ\text{C}$

- Del mismo modo para el valor del flujo masico de mezcla se debe cumplir según la figura 22, lo siguiente:

$$(\dot{M}x + \dot{M}_{\text{total}}) * h_x = (\dot{M}x * h_4) + (\dot{M}_{\text{total}} * h_7)$$

Donde:

h_x igual a h_8 valor de entalpia de salida del desareador

- Para el cálculo de la potencia de las 3 etapas de la turbina de vapor se tiene las siguientes ecuaciones desarrolladas:

$$\text{Potencia TVAP} = \dot{M}1 * (h_1 - h_{2R})/1000$$

$$\text{Potencia TVMP} = (\dot{M}1 + \dot{M}2) * (h_3 - h_{4R})/1000$$

$$\text{Potencia TVBP} = (\dot{M}1 + \dot{M}2 + \dot{M}3) * (h_{4M} - h_5)/1000$$

$$\text{Potencia TVtotal} = \text{Potencia TVAP} + \text{Potencia TVMP} + \text{Potencia TVBP}$$

$$\text{Potencia efectiva generada TV} = \text{Potencia TVtotal} * 0.9$$

- Para el cálculo de las potencias consumidas por las bombas de agua del ciclo inferior tenemos las siguientes ecuaciones desarrolladas:

$$\text{Potencia BC (Bomba de condensados)} = (\dot{M}1 + \dot{M}2 + \dot{M}3) * (h_7 - h_6)/1000$$

$$\text{Potencia BBP} = (\dot{M}3 + \dot{M}x) * (h_9 - h_8)/1000$$

$$\text{Potencia BMP} = \dot{M}2 * (h_{10} - h_8)/1000$$

$$\text{Potencia BAP} = \dot{M}1 * (h_{11} - h_8)/1000$$

$$\text{Potencia electrica consumida Bombas} = \text{Potencia BC} + \text{Potencia BBP} + \text{Potencia BMP} + \text{Potencia BAP}$$

- El valor de la Potencia efectiva del inferior se obtiene según la siguiente ecuación:

$$P_{E \text{ CI}} = \text{Potencia efectiva generada TV} - \text{Potencia electrica consumida Bombas}$$

4.2.3 Valores de entalpia para la caracterización del ciclo inferior.

Para valores de:

$P1 = 120 \text{ bar}$ y $T1 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$.

$P3 = 20 \text{ bar}$ y $T3 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$.

$P4 = 3 \text{ bar}$.

$P5 = 0.08 \text{ bar}$.

Eficiencia de GVRC = $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

$M_{\text{gases}} = 588.76 \text{ kg/s}$

$C_p \text{ gases} = 1.003 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

Eficiencia de TV

Eficiencia de generador eléctrico = 90%

Flujo masico total de vapor (M_{total}) = 54.4 kg/s , por lo tanto, los valores de los flujos masicos unitarios de vapor por nivel de presión son los siguientes:

$$\dot{M}_1 = 0.72 * 54.4 = 39.168 \text{ kg/s}$$

$$\dot{M}_2 = 0.20 * 54.4 = 10.88 \text{ kg/s}$$

$$\dot{M}_3 = 0.08 * 54.4 = 4.352 \text{ kg/s}$$

Tabla N° 13 Valores de entalpias para el ciclo inferior

| Punto | Denominación | Valor (kJ/kg) | Punto | Denominación | Valor (kJ/kg) |
|-------|--------------|---------------|-------|--------------|---------------|
| 1 | h_1 | 3,454.0 | 7 | h_7 | 175.9 |
| 2 | h_2 | 2,789.0 | 8 | h_8 | 417.5 |
| 2i | h_{2i} | 2,945.6 | 9 | h_9 | 419.2 |
| 2R | h_{2R} | 2,996.4 | 10 | h_{10} | 421.3 |
| 2M | h_{2M} | 2,951.3 | 11 | h_{11} | 432.2 |
| 3 | h_3 | 3,555.0 | 12 | h_{12} | 561.4 |
| 4 | h_4 | 2,724.0 | 13 | h_{13} | 908.6 |
| 4i | h_{4i} | 2,984.0 | 14 | h_{14} | 1,491.8 |
| 4R | h_{4R} | 3,041.1 | 15 | h_{15} | 562.8 |
| 4M | h_{4M} | 3,015.7 | 16 | h_{16} | 569.5 |
| 5i | h_{5i} | 2,380.0 | 17 | h_{17} | 910.4 |
| 5 | h_5 | 2,443.6 | 18 | h_{18} | 3,080.0 |
| 6 | h_6 | 173.9 | 19 | h_{19} | 2,689.2 |

Fuente: Valores obtenidos del Programa TERMOGRAPH.

4.2.4 Solución Óptima.

Se presentan los resultados para el cumplimiento de las ecuaciones que restringen y que permiten determinar la potencia efectiva del ciclo inferior.

- IZTC.

$$T_x = 540 - \left(\frac{(39.168 * (3,454 - 2,689.2)) + ((39.168 + 10.88) * (3,555 - 3,080))}{0.9 * 1.003 * 588.76} \right)$$

$$T_x = 437 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- IIZTC.

$$T_y = 437 - \left(\frac{(39.168 * (2689.2 - 1,491.8))}{0.9 * 1.003 * 588.76} \right)$$

Si $T_y = 334.8^\circ\text{C}$ entonces $334.8 - 324.0 = 10.8$; por lo tanto $10.8^\circ\text{C} \geq 8^\circ\text{C}$

El valor de T_y cumple con la restricción de diseño.

- IIIZTC.

$$T_z = 334.8 - \left(\frac{(39.168 * (1,491.8 - 910.4)) + ((39.168 + 10.88) * (3,080 - 2,951.3))}{0.9 * 1.003 * 588.76} \right)$$

$$T_z = 271.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- IVZTC.

$$T_v = 271.2 - \left(\frac{(10.88 * (2789.0 - 908.6))}{0.9 * 1.003 * 588.76} \right)$$

Si $T_v = 226.7^\circ\text{C}$ entonces $226.7 - 212.0 = 14.7$; por lo tanto $14.7^\circ\text{C} \geq 8^\circ\text{C}$

El valor de T_v cumple con la restricción de diseño.

- VZTC.

$$T_w = 226.7 - \left(\frac{(39.168 * (910.4 - 569.5)) + (10.88 * (908.6 - 562.8))}{0.9 * 1.003 * 588.76} \right)$$

$$T_w = 189.4$$

- VIZTC.

Se calcula primero el flujo masico circulante de vapor que permite el calentamiento del flujo total de agua circulante.

$$(\dot{M}_x + 54.4) * 417.5 = (\dot{M}_x * 2,724) + (54.4 * 175.9 *)$$

$$\dot{M}_x = 5.69 \text{ kg/s}$$

Seguidamente se presenta el resultado del valor final de la temperatura de los gases de la combustión saliente de la VIZTC.

$$T_u = 189.4 - \left(\frac{((4.352 + 5.69) * (2,724 - 561.4))}{\eta_{GVRC} * C_{p_{gases}} * \dot{m}_g} \right)$$

Si $T_u = 142.1^\circ C$ entonces $142.1 - 133.4 = 8.7$; por lo tanto $8.7^\circ C \geq 8^\circ C$

El valor de T_u cumple con la restricción de diseño.

- VIIZTC.

T_{final}

$$= 142.1$$

$$- \left(\frac{(39.168 * (569.5 - 432.2)) + (10.88 * (562.8 - 421.3)) + ((4.352 + 5.69) * (561.4 - 419.2))}{0.9 * 1.003 * 588.76} \right)$$

Si $T_{final} = 124^\circ C$ entonces $124 > 110^\circ C$

El valor de T_{final} es superior en $14^\circ C$ con respecto al valor mínimo de temperatura con el cual los gases de la combustión pueden emitirse.

- Se presentan los resultados de las potencias de las 3 etapas de la turbina de vapor:

$$\text{Potencia TVAP} = 39.168 * \frac{3,454 - 2,996.4}{1000} = 17.92 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia TVMP} = (39.168 + 10.88) * \frac{3,555 - 3,041.1}{1000} = 25.72 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia TVBP} = (39.168 + 10.88 + 4.352) * \frac{3,051.7 - 2,443.6}{1000} = 31.13 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia TVtotal} = 74.77 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia efectiva generada TV} = 74.77 * 0.9 = 67.31$$

- Se presentan los resultados de las potencias consumidas por las bombas de agua del ciclo inferior:

$$\text{Potencia BC (Bomba de condensados)} = (39.168 + 10.88 + 4.352) * \frac{175.9 - 173.9}{1000} = 0.12 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia BBP} = (4.352 + 5.69) * \frac{419.2 - 173.9}{1000} = 0.02 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia BMP} = 10.88 * \frac{421.3 - 173.9}{1000} = 0.04 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia BAP} = 39.168 * \frac{432.2 - 173.9}{1000} = 0.58 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia consumida Bombas} = 0.12 + 0.02 + 0.04 + 0.58 = 0.75 \text{ MW}$$

$$\text{Potencia electrica consumida Bombas} = \frac{0.75}{0.9} = 0.83 \text{ MW}$$

- El valor de la Potencia efectiva del inferior se obtiene según la siguiente ecuación:

$$P_{E\text{ CI}} = 67.31 - 0.83 = 66.48 \text{ MW}$$

- Se presentan los resultados de la potencia y rendimiento de planta del ciclo combinado es igual a:

$$P_{E\text{ CC}} = 66.48 + 127.89 = 194.37 \text{ MW}$$

$$\eta_{\text{cc}} = \frac{194.37}{361.83} * 100\% = 53.72 \%$$

- Se presentan el resumen de resultados para diversas condiciones de cálculo del ciclo inferior:

Tabla N° 14-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 3 bar

| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
|----------|--------------------------|-------|-------|------|--------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------|------|------|-------------------------|--------------------------|------------------------|
| 1 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.72% |
| | 54.4 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.69 | 553.9 | 436.9 | 334.8 | 271.2 | 226.7 | 189.4 | 142.1 | 124 | 67.3 | 0.83 | 66.47 | 194.37 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.168 | 10.88 | 4.352 | 98 | 13.9 | 113 | 10.8 | 59.2 | 14.7 | 56 | 8.7 | 14 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 2 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 54.04% |
| | 55.4 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.72 | 553.9 | 434.8 | 330.8 | 266 | 220.7 | 182.7 | 134.9 | 116.4 | 68.5 | 0.85 | 67.65 | 195.55 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.888 | 11.08 | 4.432 | 98 | 13.9 | 110.8 | 6.8 | 54 | 8.3 | 49.1 | 1.5 | 6.4 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 3 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.36% |
| | 53.4 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.59 | 553.9 | 439.1 | 338.9 | 276.4 | 232.7 | 196.1 | 149.7 | 131.9 | 66 | 0.82 | 65.18 | 193.08 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 38.448 | 10.68 | 4.272 | 98 | 13.9 | 115.1 | 14.9 | 64.4 | 20.7 | 62.7 | 16.3 | 21.9 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 4 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.04% |
| | 52.4 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.48 | 553.9 | 441.3 | 342.9 | 281.6 | 238.7 | 202.8 | 157.8 | 139.8 | 64.8 | 0.8 | 64 | 191.9 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 37.728 | 10.48 | 4.192 | 98 | 13.9 | 117.3 | 18.9 | 69.6 | 26.7 | 69.4 | 23.9 | 29.8 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 5 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.66% |
| | 53.9 | 0.74 | 0.18 | 0.08 | 5.61 | 553.9 | 436.3 | 332.3 | 268.4 | 228.6 | 191.7 | 145 | 127 | 67.1 | 0.84 | 66.26 | 194.16 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.886 | 9.702 | 4.312 | 98 | 13.9 | 112.3 | 8.3 | 54.4 | 16.6 | 58.3 | 11.6 | 17 | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 14-B Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 3 bar

| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
|----------|--------------------------|-------|-------|------|--------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------|------|------|-------------------------|--------------------------|------------------------|
| 6 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.41% |
| | 52.8 | 0.76 | 0.16 | 0.08 | 5.45 | 553.9 | 436.9 | 332.3 | 268.8 | 234.2 | 198.1 | 152.5 | 134.9 | 66.2 | 0.84 | 65.36 | 193.26 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.128 | 8.448 | 4.224 | 98 | 13.9 | 112.9 | 8.3 | 56.8 | 22.2 | 64.7 | 19.1 | 24.9 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 7 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.14% |
| | 51.7 | 0.78 | 0.14 | 0.08 | 5.42 | 553.9 | 437.6 | 332.5 | 269.5 | 239.9 | 204.5 | 159.5 | 142.2 | 65.2 | 0.83 | 64.37 | 192.27 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.326 | 7.238 | 4.136 | 98 | 13.9 | 113.6 | 8.5 | 57.6 | 27.9 | 71.1 | 26.1 | 32.2 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 8 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.69% |
| | 53.5 | 0.74 | 0.2 | 0.06 | 5.61 | 553.9 | 436 | 332.8 | 268.7 | 224.9 | 187.4 | 145.9 | 128 | 67.2 | 0.83 | 66.37 | 194.27 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.59 | 10.7 | 3.21 | 98 | 13.9 | 112 | 8.8 | 56.7 | 12.9 | 54 | 12.5 | 18 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 9 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.47% |
| | 52.4 | 0.76 | 0.18 | 0.06 | 5.48 | 553.9 | 436.7 | 332.9 | 269.2 | 230.6 | 193.4 | 153.3 | 135.8 | 66.4 | 0.83 | 65.57 | 193.47 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.824 | 9.432 | 3.144 | 98 | 13.9 | 112.7 | 8.9 | 57.2 | 18.6 | 60.5 | 19.9 | 25.6 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 10 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.25% |
| | 51.4 | 0.78 | 0.16 | 0.06 | 5.38 | 553.9 | 437.2 | 199.8 | 269.4 | 235.8 | 199.8 | 159.9 | 142.8 | 65.6 | 0.83 | 64.77 | 192.67 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.092 | 8.224 | 3.084 | 98 | 13.9 | 113.2 | 8.7 | 57.4 | 23.8 | 66.4 | 26.5 | 32.8 | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 15-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 4 bar

| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
|----------|--------------------------|-------|-------|------|--------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------|-------|------|-------------------------|--------------------------|------------------------|
| 1 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.47% |
| | 53.8 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.6 | 553.9 | 438.3 | 337.3 | 274.4 | 230.3 | 198 | 152.9 | 128.5 | 66.4 | 0.83 | 65.57 | 193.47 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 38.736 | 10.76 | 4.304 | 98 | 13.9 | 114.3 | 13.3 | 62.4 | 18.3 | 54.4 | 8.5 | 18.6 | | | | | | |
| 2 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.80% |
| | 54.8 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.71 | 553.9 | 436.1 | 333.2 | 269.2 | 224.3 | 191.4 | 144.6 | 120.7 | 67.6 | 0.84 | 66.76 | 194.66 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.456 | 10.96 | 4.384 | 98 | 13.9 | 112.1 | 9.2 | 57.2 | 12.3 | 47.8 | 1 | 10.6 | | | | | | |
| 3 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.14% |
| | 52.8 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.32 | 553.9 | 440.1 | 341.3 | 279.6 | 236.3 | 204.6 | 159.6 | 136.6 | 65.19 | 0.82 | 64.37 | 192.27 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 38.016 | 10.56 | 4.224 | 98 | 13.9 | 116.4 | 17.3 | 67.6 | 24.3 | 61.1 | 16 | 26.5 | | | | | | |
| 4 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 52.80% |
| | 51.8 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.4 | 553.9 | 442.6 | 345.3 | 284.8 | 242.3 | 211.3 | 167 | 144.3 | 63.95 | 0.79 | 63.16 | 191.06 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 37.296 | 10.36 | 4.144 | 98 | 13.9 | 118.6 | 21.3 | 72.8 | 30.3 | 67.8 | 23.6 | 34.4 | | | | | | |
| 5 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.61% |
| | 53.8 | 0.74 | 0.18 | 0.08 | 5.6 | 553.9 | 436.4 | 332.7 | 268.9 | 229.2 | 197 | 151 | 127.5 | 66.9 | 0.84 | 66.06 | 193.96 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.812 | 9.684 | 4.304 | 98 | 13.9 | 112.4 | 8.7 | 56.9 | 17.2 | 53.4 | 7.4 | 17.5 | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 15-B Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 4 bar

| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
|----------|--------------------------|-------|-------|------|--------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------|-------|------|-------------------------|--------------------------|------------------------|
| 6 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.34% |
| | 52.7 | 0.76 | 0.16 | 0.08 | 5.49 | 553.9 | 437.1 | 332.7 | 269.4 | 234.8 | 203.2 | 158.2 | 135.2 | 65.93 | 0.84 | 65.09 | 192.99 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.052 | 8.432 | 4.216 | 98 | 13.9 | 113.1 | 8.7 | 57.4 | 22.8 | 59.6 | 14.6 | 25.2 | | | | | | |
| 7 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.11% |
| | 51.7 | 0.78 | 0.14 | 0.08 | 5.38 | 553.9 | 437.6 | 332.5 | 269.5 | 239.9 | 208.9 | 164.7 | 142.2 | 65.1 | 0.83 | 64.27 | 192.17 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.326 | 7.238 | 4.136 | 98 | 13.9 | 113.6 | 8.5 | 57.5 | 27.9 | 65.3 | 21.1 | 32.2 | | | | | | |
| 8 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.66% |
| | 53.4 | 0.74 | 0.2 | 0.06 | 5.56 | 553.9 | 436.2 | 333.2 | 269.2 | 225.5 | 192.8 | 152.1 | 128.8 | 67.1 | 0.83 | 66.27 | 194.17 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.516 | 10.68 | 3.204 | 98 | 13.9 | 112.2 | 9.2 | 57.2 | 13.5 | 49.2 | 8.5 | 18.8 | | | | | | |
| 9 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.47% |
| | 52.5 | 0.76 | 0.18 | 0.06 | 5.46 | 553.9 | 436.5 | 332.5 | 268.7 | 230 | 197.8 | 157.9 | 134.9 | 66.4 | 0.83 | 65.57 | 193.47 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.9 | 9.45 | 3.15 | 98 | 13.9 | 112.5 | 8.5 | 56.7 | 18 | 54.2 | 14.2 | 25 | | | | | | |
| 10 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.25% |
| | 51.5 | 0.78 | 0.16 | 0.06 | 5.36 | 600 | 437 | 332.3 | 268.9 | 235.1 | 203.6 | 164.4 | 142 | 65.6 | 0.83 | 64.77 | 192.67 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.17 | 8.24 | 3.09 | 98 | 13.9 | 113 | 8.3 | 56.9 | 23.1 | 60 | 20.8 | 31.9 | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 16-A Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 2 bar

| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
|----------|--------------------------|-------|-------|------|--------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------|------|------|-------------------------|--------------------------|------------------------|
| 1 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.69% |
| | 54.9 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.6 | 553.9 | 435.9 | 332.8 | 268.6 | 223.7 | 179.8 | 130.9 | 120.2 | 67.2 | 0.84 | 66.36 | 194.26 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.528 | 10.98 | 4.392 | 98 | 13.9 | 111.9 | 8.8 | 56.6 | 11.7 | 59.6 | 10.8 | 10.2 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 2 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 54.04% |
| | 55.9 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.89 | 553.9 | 433.7 | 328.8 | 263.4 | 217.7 | 172.9 | 123.3 | 112.2 | 68.5 | 0.86 | 67.64 | 195.54 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.248 | 11.18 | 4.472 | 98 | 13.9 | 109.7 | 4.8 | 51.44 | 5.6 | 54.7 | 3.1 | 2.3 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 3 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.36% |
| | 53.9 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.68 | 553.9 | 438.1 | 336.9 | 273.8 | 229.7 | 186.6 | 138.7 | 128.1 | 66 | 0.83 | 65.17 | 193.07 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 38.808 | 10.78 | 4.312 | 98 | 13.9 | 114.1 | 12.9 | 61.8 | 17.7 | 66.4 | 18.5 | 18.1 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 4 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.03% |
| | 52.9 | 0.72 | 0.2 | 0.08 | 5.58 | 553.9 | 440.2 | 340.9 | 279 | 235.7 | 193.4 | 146.4 | 136 | 64.8 | 0.82 | 63.98 | 191.88 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 38.088 | 10.58 | 4.232 | 98 | 13.9 | 116.2 | 16.9 | 67 | 23.7 | 73.2 | 26.2 | 26 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 5 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.49% |
| | 53.9 | 0.74 | 0.18 | 0.08 | 5.68 | 553.9 | 436.3 | 332.3 | 268.4 | 228.6 | 185.5 | 137.6 | 127.1 | 66.5 | 0.84 | 65.66 | 193.56 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.886 | 9.702 | 4.312 | 98 | 13.9 | 112.2 | 8.3 | 56.4 | 16.6 | 65.3 | 17.4 | 17 | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

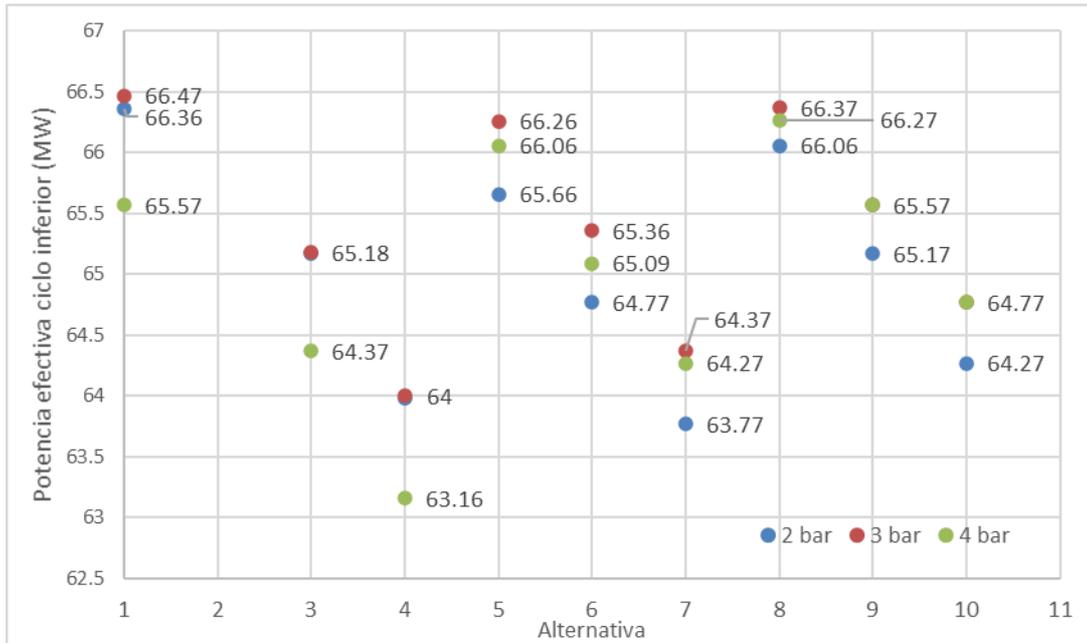
Tabla N° 16-B Dimensionamiento de Ciclo inferior con presión de baja igual a 2 bar

| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
|----------|--------------------------|-------|-------|------|--------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------|------|------|-------------------------|--------------------------|------------------------|
| 6 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.25% |
| | 52.8 | 0.76 | 0.16 | 0.08 | 5.57 | 553.9 | 436.9 | 332.3 | 268.8 | 234.2 | 192 | 145.1 | 134.7 | 65.6 | 0.83 | 64.77 | 192.67 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.128 | 8.448 | 4.224 | 98 | 13.9 | 112.9 | 8.3 | 56.8 | 22.2 | 71.8 | 24.9 | 24.7 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 7 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 52.97% |
| | 51.7 | 0.78 | 0.14 | 0.08 | 5.46 | 553.9 | 437.6 | 332.5 | 269.5 | 239.9 | 198.5 | 152.5 | 142.4 | 64.6 | 0.83 | 63.77 | 191.67 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.326 | 7.238 | 4.136 | 98 | 13.9 | 113.6 | 8.5 | 57.5 | 27.9 | 78.3 | 32.3 | 32.4 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 8 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.61% |
| | 53.6 | 0.74 | 0.2 | 0.06 | 5.65 | 553.9 | 435.8 | 332.4 | 268.2 | 224.3 | 180.4 | 137.9 | 127.4 | 66.9 | 0.84 | 66.06 | 193.96 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.664 | 10.72 | 3.216 | 98 | 13.9 | 111.8 | 8.4 | 56.2 | 12.3 | 60.2 | 17.8 | 17.4 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 9 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.36% |
| | 52.2 | 0.76 | 0.18 | 0.06 | 5.53 | 553.9 | 436.5 | 332.4 | 268.7 | 230 | 187.1 | 145.5 | 135.2 | 66 | 0.83 | 65.17 | 193.07 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 39.672 | 9.396 | 3.132 | 98 | 13.9 | 112.5 | 8.5 | 56.7 | 18 | 66.9 | 25.3 | 25.2 | | | | | | |
| Solucion | Flujo masico de vapor Mv | m1 | m2 | m3 | mx | T4 | Tx | Ty | Tz | Tw | Tv | Tu | T final gases | PTV | PB | Potencia Ciclo inferior | Potencia Ciclo combinado | Eficiencia ciclo comb. |
| 10 | kg/s | %M v | %M v | %M v | kg/s | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | MW | MW | MW | MW | 53.11% |
| | 51.3 | 0.78 | 0.16 | 0.06 | 5.43 | 600 | 437 | 332.3 | 268.9 | 235.1 | 193.1 | 152.2 | 142.1 | 65.1 | 0.83 | 64.27 | 192.17 | |
| | | kg/s | kg/s | kg/s | T*(°C) | Acercamiento de temperatura con la generacion de vapor (ΔT) | | | | | | | | | | | | |
| | 40.014 | 8.208 | 3.078 | 98 | 13.9 | 113 | 8.3 | 56.9 | 23.1 | 72.9 | 32 | 32.1 | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

Se presenta el gráfico 01 en donde se presentan las 30 soluciones de las dimensiones del ciclo inferior para valores de baja presión de 2, 3 y 4 bar respectivamente. En donde 7 soluciones superan la potencia efectiva de 66 MW para el ciclo inferior.

Gráfico 01 Diagrama de Soluciones para el ciclo inferior



Fuente Elaboración propia

Donde se visualiza que la solución óptima se presenta para las siguientes condiciones calculadas en el ítem 4.2. (del cual se ha presentado la secuencia de cálculo). Para la caracterización de Indicadores de desempeño del ciclo combinado en el ítem 4.3 se desarrollan en función a las 7 soluciones que superan el valor de la potencia efectiva de 66 MW, teniendo en cuenta los valores obtenidos en las tablas 14, 15 y 16 y los valores obtenidos para el ciclo superior con gas natural del ítem 4.1.

4.3 Caracterización del Ciclo combinado.

4.3.1 Potencias generadas y suministradas.

Teniendo en cuenta los siguientes valores para el ciclo superior con gas natural

$$P_{ECS} = 127.89 \text{ MW}$$

$$P_{SCS} = 361.83 \text{ MW}$$

Tabla 17 Eficiencia de ciclo combinado para 7 mejores alternativas de ciclo inferior

| Alternativa | P _{E CS} (MW) | P _{E CI} (MW) | P _{E CC} (MW) | P _{S CS} (MW) | η _{CS} (%) |
|-----------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|---------------------|
| Alternativa 1 (3 bar) | 127.89 | 66.47 | 194.37 | 361.83 | 53.72 |
| Alternativa 8 (3 bar) | 127.89 | 66.37 | 194.27 | 361.83 | 53.69 |
| Alternativa 1 (2 bar) | 127.89 | 66.36 | 194.26 | 361.83 | 53.69 |
| Alternativa 8 (4 bar) | 127.89 | 66.27 | 194.17 | 361.83 | 53.66 |
| Alternativa 5 (3 bar) | 127.89 | 66.26 | 194.16 | 361.83 | 53.66 |
| Alternativa 5 (4 bar) | 127.89 | 66.06 | 193.96 | 361.83 | 53.61 |
| Alternativa 8 (2 bar) | 127.89 | 66.06 | 193.96 | 361.83 | 53.61 |

Fuente: Elaboración propia

i. Indicadores de desempeño:

Para determinar el valor del Heat Rate o Tasa de Calor (H.R), se emplea la ecuación 14.

$$H. R_{CC} = \frac{6.635 \frac{kg}{s} \times \frac{3,600 s}{h} \times \frac{m^3}{0.65 kg} \times \frac{1 MMBTU}{28 m^3}}{194.37 MW} = 6.752 \frac{MMBTU}{MWh}$$

Costo Variable combustible, es determina según la ecuación 15 y teniendo en cuenta el precio unitario del gas natural puesto en planta de la Empresa ENEL GENERACION, el cual es igual a 1.5868 U\$/MMBTU según lo detallado en Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021.

$$CVC_{CC} = 6.752 * 1.5868 = 10.714 \left(\frac{U\$}{MWh} \right)$$

Según el Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021 se toma el valor declarado de los Costos Variables No Combustibles para la central termoeléctrica de Ciclo Combinado de Termochilca o Santo Domingo de 300 MW con gas natural el cual es igual a 3.35 U\$/MWh.

Los costos Variables totales se determinan según la ecuación 16.

$$CVT_{cc} = 10.714 + 3.35 = 14.064 \frac{U\$}{MWh}$$

4.3.2 Indicadores de generación del ciclo combinado.

Tabla 18 Indicadores de generación de ciclo combinado para 7 mejores alternativas de ciclo inferior

| Alternativa | P_{ECC} (MW) | \dot{m}_{GN} ($\frac{kg}{s}$) | H. R_{CC} ($\frac{MMBTU}{MWh}$) | CVC_{CC} ($\frac{U\$}{MWh}$) | CVT_{CC} ($\frac{U\$}{MWh}$) |
|-----------------------|----------------|-----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Alternativa 1 (3 bar) | 194.37 | 6.635 | 6.752 | 10.714 | 14.064 |
| Alternativa 8 (3 bar) | 194.27 | 6.635 | 6.755 | 10.718 | 14.069 |
| Alternativa 1 (2 bar) | 194.26 | 6.635 | 6.756 | 10.720 | 14.070 |
| Alternativa 8 (4 bar) | 194.17 | 6.635 | 6.759 | 10.725 | 14.075 |
| Alternativa 5 (3 bar) | 194.16 | 6.635 | 6.760 | 10.726 | 14.076 |
| Alternativa 5 (4 bar) | 193.96 | 6.635 | 6.766 | 10.736 | 14.086 |
| Alternativa 8 (2 bar) | 193.96 | 6.635 | 6.766 | 10.736 | 14.086 |

Fuente: Elaboración propia

En la tabla anterior se presentan los resultados de los indicadores de generación para las 7 mejores soluciones para el dimensionamiento del ciclo inferior, La diferencia de costos variables de operación entre las 2 mejores alternativas para un total de 4,000 horas de operación es de:

$$Variacion\ CVT = (14.069 - 14.064) * 194.37 * 4000 = U\$ 3,887.40$$

Es pequeña la diferencia entre los costos totales de generación entre las 2 mejores alternativas.

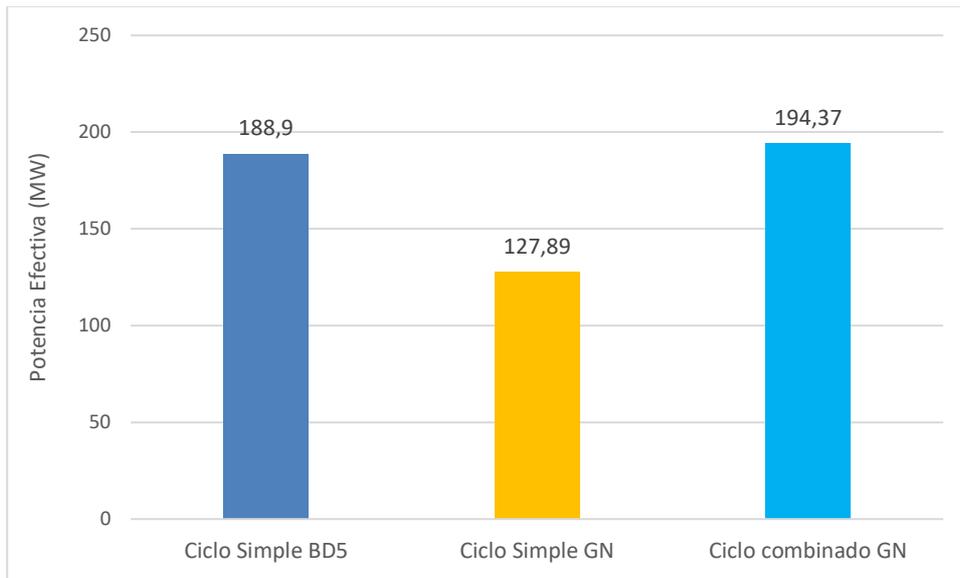
4.4 Benchmarking entre Indicadores de generación.

Se presentan los resultados del benchmarking entre los indicadores de generación en condiciones de ciclo simple y ciclo combinado.

Referente a la potencia efectiva.

Con respecto al Ciclo simple con BD5, el ciclo combinado incrementa la potencia efectiva en 2.9 %, mientras que el ciclo simple con GN reduce su potencia efectiva en 32.3 %. Mientras que el ciclo combinado con GN con respecto al ciclo simple con GN incrementa la potencia en 52 %.

Gráfico 02 Benchmarking entre potencias efectivas generadas

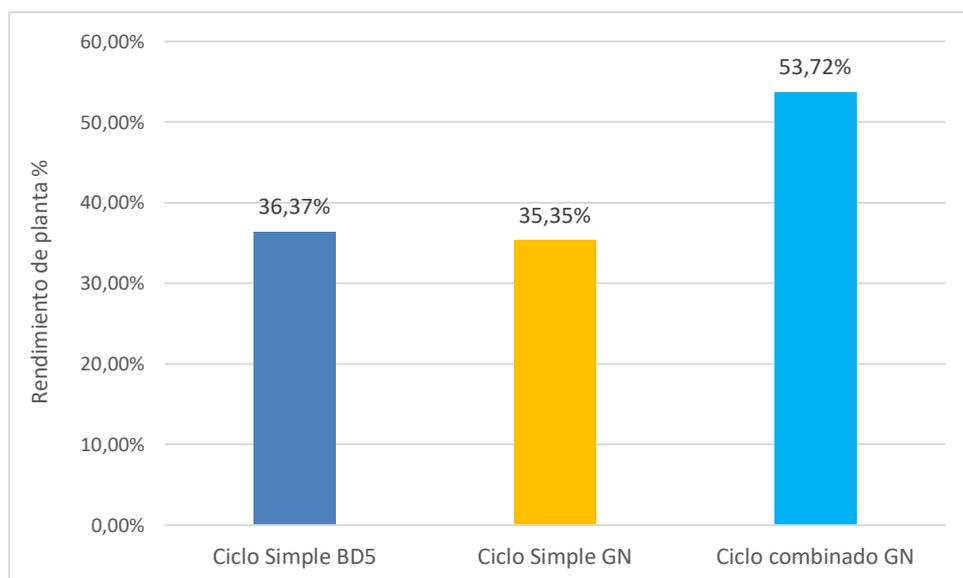


Fuente Elaboración propia

Referente a la eficiencia o rendimiento de planta:

Con respecto al Ciclo simple con BD5, el ciclo combinado incrementa el rendimiento de planta en 47.70 %, mientras que el ciclo simple con GN reduce su rendimiento de planta en 2.8 %. Mientras que el ciclo combinado con GN con respecto al ciclo simple con GN incrementa su rendimiento de planta en 52 %.

Gráfico 03 Benchmarking entre rendimientos de planta

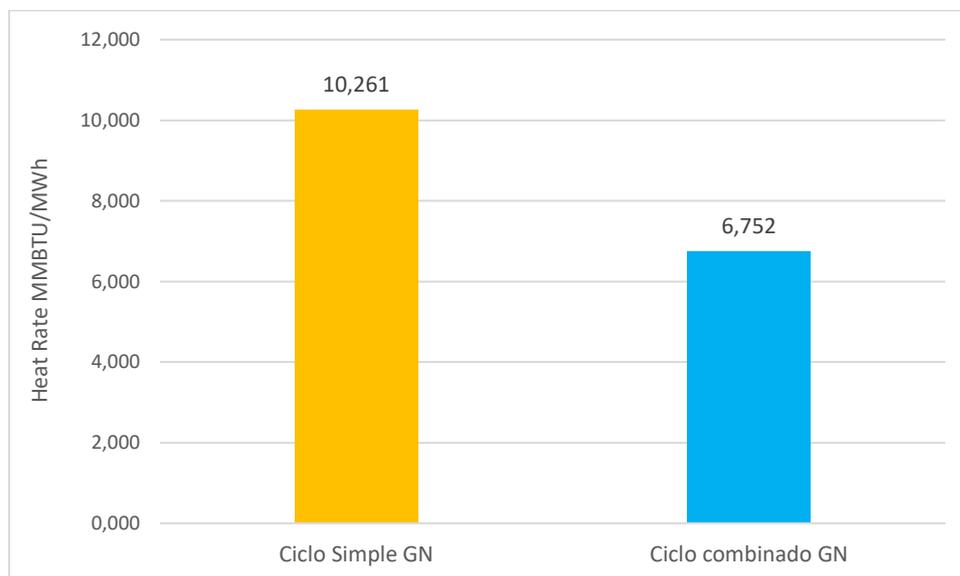


Fuente Elaboración propia

Referente al Heat Rate.

Con respecto al Ciclo simple con GN, el ciclo combinado mejora su Heat Rate en 34.2 %.

Gráfico 04 Benchmarking entre Heat Rate

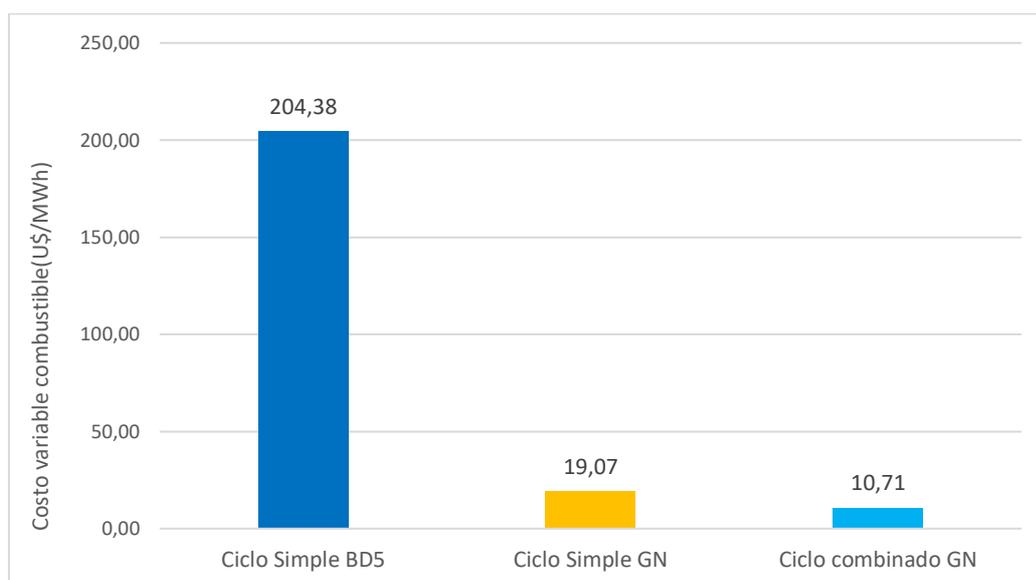


Fuente Elaboración propia

Referente al costo variable combustible.

Con respecto al Ciclo simple con BD5, el ciclo combinado mejora su CVC en 94.8 %, mientras con respecto al ciclo simple con GN el ciclo combinado mejora su CVC en 43.8%.

Gráfico 05 Benchmarking entre costo variable combustible

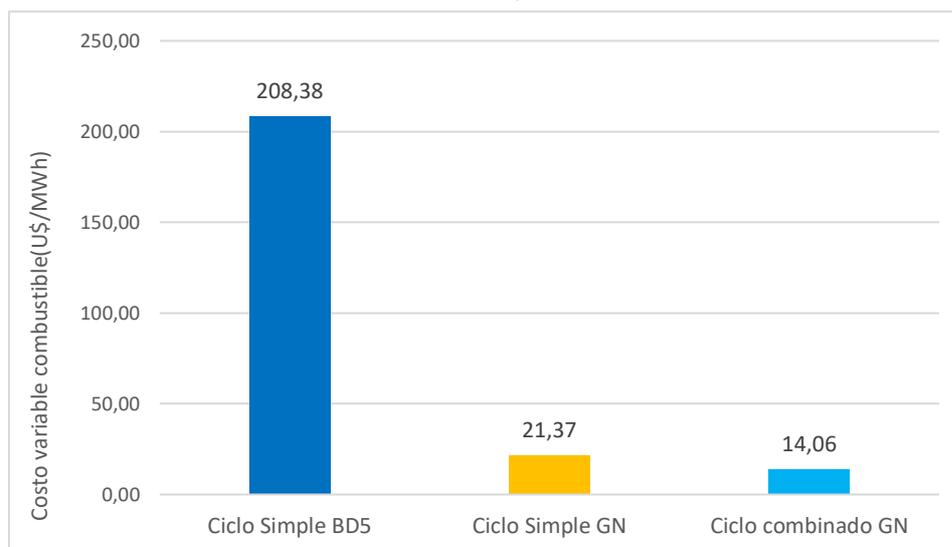


Fuente Elaboración propia

Referente al costo variable total.

Con respecto al Ciclo simple con BD5, el ciclo combinado mejora su CVC en 93.3 %, mientras con respecto al ciclo simple con GN el ciclo combinado mejora su CVC en 34.2%.

Gráfico 06 Benchmarking entre costo variable total



Fuente Elaboración propia

Referente al balance económico entre el Ciclo simple con BD5 y Ciclo combinado con gas natural.

Se presenta los resultados entre los costos variables totales del ciclo combinado con gas natural y el ciclo simple con BD5, para un total 50 horas de operación (según las horas de operación de la central termoeléctrica TG5 en condición de reserva fría para el año 2,020), y para la central de ciclo combinado un total de 11 meses de operación como central de base del SEIN.

Tabla 19 Benchmarking en costos con respecto a operación ciclo simple con BD5

| Central | CVT (U\$/MWh) | Potencia (MW) | Horas de operación/año | Costo (U\$/año) |
|--------------------|---------------|---------------|------------------------|-----------------|
| Ciclo simple BD5 | 208.38 | 188.9 | 50 | 1'968,149.10 |
| Ciclo combinado GN | 14.06 | 194.37 | 7,920 | 21'644,110.22 |

Fuente Elaboración propia

Según los ingresos por condición de reserva fría de la central termoeléctrica TG5 igual a 204.38 U\$/MW y para la central de ciclo combinado los ingresos se determinan en función al precio de la energía en barra promedio del SEIN igual a 45 U\$/MWh

Tabla 20 Benchmarking en ingresos con respecto a operación ciclo simple con BD5

| Central | CVT (U\$/MWh) | Potencia (MW) | Horas de operación/año | Ingresos (U\$/año) |
|--------------------|------------------|------------------|---------------------------|-----------------------|
| Ciclo simple BD5 | 208.38 | 188.9 | 50 | 1'968,149.10 |
| Ciclo combinado GN | 45.0 | 194.37 | 7,920 | 69'273,468.00 |

Fuente Elaboración propia

Se tiene el resultado referente al balance económico entre la operación de la central termoeléctrica TG5 como central ciclo simple con BD5 en condición de reserva fría y central de ciclo combinado con gas natural en condición de central de base en el SEIN, con una rentabilidad anual de 47'629,357.78.

Tabla 21 Benchmarking en balance económico entre operación ciclo simple con BD5 y operación como ciclo combinado de la central termoeléctrica TG5

| Central | Condición | Costo (U\$/año) | Ingresos (U\$/año) | Saldo (U\$/año) |
|--------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|--------------------|
| Ciclo simple BD5 | Reserva fría | 1'968,149.10 | 1'968,149.10 | .- |
| Ciclo combinado GN | Central de Base | 21'644,110.22 | 69'273,468.00 | 47'629,357.78 |

Fuente Elaboración propia

Referente al balance económico entre el Ciclo simple con BD5 y Ciclo combinado con gas natural.

Se presenta los resultados entre los costos variables totales del ciclo combinado con gas natural y el ciclo simple con gas natural, para un total 7,920 horas de operación (equivalente a 11 meses de operación para la central de ciclo combinado operando en condición de central de base del SEIN).

Tabla 22 Benchmarking en costos con respecto a operación ciclo simple con GN

| Central | CVT (U\$/MWh) | Potencia (MW) | Horas de operación/año | Costo (U\$/año) |
|--------------------|------------------|------------------|---------------------------|--------------------|
| Ciclo simple GN | 21.37 | 127.39 | 7,920 | 21'560,808.46 |
| Ciclo combinado GN | 14.06 | 194.37 | 7,920 | 21'644110.22 |

Fuente Elaboración propia

Se presentan los ingresos por condición de central de base en el SEIN de la central termoeléctrica TG5 igual a 45.00 U\$/MW como central ciclo simple y central de ciclo combinado.

Tabla 23 Benchmarking en ingresos con respecto a operación ciclo simple con GN

| Central | CVT (U\$/MWh) | Potencia (MW) | Horas de operación/año | Ingresos (U\$/año) |
|--------------------|------------------|------------------|---------------------------|-----------------------|
| Ciclo simple GN | 45.0 | 127.39 | 7,920 | 45'401,796.00 |
| Ciclo combinado GN | 45.0 | 194.37 | 7,920 | 69'273,468.00 |

Fuente Elaboración propia

Se tiene el resultado referente al balance económico entre la operación de la central termoeléctrica TG5 como central ciclo simple con gas natural y la central de ciclo combinado con gas natural ambas en condición de central de base en el SEIN, con una rentabilidad anual de 23'788,370.24 superior de la central de ciclo combinado sobre la central de ciclo simple.

Tabla 24 Benchmarking en balance económico entre operación ciclo simple con GN y operación como ciclo combinado de la central termoeléctrica TG5

| Central | Condición | Costo (U\$/año) | Ingresos (U\$/año) | Saldo (U\$/año) |
|--------------------|-----------------|--------------------|-----------------------|--------------------|
| Ciclo simple GN | Central de Base | 21'560,808.46 | 45'401,796.00 | 23'840,987.54 |
| Ciclo combinado GN | Central de Base | 21'644,110.22 | 69'273,468.00 | 47'629,357.78 |

Fuente Elaboración propia

4.5 Discusión de Resultados.

En la presente investigación se configuró un ciclo combinado con gas natural 1x1x1x con un rendimiento de planta 53.72 % operando desde la condición de reserva fría a central termoeléctrica de base del SEIN, mientras que en la tesis de Atalaya (2,014) se dimensiono una central de ciclo combinado con gas natural 3x3x1 alcanzando un rendimiento mucho mayor igual a 58.54%.

Así mismo se determinó que la eficiencia o rendimiento de planta se incrementa desde 36.37% ciclo simple con BD5 y 35.35% hasta un valor de 53.72% , con lo cual el CVT se reduce desde 208.38 U\$/MWh y 21.635 U\$/MWh como ciclo simple con BD5 y gas natural respectivamente a un valor de 14.064 U\$/MWh como ciclo combinado con gas natural, valores superiores obtenidos por Bada y Domínguez (2,011) en su investigación referente a la Central Termoeléctrica de Malacas de 100 MW en la cual el rendimiento de planta se incrementa desde 30.09 % en operación en ciclo abierto simple, hasta 52.11% en operación en ciclo combinado y el CVT, mejora desde 29.66 US\$/MWh, hasta 19.05 US\$/MWh. Y también presenta un mejor desempeño con respecto a la investigación de Chávez y Portal (2,011) para la Central Termoeléctrica de Aguaytía de 100 MW con gas natural su rendimiento de planta se incrementa desde 33,78% como Ciclo simple a 52,9% como Ciclo Combinado. Se determinó que el Costo Variable Total operando como Ciclo Combinado es de 15.28 US\$/MW, valor mayor al obtenido en la presente tesis igual a 14.064 U\$/MWh, luego de 10 años.

El ciclo combinado 3x3x1 con generación trial se caracteriza por tener las siguientes características: Vapor Alta Presión 120 bar y 540 °C, Vapor Media Presión 30 bar y 540 °C, Vapor Baja Presión a 3 bar (sin sobrecalentamiento) y vapor de extracción de la turbina de vapor es de 0.08 bar. Del mismo modo la potencia efectiva se ha incrementado en 52%, el heat Rate mejora en 34 %, estos valores difieren a lo desarrollado por Pérez y Flores (2,018) en su tesis referente a La central termoeléctrica de reserva fría de Ilo en la cual dimensiono la generación trial de vapor, 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, con lo cual la potencia efectiva solo se incrementa en 45 % y el heat rate tiene una mejora de 31%.

Con referente a la tesis de Santamaria (2,016) para la central térmica de Paita en el cual la eficiencia o rendimiento de planta se incrementa desde 33% a 56 % con recuperación de los gases de la combustión a 550 °C, a diferencia en la presente tesis incrementa el rendimiento de planta se incrementa desde 35.35 % hasta un valor de 53.72 %, con recuperación de los gases de la combustión desde 553 °C.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se determinaron los indicadores de generación para la central termoeléctrica TG5 de Talara en ciclo simple, así tenemos operando con petróleo BD5 tiene un rendimiento de planta de 36.37 %, heat rate de 240.17 kg/MWh y costo variable total de 208.38 U\$/MWh y operando con gas natural con un rendimiento de planta de 35.35%, heat rate de 10.261 MMBTU/MWh y costo variable total de 21.365 U\$/MWh.
- Se dimensiona un ciclo combinado 1x1x1 de generación trial de vapor, aprovechando los gases de la combustión provenientes del ciclo superior a 553 °C, el aprovechamiento del calor sensible se realizará en un GVRC con 7 zonas de transferencia de calor.
- Se diseñó el sistema de recuperación de calor trial para un ciclo combinado 1x1x1, en el cual la generación trial de vapor del ciclo inferior se caracteriza por lo siguiente: Nivel de alta presión: 120 Bar, 540 °C y flujo masico igual a 39.168 kg/s , Nivel de media presión: 30 bar, 540°C y flujo masico de 10.88 kg/s y Nivel de baja presión: 3 bar como vapor saturado y flujo masico igual a 4.352 kg/s. y con una presión de extracción de la turbina de vapor de 0.08 bar.
- El incremento de los indicadores de generación comparando el ciclo simple con el ciclo combinado con gas natural, es el siguiente para el Heat Rate mejora desde 10.261 MMBTU/MWh hasta 6.752 MMBTU/MWh y para el costo variable total desde 21.365 U\$/MWh hasta un valor de 14.064 U\$/MWh.
- Los indicadores de generación se han optimizado en 34.2 % para el heat rate y también 34.2 % para el costo variable total, superando el valor estimado en la hipótesis en la presente investigación la cual es de 10 %.

RECOMENDACIONES

Sería recomendable un estudio más detallado referente a la cámara de combustión de la central termoeléctrica TG5 , si es ciertos los datos de las tablas 7 y 8 tomadas como fuente es información para la potencia efectiva declarada por la empresa siguiendo el procedimiento N° PR17-COES y permiten conocer los indicadores de desempeño de la central termoeléctrica, no implica un análisis fluidodinámico del comportamiento de la cámara de combustión con gas natural , para investigar la caída de potencia efectiva de la central TG5 cuando cambia de petróleo BD5 a gas natural.

Un trabajo pendiente es el desarrollo de un programa en el cual se pueda modelizar ciclos combinados, existen softwares propios de empresas tal como General Electric o Siemens que desarrollan esos algoritmos. Aunque el presente informe utilizo solo una hoja electrónica con apoyo de programas de tablas termodinámicos como TRERMOGRAPH y STEAM TABLE IFC 1967 Formulation, los resultados permiten tener un conocimiento real del diseño del ciclo combinado del presente informe, y no para otra configuración, como lo sería un ciclo combinado con ciclo inferior con nivel de presión baja con sobrecalentamiento.

Aunque se ha demostrado la mejora de los indicadores de generación tal como se planteó en el proyecto de investigación aprobado, y además se ha demostrado en las tablas 20 y 23 la rentabilidad de la reconversión de la central termoeléctrica de ciclo simple actualmente en condición de reserva fría a ciclo combinado con gas natural, es tarea pendiente y se recomienda a posterior una evaluación económica del presente proyecto, aunque ya es un hecho para el año 2,022 por parte de la empresa cambiar su operación a gas natural , una vez terminado su contrato con el estado por estar en condición de reserva fría.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Tesis.

- Atalaya. (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.
- Bada. y Domínguez. (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.
- Calle. (2013). Determinación de los beneficios económicos y ambientales por la conversión de la central Termogas Machala I a una central con ciclo combinado. Tesis para optar el título de Ingeniero eléctrico en la Universidad de Cuenca. Ecuador.
- 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.
- Chávez. y Portal. (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.
- Chunga y Cam. (2013). Influencia del incremento de la potencia efectiva en cogeneración de energía de la empresa Cartavio S.A.A-Perú. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

- 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.
- Fernández (2012). Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW tesis para optar el título de Ingeniero Térmico y de procesos en la Universidad Carlos III de España.
- Flores y Pérez. (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.
- Godos. (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 el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.
- 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.
- Haro. y Crispín. (2015). Ahorro de energía primaria mediante el diseño de un sistema de Trigeneración en la empresa Austral Group. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.
- 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.

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.

Regalado (2015). Estudio de una central de ciclo combinado. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad de la Laguna. España.

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.

Tena. (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.

Velásquez. (2014). Balance exergético en la central termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Textos.

Burghardt, D. Ingeniería Termodinámica. México. Ediciones Harla. 2° edición. 1,984.575 p. ISBN 9789686034370

García Garrido, S. Operación y Mantenimiento de centrales de Ciclo Combinado. España: Ed. Díaz de Santos. 2,011. 352 p. ISBN: 9788479788421

Guevara, R. Módulo de Centrales Termoeléctricas. Universidad Nacional del Santa. 2019.83 p.

Guevara. Modulo del Curso de Tecnología Energética: Ciclos Combinados. Universidad Nacional del Santa. 2019. 70 p.

Haywood. Ciclos termodinamicos de potencia y refrigeración. España. Editorial Limusa. 2002. 215 p. ISBN 9789681857981

Kehlhofer. Combined Cycles Gas and steam turbine power plants. Editorial Penn Well Publishing. USA. 3ª Edición. 2009. 377 p. ISBN 0878147365

Mendiola Cabrera, A, et al. Proyectos de generación eléctrica en el Perú ¿Centrales Hidroeléctricas o Centrales Térmicas? Perú: Ed. Universidad ESAN. 1ª Edición. 2007. 130 pp. ISBN 9786124110092

Morán, M. J. y Shapiro, H. Fundamentos de Termodinámica Técnica. España: Ed. Reverte. 2ª Edición. 2,005.870 pp. ISBN: 9788429143133

Sabugal G. y Gómez F. Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyectos. España: Ed. Díaz de Santos. 2,006. 328 pp. ISBN: 84 7978 735 X

Linkografía.

Asencio. Optimización del sistema de control del aerocondensador de una central de generación eléctrica. Instituto de investigación Universidad Carlos III. España. 2017. [Consulta: 30 de mayo del 2021]. Disponible en:

https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/27385/TFG_Javier_Asencio_Baeza.pdf?sequence=1&isAllowed=y

COES. Determinación de la potencia efectiva y rendimiento de la unidad TG5 de la central térmica reserva fría de generación planta talará operando con gas natural. Portal web del COES. Perú. 2,017. [Consulta: 30 de marzo del 2021]. Disponible en:

<https://www.coes.org.pe/Portal/Operacion/Estudios/PotenciaEfectiva>

Endara. Sistemas de potencia y refrigeración con cambio de fase. Escuela Superior Tecnológica del Litoral. Ecuador. 2018. [Consulta: 30 de mayo del 2021]. Disponible en:

https://www.academia.edu/35838240/SISTEMAS_DE_POTENCIA_Y_REFRI GERACI%C3%93N_CON_CAMBIO_DE_FASE_POWER_AND_REFRIGE RATION_SYSTEMS_WITH_PHASE_CHANGE

Fénix Power. Central Termoeléctrica Fénix. Portal web de la Empresa Fénix Power. Perú. 2021. [Consulta: 30 de mayo del 2021]. Disponible en:

<https://proactivo.com.pe/planta-de-fenix-power-operara-al-100-a-fin-de-mes/>

Ferreya, campos, Moya y Cabral. Impacto económico y ambiental del uso del gas natural en la generación de electricidad en El Amazonas: Estudio de caso. Revista Scielo. vol.82 no.190 Medellín Mar./Apr. 2015. Colombia. 2015. [Consulta: 30 de marzo del 2021]. Disponible en:

http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0012-73532015000200011

Fernández Diez. (2006). Turbinas de Vapor. Libros de Ingeniería Energética. España. 2,006 [Consulta: 10 de junio del 2021]. Disponible en:

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

HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C. Informe de Potencia Efectiva de la Central de Reserva Fría de Ilo. Comité de Operación Económica del Sistema. Perú. 2,018. [Consulta: 10 de marzo del 2021]. Disponible en:

<http://www.coes.org.pe/Portal/Operacion/Estudios/PotenciaEfectiva>

Hrudnick. Efectos en la operación del sistema de la incorporación de energías renovables con bajo factor de planta y alta volatilidad. PUCP –Chile. 2,011. [Consulta: 1 de abril del 2021]. Disponible en:

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

Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias. Indicadores de desempeño energético: Una ruta hacia la sustentabilidad. DYNA, vol. 84, núm. 203, 2017. Universidad Nacional de Colombia. 2017. [Consulta: 2 de mayo del 2021]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/jatsRepo/496/49655603023/html/index.html>

Iberdrola. Ciclos combinados. Iberdrola. México. 2020. [Consulta: 1 de junio del 2021]. Disponible en: <https://www.iberdrolamexico.com/te-interesa/cinco-datos-interesantes-de-los-ciclos-combinados/>

Kallpa generación. Central de Ciclo combinado de Kallpa. Portal web de Empresa Kallpa Generación. Perú. 2021. [Consulta: 8 de mayo del 2021]. Disponible en:

Kovats. Compresores axiales. Buenas Tareas. México. 2015. [Consulta: 1 de marzo del 2021]. Disponible en: <https://www.buenastareas.com/ensayos/Compresores-Axiales/140636.html>

OSINERGMIN. “Observatorio Energético Minero”. Gobierno del Perú. 2,017. [Consulta: 20 de febrero del 2021]. Disponible en: <http://observatorio.osinergmin.gob.pe/>

OSINERGMIN. “Introducción a las Energías Renovables”. Gobierno del Perú. 2,015. [Consulta: 29 de diciembre del 2020]. Disponible en: <http://www2.osinerg.gob.pe/EnergiasRenovables/EnergiasRenovables.html>

PETROPERU. Propiedades del petróleo BD5. Pagina virtual de PETROPERU. Perú . 2,016 [Consulta: 22 de febrero del 2021]. Disponible en: <https://www.petroperu.com.pe/Main.asp?Seccion=62>

Prieto. (2006). Ciclos combinados. Universidad de Oviedo. España. Consulta: 22 de febrero del 2021]. 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. Centrales Termoeléctricas con turbinas a gas. Pagina virtual de RENOVETEC. España. 2,014 [Consulta: 09 de marzo del 2021].Disponible en:
<http://www.turbinasdegas.com/principales-partes-turbinas>

Revista energiza. Centrales Termoeléctricas. RENOVETEC. España.2,013. [Consulta: 15 de febrero del 2021].Disponible en:
<http://www.energiza.org/Numeros/ENERGIZAABRIL2013.pdf>

SNMPE. Potencia Instalada, Efectiva y Firme. Boletín de la Sociedad Nacional de Minería, Petróleo y Energía.Peru. 2,015 [Consulta: 28 de junio del 2021].Disponible en:
<http://www.snmpe.org.pe/>

Unión Fenosa. Ciclos combinados de gas natural: tecnología punta y desarrollo sostenible. Pagina virtual de Unión Fenosa Gas Natural. España. 2,016 [Consulta: 09 de marzo del 2021].Disponible en:
<https://www.gasnaturalfenosa.es/es/conocenos/compromiso+y+sostenibilidad/cambio+climatico/energias+responsables/1297101993224/ciclos+combinados.html>

ANEXOS

Anexo 1: Hoja Informativa de la Central termoeléctrica TG5 de Reserva fría de Talara.



CENTRAL TÉRMOELÉCTRICA MALACAS (TURBINA A GAS TGS - RESERVA FRÍA)

| | |
|---|--|
| DENOMINACIÓN | C.T. MALACAS (TURBINA A GAS TGS) |
| EMPRESA CONCESIONARIA | SEPSA |
| TECNOLOGÍA | Generación Térmica |
| UBICACIÓN | Departamento: Piura Provincia: Talara Distrito: Parícutas Altitud: 36m s.n.m. |
| DATOS TÉCNICOS DE PLANTA RVA. FRÍA | Potencia Instalada: 200 MW Número de Unidades de Generación: 1 Turbina a Gas Dual Fuente de Energía: Diesel G5 / Gas Natural Operación: Ciclo Abierto (Simple) Tanque de combustible: 1 x 6 000 m ³ Tanque de combustible filtrado: 1 x 6 000 m ³ Tanque de Agua desmineralizada: 1 x 6 100 m ³ |
| DATOS TÉCNICOS DE TURBINA A GAS | Turbina TGS Potencia Nominal: 200 MW Modo de Operación: Diesel G5 Sistema de Combustible: Dual Consumo Específico: 0.58 MMBTU/(MWh) |
| DATOS TÉCNICOS DE GENERADOR | Generador Potencia: 200 MVA Tensión de Generación: 16.5 kV Factor de Potencia: 0.95 |
| DATOS TÉCNICOS DE TRANSFORMADOR | Potencia: 230 MVA Nivel de Tensión: 16.5/230 kV |
| DATOS DE CONTRATO | Tipo de contrato: Contrato de Reserva Fría Firma de Contrato: 08.04.2011 Puesta en Operación Comercial (POC): 13.07.2013 (con CDSG/D/DP-723-2013) Precio por potencia: 7.855 US\$/MWh mes |
| INFORMACIÓN RELEVANTE | <ul style="list-style-type: none"> De acuerdo al contrato, el Concesionario se encargará del diseño, financiamiento, construcción, operación y mantenimiento de la Unidad de Generación TGS de la C.T. Malacas. Actualmente la C.T. Malacas cuenta con tres Turbinas a Gas Natural (TG1, TG2 y TG3), operando en ciclo simple) preparadas para trabajar con combustible G.N. o Diesel G2; además, la C.T. Malacas 2, cuenta con una Turbina Abit a Gas TG4 en ciclo simple. La Planta de Reserva Fría, es de ciclo simple y tiene una capacidad de 200 MW, que opera actualmente con combustible Diesel G5, y estará preparada para operar con Gas Natural. La potencia instalada pactada es de 200 MW (+/- 15%), es decir, entre 170 MW y 230 MW. La interconexión del transformador de potencia de la nueva Turbina a Gas TGS con la red eléctrica del SGE es a través de la S.E. Talara de propiedad de RED ELÉCTRICA DEL PERÚ (REP), que es colindante con la C.T. Malacas. Mediante carta CDSG/D/DP-723-2013 el CDSG otorgó la POC para la Turbina a Gas TGS de la C.T. Malacas, a partir de las 00:00 del 13.07.2013. El monto de la inversión es de 206.6 MM US\$. |
| ESQUEMA UNIFILAR DE LA CENTRAL DE GENERACIÓN | <p>El diagrama muestra un sistema de potencia que incluye un grupo de generadores (2 x 100 MW) conectado a una barra de 230 kV. Este sistema está conectado a un transformador de potencia de 230/16.5 kV. La barra de 16.5 kV está conectada a un generador de 200 MVA y a una barra de 16.5 kV que alimenta a un sistema de 16.5 kV. El sistema también incluye un transformador de potencia de 16.5/230 kV y un sistema de 230 kV que se conecta a la red eléctrica del SGE.</p> |



Plano de Ubicación



Vista panorámica de la Central Construida



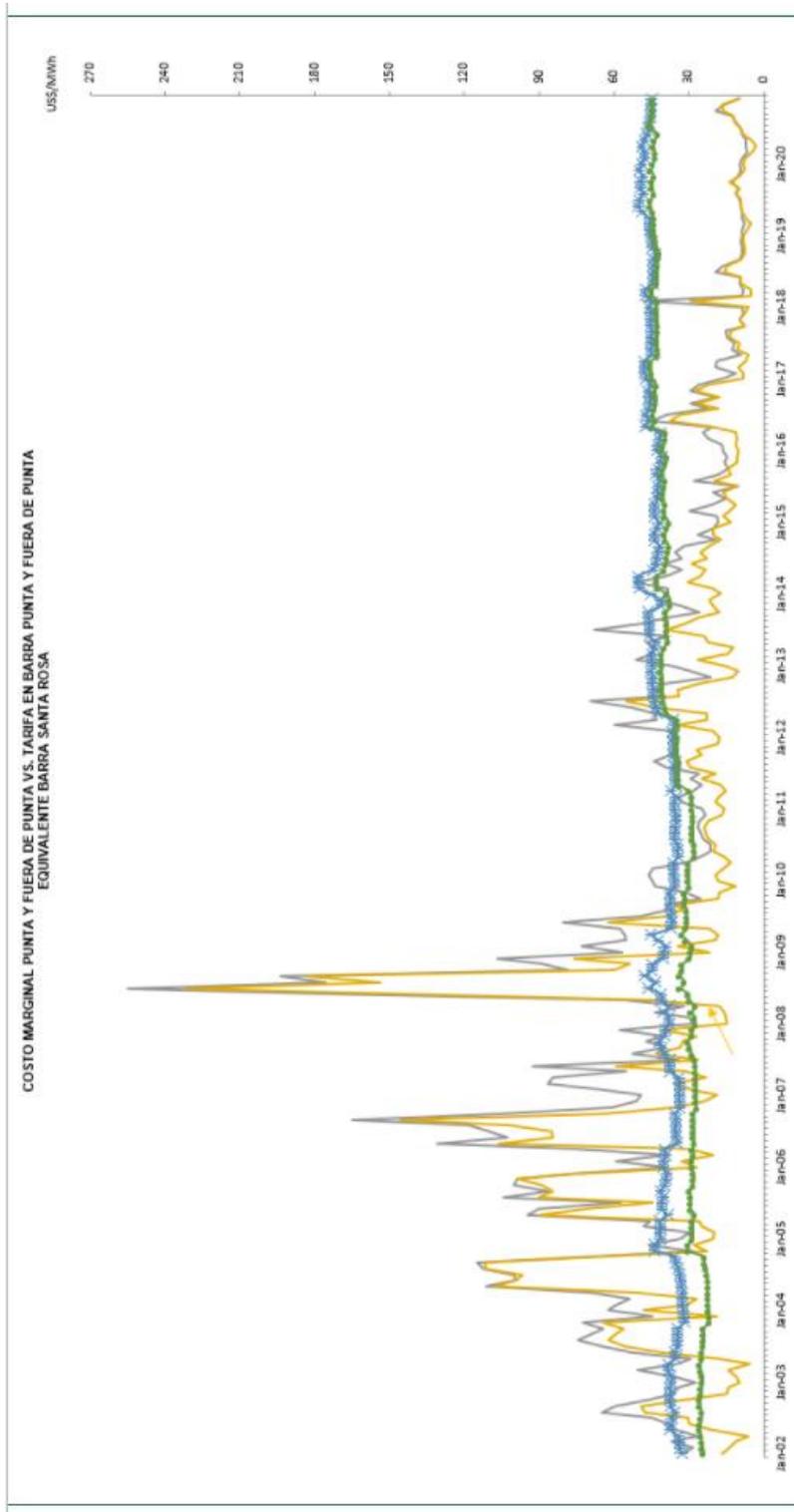
Montaje del Transformador de Potencia Construido



Montaje de Turbina a Gas y Generador

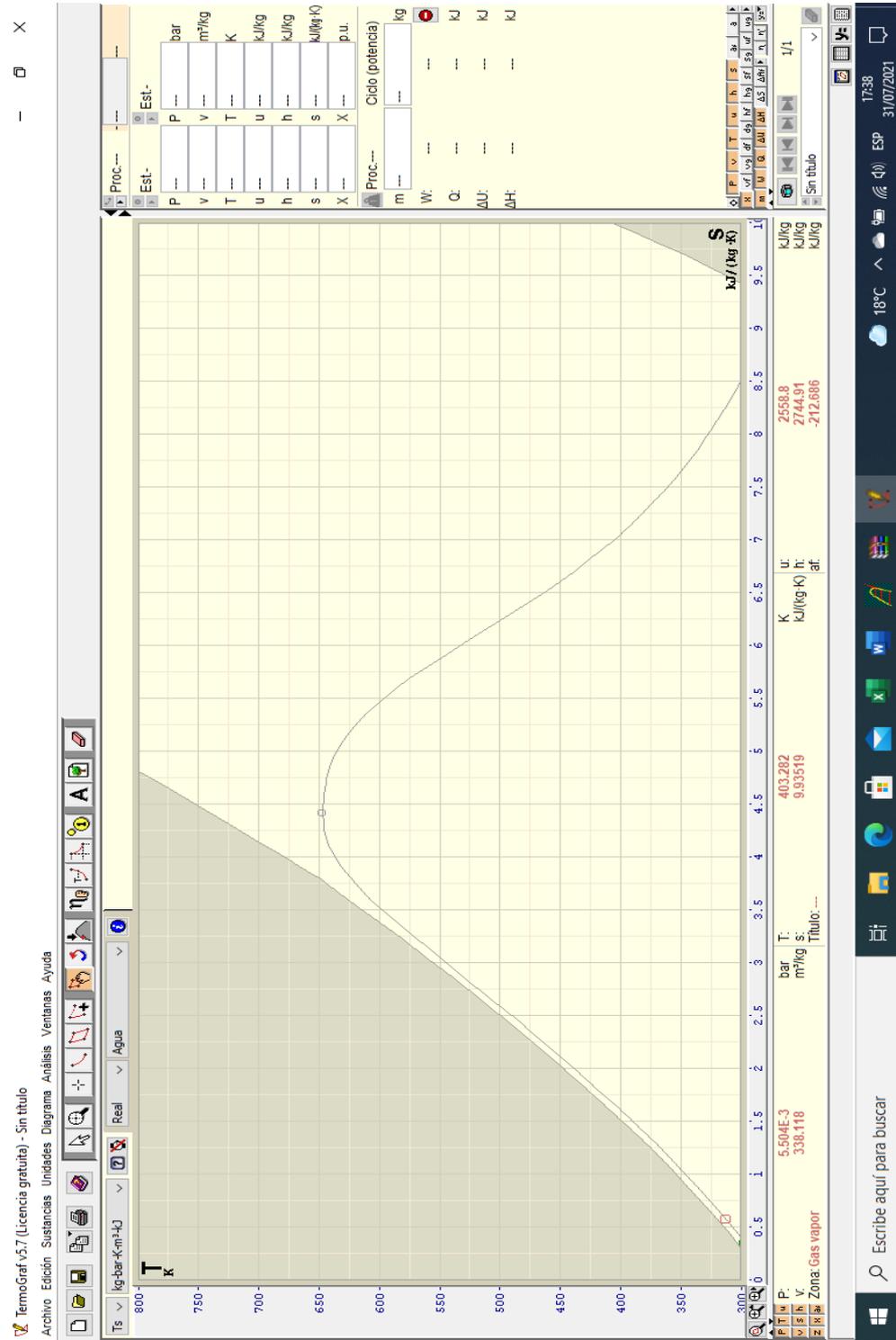
Fuente: Osinergmin.

Anexo 2 Comportamiento del precio en barra y costo marginal en el SEIN desde el año 2,002 al año 2,020 en barra equivalente de SE Santa Rosa-Lima.



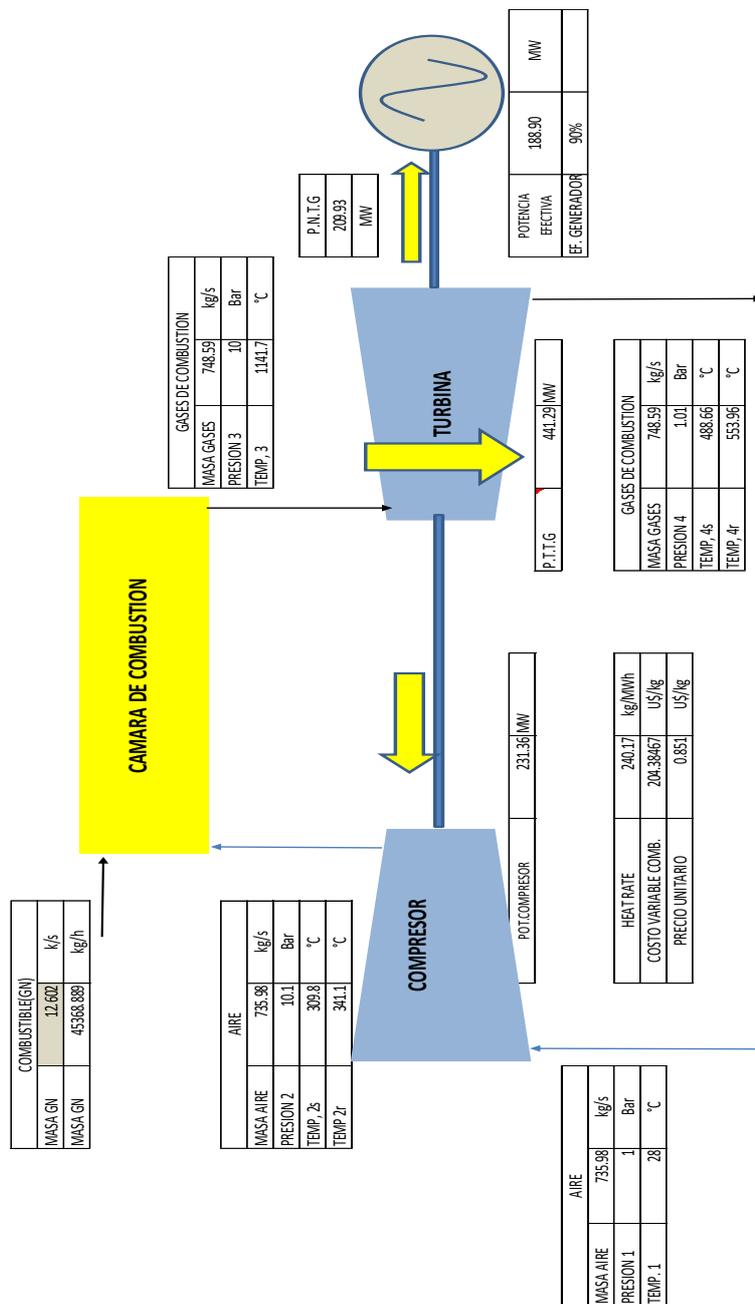
Fuente : COES

Anexo 3 Plataforma de Programa TRERMOGRAPH



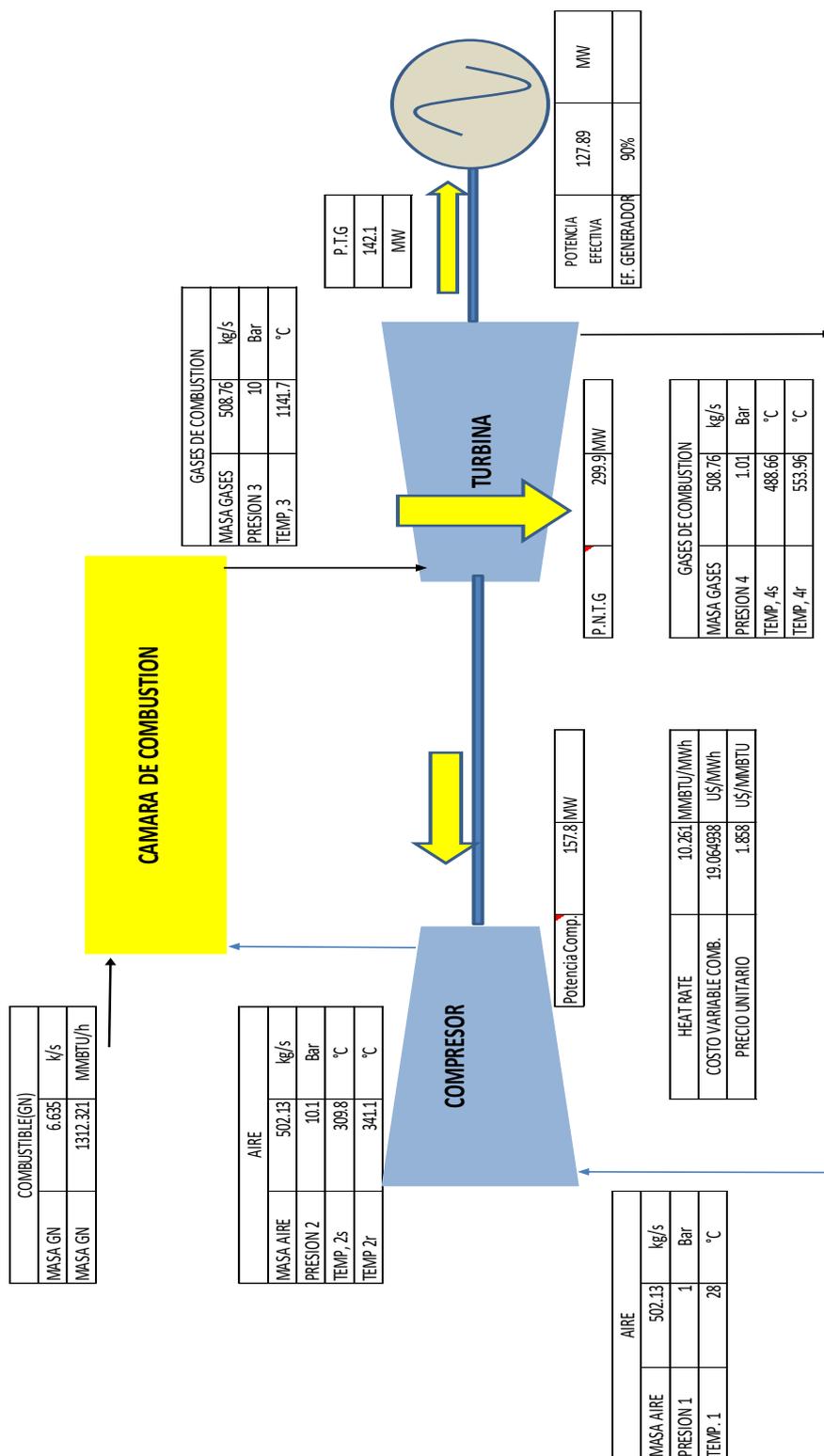
Fuente: Termograph

Anexo 5 Hoja en Excel para cálculo de ciclo superior con Petróleo BD5



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 6 Hoja en Excel para cálculo de ciclo superior con gas natural.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 7 Extracto de Informe N.º 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra 2020-2021

Cuadro N° 3.10. Precios de Combustibles

| Central | Combustible | Precio |
|---|-------------------|----------|
| Turbo Gas Natural Malacas TG6 | Gas Natural | 3.1079 |
| Turbo Gas Natural Malacas 4 A | Gas Natural | 0.3797 |
| Turbo Gas Natural Malacas 4 B | Gas Natural + H2O | 0.3797 |
| Turbo Gas Natural Oquendo | Gas Natural | 0.1680 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-6 | Gas Natural | 3.0498 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-5 | Gas Natural | 3.0498 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa TG7 | Gas Natural | 3.0498 |
| Turbo Vapor de Shougesa | Residual 500 | 350.3497 |
| G. Diesel Shougesa | Diesel B5 S-50 | 628.9932 |
| Turbo Gas Natural Aguaytía TG1 | Gas Natural | 0.6372 |
| Turbo Gas Natural Aguaytía TG2 | Gas Natural | 0.6372 |
| G. Diesel Tumbes Nueva 1 | Residual 6 | 359.8731 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (sin fuego adicional) | Gas Natural | 3.0540 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (con fuego adicional) | Gas Natural | 3.0540 |
| Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (sin fuego adicional) | Gas Natural | 3.0540 |
| Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional) | Gas Natural | 3.0540 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa TG8 | Gas Natural | 3.0592 |
| Turbo Gas Natural Las Flores | Gas Natural | 3.1818 |
| Chilina GD N° 1 y N° 2 | Diesel B5 S-50 | 652.6971 |
| Chilina TG | Diesel B5 S-50 | 652.6971 |
| Mollendo I GD | Diesel B5 S-50 | 646.7936 |
| Io 2 TV Carbón N° 1 | Carbón | 92.8900 |
| Turbo Gas Natural Independencia GD - GN (Ex Calana GD) | Gas Natural | 2.6589 |
| Turbo Gas Natural Santo Domingo Oileros (CC) | Gas Natural | 3.1560 |
| Turbo Gas Natural CC TG1 Kallpa | Gas Natural | 3.1719 |
| Turbo Gas Natural CC TG2 Kallpa | Gas Natural | 3.1719 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Kallpa | Gas Natural | 3.1719 |
| Turbo Gas Natural CC TG11 Fenix | Gas Natural | 3.1064 |
| Turbo Gas Natural CC TG12 Fenix | Gas Natural | 3.1064 |
| Turbo Gas Natural CC TG1 Chilca I | Gas Natural | 3.0626 |
| Turbo Gas Natural CC TG2 Chilca I | Gas Natural | 3.0626 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Chilca I | Gas Natural | 3.0626 |
| Turbo Gas Natural CC Chilca 2 TG41 | Gas Natural | 3.0626 |
| Reserva Fria Talara (Malacas-TG5) | Gas Natural | 0.4560 |
| Reserva Fria Puerto Eten | Diesel B5 | 653.3711 |
| NEPI Io | Diesel B5 | 701.0360 |
| Reserva Fria Io | Diesel B5 | 701.0360 |
| Reserva Fria Pucallpa | Diesel B5 | 644.1409 |
| Reserva Fria Puerto Maldonado | Diesel B5 S-50 | 749.7322 |
| NES Puerto Bravo | Diesel B5 S-50 | 653.9493 |
| Recka TG1 | Diesel B5 | 658.4532 |

Nota:

(1) El Precio del Diesel B5 o B5 S-50, Residual N° 6, Residual N° 500 y Carbón está expresado en USD/Ton.

(2) El Precio del Gas Natural está expresado en USD/MMBTU.

(3): Se incluye el ISC para los combustibles Diesel B5 o B5 S-50, Residual N° 6 y Residual N° 500

Fuente: Osinergmin.

Cuadro N° 3.2. Costos Variables de Operación

| Central | Consumo | Costo del | CVC | CVNC | CVT |
|---|------------------------|-------------------------|---------|---------|---------|
| | Específico Unid/MWh | Combustible USD/Unid | USD/MWh | USD/MWh | USD/MWh |
| Turbo Gas Natural Malocas TG6 | 10.319 | 3.1079 | 32.07 | 2.00 | 34.07 |
| Turbo Gas Natural Malocas 4 A | 12.253 | 0.3797 | 4.65 | 1.99 | 6.64 |
| Turbo Gas Natural Malocas 4 B | 12.253 | 0.3797 | 4.65 | 3.30 | 7.95 |
| Turbo Gas Natural Oquendo | 11.037 | 0.1680 | 1.85 | 2.00 | 3.85 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa UT1-6 | 12.615 | 3.0498 | 38.47 | 2.00 | 40.47 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa UT1-5 | 12.646 | 3.0498 | 38.57 | 2.00 | 40.57 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa TG7 | 11.594 | 3.0498 | 35.36 | 2.02 | 37.38 |
| Turbo Vapor de Shougesa | 0.332 | 360.3497 | 116.23 | 1.32 | 117.55 |
| G. Diesel Shougesa | 0.220 | 628.5932 | 138.02 | 2.45 | 140.47 |
| Turbo Gas Natural Aguaylla TG1 | 11.534 | 0.6372 | 7.35 | 3.92 | 11.26 |
| Turbo Gas Natural Aguaylla TG2 | 11.580 | 0.6372 | 7.38 | 3.62 | 11.00 |
| G. Diesel Tumbes Nueva 1 | 0.198 | 369.8731 | 71.26 | 8.27 | 79.53 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (sin fuego adicional) | 7.035 | 3.0540 | 21.48 | 3.35 | 24.83 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (con fuego adicional) | 7.073 | 3.0540 | 21.60 | 3.35 | 24.95 |
| Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (sin fuego adicional) | 7.097 | 3.0540 | 21.67 | 3.35 | 25.02 |
| Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional) | 7.124 | 3.0540 | 21.76 | 3.35 | 25.10 |
| Turbo Gas Natural Santa Rosa TG8 | 10.250 | 3.0592 | 31.36 | 2.02 | 33.38 |
| Turbo Gas Natural Las Flores | 9.805 | 3.1818 | 31.20 | 2.02 | 33.22 |
| Chilina GD N° 1 y N° 2 | 0.223 | 652.6971 | 145.35 | 2.45 | 147.81 |
| Chilina TG | 0.374 | 652.6971 | 243.80 | 2.00 | 245.79 |
| Molledo I GD | 0.202 | 646.7935 | 130.35 | 7.54 | 137.89 |
| Io 2 TV Carbón N° 1 | 0.356 | 92.8900 | 33.08 | 2.39 | 35.47 |
| Turbo Gas Natural Independencia GD - GN (Ex Catana GD) | 8.844 | 2.6589 | 23.52 | 2.45 | 25.97 |
| Turbo Gas Natural Santo Domingo Olleros (CC) | 6.775 | 3.1560 | 21.38 | 3.35 | 24.73 |
| Turbo Gas Natural CC TG1 Kallpa | 6.795 | 3.1719 | 21.55 | 3.35 | 24.90 |
| Turbo Gas Natural CC TG2 Kallpa | 6.795 | 3.1719 | 21.55 | 3.35 | 24.90 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Kallpa | 6.795 | 3.1719 | 21.55 | 3.35 | 24.90 |
| Turbo Gas Natural CC TG11 Fenix | 6.695 | 3.1064 | 20.80 | 3.35 | 24.14 |
| Turbo Gas Natural CC TG12 Fenix | 6.766 | 3.1064 | 21.02 | 3.35 | 24.36 |
| Turbo Gas Natural CC TG1 Chilca I | 6.694 | 3.0626 | 20.50 | 3.35 | 23.85 |
| Turbo Gas Natural CC TG2 Chilca I | 6.694 | 3.0626 | 20.50 | 3.35 | 23.85 |
| Turbo Gas Natural CC TG3 Chilca I | 6.694 | 3.0626 | 20.50 | 3.35 | 23.85 |
| Turbo Gas Natural CC Chilca 2 TG41 | 7.216 | 3.0626 | 22.10 | 3.35 | 25.45 |
| Reserva Fria Talara (Malocas-TG5) | 11.491 | 0.4560 | 5.24 | 4.00 | 9.24 |
| Reserva Fria Puerto Elen | 0.237 | 653.3711 | 155.10 | 4.00 | 159.10 |
| NEPI Ilo | 0.225 | 701.0360 | 158.04 | 2.00 | 160.04 |
| Reserva Fria Ilo | 0.233 | 701.0360 | 163.30 | 4.00 | 167.30 |
| Reserva Fria Pucallpa | 0.238 | 644.1409 | 153.35 | 11.26 | 164.60 |
| Reserva Fria Puerto Maldonado | 0.252 | 749.7322 | 188.70 | 11.47 | 200.17 |
| NES Puerto Bravo | 0.237 | 653.9493 | 154.69 | 2.00 | 156.69 |
| Reckia TG1 | 0.238 | 658.4532 | 156.99 | 6.59 | 163.18 |

NOTAS :

Consumo Fossililes + Combustibles líquidos = Ton/MWh Gas Natural = MMBtu/MWh

Fuente: Osinergmin



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Jack Edwin Alvarado García, 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:

CONVERSION A CICLO COMBINADO DE CENTRAL TERMICA DE TALARA TG5 PARA OPTIMIZACION DE SUS INDICADORES DE GENERACION

presentado en ...133..... 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, diciembre de 2021

Firma:

Nombres y Apellidos: Jack Edwin Alvarado García

DNI: 43047585


Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

Informe del Asesor Informe de Tesis para obtener el título profesional

- 1) Apellidos/Nombres: Alvarado García, Jack Edwin
- 2) Título de la Tesis: CONVERSION A CICLO COMBINADO DE CENTRAL TERMICA DE TALARA TG5 PARA OPTIMIZACION DE SUS INDICADORES DE GENERACION
- 3) Evaluación del Contenido: La presente tesis para título reúne las condiciones metodológicas de la investigación científica y está en conformidad con los Artículos N° 39 y 40 del Reglamento General de Grados y Títulos vigente de la Universidad Nacional del Santa, concluyéndose que el tesista ha elaborado el presente informe dentro de las líneas de investigación que promueve la E.P.I.E.
- 4) Observaciones Ninguna
- 5) Certificación de Aprobación: En calidad de asesor certifico la aprobación de la tesis para título.

Fecha: Nuevo Chimbote, diciembre del 2021.



Mg. Gualberto Antenor Mariños Castillo
Asesor

TESIS FINAL

INFORME DE ORIGINALIDAD



FUENTES PRIMARIAS

| | | |
|----------|--|------------|
| 1 | repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet | 14% |
| 2 | repositorio.unsa.edu.pe Fuente de Internet | 3% |
| 3 | hdl.handle.net Fuente de Internet | 2% |
| 4 | dspace.ucuenca.edu.ec Fuente de Internet | 2% |
| 5 | creativecommons.org Fuente de Internet | 2% |
| 6 | www.evc.edu Fuente de Internet | 1% |
| 7 | pirhua.udep.edu.pe Fuente de Internet | 1% |
| 8 | docplayer.es Fuente de Internet | 1% |
| 9 | www.iberdrolamexico.com Fuente de Internet | 1% |