

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**“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 PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES :

Bach. JESUS DERLIZ PEREZ ISASIGA
Bach. OMAR HAROLD FLORES VARAS

ASESOR :

Ms.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE

NUEVO CHIMBOTE, JUNIO DEL 2018

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA**



**“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

AUTORES :

**Bach. JESUS DERLIZ PEREZ ISASIGA
Bach. OMAR HAROLD FLORES VARAS**

ASESOR :

Ms.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE.

NUEVO CHIMBOTE, JUNIO DEL 2018



"Año del Diálogo y la Reconciliación Nacional"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los doce días del mes de junio del año dos mil dieciocho, siendo las once horas del día, se instaló en el Auditorio de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 128-2018-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN** : **PRESIDENTE**
- **M.Sc. JULIO HIPOLITO NESTOS ESCATE RAVELLO** : **INTEGRANTE**
- **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** : **INTEGRANTE**
- **M.Sc. CHRISTIAN PUICAN FARROÑAY** : **ACCESITARIO**

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **"INFLUENCIA DE LA CONVERSION A CICLO COMBINADO EN LA POTENCIA EFECTIVA DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO-MOQUEGUA."**, elaborado por los Bachilleres de Ingeniería en Energía **OMAR HAROLD FLORES VARAS**, teniendo como asesor al docente **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE**. 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 los artículos 39° y 40° del Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y Título Profesional de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
OMAR HAROLD FLORES VARAS	17	Bueno

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


Mg. Robert Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


M.Sc. Julio Escate Ravello
SECRETARIO


M.Sc. Roberto Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE



"Año del Diálogo y la Reconciliación Nacional"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los doce días del mes de junio del año dos mil dieciocho, siendo las once horas del día, se instaló en el Auditorio de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 128-2018-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN** : **PRESIDENTE**
- **M.Sc. JULIO HIPOLITO NESTOS ESCATE RAVELLO** : **INTEGRANTE**
- **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** : **INTEGRANTE**
- **M.Sc. CHRISTIAN PUICAN FARROÑAY** : **ACCESITARIO**

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **"INFLUENCIA DE LA CONVERSION A CICLO COMBINADO EN LA POTENCIA EFECTIVA DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO-MOQUEGUA"**, elaborado por el Bachiller de Ingeniería en Energía **JESUS DERLIZ PEREZ ISASIGA**, teniendo como asesor al docente **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE**. Terminada la sustentación los estudiantes, 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 los artículos 39° y 40° del Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y Título Profesional de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
JESUS DERLIZ PEREZ ISASIGA	17	Bueno

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


Mg. Robert Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


M.Sc. Julio Escate Ravello
SECRETARIO


M.Sc. Roberto Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE

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



HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente trabajo de investigación titulado, INFLUENCIA DE LA CONVERSION A CICLO COMBINADO EN LA POTENCIA EFECTIVA DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO-MOQUEGUA para optar el título profesional de Ingeniero en Energía a contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque.

ASESOR

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




CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO
EVALUADOR DE TESIS

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado: INFLUENCIA DE LA CONVERSION A CICLO COMBINADO EN LA POTENCIA EFECTIVA DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO-MOQUEGUA.

AUTORES: Bach. PEREZ ISASIGA, JESÚS DERLIZ
 Bach. FLORES VARAS, OMAR HAROLD

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador



Mg. Robert Guevara Chinchayan
PRESIDENTE



M.Sc. Julio Hipolito N. Escate Ravello
INTEGRANTE



Ing. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE

DEDICATORIA:

A mis queridos Padres por el esfuerzo
Y dedicación en la realización
De mi carrera profesional
y guiarme en el camino de la vida

Para mi querida esposa por su
Amor y comprensión y su apoyo de todos los días

Para mis hijos, quienes son la razón de mi
Esfuerzo de superación.

A Dios por su apoyo infinito y por ser nuestro guía
En nuestra carrera y por ser la luz en nuestra vida.

D.P.I

DEDICATORIA:

Con mucho cariño para mis queridos Padres
Por sus sabias enseñanzas
Por su amor de siempre
Y su ejemplo de vida.

A Dios por su apoyo infinito y por ser nuestro guía
En nuestra carrera y por ser la luz en nuestra vida.

O.F.V

RECONOCIMIENTO

Al Ms. Sc Roberto Chucuya Huallpachoque

Un gran maestro

Gracias por sus sabios consejos

Y apoyo incondicional

A los Profesores de la
EAP de Ingeniería en Energía
por sus enseñanzas durante
nuestra vida universitaria.

.

D.P.I

RECONOCIMIENTO

Al Ms. Sc Roberto Chucuya Huallpachoque

Por sus consejos y enseñanzas.

A los profesores

De mi querida

Escuela de

Ingeniería en Energía.

O.F.V

INDICE

INDICE

RESUMEN

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	4
1.3 Importancia	7
1.4 Descripción de la Empresa	8
1.5 Hipótesis	11
1.6 Objetivos	11
CAPITULO II: MARCO TEORICO	12
2.1 Centrales de Generación de Energía	13
2.2 Centrales de Ciclo Combinado	20
2.3 Ciclo Superior de un Ciclo Combinado	31
2.4 Ciclo Inferior de un Ciclo Combinado	39
2.5 Criterios de Diseño	51
CAPITULO III: MATERIALES Y METODO	63
3.1 Materiales	64
3.2 Metodología	67
CAPITULO IV: RESULTADOS Y DISCUSION	73
4.1 Balance de Energía en centrales con ciclo Joule Brayton Simple Abierto	

Condiciones Actuales	74
4.2 Balance de Energía en el Ciclo Superior con Gas Natural	77
4.3 Balance de Energía en el Ciclo Inferior con Gas Natural	81
4.4 indicadores del Ciclo Combinado	96
4.5 Discusión de Resultados	96
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	99
Conclusiones	100
Recomendaciones	101
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	102
ANEXOS	108

RESUMEN DE TABLAS, GRAFICOS Y FIGURAS

FIGURAS

Figura N° 1 Imagen Satelital de la ubicación de la Central Térmica de Reserva Fría de Ilo	9
Figura N° 2: Vista de la Central Térmica de Reserva Fría de Ilo	10
Figura N° 3: Central Termoeléctrica Las Flores (Chilca)	15
Figura N° 4: Topología de las CH Aricota I y Aricota II (Tacna)	16
Figura N° 5: Central RER Rubi FV (Moquegua)	17
Figura N° 6: Clasificación de la Reserva de Generación	20
Figura N° 7: Esquema de un Ciclo Combinado	21
Figura N° 8: Diagrama T vs s de un ciclo combinado Gas-Vapor y esquema de calor de este mismo ciclo.	25
Figura N°9: Configuración básica de una central de ciclo combinado	26
Figura N°10: Configuración 1*1*1	27
Figura N°11: Configuración 2*2*1	29
Figura N°12: Configuración 3*3*1	30
Figura N°13: Diagrama Temperatura vs Entropía	32
Figura N° 14: Disposición del Ciclo Joule Brayton Simple Abierto	33
Figura N° 15: Disposición de flujos en cámara de combustión	35
Figura N° 16: Turbina de gas heavy duty	36
Figura N° 17: Ciclo Termodinámico Rankine con sobrecalentamiento	40
Figura N° 18: Configuración de una turbina de vapor de 3 niveles de presión	42
Figura N° 19: Proceso de expansión 1-2 en una turbina de vapor	43
Figura N° 20: Esquema de un Aerocondensador de Tipo A	45
Figura N° 21: Construcción de un aerocondensador de la Empresa KALLPA	46
GENERACION	46
Figura N° 22: Vista lateral de un generador de vapor recuperador de calor	47
Figura N° 23: Disposición de superficies de transferencia de calor en un GVRC	51
Figura N° 24: Disposición de flujos en GVRC de presión única	52
Figura N° 25: Generación de vapor con presión única	54
Figura N° 26: Disposición de flujos para generación dual de vapor	57
Figura N° 27: Generación de vapor dual en cascada o serie	58

Figura N° 28: Generación de vapor dual en paralelo	59
Figura N° 29: Generación de vapor trial simple	61
Figura N° 30: Disposición de flujos para generación trial de vapor con Recalentamiento	62
Figura N° 31: Sala de control de la Central Termoeléctrica de Reserva Frio de Ilo	67
Figura N° 32: Diagrama de equipos del HRSG y Ciclo Inferior	71
Figura N°33: Diagrama T vs S del Ciclo Inferior	85
Figura N°34: Diagrama T vs Q para la verificación de los puntos restricción	88

TABLAS

Tabla N°1 Temperaturas medias en adición y cesión de calor, y los rendimientos de calor en los diferentes ciclos	24
Tabla N° 2 Resultados de Ensayos del Combustible BD5	64
Tabla N° 3 Características de la Empresa de Reserva Frio Ilo	65
Tabla N° 4 Resultados de las pruebas de Potencia efectiva a unidades ensayadas	66
Tabla N° 5 Pruebas de rendimiento de las unidades conformante RF Ilo	66
Tabla N° 6 Características de los Instrumentos de medición	67
Tabla N° 7 Parámetros de cálculo Ciclo superior	74
Tabla N° 8 Parámetros de cálculo Ciclo superior	78
Tabla N° 9 Entalpias del ciclo inferior	87
Tabla N° 10 Verificación de diferencia de temperaturas	92
Tabla N° 11 Verificación de diferencia de temperaturas	96
Tabla N° 12 Comparativo entre costos operativos en función a horas anuales de Operación	98

GRAFICOS

Grafico N° 1 Benchmarking entre Costos Variables Combustibles	97
Grafico N° 2 Benchmarking entre Potencias Efectivas	98

RESUMEN

La central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo, compuesta por 3 Centrales Termoeléctricas de 163 MW cada una de ellas, opera en el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional en condiciones de ocurrencia de alguna contingencia que altere la seguridad y la confiabilidad del Sistema Eléctrico Peruano. Dentro de su contrato de concesión se estipula que la central debe operar con petróleo BD5, estando también diseñada con quemadores para gas natural su cámara de combustión. El suministro de gas natural futuro a partir del gasoducto sur, presenta una alternativa para que la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo opere con un combustible que le permita: reconvertir sus instalaciones a ciclo combinado y mejorar sus indicadores tales como: eficiencia de planta, Heat Rate y Costo variable Total

En el presente informe se realiza un balance de energía a la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo operando con Petróleo BD5 y Gas Natural, seguidamente se determina los parámetros para la reconversión a ciclo combinado, teniendo en cuenta los parámetros de restricción de diseño para una central termoeléctrica de ciclo combinado 3*3*1.

Se obtiene finalmente un incremento de la potencia efectiva en 45 % al reconvertir la Central Termoeléctrica de Reserva Fría a Ciclo combinado. Obteniendo una eficiencia de planta de 53.66 % alcanzando una potencia efectiva de 709.18. Así mismo el Heat Rate de la Central de Ciclo Combinado varía desde 12.92 MMBTU/MWh, a 8.915 MMBTU/MWh mejorando en 31 %, mientras que el Costo variable total varía desde 189.87 U\$/MWh operando con petróleo hasta un valor de 27.9 U\$/MWh, reduciéndose este indicador en 6.8 veces, valor con el cual le permite a la central de ciclo combinado despachar al SEIN.

Palabra Clave: Reserva Fría, Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado.

ABSTRAC

The Frio de Ilo Thermoelectric Power Plant, composed of 3 Thermoelectric Power Plants of 163 MW, each of them operates in the National Interconnected Electric System in conditions of occurrence of contingent contingency that alters the safety and reliability of the Peruvian Electric System. Within its concession contract it is stipulated that the plant must operate with BD5 oil, its combustion chamber was also designed with burners for natural gas. The supply of natural gas, future, southern gas pipeline, alternative presentation for the Thermoelectric Power Plant of Reserva Fría de Ilo, operation with a fuel that allows: reconverting its facilities to a combined cycle and improving its indicators such as: plant efficiency, heat and variable Total Cost

In the present report and the realization of the energy balance in the Cold Storage Thermoelectric Power Plant of Ilo operating with Oil BD5 and Natural Gas, the parameters for the reconversion to combined cycle are followed, taking into account the design parameters for a thermoelectric power plant combined cycle 3 * 3 * 1.

Finally, an increase in the effective power was achieved by 45% when converting the Thermoelectric Power Plant from Cold Storage to Combined Cycle. Obtaining a plant efficiency of 53.66% reaching an effective power of 709.18. Asy same the calorie index of the Combined Cycle Power Plant from 12.92 MMBTU / MWh, a 8,915 MMBTU / MWh improving by 31%, while the Total variable cost it varies from 189.87 U \$ / MWh operating with oil to a value of 27.9 U \$ / MWh, reducing this indicator by 6.8 times, value with which it allows the combined cycle plant to dispatch the SEIN.

Key Word: Cold Reserve, Combined Cycle Thermoelectric Power Plant.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA.

Debido al crecimiento de la demanda eléctrica que se ha producido durante los últimos 20 años en el país, se ha implantado la necesidad de cubrir esta demanda energética actual y futura con la implementación de nuevas tecnologías que incrementen la potencia efectiva y la eficiencia de las centrales existentes.

En el Perú se implementa como parte de la política de seguridad energética , la construcción de las Centrales de Reserva Fría en Ilo , Talara y Puerto Eten , pertenecientes al SEIN con la finalidad de brindar sostenibilidad a la generación de energía eléctrica ante posibles contingencias tal como (congestión en la red de transmisión, ausencia de aguas en periodos de avenida, vulnerabilidad del gasoducto del gas natural) , que de alguna manera provocan un déficit en el suministro de energía eléctrica.

La principal característica de estas unidades de generación de energía es que operan con petróleo BD5, están en condición de reserva, asignándosele un ingreso económico por la garantía de la reserva.

Con el incremento de la demanda de energía eléctrica en el SEIN y la construcción del gasoducto sur se presenta como oportunidad para reconvertir las instalaciones de la central de Reserva Fría desde petróleo BD5 a gas natural, con la finalidad de mejorar su factor de presencia y número de horas de operación.

La conversión de la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo a Ciclo Combinado, no solo implica un incremento en su eficiencia hasta en un 40%, si no que conjuntamente con los beneficios económicos y energéticos, representa una tecnología moderna.

Esta investigación consiste en evaluar la influencia de convertir la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo a Ciclo Combinado en el incremento de la potencia efectiva de la central; mediante la instalación de una caldera de recuperación de calor (HRSG) con la finalidad de aprovechar las altas

temperaturas de los gases de combustión emitidas por la turbina de gas y lograr incrementar la eficiencia de la central. Dada la importancia de nuevas tecnologías para mejorar la eficiencia térmica y reducir los costos de operación de las centrales de generación eléctrica se presenta este 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.

Dicha metodología tiene la finalidad de justificar las posibles inversiones de las empresas, en el caso principal de las centrales de ciclo combinado en estudio, que está conformado por tres turbinas de gas y una turbina de vapor que operan con una eficiencia térmica de 52.11%, estando por encima de la eficiencia actual, en que la central opera a ciclo abierto simple.

Por lo tanto el objetivo de este trabajo consiste en presentar el estudio energético para la conversión de la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo – Moquegua de gas natural, de ciclo simple abierto a ciclo combinado gas-vapor, a través del modelo de cálculo que contempla estudios termodinámicos para mejorar los indicadores energéticos.

En base a la existencia de tecnologías energéticas que buscan aumentar la eficiencia de centrales termoeléctricas, en la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía de la Universidad Nacional del Santa, se plantea lo siguiente:

¿MEDIANTE LA CONVERSION DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO A CICLO COMBINADO, EN CUANTO SE INCREMENTA LA POTENCIA EFECTIVA?

1.2 ANTECEDENTES:

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

ALONSO PORTOCARRERO (2,010), en su informe de tesis para optar el título de Ingeniero Petroquímico en la Universidad Nacional de Ingeniería, Perú, concluye: Es la combinación de turbinas de gas con turbinas de vapor. En este proceso de altas temperaturas los gases de escape de la turbina de gas se aprovechan, mediante una Caldera de Alta Recuperación de Calor (HRSG), para generar el vapor de agua que se expande en la turbina de vapor. De esta forma se conjugan las ventajas de los ciclos termodinámicos de gas y de vapor, ya que se logra una alta temperatura de absorción en el ciclo de la turbina de gas (500-550°C) y una baja temperatura de cesión en el ciclo de vapor (150-200°C), logrando elevar el rendimiento hasta aproximadamente 55%.

CARDENAS DAVILA (2014) , en su informe de tesis para optar el Grado de Magister en Sistemas Eléctricos de Potencia en la Universidad de Cuenca, Ecuador , concluye lo siguiente : Dentro de las tecnologías de generación ya implementadas y utilizadas en muchos países, se encuentran las centrales de ciclo combinado. Estas centrales poseen una flexibilidad en la operación muy conveniente, pues posibilitan la utilización de las unidades a gas incluso en ciclo abierto para casos de mantenimiento del ciclo de vapor. Esta tecnología aún no aplicada en el Ecuador es una de las mejores opciones para poder alcanzar la optimización de rendimiento de muchas centrales térmicas que operan turbinas a gas y turbinas a vapor de forma independiente. Este trabajo ha logrado dar una visión del impacto positivo que tendrá la entrada en operación comercial del ciclo combinado en la Central Termogas Machala y sus beneficios para la matriz eléctrica del Ecuador.

CHAVEZ ARIAS, Wilfred y PORTAL JIMENEZ, José (2011) en su tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad nacional del Santa, concluyen lo siguiente: Se demuestra la factibilidad técnica y económica en realizar la configuración de disposición de equipos para la conversión de la central térmica de Aguaytia de ciclo simple a ciclo combinado, incrementando su potencia instalada en 100MW sin variar el consumo de combustible. La Conversión de la Central Térmica Aguaytía a ciclo Combinado, se configuro con 2 Unidades Turbo Gas * 2 Unidades HRSG * 1 Unidad Turbo Vapor, (conocido como 2*2*1) Se realizó el balance de energía en el recuperador de calor para determinar el flujo de vapor requerido para el Ciclo Inferior (Ciclo Rankine), obteniéndose un flujo de 95.22Kg/Seg. Se determinó la Eficiencia de Planta, obteniéndose un incremento de 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. Se determinó que el tiempo de retorno de la inversión que es de 3 años.

CHIOK VALLE (2,014) , en su informe de tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico de fluidos de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos en Perú, concluye: El ciclo Brayton con una eficiencia promedio de 38.8% es mucho más eficiente que el ciclo de Rankine que presenta un 29.78%, aunque la eficiencia de este último se ve condicionada por los parámetros del vapor a la salida de la caldera de recuperación, la distancia entre la salida de la turbina de gas y entrada a la caldera, longitud de ductos entre la caldera y la turbina de vapor, el mal aislamiento y las fugas de las tuberías que son inevitables en estas instalaciones.

MENDOZA NALVARTE (2,002), en su informe de tesis para optar el título de Ingeniero mecánico en la Universidad de Piura, Perú, concluye lo siguiente: Se nota que la potencia consumida por el compresor en el ciclo gas es casi el

doble de aquella desarrollada por la turbina de gas, en cambio, en el ciclo vapor la potencia requerida por el sistema de bombeo es muy pequeña respecto a la generada por la turbina de vapor. La potencia térmica entregada en el combustor y no convertida en trabajo útil está contenida casi enteramente en los productos de combustión. Esta es aprovechada de una manera óptima con las centrales de ciclo combinado. Se observa como el rendimiento de las centrales eléctricas de ciclo combinado mejora al aumentar más niveles de presión. En esto caso se han desarrollado los ejemplos para la misma potencia de diseño, pero el verdadero aporte se ve cuando se diseña para centrales de mayor potencia.

RAMOS PIÑA y REGALADO ALVARADO (2,002) , en si informe de tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico de la Universidad Central de Valencia en España, concluyen lo siguiente: La mayor eficiencia del ciclo combinado utilizando las turbinas existentes es para el caso de doble presión con recalentamiento de Ampliación Planta Táchira, con un valor de 40,67%; siendo menor en la alternativa de triple presión sin recalentamiento en Planta Vieja Táchira, con un 30,74%. De todas las alternativas analizadas en este trabajo, el valor más elevado de eficiencia de las opciones señaladas resulto ser para el caso del ciclo combinado S107FA, con una eficiencia de 54,82% ; El ciclo combinado con las turbinas existentes que obtuvo el menor costo específico de energía generada (CEEG) fue el caso de ciclo con una turbina a vapor de doble presión con recalentamiento ubicada en Ampliación Planta Táchira, con 25,29Bs/(kWh); y mayor en la opción de la turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento en Planta Vieja Táchira, con 30,28Bs/(kWh). El mayor valor obtenido de Tasa Interna de Retorno es para la alternativa que utiliza tres (3) turbinas a gas nuevas MS-7001E, siendo este valor 17,485%.

VASQUEZ ISLA (2,004) en su informe de tesis para optar el título de Ingeniero mecánico de la Universidad Nacional de Ingeniería, concluye lo siguiente: La planta consiste en 1 Turbina de Gas y Generador Eléctrico GE 7FA, 1 Generador de Vapor de Recuperación de Calor (HRSG), 1 Turbogenerador de Vapor además de un Aerocondensador de Vapor. La planta de 245 MW genera energía para suministrar al sistema nacional y exporta vapor de proceso a clientes particulares. Toda la energía remanente en los gases de escape de la turbina General Electric Frame PG7241 (FA) 60 Hz, es recuperada por el HRSG. Los gases a la salida de la turbina constituyen un gran flujo de masa con temperaturas que no exceden los 1200°F (648°C). El Generador de Vapor de Recuperación de Calor es de un solo nivel de presión, de circulación natural y consta además de un sistema de combustión suplementaria de gas natural. Se encuentra instalado a la salida del ducto de escape de la turbina de gas.

1.3 IMPORTANCIA.

El presente trabajo de investigación es importante por lo siguiente:

- La Central de Reserva Fría se encuentra en condición de Reserva operando con combustible Petróleo BD5, a un valor de costo variable total elevado, la reconversión de su instalaciones a ciclo combinado le permite optar por: consumir gas natural como combustible primario y reducir el costo variable combustible, a condiciones que le permite participar en el despacho de generación de energía.
- La contribución de la Central termoeléctrica de reserva fría al SEIN, es contribuir con una oferta de energía en reserva o disponible a bajo costo variable en la Zona Sur del Perú.
- La reducción en las emisiones de gases de combustión al reconvertir las instalaciones desde Petróleo BD 5 a gas natural que son disipados a la atmosfera empleando nuevas tecnologías energéticas, pues no se

utiliza otro combustible en la caldera de recuperación de calor, solo se aprovecha el calor que actualmente no tiene uso alguno.

1.4 DESCRIPCION DE LA EMPRESA:

1.4.1 DATOS MARCO DE LA EMPRESA

ENGIE Energía Perú se creó en 1996 bajo la denominación social de POWERFIN Perú S.A. Al año siguiente, modificó su nombre a Energía del Sur S.A. y, posteriormente, el 2007, pasó a ser EnerSur S.A. Finalmente, el 2016, adopta el nuevo nombre de su grupo corporativo y pasó a llamarse ENGIE Energía Perú S.A

ENGIE en el Perú es una de las mayores compañías de generación de energía eléctrica del país con una capacidad instalada de 2,456 MW. Cuenta con ocho centrales de generación eléctrica (seis termoeléctricas y dos hidroeléctricas) distribuidas en distintas regiones del país. Estas son: las centrales termoeléctricas de Ilo1, Ilo21, Reserva Fría Ilo31 y Nodo Energético Ilo41, en Moquegua; la central hidroeléctrica Yuncán, en Pasco; la central termoeléctrica de ciclo combinado Chilca en Chilca-Lima; y la central hidroeléctrica Quitaracsá, en Ancash. Actualmente, viene construyendo la Central Solar Intipampa de 40 MW, en Moquegua.

La Central Térmica de Reserva Fría de Ilo se ubica en el departamento de Moquegua, provincia de Ilo, distrito Ilo; esta central es de propiedad de la ENGIE Energía del Perú.

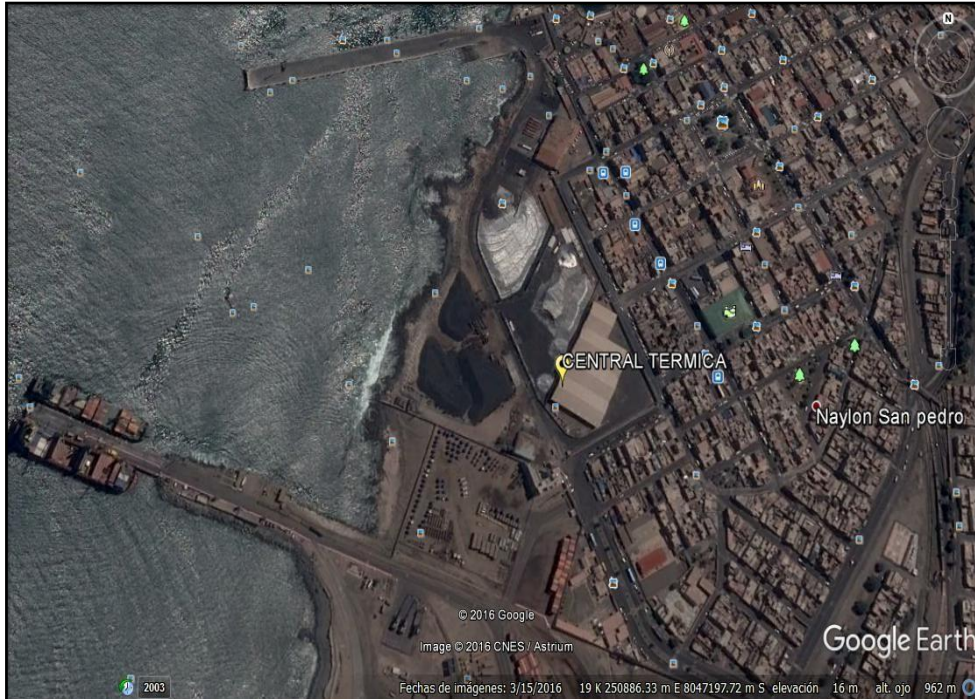


Figura N° 1: Imagen Satelital de la ubicación de la Central Térmica de Reserva Fría de Ilo

Fuente: Elaboración Propia

1.4.2 OPERATIVIDAD DE LA EMPRESA:

Actualmente la central tiene una potencia instalada de capacidad con diesel 2: 564 MW (3x188 MW) y capacidad con gas: 528 MW (3x176 MW), cuenta con tres unidades de ciclo abierto simple (Turbinas de Generación TG-1, TG-2 y TG-3) preparadas para trabajar con combustible gas natural o petróleo Diesel BD5. Las turbinas a gas TG-1, TG-2 y TG-3 operan en función del programa de despacho del COES. Su chimenea está provista de un silenciador.

Su objeto es asegurar la disponibilidad de potencia y energía en situaciones de emergencia.



Figura N° 2: Vista de la Central Térmica de Reserva Fría de Ilo

Fuente: ENGIE Energía del Perú (Ex EnerSur)

Cada turbina a gas se conecta a los transformadores 11BAT10, 12BAT10 y 13BAT10 de 180 MVA de potencia respectivamente con una relación de transformación de 13,8/220kV, este se conecta a la subestación de MOQUEGUA, a través del GIS por medio de las líneas 2027 y 2028. Las unidades TG-1, TG-2 y TG-3 se conectan a una barra de 18kV y ésta se conecta al transformador de potencia denominado I2T2, I2T3 e I2T4 de 180 MVA respectivamente con una relación de transformación de 18/220kV, éste llega a la subestación de MOQUEGUA, contando con sus respectivos equipos de protección y maniobra.

Cuando las unidades de generación se encuentran en operación, éstas alimentan sus propios servicios auxiliares y además provee de energía al transformador de 18/4,16kV que se conecta a las barras de MT 11BBA00, 12BBA00 y 13BBA00 para luego alimentar a los servicios auxiliares de cada unidad.

La energía generada durante el año 2016 fue de 108.51 GWh, lo que hace un equivalente de 1085.10 horas trabajadas al año

1.5 HIPÓTESIS

Se plantea la siguiente hipótesis: LA CONVERSION DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO A CICLO COMBINADO PERMITIRA INCREMENTAR LA POTENCIA EFECTIVA HASTA 40%.

1.6 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL.

Realizar la conversión de la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo en Ciclo Combinado para el incremento de la potencia efectiva.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un balance energía de la central térmica de Reserva Fría de Ilo operando con petróleo BD5.
- Evaluar los parámetros de operación de la central térmica de Reserva Fría de Ilo operando con gas natural.
- Dimensionar los componentes de reconversión a ciclo combinado de la central térmica de Reserva Fría de Ilo.
- Determinar la mejora de los indicadores de desempeño de la central térmica de Reserva Fría de Ilo con la tecnología de ciclo combinado.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 CENTRALES DE GENERACION DE ENERGIA.

2.1.1 GENERALIDADES:

Se denomina Central de Generación de Energía a aquel Sistema Físico el cual a través de un conjunto de mecanismos y sistemas transforma una fuente de energía primaria en otra (generalmente Potencia, útil, efectiva, al eje o al freno). (Guevara, 2017)

2.1.2 TIPOS DE POTENCIA:

La Potencia se define como la cantidad de energía que puede ser suministrada por unidad de tiempo desde un sistema de generación eléctrico. La Potencia en el mercado eléctrico puede clasificarse teniendo en cuenta lo siguiente:

- Potencia Instalada (P_i): Es aquella potencia relacionada a la capacidad de diseño, tal como ha sido concebida la central de energía. Generalmente la Potencia Instalada es aquella que suministra de manera ideal.
- Potencia Efectiva (P_e): Indica la Potencia real que las centrales de generación de energía pueden entregar de manera continua al mercado eléctrico. Este valor se determina usando el factor de planta, el cual depende de la capacidad de las turbinas de gas o vapor, y son declaradas anualmente ante el OSINERGMIN.
- Potencia firme (P_f): Es una parte de la potencia efectiva y que corresponde a aquella cantidad de energía que puede ser entregada de forma inmediata (en tiempo real) y con un alto nivel de seguridad al sistema pues tiene garantizada los insumos (agua, combustible, etc) necesarios para su generación. (SNMPE, 2,010)

Se cumple con la siguiente condición:

$$P_f < P_e < P_i$$

2.1.3 CLASIFICACION DE LAS CENTRALES DE GENERACION DE ENERGIA:

a. CENTRALES TERMOELECTRICAS:

Las centrales térmicas convencionales o termoeléctricas convencionales producen electricidad a partir de combustibles fósiles como carbón, petróleo o gas natural. El combustible (carbón o petróleo Residual 500, Bunker 6 o BD5) se combustiona en un generador de vapor o cámara de combustión, lo que provoca que se desprenda la energía calorífica que contiene el combustible. En las centrales termoeléctricas con turbinas a vapor se usa la energía calorífica para calentar agua y transformarla en vapor sobrecalentado a una presión y temperatura muy elevadas. A su vez, el vapor a elevada presión y temperatura transfiere su energía haciendo girar una turbina y un alternador para que éste produzca electricidad. La electricidad generada pasa por un transformador para aumentar su tensión y así transportarla a distancia reduciendo las pérdidas en los cables conductores. (Energiza, 2,013)

Mientras que en las centrales termoeléctricas con turbinas a gas, el calor desprendido a través de la reacción de combustión (del gas natural o el BD5) con un elevado exceso de aire es derivado hacia la turbina de gas para generar la energía mecánica que permite el accionamiento simultaneo del compresor de aire y de la misma turbina de gas, generándose mediante un alternador la fuerza motriz necesaria. (Energiza, 2,013)

La Oferta de Energía a partir de Centrales Termoeléctricas en el Perú es de 6,757.9 MW (Convencionales y Cogeneración con Gas Natural, Carbón, Petróleo BD5 y Mezcla de Petróleo BD5 y Bunker 6), lo que representa un total del 56.4 % del Parque de generación de energía conformantes del SEIN según el COES SINAC. Según el Reglamento de Cogeneración del Perú DS 038-2006 EM las Centrales de generación de energía Calificadas tienen prioridad en el despacho de energía, durante su operación combinada de calor y electricidad. (Guevara, 2,017)



Figura N° 3: Central Termoeléctrica Las Flores (Chilca)

Fuente: Empresa KALLPA GENERACION

b. CENTRALES HIDROELECTRICAS:

Una central hidroeléctrica es aquella que utiliza energía hidráulica para la generación de energía eléctrica. El agua en su caída entre dos niveles de un cauce se hace pasar por una turbina hidráulica haciendo que gire su eje y transformando la energía potencial de la caída del agua en energía mecánica rotatoria. A su vez, el eje de la turbina está conectado a un generador de corriente alterna, denominado por esta razón alternador y le trasmite su energía mecánica rotatoria, transformándose en energía eléctrica. (SNCZI-IPE España, 2,014)

Las Centrales hidroeléctricas se denominan de pasada o fluyentes, cuando operan en forma continua porque no tienen capacidad para almacenar agua, no disponen de embalse. Turbinan el agua disponible en el momento, limitadamente a la capacidad instalada. Mientras que Centrales con regulación propia (embalse), utilizan un embalse para reservar agua e ir graduando el agua que pasa por la turbina. Esta disposición permite utilizar la capacidad del embalse conseguido por la presa para aumentar la turbinación cuando el caudal

fluyente es pequeño, y guardar total o parcialmente el caudal fluyente en épocas de aguas altas o cuando no se precisa generar energía. (SNCZI-IPE España, 2,014)

La Oferta de Energía Hidráulica en el Perú es de 4,859.9 MW, con un total de 52 Centrales de Generación conformantes del SEIN, lo que representa el 40.6 % (42.68 % el 2016) (Guevara, 2,017)

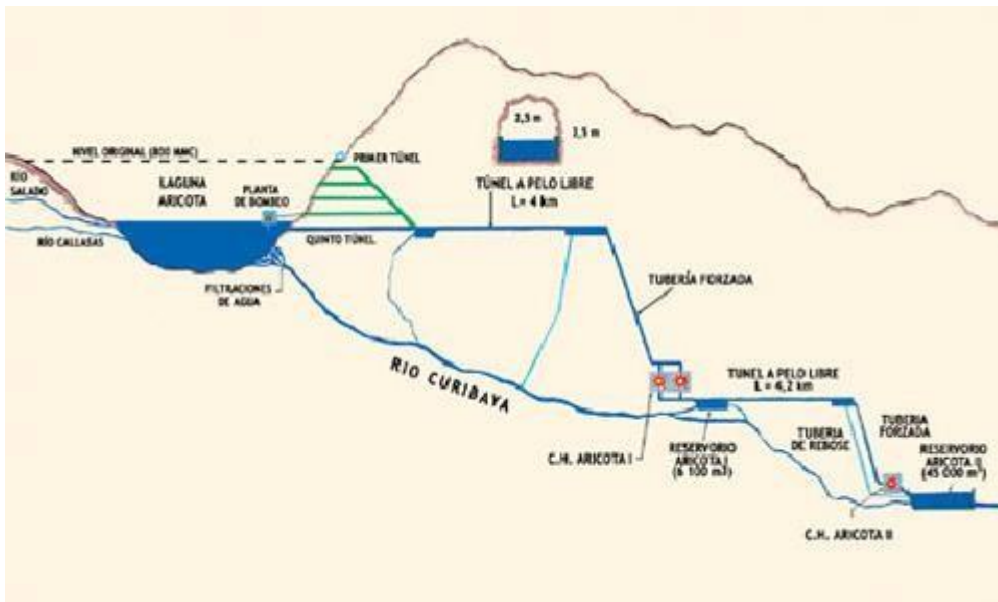


Figura N° 4: Topología de las CH Aricota I y Aricota II (Tacna)

Fuente: EGESUR

c. CENTRALES CON RECURSOS ENERGETICOS RENOVABLES:

Se denomina Energía Renovable a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen o por ser capaces de regenerarse por medios naturales. En consideración su grado de desarrollo tecnológico y a su nivel de penetración en la matriz energética de los países, las Energías Renovables se clasifican en Energías Renovables Convencionales y Energías Renovables No Convencionales. Dentro de las primeras se considera a las grandes centrales hidroeléctricas; mientras que dentro de las segundas se ubica a las generadoras eólicas, solares

fotovoltaicas, solares térmicas, geotérmicas, mareomotrices, de biomasa y las pequeñas hidroeléctricas hasta una potencia de 20 MW. (OSINERGMIN, 2,012)

Se tiene un total de 365.9 MW de generación de energía con Recursos Energéticos Renovables (Solar fotovoltaica, eólica, Bagazo, RSU), lo que representa un total de 3.0 % del Parque de generación conformante del SEIN. Según lo dispuesto por el DL N° 1002-2010 DECRETO LEGISLATIVO DE PROMOCIÓN DE LA INVERSIÓN PARA LA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD CON EL USO DE ENERGÍAS RENOVABLES, estipula que el 5% de la Máxima Demanda debe ser cubierto por R.E.R. Se considera R.E.R la energía eólica, solar, geotérmica, mareomotriz, la biomasa y las pequeñas hidroeléctricas con una capacidad instalada de hasta 20MW. (Guevara, 2,017)



Figura N° 5: Central RER Rubi FV (Moquegua)

Fuente: ENEL GREEN POWER

2.1.4 CATEGORIZACION DE LAS CENTRALES DE GENERACION DE ENERGIA:

a. CENTRALES DE BASE:

Están destinadas a suministrar la mayor parte de la energía eléctrica, de forma continua. Estas centrales llamadas también centrales *principales*, son de gran potencia y utilizan generalmente como maquinas motrices las turbinas de vapor,

turbinas de gas y turbinas hidráulicas. Por lo general en un sistema eléctrico, estas centrales, cubren la demanda inicial y brindan la seguridad y confiabilidad al sistema eléctrico. (Textos científicos Scom, 2,018)

b. CENTRALES DE PUNTA:

Este tipo de centrales, son exclusivamente proyectadas para cubrir las demandas de energía eléctrica en las horas – punta; en dichas horas – punta, se ponen en marcha y trabajan en paralelo con la central principal. Si la central de base es de pequeña potencia, se utilizan grupos electrógenos de los que maquina motriz es un motor de explosión; si la central de base es mayor, se utilizan generalmente pequeñas centrales con motor Diesel. En el Perú generalmente las centrales con M.C.I y las Centrales con turbinas de gas operan en punta. (Textos científicos Scom, 2,018)

c. CENTRALES DE REGULACION:

Esta conformado por aquel grupo de centrales de generación operando en carga parcial con la finalidad de mantener el nivel de frecuencia y tensión del sistema eléctrico favorable para su operación. Partiendo de la base de que una central no almacena energía eléctrica y que toda la energía que se genera se consume en ese momento, la variación de frecuencia con respecto al valor nominal de operación es un buen indicador para ver qué tan desbalanceado esta la oferta con la demanda+perdidas. Si la oferta está en equilibrio con la demanda, entonces la frecuencia se mantiene sin mayores variaciones, sin embargo, cuando existe un aumento intempestivo en la demanda, la generación existente no es capaz por si sola de abastecer a los consumos, por lo que se requiere la energía cinética almacenada en el rotor de los generadores para satisfacer el balance de energía (energía generada = energía consumido), produciéndose una disminución en la frecuencia del sistema debido a la reducción de energía en el rotor para suplir la diferencia. De modo similar, cuando la generación es mayor que el consumo, la energía no consumida se almacena en forma de energía

cinética en los rotores, provocando un aumento en la frecuencia, esto puede llevar a la desconexión de centrales. (Hrudnick, 2,011)

d. CENTRALES DE RESERVA:

Tienen por objetivo reemplazar las centrales de base en caso de avería o reparación. No deben confundirse con las centrales de puntas, ya que el funcionamiento de las centrales de puntas es periódico (es decir, todos los días a ciertas horas) mientras que el de las centrales de reserva es intermitente. Pueden encontrarse en condición de disponibilidad o indisponibilidad. (Textos científicos Scm, 2,018)

2.1.5 RESERVA DE GENERACION:

La disponibilidad de una reserva en el sistema depende de la capacidad de respuesta de cada planta a los cambios de carga. Las plantas hidráulicas reaccionan rápidamente, mientras que las térmicas son mucho más lentas, por esta razón se hace necesario clasificar los posibles tipos de reserva con que el sistema debe contar para satisfacer las necesidades que se puedan presentar.

Una de las garantías de seguridad de la operación de un sistema eléctrico interconectado es que su margen de reserva de generación (generación efectiva disponible menos demanda), sea suficiente para cubrir contingencias y condiciones operativas adversas. (Palomino y Pumay, 2014)

Siendo la reserva clasificada por el COES-SINAC en dos grandes grupos denominados reserva disponible y reserva indisponible, entendiéndose por reserva indisponible a toda aquella capacidad de las centrales que por motivo de mantenimiento y/o reparación no es posible conectar al sistema. La reserva disponible es igual a la sumatoria de capacidad disponible de todas las centrales de generación menos la máxima demanda de generación, la cual a su vez es clasificada en dos tipos de reserva: la primera de ellas denominada reserva no sincronizada o reserva fría (RNS) la cual es igual a la sumatoria de las capacidades

de potencia disponibles de las unidades no sincronizadas y listas para ingresar en servicio a solicitud del coordinador del sistema. (Díaz Ávila, 2011)

La segunda clasificación denominada reserva rotante (RR): la cual es igual al margen de la capacidad de generación de las centrales en operación para llegar a la máxima potencia de generación disponible en cualquier instante. Este margen de capacidad en generación es igual a la diferencia entre la sumatoria de capacidades disponibles de las unidades sincronizadas al sistema y la sumatoria de sus potencias entregadas al sistema. (Díaz Ávila, 2011)

En el Perú, según el COES se tiene la siguiente clasificación:

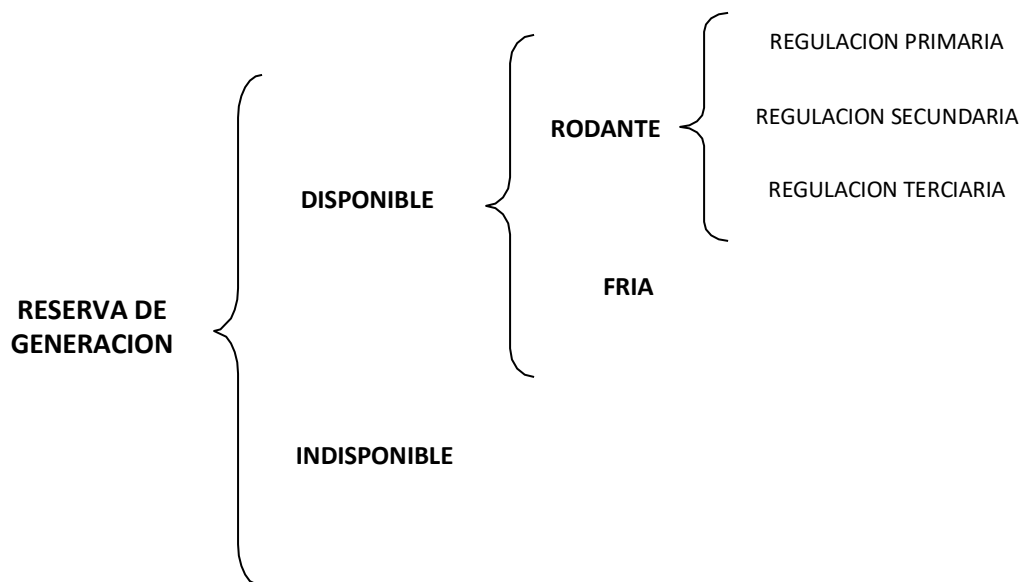


Figura N° 6: Clasificación de la Reserva de Generación

Fuente: Dorregaray-Pontificia Universidad Católica del Perú (2,010)

2.2 CENTRALES DE CICLO COMBINADO.

2.2.1 GENERALIDADES:

a. DEFINICION:

Una central de ciclo combinado, es una instalación electromecánica que se caracteriza por estar conformada o acoplada por 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. El primer ciclo termodinámico está referido al Ciclo Joule Brayton Simple abierto, mientras que el segundo está referido al ciclo Rankine con sobrecalentamiento. La unión de un ciclo de gas con uno de vapor permite llegar a rendimientos de producción eléctrica más altos que si tuviéramos cada ciclo trabajando por separado. Ambos ciclos se combinan en la caldera recuperadora de calor o HRSG, alcanzando eficiencias de superiores a 55 % (Atalaya Tafur, 2,014)

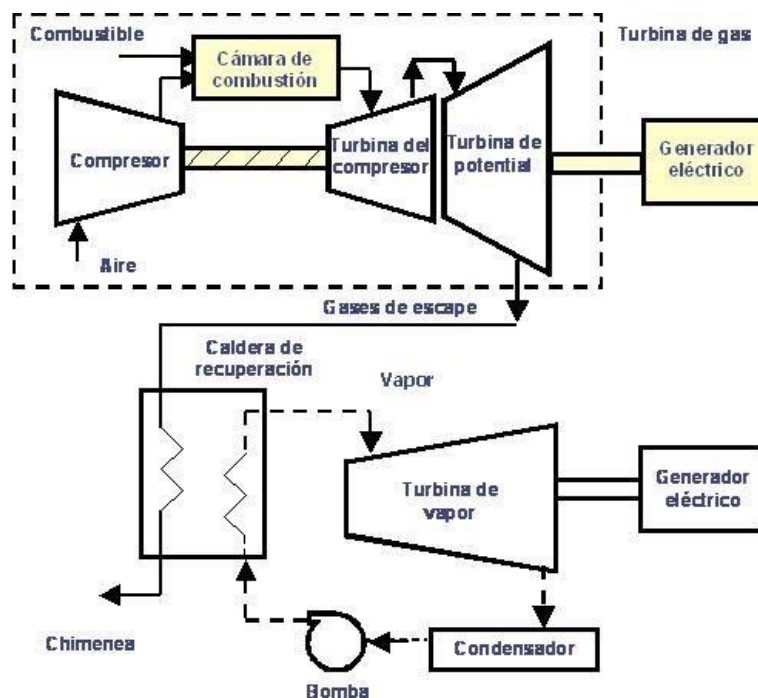


Figura N° 7: Esquema de un Ciclo Combinado

Fuente: Guerra, Vásquez Rojas (2,005)

Las centrales convencionales de ciclo abierto desechan los gases residuales producidos por la turbina a gas al ambiente, estando estos a elevadas temperaturas. La idea de un ciclo combinado es precisamente utilizar la temperatura de estos gases, para lo cual se utiliza un intercambiador de calor,

capaz de calentar agua y producir vapor utilizable por una turbina a vapor. De esta forma se genera energía eléctrica por la(s) turbina(s) a gas y una cantidad extra por la(s) turbina(s) a vapor, estando comúnmente cada turbina acoplada en un eje con su respectivo generador, aunque existen centrales en la cuales se encuentran ambas componentes acopladas al mismo eje de un generador común. (Cárdenas Dávila, 2,014)

Una razón importante del éxito de las instalaciones de ciclo combinado se debe al gas natural, combustible disponible en grandes cantidades en muchos lugares del mundo. El gas natural es el término genérico aplicado a la mezcla de hidrocarburos en fase gaseosa que ocurre en acumulaciones subterráneas naturales, denominadas reservorios. El metano (CH₄) es su principal componente, aunque su composición puede incluir cantidades variables de otros hidrocarburos y de sustancias que nos son hidrocarburos. El gas natural es tratado en plantas donde se separan el gas seco y los líquidos del gas natural, mediante procesos de refrigeración y de presión. (Mendoza Nalvarte, 2,002)

Las instalaciones de ciclo combinado se basan en procesos que utilizan de manera óptima la energía del combustible: los gases de escape de la turbina de gas no se expulsan simplemente al exterior, sino que se utilizan para la producción complementaria de energía con la ayuda de una caldera de recuperación y de un turbogruppo de vapor. Esta es la razón del rendimiento sumamente elevado de centrales de ciclo combinado, que hoy en día se sitúa en un promedio de 55% para la producción de potencia eléctrica. En una época en la que los recursos del medio ambiente resultan cada vez más escasos y en la que la energía debería utilizarse parsimoniosamente, la producción óptima de energía económica y de protección del medio ambiente constituye un imperativo muy serio. (Mendoza Nalvarte, 2,002)

b. IMPORTANCIA:

- El rendimiento en las centrales de ciclo combinado es muy superior (un 58% frente a un 36% de una central convencional). Es decir, con un menor consumo

de energía primaria se logra una mayor producción de energía eléctrica. Ello supone ventajas tanto medioambientales como económicas.

- Producen menor contaminación atmosférica, ya que el gas natural es un combustible más limpio que el carbón, el petróleo o sus derivados, usados en muchos casos para producir electricidad.
- Una central de ciclo combinado sólo requiere, para la condensación del vapor, un tercio del agua de refrigeración necesaria en las centrales térmicas convencionales.
- El transporte y suministro de la energía primaria (el gas natural) se hace a través de un gasoducto enterrado, por lo que se evita el impacto derivado de la circulación de camiones o trenes de aprovisionamiento de carbón o fueloil.
- Las centrales de ciclo combinado pueden construirse cerca de los lugares donde se consumirá la electricidad. De este modo se acortan las líneas de tendido eléctrico, con lo que se reducen las inevitables pérdidas de electricidad y se disminuye el impacto visual. (Gas Natural Fenosa, 2,016)

c. OPERATIVIDAD:

Como se puede observar en la Figura 7 los gases de escape de la turbina de gas ingresan en la caldera recuperadora donde el calor residual, que en un ciclo simple se hubiera dejado escapar al medio ambiente, se utiliza para generar vapor sobrecalentado y servir de medio de trabajo a una turbina de vapor. La potencia adicional que se genera por este aprovechamiento del calor de los gases de escape es aproximadamente el 50% de la potencia generada por la turbina de gas. (Ramos Franco, 2,014)

La caldera recuperadora, permite la recuperación del calor sensible de los gases de la combustión (generalmente compuesto por tres superficies de transferencia de calor básicas: economizador, evaporador y sobrecalentador). Después de haber sido elevada la presión a la presión de vapor vivo del proceso, por medio de una bomba de alimentación de agua, el agua ingresa a la primera sección que es el economizador donde el agua de alimentación se eleva hasta una

temperatura cercana a la temperatura de evaporación. Luego pasa al evaporador para finalmente ser sobrecalentado a la temperatura de vapor vivo y poder ser expandido en la turbina de vapor. El vapor expandido con una humedad máxima de hasta 16% se condensa en un condensador y la bomba de condensado lo retorna al tanque desareador de agua de alimentación. (Ramos Franco, 2,014)

d. TERMODINAMICA DE LOS CICLOS COMBINADOS:

La unión de un ciclo de gas con uno de vapor permite llegar a rendimientos de producción eléctrica más altos que si tuviéramos cada ciclo trabajando por separado. También es sabido que si tenemos una máquina térmica trabajando entre dos focos térmicos, el rendimiento de la misma es mayor cuanto mayor es la diferencia entre las temperaturas del foco frío y el caliente, siendo este máximo cuando la máquina térmica es una máquina de Carnot. Si nos podemos dar cuenta en el Cuadro N°11, los valores de la temperatura de cesión de calor del ciclo de gas y la temperatura de adición de calor del ciclo de vapor vemos que sería coherente colocar el ciclo de gas como un ciclo superior y el de vapor como un ciclo inferior (Naranjo Delgado, 2,016)

Tabla N°1 Temperaturas medias en adición y cesión de calor, y los rendimientos de calor en los diferentes ciclos

Análisis de Rendimiento	Ciclo de Gas	Ciclo de Vapor	Ciclo de vapor con Recalentamiento
Temperatura media de adición de calor (°C)	950-1000	550-630	640-700
Temperatura media de cesión de calor (°C)	500-550	100-150	100-150
Rendimiento térmico (%)	31-39	35-50	48-59

Fuente: Elaboración Propia

En la figura N° 9, se muestra un diagrama termodinámico típico T-s de un ciclo combinado, con el ciclo de gas como ciclo superior y el de vapor como ciclo

inferior, también se muestra un esquema donde se representa un balance de energía en un ciclo combinado típico gas – vapor.

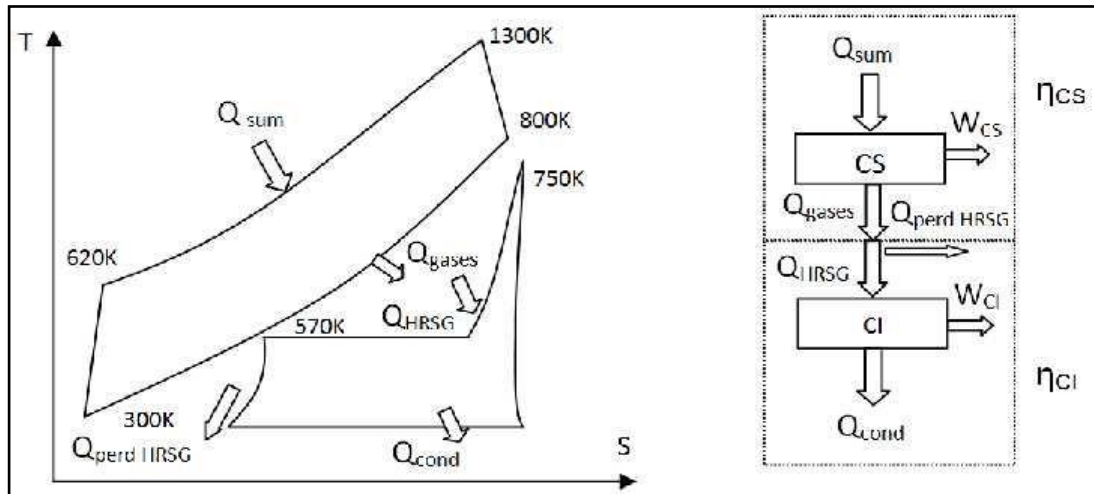


Figura N° 8: Diagrama T vs s de un ciclo combinado Gas-Vapor y esquema de calor de este mismo ciclo.

Fuente: Elaboración propia

e. CONFIGURACION DE UN CICLO COMBINADO:

La configuración más simple de ciclo combinado es la de un nivel de presión, de la que en la actualidad, se instalan pocas configuraciones, sin embargo, su descripción es muy útil para entender el funcionamiento de estas centrales de potencia. Consta de una turbina de gas, una caldera de recuperación de calor y una turbina de vapor. A grandes rasgos el funcionamiento de este tipo de plantas se puede describir de la siguiente manera: en el ciclo de gas se utiliza un compresor para alimentar con aire a la cámara de combustión, en la que se realiza la combustión con un dosado muy pobre. Los productos de ésta se expanden en la turbina de gas, en la que se genera energía mecánica para, por una parte, impulsar al compresor y, por otra parte, impulsar la carga (alternador). Posteriormente los gases calientes se introducen en la caldera de recuperación de calor. En ella se obtiene el vapor sobrecalentado que alimentará la turbina de vapor. (Revista Energética, 2,014)

Con la unión de ambas plantas de potencia se obtiene un rendimiento mayor que el que se obtendría con cada una de ellas por separado. Esto es porque se aprovecha la energía térmica residual de los productos del escape de la turbina de gas, consiguiendo además que disminuya la temperatura de los gases que escapan a la atmósfera. En la siguiente sección se describen con más detalle los elementos más importantes que componen el ciclo combinado. A continuación vemos un esquema básico de una planta de un nivel de presión. (Revista Energética, 2,014)

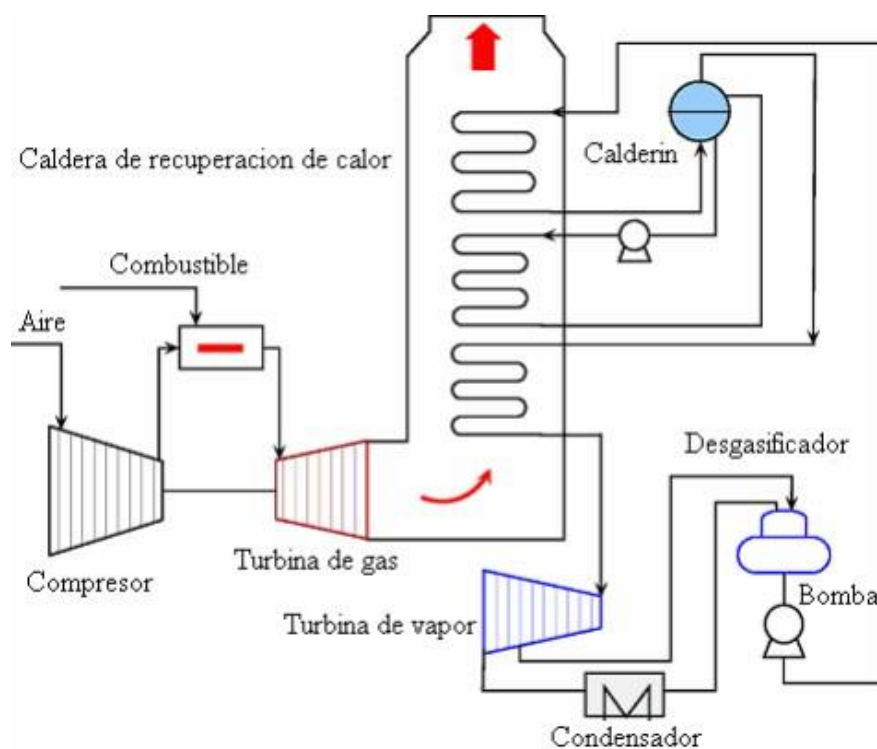


Figura N°9 Configuración básica de una central de ciclo combinado

Fuente: Sabugal (Centrales de ciclo combinado)

e. ARREGLOS DE LAS CENTRALES DE CICLO COMBINADO:

En las configuraciones de un ciclo combinado gas-vapor son relativamente frecuentes que varias turbinas de gas alimenten con el vapor que producen sus calderas de recuperación de calor a una única turbina de vapor. Este hecho obliga a presentar una clasificación atendiendo al número de equipos

principales existentes en la central. Las configuraciones 1x1x1 (una turbina de gas que alimenta a una caldera de recuperación de calor y produce vapor para una única TV, también simplificada de la forma **1-TG x 1-TV**), 2x1 (dos turbinas de gas que alimentan cada una de ellas a sus correspondiente HRSG y produce vapor para una única TV, también simplificada de la forma **2-TG x 1-TV**) son frecuentes, pero son posibles otras configuraciones 3x1, 4x1, etc. (Sabugal García, 2,006)

A continuación se muestran las ventajas y desventajas principales de las configuraciones más empleadas.

- CONFIGURACION 1*1*1:

Compuesto por 1 turbina de gas, 1 generador de vapor recuperador de calor y 1 turbina de vapor.

Dentro de sus ventajas tenemos lo siguiente:

- Posibilidad de funcionamiento con solo la turbina de gas, derivando los gases a la atmosfera si fuese necesario
- Mayor disponibilidad de la turbina de gas, al operar está en caso de averías de la turbina de vapor.
- Al tener dos alternadores puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones.
- Fácil mantenimiento de generadores y turbinas.(Sabugal Garcia,2,006)

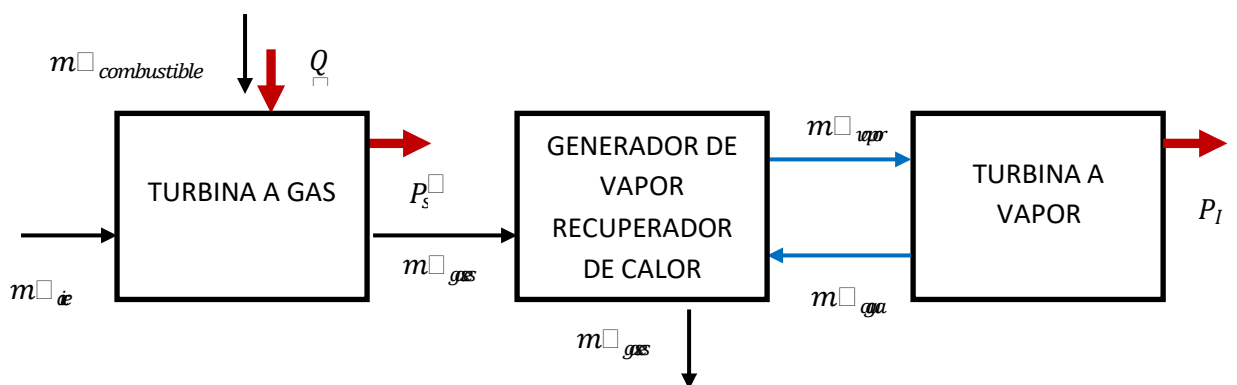


Figura N°10 Configuración 1*1*1

Fuente: Elaboración propia

Dónde:

La Potencia térmica suministrada al ciclo combinado en la cámara de combustión de la turbina de gas es:

$$Q_s = m_{\text{combustible}} * P.C.I \dots \dots \dots (1)$$

$m_{\text{combustible}}$ = Flujo del combustible

$P.C.I$ = Poder calorífico inferior del combustible

Además la eficiencia del ciclo combinado se evalúa en función a la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P_s + P_I}{Q_s} * 100\% \dots \dots \dots (2)$$

Dónde:

P_s = Potencia eléctrica generada con la turbina de gas (ciclo superior)

P_I = Potencia eléctrica generada con la turbina de vapor (ciclo inferior)

- CONFIGURACION 2*2*1:

Compuesto por 2 turbinas de gas, 2 generadores de vapor recuperadores de calor y 1 turbina de vapor.

El Perú cuenta con la Central de ciclo combinado de Fenix Power y Ventanilla que tienen esta configuración.

Dentro de sus ventajas tenemos lo siguiente:

- Menor coste de inversión que dos monoejes de la misma potencia (aproximadamente un 10%)
- Mayor flexibilidad de operación, al posibilitar el funcionamiento con una turbina a gas y una turbina de vapor y arrancar de forma rápida la segunda turbina de gas.
- Mejor rendimiento a cargas parciales, y especialmente al 50% de carga, al poder reducir la potencia en solo una de las turbinas de gas.
- Fácil acceso para el mantenimiento de los generadores.
- Posibilidad de emplear alternadores refrigerados por aire, al ser estos

de menor potencia. (Sabugal Garcia,2,006)

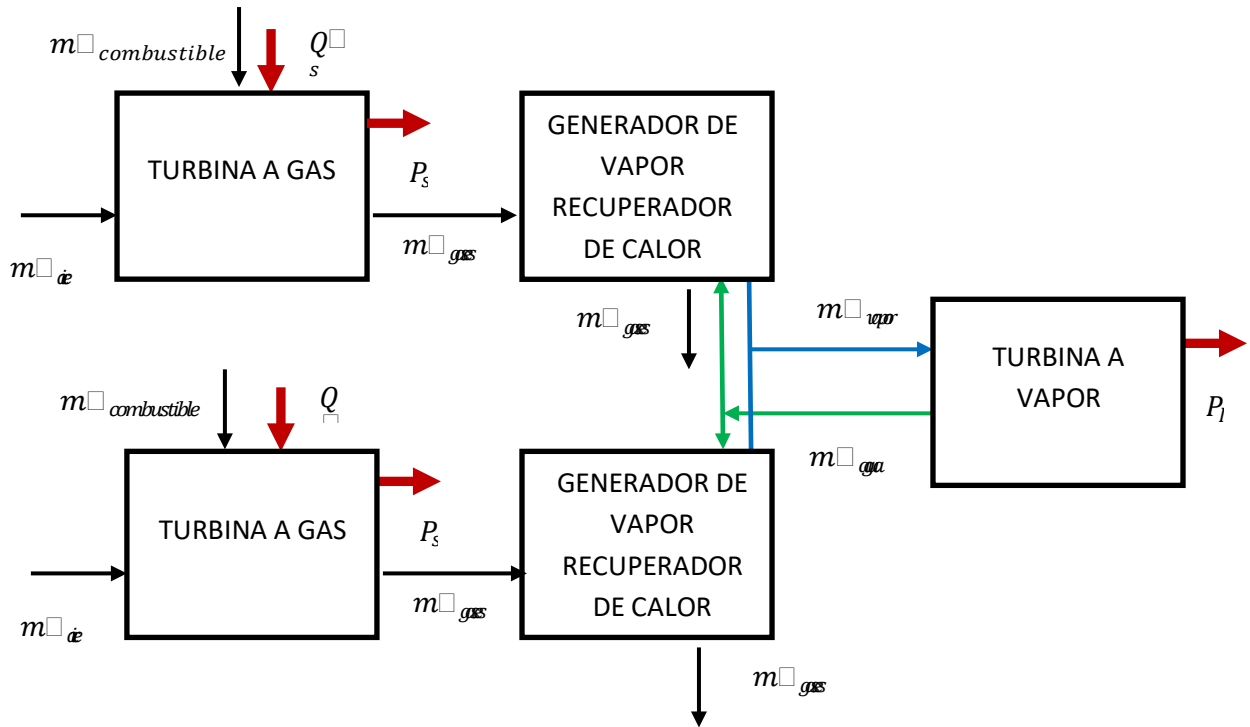


Figura N°11 Configuración 2*2*1

Fuente: Elaboración propia

- CONFIGURACION 3*3*1:

Compuesto por 3 turbinas de gas, 3 generadores de vapor recuperadores de calor y 1 turbina de vapor.

Es la configuración más utilizada en las centrales de ciclo combinado, en donde destaca la relación de potencias entre el Ciclo superior y el ciclo inferior en un valor de 2:1.

Así mismo esta configuración permite a la central de ciclo combinado una mayor versatilidad (debido a su tamaño de potencia), pudiendo optar con una sola turbina de gas a un valor de 1/3 de su potencia efectiva, más aun la turbina de gas puede optar por opera a diversos valores de carga, con el cual la central de ciclo combinado puede operar también a cargas parciales. Su costo de inversión es mucho mayor al de una configuración 1*1*1, pero sus costos variables de operación y de mantenimiento con mucho menores.

Le permite una mejor mantenibilidad al tener sus componentes independientes uno de otro. (Sabugal García, 2,006)

En el Perú se cuenta con las centrales de ciclo combinado de Chilca y Kallpa ambas con una configuración 3*3*1.

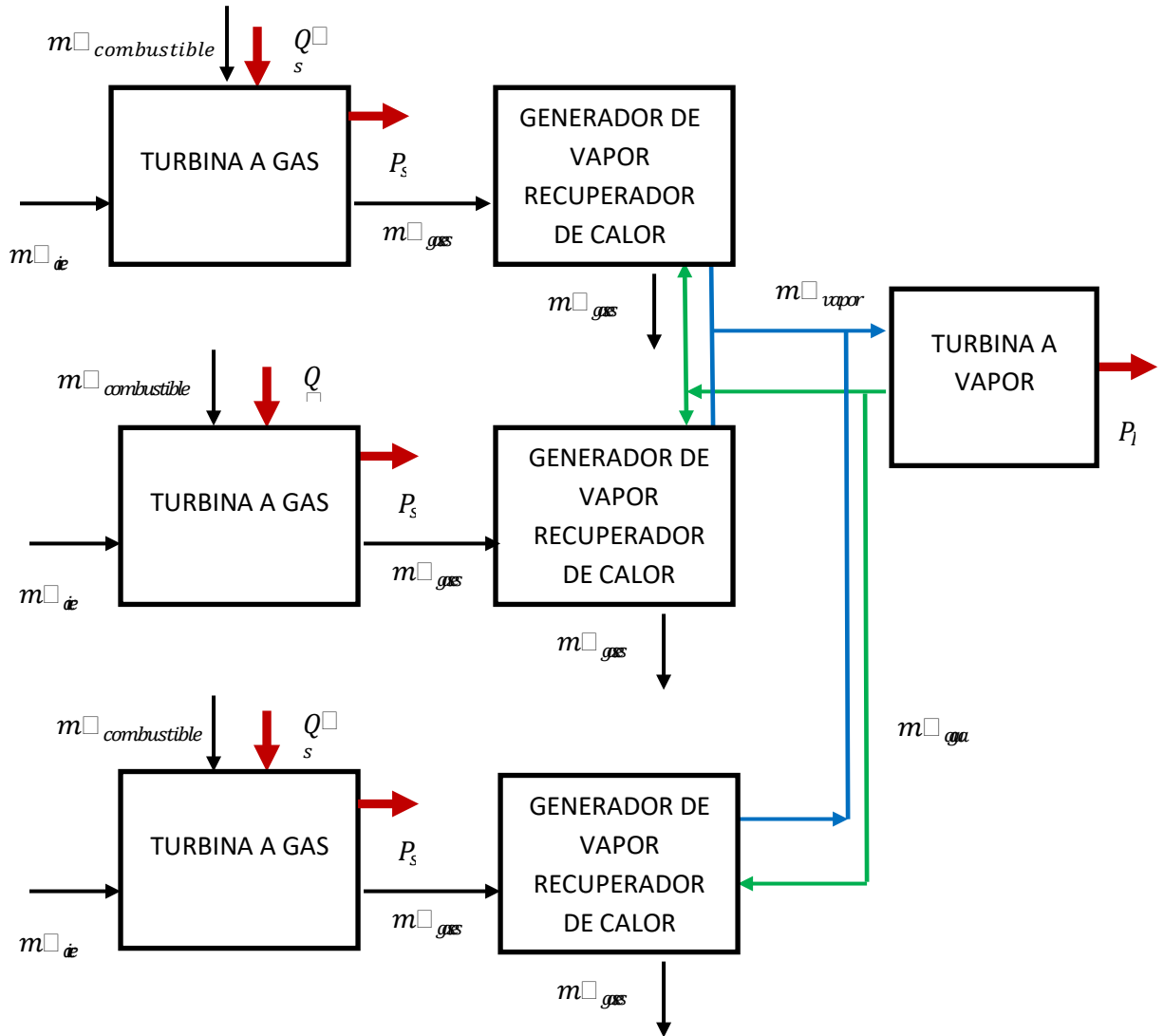


Figura N°12 Configuración 3*3*1

Fuente: Elaboración propia

2.3 CICLO SUPERIOR DE UN CICLO COMBINADO:

2.3.1 CENTRAL TERMOELECTRICA CON TURBINA A GAS:

Una turbina de gas, es una turbo máquina motora, cuyo fluido de trabajo es un gas. Como la compresibilidad de los gases no puede ser despreciada, las turbinas a gas son turbo máquinas térmicas. Comúnmente se habla de las turbinas a gas por separado de las turbinas ya que, aunque funcionan con sustancias en estado gaseoso, sus características de diseño son diferentes, y cuando en estos términos se habla de gases, no se espera un posible cambio de fase, en cambio cuando se habla de vapores sí. Las turbinas de gas son usadas en los ciclos de potencia como el ciclo Brayton y en algunos ciclos de refrigeración. Es común en el lenguaje cotidiano referirse a los motores de los aviones como turbinas, pero esto es un argot técnico, ya que éstos son turborreactores los cuales son máquinas que, entre otras cosas, contienen una turbina de gas en su funcionamiento. (Atalaya Tafur, 2,014)

2.3.2 CICLO TERMODINAMICO:

El Ciclo Joule Brayton Simple Abierto es un Ciclo Termodinámico consistente, en su forma más sencilla, en una etapa de compresión adiabática, una etapa de calentamiento isobárico y una expansión adiabática de un fluido termodinámico compresible. Es uno de los ciclos termodinámicos de más amplia aplicación, al ser la base del motor de turbina de gas, por lo que el producto del ciclo puede ir desde un trabajo mecánico que se emplee para la producción de energía eléctrica o algún otro aprovechamiento, caso de las industrias de generación eléctrica y de algunos motores terrestres o marinos, respectivamente, hasta la generación de un empuje en un aeroreactor. (Godos Vera , 2,010)

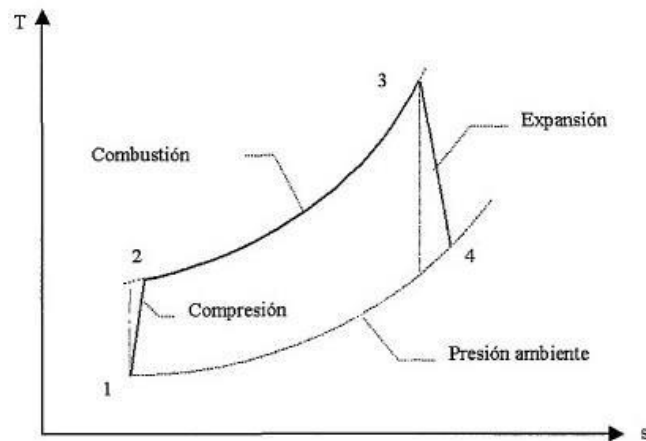


Figura N°13 Diagrama Temperatura vs Entropía

Fuente: Godos Vera (Tesis)

Los procesos son los siguientes:

- En el compresor debidamente filtrado se comprime un cierto flujo másico de aire desde las condiciones ambientales de presión y temperatura hasta una relación de compresión adecuada. Valores típicos para la relación de compresión son del orden de 9 a 18. En cuanto al flujo másico puede ser muy variado en función de la aplicación y de la potencia de la turbina de gas.
- El aire es conducido hasta la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible y se produce una combustión isóbara, salvo las posibles pérdidas de carga. Generalmente los excesos de aire oscilan entre 200 a 350 % de exceso de aire.
- Los gases resultantes de la combustión, que pueden alcanzar temperaturas del orden de 1260°C, se expanden en la turbina hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica debido a las pérdidas de carga en el escape, liberándose a la atmosfera.
- La Turbina de Gas está unida solidariamente al compresor, al cual acciona, mientras que el trabajo restante le permite accionar un generador eléctrico. (Godos Vera , 2,010)

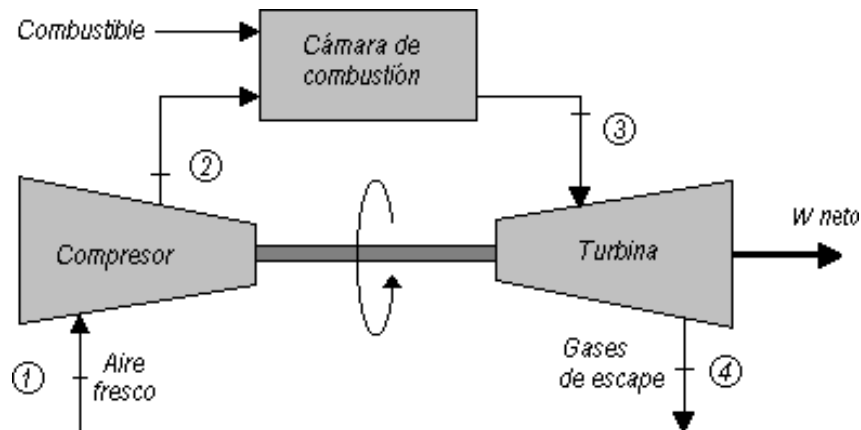


Figura N° 14 Disposición del Ciclo Joule Brayton Simple Abierto

Fuente: Godos Vera (Tesis)

2.3.3 COMPONENTES:

a. COMPRESOR AXIAL:

Un compresor de flujo axial está constituido de un número de etapas de alabes rotatorios (desde 2 cuando se usa como compresor centrífugo o hasta 18 cuando opera en un turbofan) que son arrastrados por la turbina y que giran entre las etapas de alabes estatores o fijos. Ambos, los alabes rotatorios del rotor y los fijos del estator, tienen forma de perfiles aerodinámicos y están montados de manera que forman un conjunto de pasos divergentes a través de los cuales el aire fluye en una dirección axial al eje de rotación. (Ramos Fernández y Ortega Llerena, 2,012)

Su función consiste en comprimir el aire de admisión, hasta la presión indicada para cada turbina, para introducirla en la cámara de combustión. Su diseño es principalmente axial y necesita un gran número de etapas, alrededor de 20 para una razón de compresión de 1:30, comparada con la turbina de expansión.

Su funcionamiento consiste en empujar el aire a través de cada etapa de alabes por un estrechamiento cada vez mayor, al trabajar en contra presión es un

proceso que consume mucha energía, llegando a significar hasta el 60% de la energía producida por la turbina. Para disminuir la potencia necesaria para este proceso, puede optarse por un diseño que enfríe el aire en etapas intermedias, favoreciendo su compresión, aunque reduce la eficiencia de la turbina por la entrada más fría del aire en la cámara de combustión. (Renovetec, 2,014)

b. CAMARA DE COMBUSTION:

Las cámaras de combustión en las turbinas a gas son equipos donde ocurre la combustión del aire proveniente del compresor. El aire entra con presión elevada y se mezcla con un combustible gaseoso en forma continua. Las cámaras de combustión están diseñadas para tener la mínima pérdida de carga, una combustión estable, lograr un flujo con temperatura homogénea a la salida, bajos niveles de contaminantes NO_x, CO logrando una máxima eficiencia de combustión. (Subiabre Sánchez, 2,017)

Durante el proceso que ocurre durante la operación de una cámara de combustión, el cual comienza con el aire que sale del estator de la última etapa de compresión, que ingresa al difusor con tal de disminuir la velocidad y aumentar la presión estática, lo anterior, permite una disminución en la pérdida de carga. A la salida del difusor el flujo de aire se divide en aire primario y secundario. El aire primario ingresa a la cámara de combustión en forma axial donde combustiona con el combustible en una relación aproximadamente estequiometría. El aire secundario se distribuye alrededor e ingresa al interior de este por diminutos agujeros, el ingreso por los agujeros primarios tiene el objetivo de completar la combustión al interior del liner, el ingreso por los agujeros intermedios tiene el objetivo de refrigerar la mezcla de gases con tal de evitar la aparición de NO_x y diluir las especies de la combustión incompleta como el CO. Finalmente, los agujeros de dilución tienen la función de ingresar el resto de aire para disminuir aún más la temperatura antes de entrar a la etapa de expansión. (Subiabre Sánchez, 2,017)

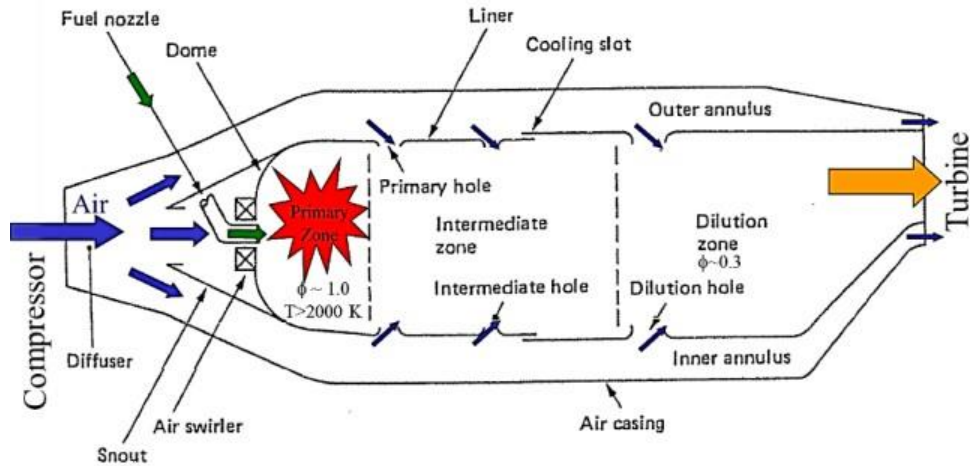


Figura N° 15 Disposición de flujos en cámara de combustión

Fuente: Subiabre Sánchez (Tesis)

c. TURBINA A GAS:

Está diseñada para aprovechar la velocidad de salida de los gases de combustión y convertir su energía cinética en energía mecánica rotacional. Todas sus etapas son por lo tanto de reacción, y deben generar la suficiente energía para alimentar al compresor y la producción de energía eléctrica en el generador. Suele estar compuesta por 4 o 5 etapas, cada una de ellas integrada por una corona de alabes con un adecuado diseño aerodinámico, que son los encargados de hacer girar el rotor al que están unidos solidariamente. Además de estos, hay antes de cada etapa un conjunto de alabes fijos sujetos a la carcasa, y cuya misión es redireccionar el aire de salida de la cámara de combustión y de cada etapa en la dirección adecuada hasta la siguiente. Los alabes deben estar recubiertos por material cerámico para soportar las altas temperaturas, además, un flujo de aire refrigerador proveniente del compresor los atraviesa internamente, saliendo al exterior por pequeños orificios practicados a lo largo de toda su superficie. (Renovetec, 2,014)

Dado que la turbina de gas es un motor que respira aire del ambiente, su desempeño cambia con cualquier cosa que afecte el flujo de masa de aire de

admisión al compresor, y con mayor razón los cambios en las condiciones de referencia de la International Standards Organization (ISO) de 15°C (59°F), 60% de humedad relativa y 101.4 kPa (14.7 psia). Debido a esto, el desempeño de las turbinas de gas varía significativamente con las condiciones locales, y la temperatura ambiente es un factor determinante. Si se disminuye la temperatura ambiente, la capacidad y eficiencia de las turbinas de gas se incrementan, debido a que esta disminución induce un aumento en la densidad del aire en la succión del compresor y, para una velocidad constante del mismo, esto se traduce en un incremento en el flujo másico. (Renovetec, 2,014)



Figura N° 16 Turbina de gas heavy duty

Fuente: Forescat International

2.3.4 CRITERIOS DE DISEÑO:

CARACTERIZACION DE LAS TEMPERATURAS:

En función a la figura N° 13 y 14 se presentan las siguientes ecuaciones que gobiernan al ciclo superior de una central de ciclo combinado (Ramos Fernández y Ortega Llerena, 2,012):

- Determinación de la Temperatura 2 ideal: Considerando un proceso isoentrópico adiabático y reversible, y con la relación de compresión fijada se tiene la

siguiente ecuación para el compresor , donde K es el coeficiente politrópico del aire:

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

- Determinación de la Temperatura 3 ideal: Tomando el valor de limite metalúrgico en función a las consideraciones de material de la turbina tenemos:

$$\frac{T_3}{T_1} = \theta \Rightarrow T_3 = T_1 * \theta \dots \dots \dots (4)$$

- Determinación de la Temperatura 4 ideal: Dentro de la turbina de gas se produce un proceso de expansión, adiabático e isoentrópico, tenemos la siguiente ecuación:

$$\frac{T_3}{T_4} = (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (5)$$

Los procesos de compresión en el compresor y expansión en la turbina tienen irreversibilidades. Es decir que el trabajo real del compresor es mayor que el trabajo isoentrópico y el trabajo producido por la turbina es menor. La desviación del comportamiento real de turbina y compresor con respecto a los trabajos isoentrópicos se puede representar con los rendimientos adiabáticos o eficiencias isoentrópicos. (Ramos Franco, 2014)

- Determinación de la temperatura 4 real: Considerando un proceso real y en función a la eficiencia de la turbina de gas tenemos que:

$$T_{4R} = T_3 - ((T_3 - T_4) * \eta_{TG}) \dots \dots \dots (6)$$

- Corrección y determinación de la temperatura 2 real: Considerando un proceso real, y la eficiencia del compresor, tenemos la siguiente ecuación:

$$T_{2R} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_c} \dots \dots \dots (7)$$

2.3.5 INDICADORES DE DESEMPEÑO

- Para la determinación de la Eficiencia de Planta, se tiene en cuenta la potencia eléctrica efectiva generada en la turbina de gas en relación a la potencia térmica suministrada en la cámara de combustión, el cual varía entre 35 - 40 %, según la siguiente ecuación (Haro Lynch y Crispín German, 2013)

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{P_s}{Q_s} * 100\% \dots \dots (8)$$

- El Heat Rate o Tasa de Calor (H.R): Es el principal indicador comparativo entre centrales termoeléctricas, y compara el flujo de combustible entre la potencia efectiva desarrollada por la central de energía.

$$H. R = \frac{m_c}{P_s} \left(\frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}} \right) \dots \dots (9)$$

- Costo Variable combustible: Este Indicador Económico permite cuantificar el consumo de combustible gastado para generar una unidad de energía, y se obtiene según la siguiente ecuación:

$$CVC = H. R * \text{Precio del combustible} \left(\frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} \right) \dots \dots (10)$$

- Costos Variables No Combustibles (CVNC): Son los costos asociados a la operación que incurren una central Termoeléctrica pero que no toman en cuenta, al combustible, y toman en cuenta los gastos de mantenimiento y otros gastos operativos.

- Los costos Variables totales son :

$$CVT = CVC + CVNC \dots \dots (11)$$

2.4 CICLO INFERIOR DE UN CICLO COMBINADO:

2.4.1 CENTRAL TERMOELECTRICA CON TURBINA DE VAPOR:

El ciclo Rankine es el ciclo Termodinámico idealizado de vapor. Recibe su nombre en honor del ingeniero y físico William John Macquorn Rankine. La sustancia de trabajo que utiliza el ciclo Rankine es el agua, pudiendo ser mercurio u otra sustancia. El líquido saturado a la salida del condensador es comprimido e impulsado a través de un sistema de bombeo para ingresar a una caldera o generador de vapor donde se entrega calor a presión constante, debido al calor de reacción de un combustible. El vapor sobrecalentado generalmente a altas condiciones de presión y temperatura ingresa a una turbina de vapor donde se expande generando trabajo para luego ingresar a un condensador o aerocondensador donde se elimina el calor también a presión constante. La bomba sirve en alimentación de agua, da la presión necesaria para la transferencia de calor en la caldera y obtener el grado de presión y temperatura necesaria para la turbina, así como en la generación del vacío del condensador. (Ramos Franco, 2014)

2.4.2 CICLO TERMODINAMICO

Este ciclo es la aplicación técnica del ciclo de Carnot para el caso de que el fluido de trabajo sea condensable. Normalmente el fluido de trabajo es agua desmineralizada.

La evolución del fluido sigue las siguientes etapas:

- Expansión del fluido de trabajo en fase de vapor en la turbina de vapor (3-4)
- Cesión de energía del vapor a presión constante en el condensador o aerocondensador (4-1)
- Una o varias etapas de elevación de la presión del fluido en fase líquida (1-2)
- Tras un calentamiento previo en fase líquida, un proceso de evaporación y posterior elevación de la temperatura del vapor (2-3)(Martin Díaz, 2,015)

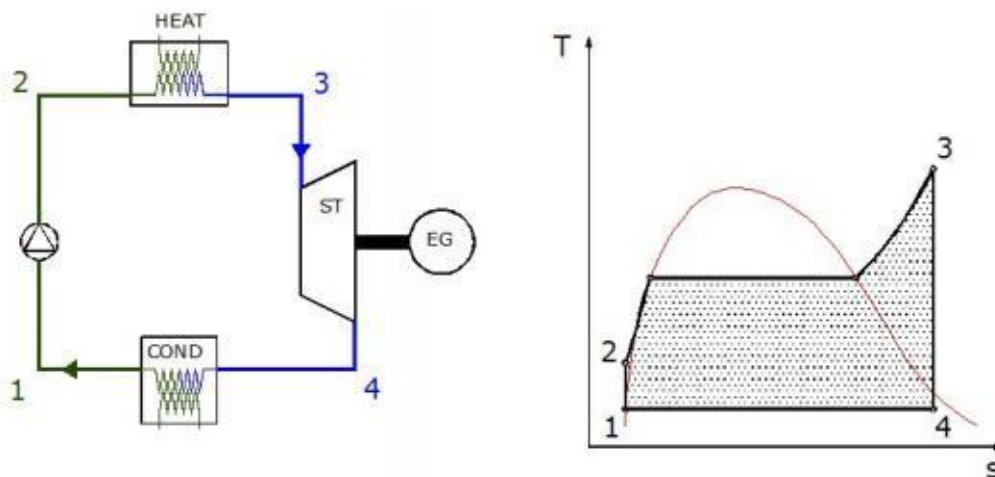


Figura N° 17: Ciclo Termodinámico Rankine con sobrecalentamiento

Fuente: Texto Ingeniería Termodinamica Burghardt

El esquema básico del ciclo ideal se muestra en la figura anterior, donde se pueden observar las etapas descritas anteriormente así como los elementos principales (turbina de vapor (ST), condensador (COND), bomba, fuente de aporte de calor (HEAT) y generador eléctrico (EG)). (Martin Díaz, 2,015)

Existen otras variantes del ciclo básico de Rankine. Así tenemos:

Ciclos de turbinas de vapor con recalentamientos intermedios: Dado que es una opción empleada con frecuencia en los ciclos combinados a continuación se proporciona una breve descripción de la misma. El proceso de expansión en la turbina de vapor viene limitado por la temperatura del foco frío y la presión de condensación. Para conseguir el mayor salto entálpico posible, se termina normalmente expandiendo hasta tener una cierta humedad en los últimos escalones de la turbina, lo que conlleva problemas de integridad de los álabes involucrados. Con el fin de generar mayor trabajo, en ocasiones queda justificada la realización de uno o varios recalentamientos antes de la expansión final, consiguiéndose además aumentar el rendimiento del ciclo. (Martin Díaz, 2,015)

Ciclos regenerativos de turbina de vapor: consiste en realizar una o varias extracciones de vapor de la turbina, precalentando con ellas el agua de

alimentación a la caldera. A pesar de que supone un aumento del rendimiento del ciclo Rankine, en el caso de ciclos combinados, produce el efecto contrario, ya que se tiene una disminución del salto entálpico entre gases de escape de turbina de gas y el agua de alimentación a la caldera recuperadora. — Ciclos supercríticos: para cualquier tipo de ciclo, trabajar con presiones elevadas representa un incremento de la temperatura media de aporte de calor y por tanto un aumento del rendimiento del ciclo. (Martin Díaz, 2,015)

2.4.3 COMPONENTES

a. TURBINAS DE VAPOR:

Las turbinas de vapor son turbomáquinas en las que sólo se efectúa el proceso de expansión. Si bien existen turbinas a vapor del tipo radial, la inmensa mayoría son del tipo axial, que se estudian en esta unidad. El fluido de trabajo es comúnmente el vapor de agua, por obvias razones económicas y técnicas. En comparación con otras máquinas (alternativas a vapor, de combustión interna) ofrecen una mayor relación potencia/tamaño. Se las puede clasificar según el salto térmico y según el principio operativo. (Fernández Diez, 2,007)

Según el salto térmico se las separa en:

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

Turbinas de descarga atmosférica: son generalmente de baja potencia, antieconómicas si utilizan agua tratada. No utilizan condensador de salida.

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

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

intercambio de energía por el cambio de velocidad absoluta del fluido. (Fernández Díez, 2,007)

Es el elemento motriz que hace girar el generador eléctrico a una velocidad impuesta por él. En la turbina se recibe el vapor sobrecalentado proveniente del generador de vapor y se expande a través de varios escalonamientos hasta llevarlo a la presión de operación del condensador (50 a 80 mbar). Se trata de un elemento sumamente complejo, sin embargo, en este apartado sólo se describe de manera general haciendo énfasis en las características importantes de aquellos que se acoplan a un ciclo combinado. (Toledo Velásquez, 2,015)

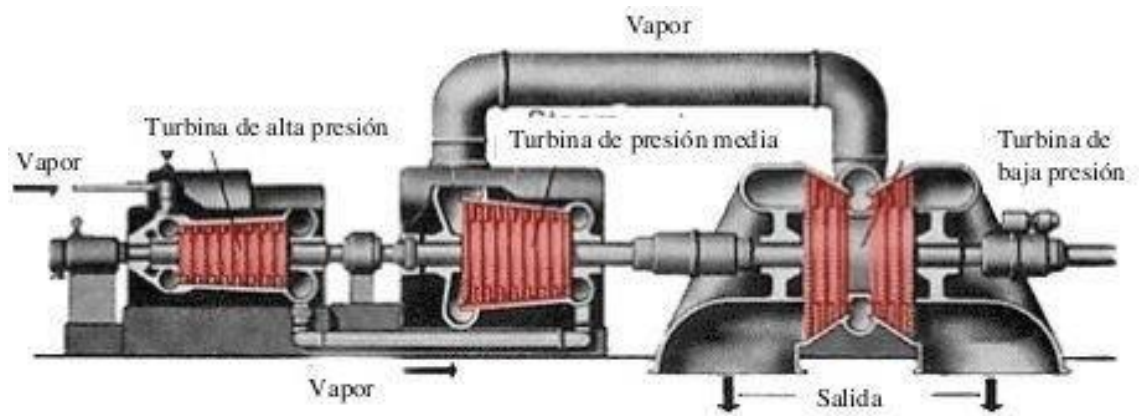


Figura N° 18: Configuración de una turbina de vapor de 3 niveles de presión

Fuente: Tecnologías de las turbinas de vapor

Las turbinas de vapor empleadas para ciclos de potencia son generalmente del tipo axial y pueden constar de uno o varios cuerpos, dependiendo de su aplicación y de la potencia requerida. También existen turbinas con varias extracciones de vapor a distintas presiones, que se usan en los ciclos regenerativos, pero en ciclos combinados no es muy común encontrarlos porque en un ciclo de este tipo no interesa incrementar la temperatura del agua de alimentación de la CRC como en un ciclo de vapor convencional. Las turbinas que se utilizan en ciclos combinados deben ser diseños especiales que estén

preparadas para trabajar con presión deslizante, que consiste en regular la carga siguiendo a la presión de la caldera; la razón es que en ciclos combinados la turbina de gas puede trabajar a carga parcial, con lo que disminuye la temperatura de entrada de los gases en la CRC, impidiendo que el vapor que alimenta a la turbina de vapor alcance su temperatura de diseño y por tanto una reducción en la presión de la caldera hace que nos adaptemos mejor a una nueva temperatura de los gases de escape de la turbina.(Toledo Velásquez, 2,015)

Para evaluar la eficiencia de una turbina de vapor, según la figura n° 19 se evalúan los siguientes puntos:

Punto 1 : Ingreso del vapor sobrecalentado a la turbina de vapor

Punto 2i: Salida del vapor desde la turbina de vapor a través de un proceso de expansión adiabático, reversible e isoentropico.

Punto 2r: Punto de salida real de vapor desde la turbina de vapor, la calidad admitida en los últimos escalonamientos de la turbina de vapor es de 10 %.

(Quillos Ruiz, 2,004)

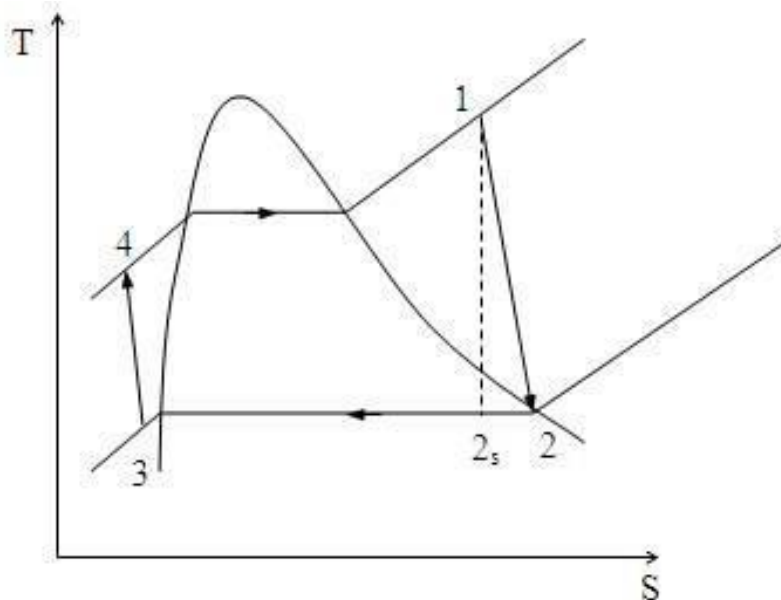


Figura N° 19: Proceso de expansión 1-2 en una turbina de vapor

Fuente: Texto Ingeniería Termodinamica Burghardt

La eficiencia de una turbina de vapor se evalúa en función al valor de sus entalpías del vapor de agua evaluado a la entrada como a la calidad de la turbina de vapor.

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2i}} * 100\% \dots \dots \dots (12)$$

Mientras que la Potencia generada por la turbina de vapor se evalúa según la siguiente ecuación:

$$P_{TV} = m_{\square vapor} * (h_1 - h_2) \dots \dots \dots (13)$$

b. AEROCONDENSADORES:

Los aerocondensadores son intercambiadores de calor de un solo paso utilizados en las centrales de generación para condensar el vapor proveniente de la descarga de la turbina de baja presión. Para ello, el vapor es conducido por medio de grandes tubos hasta los paneles de condensación. El medio refrigerante, en este caso es aire forzado, que por medio de ventiladores, pasará a través de unos haces de tubos 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 y es conducido al depósito de agua condensada. Desde este depósito el agua irá a una bomba encargada de impulsarla de nuevo por el ciclo de vapor. (Fernández Martínez, 2,012)

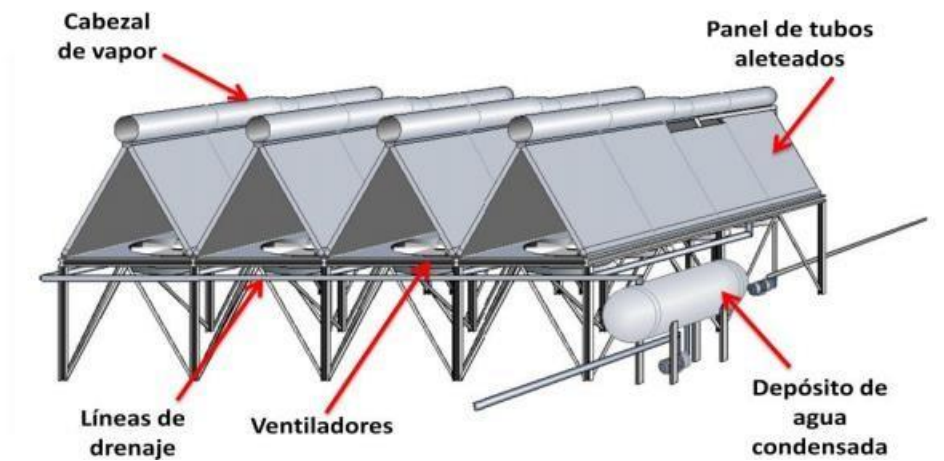


Figura N° 20: Esquema de un Aerocondensador de Tipo A

Fuente: Fernández Martínez (Tesis)

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. Hacia la mitad de su recorrido, el diámetro de estos tubos se reduce suavemente para asegurar la uniforme distribución de vapor. Los paneles de condensado están compuestos por haces de tubos ovales 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. Las líneas de drenaje de condensado conectan la salida de los tubos aleteados con el tanque de agua condensada, realizando esta acción por gravedad. En el depósito, o tanque de agua condensada se colecta todo el condensado proveniente de todos los módulos de condensación. Aquí el control del nivel es muy importante ya que si este disminuyera en exceso se podría filtrar vapor a la bomba, haciendo que esta se quemara. (Fernández Martínez, 2012)



Figura N° 21: Construcción de un aerocondensador de la Empresa
KALLPA GENERACION

Fuente: Empresa KALLPA GENERACION

En los aerocondensadores de tiro forzado, los ventiladores se instalan debajo de los haces de tubos donde el aire está a la temperatura ambiente aparte de tener un menor consumo de energía para el mismo flujo másico de aire si el sistema es de tiro inducido. Otra ventaja de los aerocondensadores de tiro forzado es que las temperaturas que deben aguantar las palas del ventilador son menores que las del tiro inducido al estar estos debajo de los tubos aleteados. Dentro de esta primera clasificación de los aerocondensadores podemos encontrar diversas configuraciones posibles. En la convección forzada si disponen los ventiladores debajo de los haces de tubos e impulsan aire hacia estos. En la convección inducida el aire es arrastrado desde arriba por los ventiladores, obteniendo un flujo de aire menor que para el caso anterior. Como la velocidad de salida del aire en los condensadores de convección inducida es baja, entre 2.5 m/s y 3.5 m/s el sistema es susceptible de formación de plumas de vapor y recirculación de este al circuito de aire. (Adame Barrera, 2,015)

c. **GENERADORES DE VAPOR RECUPERADORES DE CALOR:**

• **GENERALIDADES:**

La función del HRSG Heat Recuperator Steam Generator o GVRC Generador de Vapor Recuperador de Calor dentro de un ciclo combinado es su uso como un vehículo para extraer el calor sensible del flujo de gases procedente de la turbina de gas. El generador de vapor típico consta de tres componentes principales: el economizador, evaporador y sobrecalentadores. Estos se instalan a lo largo del flujo de gases dentro del HRSG. Esencialmente, esto significa que los circuitos de transferencia de calor del generador de vapor no están en paralelo con respecto al flujo de gases. Los componentes del circuito del generador de vapor están distribuidos en el interior del HRSG adecuadamente dimensionado para optimizar la transferencia de calor. El HRSG interiormente está aislado con capas de fibra cerámica la cual está asegurada con una placa de acero inoxidable. El espesor del aislante está en el rango de 8 a 10 pulgadas. Las restricciones a emisiones al medio ambiente definen la altura de la chimenea. (Vásquez Isla, 2,005)



Figura N° 22: Vista lateral de un generador de vapor recuperador de calor

Fuente: Empresa KALLPA GENERACION

Para los componentes de presión del HRSG, el diseño cumple con la norma de la ASME: "Boiler and Pressure Vessel Code" Sección 1, 1998, edición adenda 2000, así mismo la "Power piping Code B31.1 y regulaciones de OSHA vigentes. Las típicas partes de presión son: Tubos sobrecalentadores y cabezales, tubos evaporadores y cabezales, domos, tubos economizadores y cabezales, tuberías bajantes y tuberías de interconexión. (Vásquez Isla, 2,005)

- **GENERADOR DE VAPOR SIN ENCENDIDO SUPLEMENTARIO:** La aplicación más simple de generadores de vapor por recuperación de calor es el uso de una unidad sin encendido en los gases de escape de la turbina de gas. Esta se aplica cuando los requerimientos de la planta de vapor son tales que la energía contenida en los gases de escape es suficiente para satisfacer esta demanda. Temperaturas típicas de los gases de combustión que entran al generador de vapor por recuperación de calor oscilan entre 400 y 600 °C, dependiendo de la turbina de gas empleada. Rangos característicos de condiciones de vapor van desde 5 bar saturado, hasta valores tan altos como 100 bar y 520 °C sobrecalentado. Temperaturas de vapor son usualmente 20 a 50 °C por debajo de la temperatura de los gases de escape de la turbina. El generador de vapor por recuperación de calor sin encendido es un intercambiador de calor tipo convectivo. La cubierta es internamente aislada con 4 a 5 pulgadas de fibra mineral o aislante y es protegido de la corriente de gases calientes por un revestimiento de acero inoxidable o acero al carbón, el cual es diseñado para expandir el plano de la cubierta. Material de menor grado de revestimiento es usado en regiones de menor temperatura del gas. (Mendoza Nalvarte, 2,002)

El Generador de Vapor (o recuperador de calor HRSG) es instalado en el escape de la turbina de gas, recuperando así la energía de los gases de combustión que salen de la turbina, el vapor generado es suministrado a la turbina de vapor. Esta disposición del ciclo se muestra en la figura 2.1. Todo el combustible es quemado en la turbina de gas y el generador de vapor depende completamente de la

turbina de gas para su operación. En la mayoría de aplicaciones, la turbina de vapor producirá aproximadamente de 30 a 35% de la energía total generada, y la otra diferencia del 65 a 70% lo suministra la turbina de gas. Debido a que la generación en la turbina de vapor será producida sin combustión adicional, solo hay una pequeña disminución en la eficiencia de la turbina de gas debido a la contrapresión del generador de vapor; La eficiencia térmica de la planta será mayor con respecto a la turbina de gas en ciclo abierto. (Vásquez Isla, 2,005)

- **GENERADORES DE VAPOR CON ENCENDIDO SUPLEMENTARIO:** El oxígeno contenido en gases de escape de la turbina de gas permite quemar combustible suplementario para incrementar las razones de producción de vapor respecto a una unidad sin encendido. El sistema quemador de los gases de escape de la turbina de gas es usualmente diseñado para aumentar la temperatura de los gases de escape hasta valores de 800 a 1,000 °C aproximadamente. El límite 1000 °C es fijado por el diseño de la cubierta, la cual consiste de varias capas de aislante resistentes a altas temperaturas al interior de la cubierta, la cual es protegida de los gases calientes por un adecuado material de revestimiento de alto grado de aleación. Materiales de revestimiento sea cual fuere su grado empiezan a afectarse por encima de 1000 °C. (Mendoza Nalvarte, 2,002)

Puesto que los gases de escape de la turbina de gas son esencialmente aire de combustión precalentado, el consumo de combustible del generador de vapor por recuperación de calor con encendido suplementario es menor que aquel requerido por un caldero convencional alimentado por aire a temperatura ambiente que suministre la misma cantidad de incremento en generación de vapor. El consumo de combustible del generador de vapor por recuperación de calor para una unidad con encendido suplementario, con una temperatura en promedio de los gases de escape de la turbina de 700 °C entrando a la unidad sería aproximadamente de 10 a 20 % menor que para un caldero convencional de potencia alimentado por petróleo (88 % eficiencia en base al poder calorífico

superior) suministrando la misma cantidad de incremento en producción de vapor. (Mendoza Nalvarte, 2,002)

Los gases a la salida de la turbina de gas contienen aproximadamente de 14 a 16% de oxígeno. Para aprovechar el oxígeno disponible, estos gases pueden ser usados en un proceso de combustión posterior; Para esto una simple modificación en la aplicación del recuperador de calor es el uso de un sistema de combustión suplementario localizado entre el ducto de transición a la salida de la turbina y el generador de vapor. El sistema de combustión suplementario utilizara una fracción del oxígeno contenido en los gases de escape de la turbina de gas y deberá ser seleccionado en base a la máxima temperatura de los gases alcanzada durante la combustión antes de entrar al recuperador de calor aproximadamente 1,700 °F. (Vásquez Isla, 2,005)

- **COMPONENTES:**

Economizador: Intercambiador de calor que aumenta la temperatura del agua de alimentación hasta una temperatura algo menor a la correspondiente a su punto de saturación. Es el primer banco del circuito agua-vapor y el que opera a más baja temperatura. Se alimenta del agua del condensador y envía el fluido directamente al calderín o domo del generador de vapor recuperador de calor.

Evaporador: toma el fluido en estado líquido de calderín y lo devuelve en estado vapor. Se asume que este intercambiador únicamente produce un cambio de estado del fluido agua vapor manteniendo constante la temperatura.

Sobrecalentador y recalentador: Aumenta la temperatura del vapor saturado hasta la temperatura deseada, alrededor de 550°C, para alimentar a la turbina de vapor. La causa principal de este aumento de la temperatura del vapor es reducir la humedad en las etapas finales de la expansión. (Naranjo Delgado, 2,016)

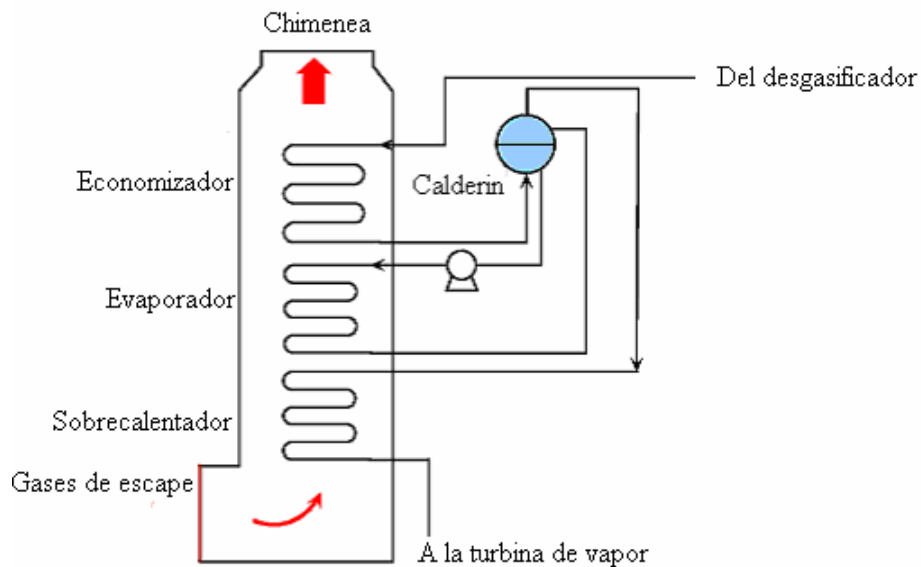


Figura N° 23: Disposición de superficies de transferencia de calor en un GVRC

Fuente: García Naranjo (2,012)

2.5 CRITERIOS DE DISEÑO

2.5.1 PUNTOS DE REESTRICCION:

En la figura N° 24 se observa la línea recta continua (en color rojo) que representa el enfriamiento de los gases de escape de la turbina de gas y, en color azul, la línea que representa el calentamiento del agua. En el diagrama pueden distinguirse claramente las tres secciones del GVRC; la primera, de A a B, corresponde al economizador; la segunda, de C a D, al evaporador; y la tercera, de D a E, al sobrecalentador. Puede observarse que la región de C a D es horizontal debido a que en esta zona se produce la evaporación del agua y, por lo tanto, no hay incremento de temperatura de la misma. Por otra parte, en el mismo diagrama se observan también tres diferencias de temperaturas importantes (García Garrido, 2,012)

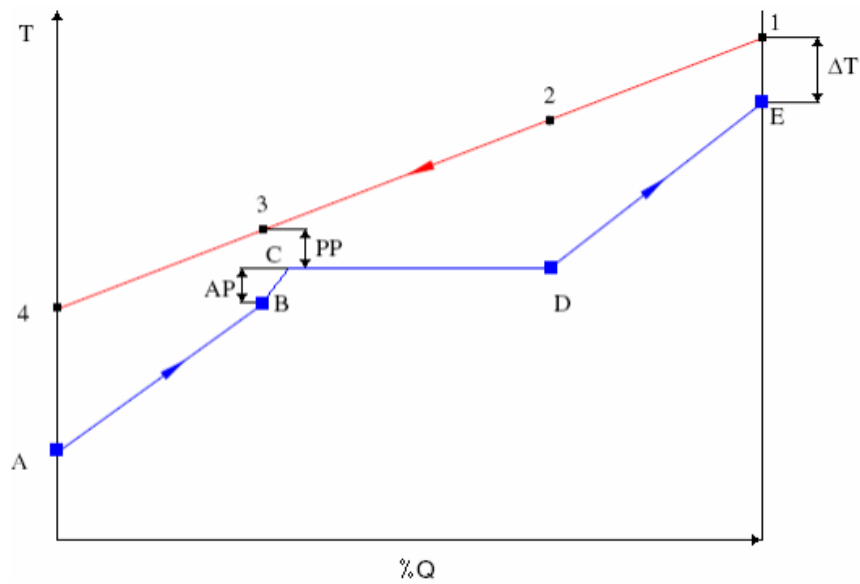


Figura N° 24: Disposición de flujos en GVC de presión única

Fuente: Sabugal García (2,006)

- Pinch Point (PP): Corresponde a la diferencia entre la temperatura de los gases en la salida del evaporador y la del agua a la entrada del mismo (diferencia entre el punto C y 3 en el diagrama). Esta diferencia es un parámetro muy importante en el diseño del GVC, ya que cuanto menor sea el pinch point, mayor será el rendimiento del ciclo (mejor aprovechamiento de la energía), pero también mayor será el área de intercambio de calor y, por tanto, el coste o inversión del equipo. Se destila un valor de entre 5 a 7 °C para el pinch point óptimo, el cual es función de la disposición de flujos, grado de mantenimiento del equipo y materiales de fabricación. (Sabugal García, 2,006)
- Approach Point (AP). Corresponde a la diferencia entre la temperatura del agua que abandona el economizador y la temperatura de saturación a la presión de trabajo (diferencia entre los puntos B y C del diagrama). Esta diferencia de temperaturas es un margen de seguridad para evitar evaporación en el

economizador y como recomendación se sugiere que su valor no sea menor a 3 °C , aunque dependerá del nivel de presión que se trate. (Sabugal García, 2,006)

- Diferencia terminal de temperaturas (ΔT). Corresponde a la diferencia entre la temperatura del vapor sobrecalentado que abandona la caldera y la temperatura de entrada de los gases a la caldera. Su valor tiene una influencia significativa tanto en el rendimiento como en el coste. Por ese motivo, tanto este parámetro, como el approach point y el pinch point, se considerarán variables de diseño importantes del GVRC. (Sabugal García, 2,006)

2.5.2 GENERACION DE VAPOR A DIVERSOS NIVELES DE PRESION:

- **GENERACION DE VAPOR A UN NIVEL DE PRESION:**
Este es el ciclo más sencillo. Como se muestra en la Figura N° 24, el ciclo de vapor funciona a un nivel de presión. Se tienen que tomar algunas consideraciones para seleccionar la presión más adecuada. Por ejemplo, una presión alta no significa mejor eficiencia ya que se requiere una temperatura mayor para generar vapor, así se necesitaría que la temperatura de los gases de escape sea más alta lo que significa una turbina de gas de menor eficiencia, aunque esto resulte en una mayor salida en la turbina de vapor. Así también queda menos calor en el lado del sobrecalentador para sobrecalentar el vapor vivo por lo que una presión alta significa que aumenta la humedad a la salida de la turbina de vapor. Las turbinas de vapor pueden soportar hasta un 16% de humedad que es el factor limitante, ya que las gotitas de agua erosionan los álabes y reducen la vida útil de la turbina. La humedad también depende del vacío del condensador. Sin embargo corregir la cantidad de humedad aumentando la presión del condensador significa una menor caída entálpica en la turbina y por ende menor potencia de salida.

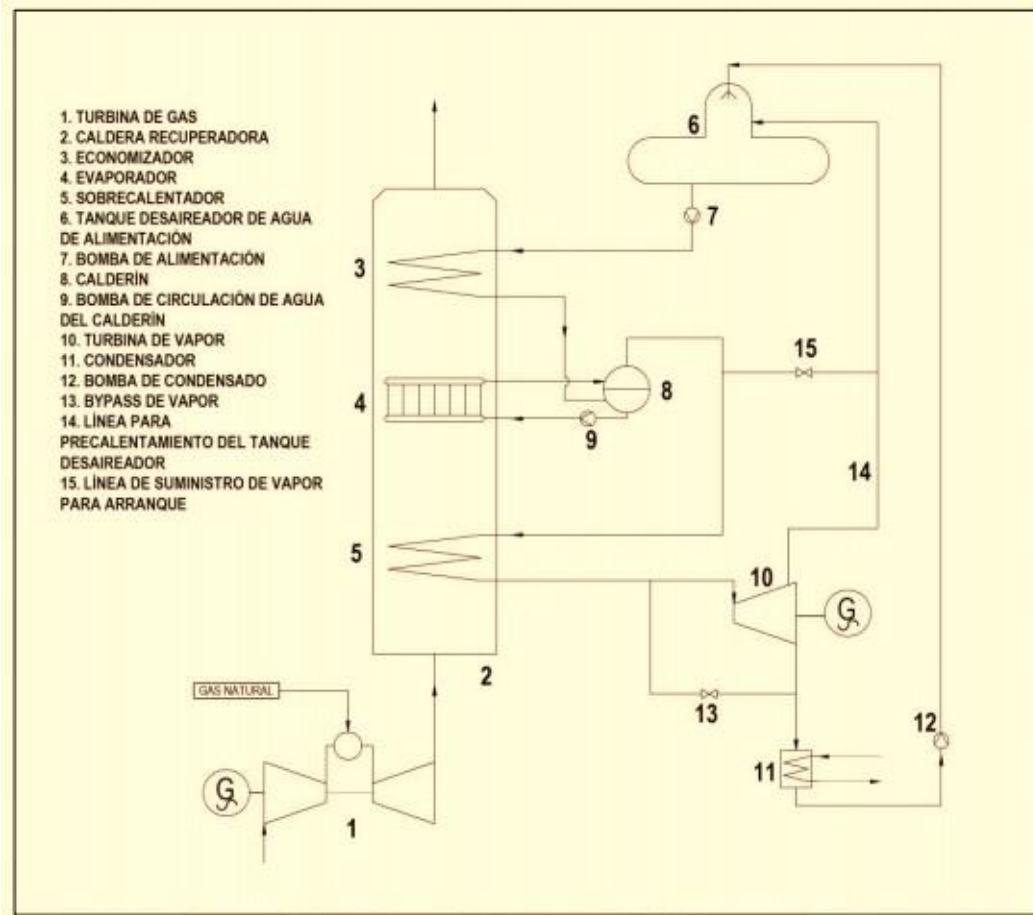


Figura N° 25: Generación de vapor con presión única

Fuente: Sabugal García (2,006)

Aun así hay algunos beneficios económicos de seleccionar una presión alta para el ciclo de vapor. A mayor presión el volumen específico del vapor/agua es menor. Esto significa una menor sección de escape en la turbina de vapor. Así mismo el menor flujo volumétrico significa ahorros en menor tamaño de tuberías, válvulas, bombas y aislamiento. Otro beneficio es la reducción de requerimiento de agua de enfriamiento y equipamiento, ya sea en el bombeo de agua de mar, lago o río, torres de enfriamiento y sobre todo si se utilizan aeroenfriadores. (García Garrido, 2,012)

La temperatura de vapor vivo es otro parámetro a seleccionar con cuidado. Aumentar la temperatura significa una mayor caída entálpica en la turbina de vapor pero disminuye el flujo másico por lo que disminuye la potencia, ya que el

efecto del flujo másico es predominante. Así mismo el límite de disminuir la temperatura de vapor vivo, buscando el máximo flujo másico, tiene como límite la humedad a la salida de la turbina. Cabe mencionar que la selección, tanto de presión como temperatura dependen de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas seleccionada. (Sabugal García, 2,006)

- **GENERACION DE VAPOR A DOS NIVELES DE PRESION:**

Similar al ciclo de un nivel de presión, la presión del circuito de alta debe ser la mayor posible para lograr una buena utilización exergética de los gases de escape teniendo en cuenta las consideraciones de vacío del condensador y humedad en las últimas filas de la turbina de vapor. La presión de baja debe ser relativamente baja para mejor utilización Exergética y energética de los gases de escape durante la evaporación del lado del agua. No debe ser menor a 3 bar ya que la caída entálpica en la turbina sería muy baja. Típicamente se selecciona alrededor de 5 bar. La eficiencia del GVRC aumenta al disminuir la presión de baja pero esto no necesariamente da como resultado una mayor salida de potencia. (Ramos Franco, 2014)

A diferencia del ciclo de presión simple, el aumento de temperatura en este ciclo brinda un aumento sustancial de salida de potencia. El comportamiento es similar al ciclo de un nivel de presión pero al tener un circuito de baja presión, hay más energía disponible que será aprovechada por este circuito y por ende aumentar la temperatura de alta presión, aumenta la salida de potencia de la turbina de vapor. Aumentar la temperatura de presión baja también es ventajoso, ya que reduce la humedad en la última etapa de la turbina de vapor. Así mismo se reduce la superficie del HRSG en la sección del evaporador y economizador, por el menor flujo másico producto del aumento de temperatura, aunque la superficie del sobrecalentador sí es mayor. El efecto resultante es una menor superficie de la caldera recuperadora (en el circuito de baja presión). (Ramos Franco ,2014)

El ciclo de gas de esta instalación funciona de la misma manera que el explicado para un solo nivel de presión. La diferencia en el ciclo de vapor es que en estas instalaciones aparecerán dos calderines y dos turbinas de vapor, un conjunto de baja presión y otro de alta presión. El agua del condensador aumenta su presión hasta la presión de entrada en el economizador de baja presión. En el economizador aumenta su temperatura hasta una cercana a la temperatura de saturación y con estas condiciones entra en el primer calderín, de baja presión, donde se produce el cambio de estado. El vapor saturado sale del calderín para introducirse en el sobrecalentador de baja presión y aumentar su temperatura para entrar en la turbina de vapor correspondiente, aquella llamada de baja presión. Un cierto caudal de agua líquida no es destinado al cambio de fase sino que sale del calderín hacia una bomba que aumenta su presión hasta la presión de trabajo más alta del ciclo. Tras aumentar su presión es introducida en el siguiente economizador y así volver a recorrer el mismo camino pero por las secciones de alta presión de la caldera. (Naranjo Delgado, 2,016)

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 Delgado, 2,016)

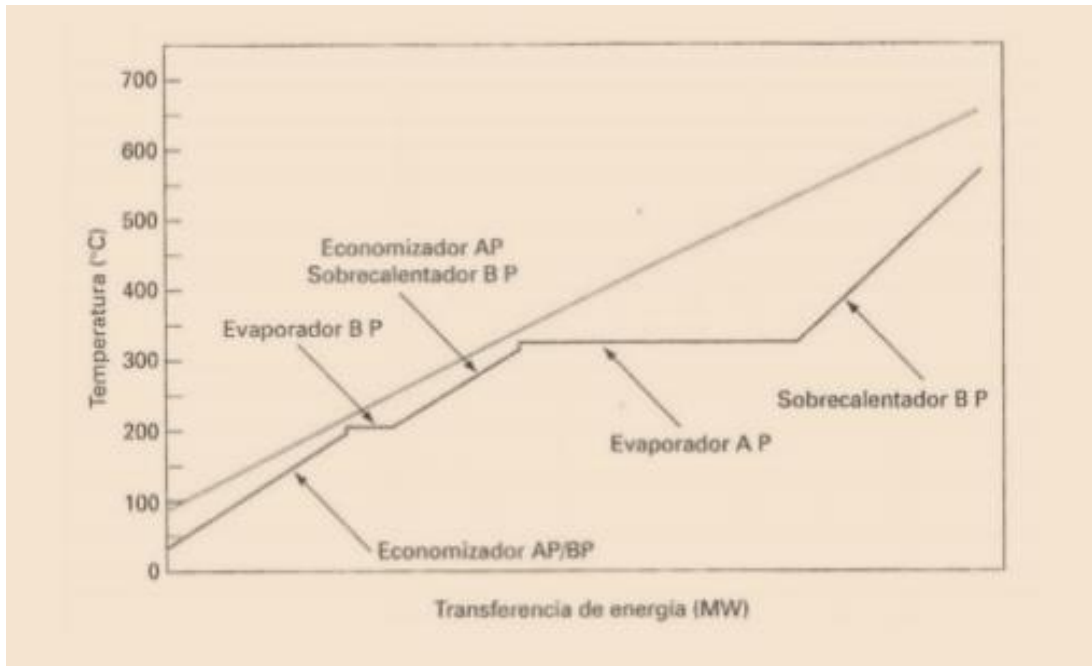


Figura N° 26: Disposición de flujos para generación dual de vapor

Fuente: Sabugal García (2,006)

Dos niveles de presión en cascada: Esta configuración se aplica principalmente cuando se usan combustibles con un bajo contenido de azufre debido al alto nivel de enfriamiento de los gases que se consigue en la CRC. Este ciclo recibe agua del desgasificador a baja presión, la cual, después de pasar por el economizador de baja, se dirige hacia el calderín. Parte del agua que recibe este calderín se extrae para bombearla hasta alta presión y aprovechar el calor a este nivel. Esta configuración presenta el inconveniente de que la temperatura de los gases se distribuye peor, ocasionando pérdidas exergéticas. (Naranjo Delgado, 2,016)

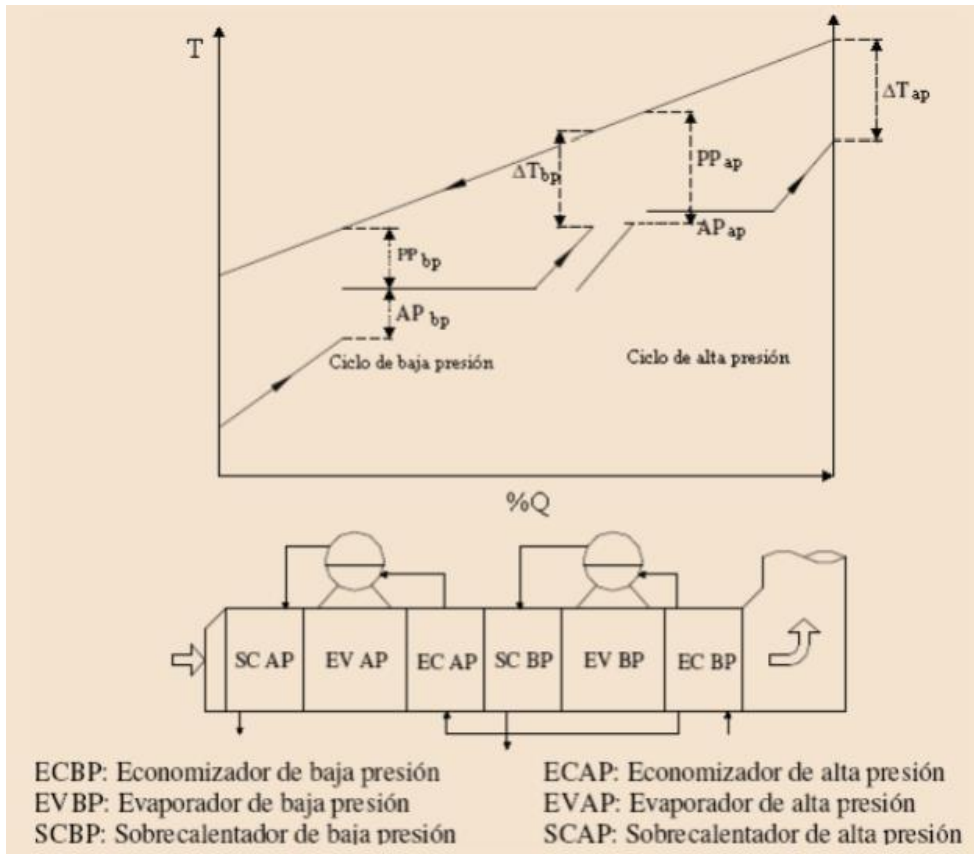


Figura N° 27: Generación de vapor dual en cascada o serie

Fuente: García Garrido (2,012)

La siguiente configuración para la generación dual de vapor es la del tipo paralelo. En esta configuración se utiliza agua a distintas presiones pero a temperaturas aproximadamente iguales en ambos niveles de presión, circulando con recorridos independientes por las secciones correspondientes a cada nivel. La primera sección de la caldera tiene un economizador que está dividido a su vez en dos secciones: una que recibe el agua a baja presión y otra que la recibe a alta presión (ECBP y EC1AP). De esta forma el agua en el nivel de alta y en el nivel de baja tienen recorridos independientes.

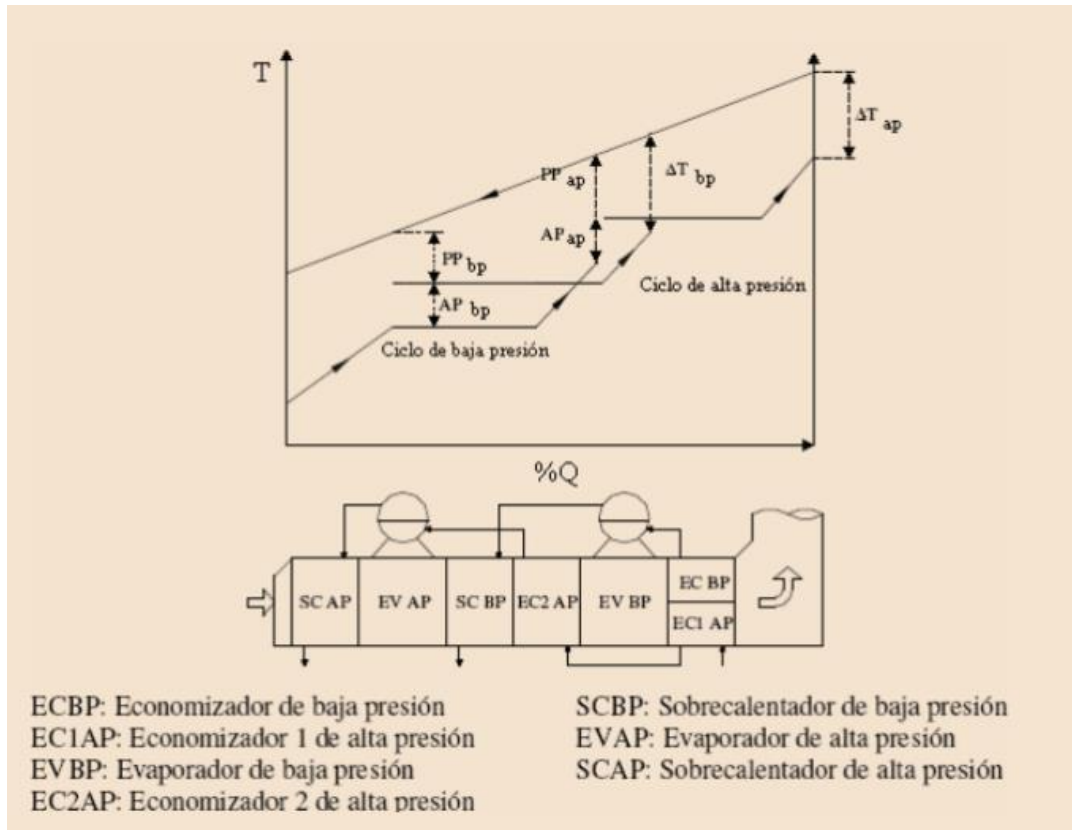


Figura N° 28: Generación de vapor dual en paralelo

Fuente: García Garrido (2,012)

- **GENERACION DE VAPOR A TRES NIVELES DE PRESION:**

Con tres niveles de presión es posible recuperar más energía de los gases de escape en la caldera recuperador. En la Figura II-13 se muestra como se divide la línea de salida del economizador de presión intermedia hacia el calderín de baja presión. El vapor saturado se envía directamente a la turbina de vapor de tres etapas para generar más potencia. Aun así el incremento en la potencia de salida de la turbina de gas con respecto al ciclo de dos niveles es marginal. Al ser la presión intermedia más alta que la presión baja del ciclo de presión dual, el flujo másico del ciclo de alta presión es ligeramente menor ya que el ciclo de presión intermedia toma energía del de alta presión, teniendo un efecto negativo que es compensado y revertido por la mayor generación de vapor a esta presión

intermedia. El concepto de triple nivel de presión es más atractivo a una menor temperatura de gases de escape ya que más vapor se puede generar en el sector de presión intermedia. (Ramos Franco ,2014)

La temperatura de alta presión tiene un efecto significativo, mas no es el caso de las temperaturas de presión baja e intermedia que mejoran ligeramente la salida de potencia. Al calentar el vapor de presión intermedia a una temperatura cercana a la de alta presión se experimenta un efecto de recalentamiento en la turbina de vapor disminuyendo la humedad a la salida de la turbina, lo que previene la erosión por las gotitas de agua condensada. Se debe tener cuidado en este caso de los límites de esfuerzos térmicos dentro de la turbina por la diferencia de temperatura entre el vapor expandido de alta presión y la temperatura de vapor de presión intermedia en el punto de mezcla. Esto puede ser superado por un mejor diseño del casing en el punto de admisión de presión intermedia. El límite de esta mejora es la poca cantidad de vapor generado a presión intermedia producto de la mayor utilización de energía para lograr esta temperatura mayor. (Ramos Franco ,2014)

El añadir un nivel de presión al ciclo combinado tiene como ventaja principal el mayor aprovechamiento de la energía de los gases en la CRC. Existen varios tipos de configuraciones de plantas de tres niveles de presión, según pongamos en paralelo o en cascada los flujos en la CRC. Uno de ellos es el que se presenta a continuación. Esta configuración consta de dos economizadores dobles, el primero recibe el agua de alimentación del desgasificador por medio de dos bombas, una de alta presión y otra de presión intermedia. El agua que abandona el primer economizador doble, en el nivel de presión intermedia (EC1PI), se divide en dos flujos, uno que alimenta el segundo economizador doble y otro que alimenta el calderín de baja presión. El segundo economizador doble (EC2PI y EC2AP) alimenta tanto el calderín de presión intermedia como el tercer economizador de alta, el flujo que abandona este tercer economizador se dirige al calderín de alta para aprovechar energía a ese nivel.(Rapun Jiménez, 1,999)

En el diagrama T vs %Q, al igual que en las configuraciones de dos niveles de presión, se presentan los parámetros de diseño de esta configuración. Puede observarse que ahora aparecen pinch points y approach points de baja, intermedia y alta presión, pero no aparece una diferencia terminal de temperaturas en el sobrecalentador de baja; esto es porque esta configuración no incluye sobrecalentador en ese nivel. (Rapun Jiménez, 1,999)

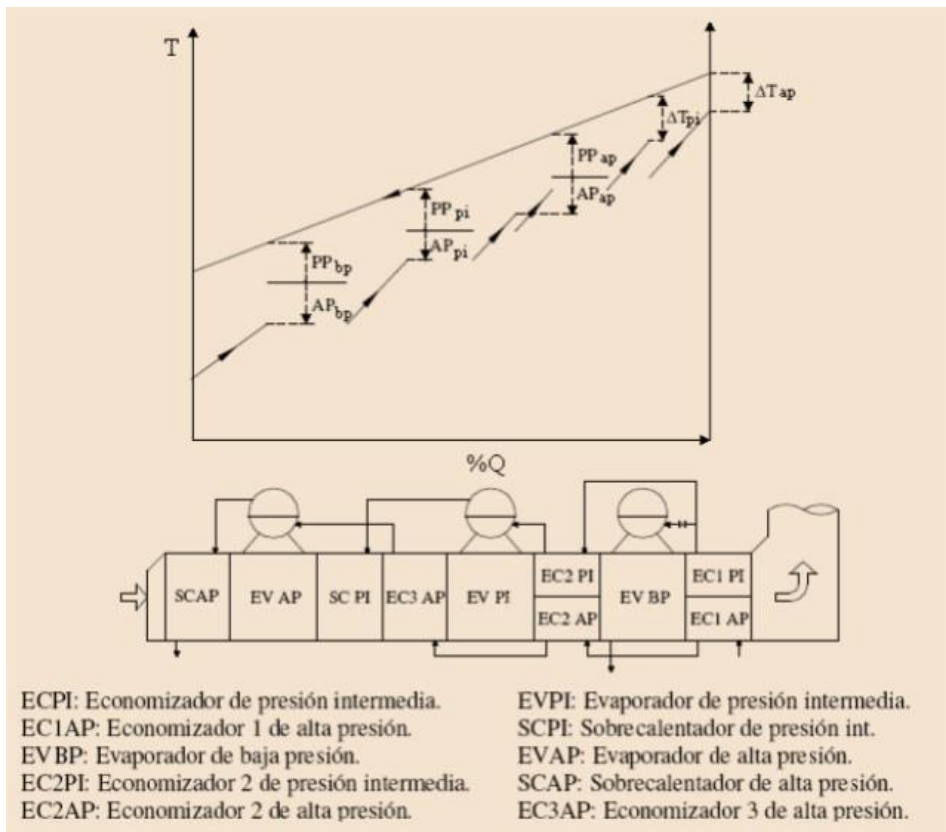


Figura N° 29: Generación de vapor trial simple

Fuente: García Garrido (2,012)

Para el ciclo combinado trial con recalentamiento, Respecto al ciclo de vapor el proceso sigue las mismas secciones que los otros dos diseños. El agua líquida del condensador, aumenta su presión y es introducida al primer economizador, zona de baja presión. Del primer calderín, parte del agua líquida saturada es desviada a los haces vaporizadores y el cambio de fase y parte del caudal de agua es introducida en el siguiente economizador tras haber aumentado su presión

mediante una bomba. El vapor saturado se introduce en la turbina de baja presión una vez que ha aumentado su temperatura en el sobrecalentador. (Naranjo Delgado, 2,016)

El resto del caudal de agua ya a la presión de trabajo media se introduce en el economizador de media presión para seguir el mismo proceso que anteriormente. 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 calderín, calderín de alta presión, se destinará al cambio de fase. El vapor saturado saldrá de este calderín 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 Delgado, 2,016)

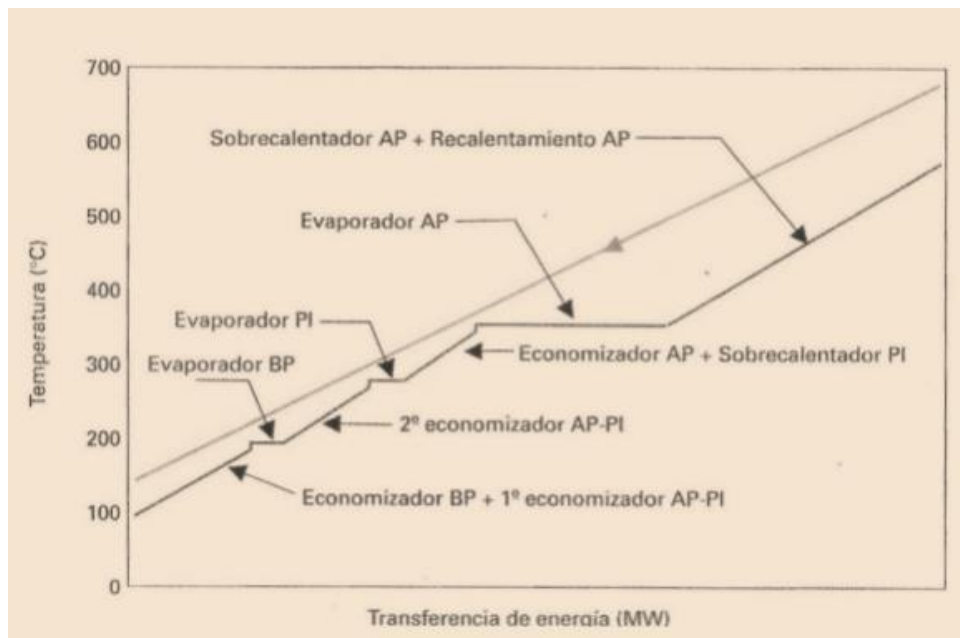


Figura N° 30 Disposición de flujos para generación trial de vapor con recalentamiento

Fuente: Sabugal García (2,006)

CAPITULO III

MATERIAL Y METODOS

3.1 MATERIALES.

3.1.1 SUSTANCIAS:

- **PETROLEO BD5:**

El Diésel B5 es un combustible constituido por una mezcla de Diésel N° 2 y 5 % en volumen de biodiésel (B100). El Petróleo Diésel N°2 es un combustible derivado de hidrocarburos, obtenido de procesos de refinación, y el Biodiésel (B100), es un combustible diésel derivado de recursos renovables, puede ser obtenido a partir de aceites vegetales o grasas animales. Cumple con las especificaciones de calidad establecidas en la norma nacional e internacional. Este combustible prácticamente no contiene azufre. El DIÉSEL B5 PETROPERÚ, con denominación comercial en nuestro caso de BIODIÉSEL B5 PETROPERÚ, cumple con las especificaciones técnicas de la norma técnica peruana vigente y guarda concordancia con los principales ensayos de los estándares internacionales ASTM, D975 y SAE J313. (PETROPERU, 2,018)

Tabla N° 2 Resultados de Ensayos del Combustible BD5

Descripción		MUESTRA 1	MUESTRA 2	Promedio
Gravedad Específica		0,8350	0,8360	0,8355
Poder Calorífico Inferior (PCI)	[BTU/lb]	18442,86	18436,87	18439,87

Fuente: Empresa HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C

- **GAS NATURAL:**

Es una mezcla de hidrocarburos que se encuentran en el subsuelo en estado gaseoso o en disolución con el petróleo: Gas Natural Asociado. Se produce acompañando al Petróleo (Gas Natural No Asociado), se produce sin presencia de Petróleo, su principal componente es el Metano (89%). Es una de las fuentes de energía más abundante, limpia y competitiva. El gas natural se envía a plantas de procesamiento de gas para producir gas natural de calidad y líquidos del gas. El gas natural se transporta y distribuye hasta los usuarios finales por medio de ductos de acero de diámetros variables. Para poder comprimir y transportar grandes distancias es conveniente separar los componentes más

pesados, como el hexano, pentano, butanos y propanos y en ocasiones etano, dando lugar estos últimos a las gasolinas naturales o a los líquidos de gas natural, para lo cual se utilizan los procesos de absorción o criogénicos. Dentro de las principales propiedades del Natural tenemos:

Poder calorífico inferior: 40 MJ/kg

Densidad: 0.64 kg/m³

3.1.2 DETALLES DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO:

Se presentan las características técnicas de la central termoeléctrica de Reserva frío de Ilo.

Tabla N° 3 Características de la Empresa de Reserva Frio Ilo

DESCRIPCION	UNIDAD	TG1	TG3	TG3
DATOS DE PLACA				
Marca		General Electric	General Electric	General Electric
Modelo/Tipo		7FA.03	7FA.03	7FA.03
Número de Serie		299132	299133	299134
Año de Instalación	Año	2013	2013	2013
Potencia del Proyecto	MW	170	170	170
Velocidad	RPM	3600	3600	3600
Tipo de Combustible		Diésel	Diésel	Diésel
GENERADOR ELÉCTRICO				
Marca		General Electric	General Electric	General Electric
Modelo/Tipo		11MKA90	11MKA90	11MKA90
Año de Instalación	Año	2013	2013	2013
Potencia Aparente	MVA	223	223	223
Velocidad de rotación	RPM	3600	3600	3600
Factor de Potencia		0.85	0.85	0.85
Frecuencia	Hz	60	60	60

Fuente: Empresa HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C

3.1.3 MEDICIONES DE POTENCIA EFECTIVA DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO:

Se presentan los resultados de las mediciones de potencia efecto-2,017.

Tabla N° 4 Resultados de las pruebas de Potencia efectiva a unidades ensayadas

Unidad	Carga nominal (MW)	Nivel de Tensión	Potencia de Ensayo (kW)	Potencia a condiciones de Referencia de Fabricante (kW)	Potencia Efectiva (kW)	Potencia en Auxiliares (kW)
TG1	170	18 kV	170 931	170 816	167 131	1 366,9
		220 kV	168 680	168 560	164 923	-
TG2	170	18 kV	169 357	169 298	165 647	1 406,6
		220 kV	168 002	167 934	164 312	-
TG3	170	18 kV	168 908	170 014	166 346	1 203,4
		220 kV	166 665	167 739	164 120	-

Fuente: Empresa HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C

3.1.4 PRUEBA DE RENDIMIENTO DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA DE RESERVA FRIA DE ILO:

Tabla N°5 Pruebas de rendimiento de las unidades conformante RF Ilo

Unidad	Carga nominal (MW)	Potencia Efectiva (kW)	Heat Rate o Consumo específico de calor (BTU/kWh)	Consumo de Combustible (gal/h)	Rendimiento (kWh/gal)	Eficiencia (%)
TG1	65	62 813	13 815,11	6 748,95	9,31	24,70
	100	95 736	11 772,43	8 765,64	10,92	28,99
	125	121 985	10 528,82	9 989,07	12,21	32,41
	150	146 407	9 928,19	11 305,25	12,95	34,37
	170	167 131	9 524,34	12 380,54	13,50	35,83
TG2	65	63 876	13 320,61	6 617,72	9,65	25,62
	100	98 674	11 445,27	8 783,47	11,23	29,81
	125	122 716	10 393,05	9 919,54	12,37	32,83
	150	147 308	9 838,92	11 272,40	13,07	34,68
	170	165 647	9 482,29	12 216,39	13,56	35,98
TG3	65	63 134	13 254,49	6 508,14	9,70	25,75
	100	97 413	11 485,35	8 701,64	11,20	29,71
	125	122 009	10 415,19	9 883,34	12,35	32,76
	150	147 051	9 763,85	11 166,92	13,17	34,95
	170	166 346	9 438,42	12 211,12	13,62	36,15

Fuente: Empresa HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C

3.1.5 VARIABLES MEDIDAS E INSTRUMENTOS DE MEDICION.

Tabla N° 6 Características de los Instrumentos de medición

Variables medidas	Instrumentos de medición utilizados
Eléctricas: potencia activa, potencia reactiva, energía activa, energía reactiva; factor de potencia, corriente y tensión.	01 Analizador electrónico portátil de redes eléctricas, marca: A-EBERLE, Modelo PQ Box 100, serie: 1203-105, N° certificado de calibración: CLE-0104-2017. 01 Analizador electrónico portátil de redes eléctricas, marca: LUTRON, Modelo DW-6092, Serie: B1211270, N° certificado de calibración: CLE-0118-2017 01 Analizador electrónico portátil de redes eléctricas, marca: METREL, Modelo MI2892, serie: 13420495, N° certificado de calibración: CLE-1453-2016.
Ambientales: Temperatura, humedad relativa y presión ambiente.	01 Estación meteorológica portátil, marca OREGON SCIENTIFIC, Modelo: WMR300PU, Serie: 00001, N° certificado de calibración: CLO-0008-17
Mecánicas: Flujo, Consumo de combustible.	01 Medidor de flujo por ultrasonido portátil, marca BM Technologie Industriali, serie: 81301400H, N° certificado de calibración: CLO-0134-2016

Fuente: Empresa HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C



Figura N° 31: Sala de control de la Central Termoeléctrica de Reserva Frio de Ilo

Fuente: ENGIE

3.2 METODOLOGIA.

3.2.1 CRITERIOS DE OPERACIÓN:

- Se consideró los parámetros de operación de las unidades de la Central Termoeléctrica de Reserva Fría de Ilo – Moquegua operando con Petróleo BD 5 y luego con gas natural.
- Para la recuperación del calor de los gases de combustión, se consideró un HRSG, con tres niveles de presión y recalentamiento.
- Se consideró una turbina de vapor, como ciclo inferior.

- Para el análisis termodinámico del ciclo superior, se consideró como fluido de trabajo al aire como gas ideal, ya que es el elemento que predomina en la mezcla aire combustible.

3.2.2 METODOLOGIA PARA EL CÁLCULO DE LOS PARAMETROS DEL CICLO SUPERIOR:

a. DETERMINACIÓN DE TEMPERATURAS Y ENTALPIAS DEL CICLO SUPERIOR:

Las etapas de ciclo Joule Brayton (ciclo superior del ciclo Combinado), se modelan como procesos politrópicos, y se describen a continuación teniendo en cuenta las figuras N° 13 y 14:

- **Determinación de la Temperatura y Entalpia en 1:** Se determinó a partir de los datos de temperatura ambiental que reporta ENGIE, para luego, por tablas, determinar la entalpia en este punto.
- **Determinación de la Temperatura 2 ideal:** Considerando un proceso isoentropico adiabático, y con la relación de compresión fijada se obtiene utilizando la ecuación N°3.
- **Determinación de la Temperatura y Entalpia en 3:** se consideró como la temperatura de ingreso a la turbina, el valor de la temperatura en el punto 3, la cual está limitada por el límite metalúrgico, en función a la ecuación N° 4.
- **Determinación de la Temperatura 4 ideal:** Tomando el proceso de expansión dentro de la turbina de vapor como un proceso adiabático e isoentropico, la temperatura 4 se obtiene a partir de la ecuación N°5.
- **Corrección y determinación de la Temperatura y Entalpia 2 real:** Considerando un proceso real, la entalpia de salida del compresor se determina según la ecuación N° 6, teniendo en cuenta el rendimiento del compresor de aire.
- **Corrección y determinación de la Temperatura y Entalpia 4 real:** Considerando un proceso real, la entalpia de salida de la turbina de gas se determina según la ecuación N° 7.

b. DETERMINACIÓN DE LOS INDICADORES DEL CICLO SUPERIOR:

Se tiene la siguiente secuencia metodológica:

- Con los valores de la relación aire combustible real se determina el flujo másico de aire y el flujo másico de los gases de la combustión , con lo cual se determina la potencia térmica consumida por el compresor, según la ecuación N°14.

$$P_C = \dot{m}_a * C_{p_{aire}} * (T_{2r} - T_1) \dots \dots (14)$$

- Por diferencia de potencias entre la Potencia de la turbina de gas y la potencia consumida por el compresor se determina la Potencia neta desarrollada por la turbina de gas.
- Seguidamente determinamos la eficiencia de planta, relación de potencias, potencia térmica suministrada a la cámara de combustión, los cuales permiten determinar el Heat Rate y el Costo Variable Total de la Central Termoeléctrica-Ciclo Superior.

3.2.3 METODOLOGIA PARA EL CÁLCULO DE LOS PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL CICLO SUPERIOR.

a. CRITERIOS DE DISEÑO PARA LA CONFIGURACION DEL CICLO:

- Vapor Alta Presión 54 Bar y 442.89 °C
- Vapor Media Presión 12 Bar y 442.89 °C
- Vapor Baja Presión 2 Bar (sin sobrecalentador)
- Extracción de la turbina de vapor 0.06 Bar

Teniendo en cuenta la siguiente proporción de flujos másicos en los circuitos del ciclo inferior:

$$\dot{m}_{AP} = 0.8 * \dot{m}_T$$

$$\dot{m}_{MP} = 0.14 * \dot{m}_T$$

$$\dot{m}_{BP} = 0.06 * \dot{m}_T$$

b. DETERMINACION DE LAS ENTALPIAS DEL CICLO INFERIOR:

Se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El punto 1 está determinado por la presión de Alta a 52 Bar y una temperatura máxima de 442.89 °C.(valor inferior al valor de la temperatura de salida de los gases de la combustión salientes de la turbina de gas)
- El punto 2 a la salida de la Turbina de Vapor de Alta Presión TVAP, evaluado a

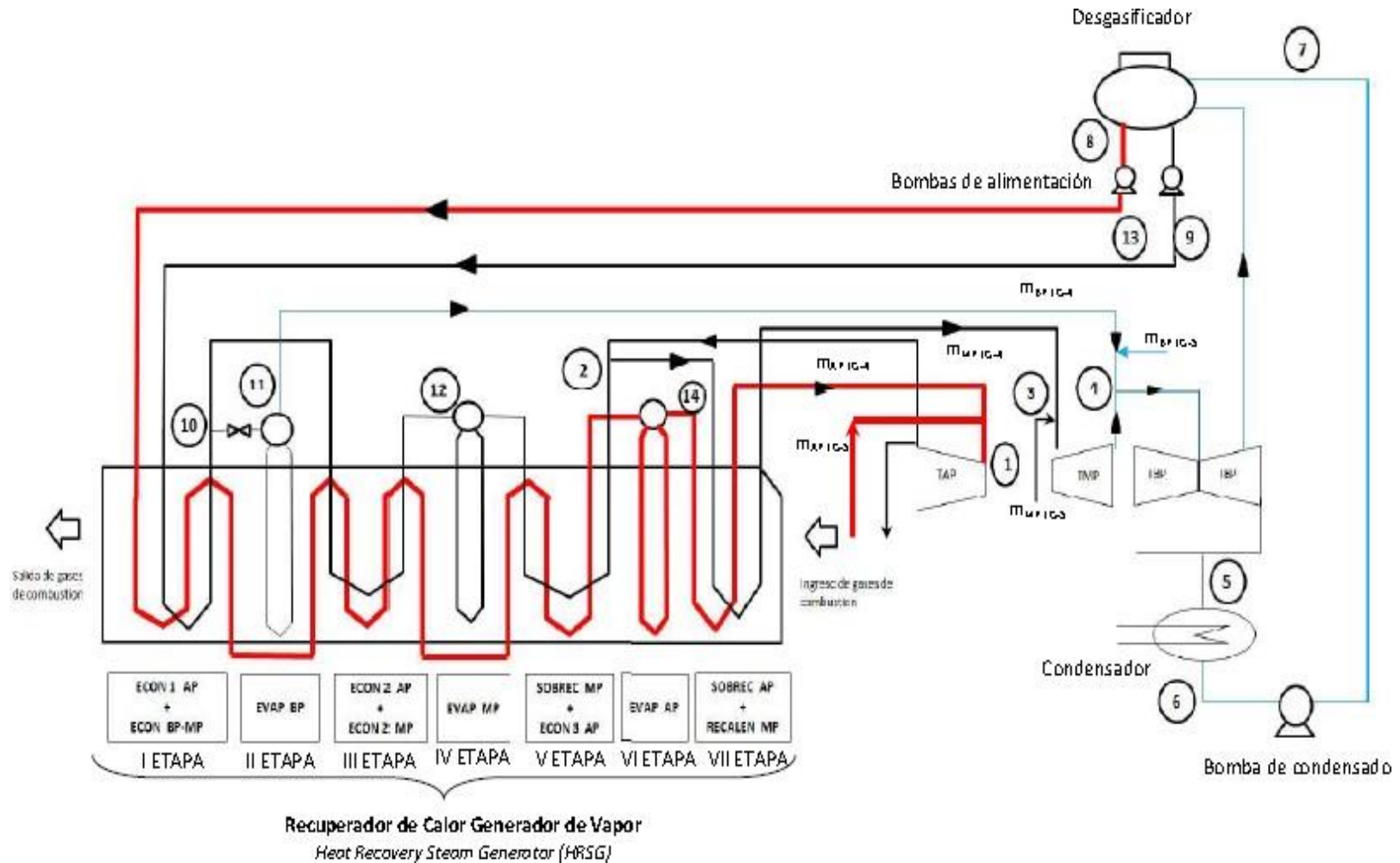
entropía constante, el cual permitirá hallar el valor de salida real luego de la expansión en función a la eficiencia de la turbina de vapor.

- El punto 3 está determinado a la Presión intermedia de 12 Bar y un valor de temperatura de 442.89 °C , se consideró un valor similar al valor de temperatura de vapor a alta presión para un mejor aprovechamiento de los gases de la combustión.
- A la salida de la turbina de vapor de media presión, se determina el valor real de la entalpia en función a la eficiencia de la turbina de vapor.
- Se considera que la zona de baja de presión no cuenta con sobrecalentador., mientras que el vapor de baja presión se expande a una presión de 0.06 Bar.
- Se cuenta con una bomba de suministro de agua hacia el desareador, el cual es un sistema abierto con una presión atmosférica de 101.4 kPa.
- Asimismo se cuenta con 3 bombas de agua que generan los tres niveles de presión dentro del generador de vapor recuperador de calor.

c. VERIFICACION DE LOS PUNTOS DE REESTRICCION:

- Se establece como temperatura de entrada de gases de la combustión al GVRC, 10 grados menos a la temperatura de salida de la turbina de gas.
- Así mismo la diferencia mínima de temperaturas = 10 °C (entre el flujo de los gases de la combustión y el agua o vapor de agua)
- Se establecen 7 Zonas de transferencia de calor en relación a la Figura N° 32 , así mismo se determinan los valore de cumplimiento de temperatura para la existencia real de las instalaciones,

Figura: N° 32. Diagrama de equipos del HRSG y Ciclo Inferior



Fuente: Elaboración Propia

d. DETERMINACION DE INDICADORES DEL CICLO INFERIOR:

- Se determina la Potencia mecánica desarrollada por la turbina de vapor, en función de sus tres cuerpos (alta, media y baja presión).
- Se determina la Potencia consumida por las 04 grupos de agua (bomba de suministro de alta, media y baja presión, así como de la bomba de condensados).
- Se determina la Potencia efectiva desarrollada por el ciclo inferior en función de la diferencia de la potencia generada por la turbina de vapor, potencia consumida por las bombas de agua y la eficiencia del generador eléctrico.

e. DETERMINACION DE LOS INDICADORES DEL CICLO COMBINADO.

- Se determina el nuevo valor del Heat Rate para la Central de Reserva Fría de Ilo, los Costos variables totales y la eficiencia de planta.

CAPITULO IV:

RESULTADOS Y DISCUSION

4.1 BALANCE DE ENERGIA EN CENTRALES CON CICLO JOULE BRAYTON SIMPLE ABIERTO – CONDICIONES ACTUALES.

4.1.1 CONSIDERACIONES DE CÁLCULO: Se tienen los siguientes valores de ingreso para el cálculo del Ciclo Joule Brayton Simple Abierto operando con petróleo BD5, cuyo poder calorífico inferior es 41.214 MJ/kg.

Tabla N° 7 Parámetros de cálculo Ciclo Superior

PARAMETRO	VALOR	
Relación de Presiones RP	14.0	
Limite Metalúrgico LM	4.7	
Coefficiente Politrópico del Aire K_{aire}	1.4	
Coefficiente Politrópico gases K_{gases}	1.35	
Eficiencia del Compresor	0.9	
Eficiencia de la turbina de gas	0.9	
Eficiencia del generador eléctrico	0.9	
Caída de Presión en la cámara de combustión ΔP_{cc}	0.1	bar
Diferencia de presión salida de la turbina de gas $\Delta P_{TG_{amb}}$	0.05	bar
Relación aire combustible estequiométrico $R_{a/c}$	14.7	kg/kg
Exceso de aire	340	%
Calor específico del aire a presión constante Cp_{aire}	1.004	kJ/kg°C
Calor específico de los gases de combustión Cp_{gases}	1.004	kJ/kg°C
Densidad BD5	3.248	kg/galón
CONDICIONES AMBIENTALES		
TEMPERATURA	20	°C
PRESION	1	bar

Fuente: Elaboración propia

4.1.2 DETERMINACION DE TEMPERATURAS DEL CICLO TERMODINAMICO:

Determinación de la Temperatura 2 ideal: Aplicando la ecuación N° 3 y con un coeficiente politrópico (k) para el aire igual a 1.4 , tenemos el siguiente resultado:

$$\frac{T_{2i} + 20}{(273 + 20)} = \left(\frac{14}{1}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \quad T_2 = 349.78 \text{ °C}$$

Determinación de la Temperatura 3: Para un límite metalúrgico de 4.7 , se tiene el valor de la temperatura máxima del ciclo :

$$\frac{T_3 + 273}{(273 + 20)} = 4.7 \Rightarrow T_3 = 1,104.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Determinación de la Temperatura 4 ideal: Según la ecuación N° 5 se tienen el siguiente resultado:

$$\frac{1,104.1}{T_{4i} + 273} = \left(\frac{13.9}{1.05}\right)^{\frac{1.35-1}{1.35}} \Rightarrow T_{4i} = 431.89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Corrección y determinación de la temperatura 4 real: Según la ecuación N° 7 y considerando la eficiencia de la turbina de gas de 90 %, se tiene el siguiente resultado:

$$T_{4R} = 1,104.1 - ((1,104.1 - 431.89) * 0.9) = 499.11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Corrección y determinación de la temperatura 2 real: Según la ecuación N° 6 y considerando una eficiencia del compresor de aire de 90 %, se tiene el siguiente resultado:

$$T_{2R} = (20) + \frac{(349.78 - 20)}{0.9} = 386.42 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Valores finales de Temperatura del Ciclo:

Se tiene el siguiente resumen de valores del ciclo:

$$T_1 = 20^\circ \text{ C}$$

$$T_{2R} = 386.42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 1104.1^\circ \text{ C}$$

$$T_4 = 499.11^\circ \text{ C}$$

4.1.3 DETERMINACION DE RELACION AIRE/COMBUSTIBLE REAL:

$$R_{a/c} = 14.7 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg BD5}}$$

Para determinar la relación aire combustible real se tiene el siguiente resultado:

$$R_{a_c}^{\text{real}} = 14.7 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg BD5}} * 4.4 = 64.68 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg BD5}}$$

4.1.4 INDICADORES ACTUALES:

Determinación del flujo másico de aire y combustible:

Se determina la Potencia que genera la turbina de gas:

$$P_{TG} = \frac{P_{CS}}{Ef_{GE}} = \frac{163}{0.9} = 179.23 \text{ MW}$$

Según la siguiente ecuación se determina el flujo másico de aire:

$$P_{TG} = P_{neta\ TG} - P_C$$

$$P_{TG} = (\dot{m}_g * Cp_{gases} * (T_3 - T_{4r})) - (\dot{m}_a * Cp_{aire} * (T_{2r} - T_1))$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \left(\frac{\dot{m}_a}{R_{a_c}^{\text{real}}} \right)$$

$$P_{TG} = \left(\dot{m}_a + \left(\frac{\dot{m}_a}{R_{a_c}^{\text{real}}} \right) \right) * Cp_{gases} * (T_3 - T_{4r}) - (\dot{m}_a * Cp_{aire} * (T_{2r} - T_1))$$

Despejando se tiene que el valor del flujo másico de aire es:

$$\dot{m}_a = 719.63 \text{ kg/sg}$$

Así mismo teniendo en cuenta el valor de la relación aire/combustible real se determina el flujo másico de petróleo BD5:

$$\dot{m}_c = 11.126 \text{ kg/sg}$$

Potencia consumida por el compresor:

$$P_c = 719.63 * 1.004 * \frac{(386.42 - 20)}{1000} = 264.74 \text{ MW}$$

Potencia neta desarrollada por la Turbina de gas.

$$P_{TG} = P_{neta\ TG} - P_C$$

$$179.23 = P_{neta TG} - 264.74$$

$$P_{neta TG} = 443.97 MW$$

Relaciones de potencias.

$$\text{Relacion de Trabajos} = \frac{179.23}{264.74} = 0.677 \text{ aprox } 2/3$$

Calculo de la potencia calorífica suministrada.

$$Q_s = m_c * PCI = 11.126 \frac{kg}{sg} * 41.214 \frac{MJ}{kg} = 458.54 MW$$

Eficiencia de Planta, se tiene en cuenta la potencia efectiva y la potencia calorífica suministrada a la cámara de combustión, según la siguiente ecuación:

$$\eta_{ciclo} = \frac{163.0}{458.54} * 100\% = 35.50 \%$$

Determinando el Heat Rate del ciclo actual:

$$HR_{Ca} = \frac{m_c}{P_{CS}} = \frac{11.126 \frac{kg}{sg} * \frac{3600 sg}{1h}}{163/1000 kW}$$

$$HR_{Ca} = 0.245 \frac{kg}{kWh}$$

La Potencia efectiva total del ciclo superior es:

$$P_{Ca} = 3 * 163 = 489 MW$$

Determinando el Costo Variable combustible actual, con un precio unitario del BD5 de 758.6583 U\$ / Ton. (Fuente OSINERGMIN)

$$CVC_{Ca} = HR_{Ca} * \text{Precio unitario BD5}$$

$$CVC_{Ca} = 0.245 * \frac{1000 * 758.6583}{1000} = 185.87 U\$/MWh$$

4.2 BALANCE DE ENERGIA EN EL CICLO SUPERIOR CON GAS NATURAL:

4.2.1 CONSIDERACIONES DE CÁLCULO: Se tienen los siguientes valores de ingreso para el cálculo del Ciclo Joule Brayton simple Abierto

Tabla N° 8 Parámetros de cálculo Ciclo superior

PARAMETRO	VALOR	
Relación de Presiones RP	14.0	
Limite Metalúrgico LM	4.7	
Coeficiente Politrópico del Aire K_{aire}	1.4	
Coeficiente Politrópico gases K_{gases}	1.35	
Eficiencia del Compresor	0.9	
Eficiencia de la turbina de gas	0.9	
Eficiencia del generador eléctrico	0.9	
Caída de Presión en la cámara de combustión ΔP_{cc}	0.1	bar
Diferencia de presión salida de la turbina de gas $\Delta P_{TG_{amb}}$	0.05	bar
Relación aire combustible estequiométrico $R_{a/c}$	16.38	kg/kg
Exceso de aire	320	%
Calor específico del aire a presión constante Cp_{aire}	1.004	kJ/kg°C
Calor específico de los gases de combustión Cp_{gases}	1.004	kJ/kg°C
Factor GN	28	m ³ /MMBTU
Densidad GN	0.64	kg/m ³
CONDICIONES AMBIENTALES		
TEMPERATURA	20	°C
PRESION	1	bar

Fuente: Elaboración propia

4.2.2 DETERMINACION DE TEMPERATURAS DEL CICLO TERMODINAMICO:

Las temperaturas están definidas según la relación de compresión y el límite metalúrgico en las turbinas de gas, y de manera similar al ítem 4.1.2 , se tienen los siguientes resultados:

$$T_1 = 20^\circ \text{C}$$

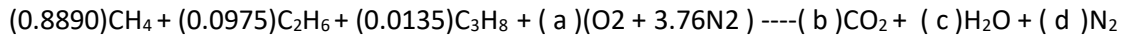
$$T_{2R} = 386.42^\circ \text{C}$$

$$T_3 = 1104.1^\circ \text{C}$$

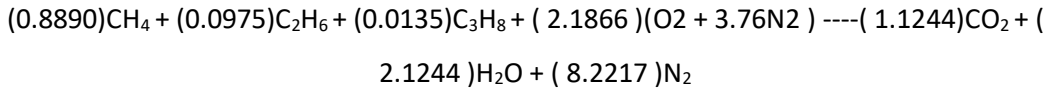
$$T_1 = 499.11^\circ \text{C}$$

4.2.3 DETERMINACION DE RELACION AIRE/COMBUSTIBLE REAL:

Ecuación estequiométrica :



Balanceando la ecuación se tienen los siguientes coeficientes estequiométricos:



$$R_{m_{a/c}} = \frac{2.1866 * (1 + 3.76)}{1} = 10.4082 \frac{\text{kmol aire}}{\text{kmol GN}}$$

$$R_{a/c} = 10.4082 \frac{\text{kmol aire}}{\text{kmol GN}} * \frac{\text{Peso molecular aire}}{\text{Peso molecular del GN}}$$

$$R_{a/c} = 10.4082 \frac{\text{kmol aire}}{\text{kmol GN}} * \frac{28.9 \frac{\text{kg aire}}{\text{kmol aire}}}{18.6 \frac{\text{kg GN}}{\text{kmol GN}}} = 16.38 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg GN}}$$

Ecuación real: Aplicado un exceso de aire del 320 % se tiene el siguiente resultado :

$$R_{a/c \text{ real}} = 16.38 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg GN}} * 4.2 = 68.796 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg GN}}$$

4.2.4 INDICADORES DEL CICLO SUPERIOR:

Determinación del flujo másico de aire y combustible:

Si la Potencia que genera la turbina de gas:

$$P_{TG} = \frac{P_{CS}}{Ef_{GE}} = \frac{163}{0.9} = 179.23 \text{ MW}$$

Según la siguiente ecuación se determina el flujo másico de aire:

$$P_{TG} = \left(\dot{m}_a + \left(\frac{\dot{m}_a}{R_{a, \text{real}}} \right) * C_{p_{gases}} * (T_3 - T_{4r}) \right) - (\dot{m}_a * \varphi_{aire} * (T_{2r} - T_1))$$

Despejando se tiene que el valor del flujo másico de aire es:

$$\dot{m}_a = 721.67 \text{ kg/sg}$$

Así mismo teniendo en cuenta el valor de la relación aire/combustible real se determina el flujo másico de gas natural:

$$\dot{m}_c = 10.49 \text{ kg/sg}$$

Potencia consumida por el compresor:

$$W_c = 721.67 * 1.004 * \frac{(386.42 - 20)}{1000} = 265.49 \text{ MW}$$

Potencia neta desarrollada por la Turbina de gas.

$$P_{TG} = P_{neta TG} - P_c$$

$$179.23 = P_{neta TG} - 265.49$$

$$P_{neta TG} = 444.72 \text{ MW}$$

Relaciones de potencias.

$$\text{Relacion de Trabajos} = \frac{179.23}{265.49} = 0.67 \text{ aprox } 2/3$$

Calculo de la potencia calorífica suministrada.

$$Q_s = \dot{m}_c * PCI = 10.49 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * 42 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 440.58 \text{ MW}$$

Eficiencia de Planta, se tiene en cuenta la potencia efectiva y la potencia calorífica suministrada a la cámara de combustión, según la siguiente ecuación :

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{163.0}{440.58} * 100\% = 37.0 \%$$

Determinando el Heat Rate del ciclo superior:

$$HR_{CS} = \frac{\dot{m}_c}{P_{CS}} = \frac{10.49 \frac{kg}{sg} * \frac{3600 sg}{1h} * \frac{m_3}{0.64 kg} * \frac{MMBTU}{28 m_3}}{160 MW}$$

$$HR_{CS} = 12.92 \frac{MMBTU}{MWh}$$

La Potencia efectiva total del ciclo superior es:

$$P_{CS} = 3 * 163 = 489 MW$$

Determinando el Costo Variable combustible para el ciclo superior sin pertenecer a un ciclo combinado, con un precio unitario del Gas Natural de 2.7540 U\$/ /MMBTU. (Fuente OSINERGMIN)

$$CVC_{ca} = HR_{ca} * Precio unitario BD5$$

$$CVC_{ca} = 2.7540 * 12.92 = \frac{1000 * 758.6583}{1000} = 35.1857 U\$/MWh$$

4.3 BALANCE DE ENERGIA EN EL CICLO INFERIOR CON GAS NATURAL:

4.3.1 DETERMINACION DE PARAMETROS DEL CICLO INFERIOR:

Vapor Alta Presión 54 Bar y 442.89 °C

Vapor Media Presión 12 Bar y 442.89 °C

Vapor Baja Presión 2 Bar (sin sobrecalentador)

Extracción de la turbina de vapor 0.06 Bar

Se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El punto 1 está determinado por la presión de 52 Bar y 442.89 °C.
- El punto 2 a la salida de la Turbina de Vapor de Alta Presión TVAP, evaluado a entropía constante.
- El punto 2r es el punto real de salida TVAP luego del proceso de expansión con un rendimiento de la TVAP de 0.9.
- El punto 2r' es el punto de mezcla entre el vapor sobrecalentado expandido desde la TVAP y el flujo másico de vapor a media presión a la salida del

Evaporador de Media Presión EvMP, el cual se encuentra como vapor saturado.

- El punto 3 está determinado a 12 Bar y 442.89 °C , vapor sobrecalentado a media presión.
- El punto 4 a la salida de la Turbina de Vapor de Media Presión TVMP, evaluado a entropía constante.
- El punto 4r es el punto real de salida TVMP luego del proceso de expansión con un rendimiento de la TVMP de 0.9.
- El punto 4r' es el punto de mezcla entre el vapor sobrecalentado expandido desde la TVMP y el flujo másico de vapor a baja presión a la salida del Evaporador de Baja Presión EvBP, el cual se encuentra como vapor saturado.
- El punto 5 a la salida de la Turbina de Vapor de Media Presión TVMP, evaluado a entropía constante, evaluado a 0.06 Bar.
- El punto 5r es el punto real de salida TVBP luego del proceso de expansión con un rendimiento de la TVBP de 0.9, evaluado a 0.06 Bar.
- El punto 6 evaluado a 0.06 bar como líquido saturado a la salida del aerocondensador.
- El punto 7 evaluado a la presión de 0.35 Bar a la entropía de líquido saturado del punto 6, está definido por el impulso del flujo másico total de agua contenida en el ciclo por la bomba de condensados.
- El punto 7r es el punto real de salida desde la Bomba de condensados luego del proceso de bombeo con un rendimiento de la BC de 0.9, evaluado a 0.35 Bar.
- El punto 8 se evalúa como líquido saturado a la presión de 0.35 Bar (72.7 °C) en el desareador.
- El punto 9 evaluado a la presión de 2 Bar a la entropía de líquido saturado del punto 8, está definido por el impulso del flujo másico 3 del ciclo por la bomba de baja presión BBP.
- El punto 9r es el punto real de salida desde la BBP luego del proceso de bombeo del flujo másico 3 con un rendimiento de la BBP de 0.9, evaluado a 2 Bar, entrante al economizador de baja presión.
- El punto 10 evaluado a la presión de 12 Bar a la entropía de líquido saturado del punto 8, está definido por el impulso del flujo másico 2 del ciclo por la bomba de

media presión BMP.

- El punto 10r es el punto real de salida desde la BMP luego del proceso de bombeo del flujo másico 2 con un rendimiento de la BMP de 0.9, evaluado a 12 Bar, entrante al economizador de media presión EcMP.
- El punto 10r' es el intermedio en el EcMP evaluado a 12 Bar y a una temperatura de saturación de 2 Bar (120.23°C)
- El punto 11 se evalúa como líquido saturado a la presión de 2 Bar a la salida del Economizador de Baja Presión EcBP entrante al Evaporador de Baja Presión EvBP.
- El punto 11' se evalúa como vapor saturado a la presión de 2 Bar a la salida del Evaporador de Baja Presión EvBP, el cual se mezclara con el flujo másico expandido de la TVMP.
- El punto 12 se evalúa como líquido saturado a la presión de 12 Bar a la salida del Economizador de Media Presión EcMP entrante al Evaporador de Media Presión EvMP.
- El punto 12' se evalúa como vapor saturado a la presión de 12 Bar a la salida del Evaporador de Media Presión EvMP, el cual se mezclara con el flujo másico expandido de la TVAP.
- El punto 13 evaluado a la presión de 54 Bar a la entropía de líquido saturado del punto 8, está definido por el impulso del flujo másico 3 del ciclo por la bomba de alta presión BAP.
- El punto 13r es el punto real de salida desde la BAP luego del proceso de bombeo del flujo másico 3 con un rendimiento de la BAP de 0.9, evaluado a 54 Bar, entrante al economizador de alta presión EcAP.
- El punto 13r' es el intermedio en el EcAP evaluado a 54 Bar y a una temperatura de saturación de 2 Bar (120.20°C)
- El punto 13r'' es el intermedio en el EcAP evaluado a 54 Bar y a una temperatura de saturación de 12 Bar (187.96°C)
- El punto 14 se evalúa como líquido saturado a la presión de 54 Bar a la salida del Economizador de Alta Presión EcAP entrante al Evaporador de Alta Presión EvAP.
- El punto 14' se evalúa como vapor saturado a la presión de 54 Bar a la salida del Evaporador de Alta Presión EvAP, el cual ingresa en el sobrecalentador de alta

presión SAP.

- El punto 15 se evalúa como punto intermedio en el sobrecalentador de media presión SMP a 12 Bar y a la temperatura de saturación de 54 Bar , la cual es 268.76°C.

Teniendo en cuenta la siguiente proporción de flujos máxicos en los circuitos del ciclo inferior:

$$\dot{m}_{AP} = 0.8 * \dot{m}_T$$

$$\dot{m}_{MP} = 0.14 * \dot{m}_T$$

$$\dot{m}_{BP} = 0.06 * \dot{m}_T$$

Con lo cual los flujos máxicos circulantes en cada uno de los circuitos del sistema de generación de vapor trial son:

$$\dot{m}_{AP} = 163.76 \text{ kg/sg}$$

$$\dot{m}_{MP} = 28.658 \text{ kg/sg}$$

$$\dot{m}_{BP} = 12.282 \text{ kg/sg}$$

Además la eficacia del generador de vapor recuperador de calor es:

$$\eta_{GVRC} = 0.9$$

4.3.2 DETERMINACION DE LAS ENTALPIAS DEL CICLO INFERIOR:

Se presentan los valores de las entalpias de los puntos del ciclo inferior.

Tabla N° 9 Entalpias del ciclo inferior

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg.K)	Calidad
1	54.00	442.89	3295.00	6.7569	
2	12.00	234.00	2898.00	6.7569	
2r	12.00	250.24	2937.70	6.8374	
2r'	12.00	241.00	2914.61	6.7903	
3	12.00	442.89	3353.00	7.5110	
4	2.00	201.00	2872.50	7.5110	
4r	2.00	225.00	2920.90	7.6110	
4r'	2.00	219.00	2908.20	7.5866	
5	0.06	36.16	2337.26	7.5907	0.9052
5R	0.06	36.16	2395.62	7.7829	0.9288
6	0.06	36.16	151.53	0.5210	
7	0.35	37.00	154.90	0.5210	
7r	0.35	37.20	155.19	0.5345	
8	0.35	72.70	304.30	0.9877	
9	2.00	72.80	304.80	0.9877	
9r	2.00	73.00	304.85	0.9898	
10	12.00	72.80	305.70	0.9877	
10r	12.00	73.00	306.50	0.9905	
10'	12.00	120.20	505.30	1.5288	
11	2.00	120.20	504.70	1.5301	
11'	2.00	120.20	2706.30	7.1268	
12	12.00	187.96	798.40	2.2160	
12'	12.00	187.96	2782.70	6.5194	
13	54.00	73.00	309.90	0.9877	
13r	54.00	73.30	310.39	0.9916	
13'	54.00	120.20	508.20	1.5250	
13''	54.00	187.96	800.40	2.2100	
14	54.00	268.76	1178.90	2.9650	
14'	54.00	268.76	2790.80	5.9392	
15	12.00	268.76	2978.00	6.9104	

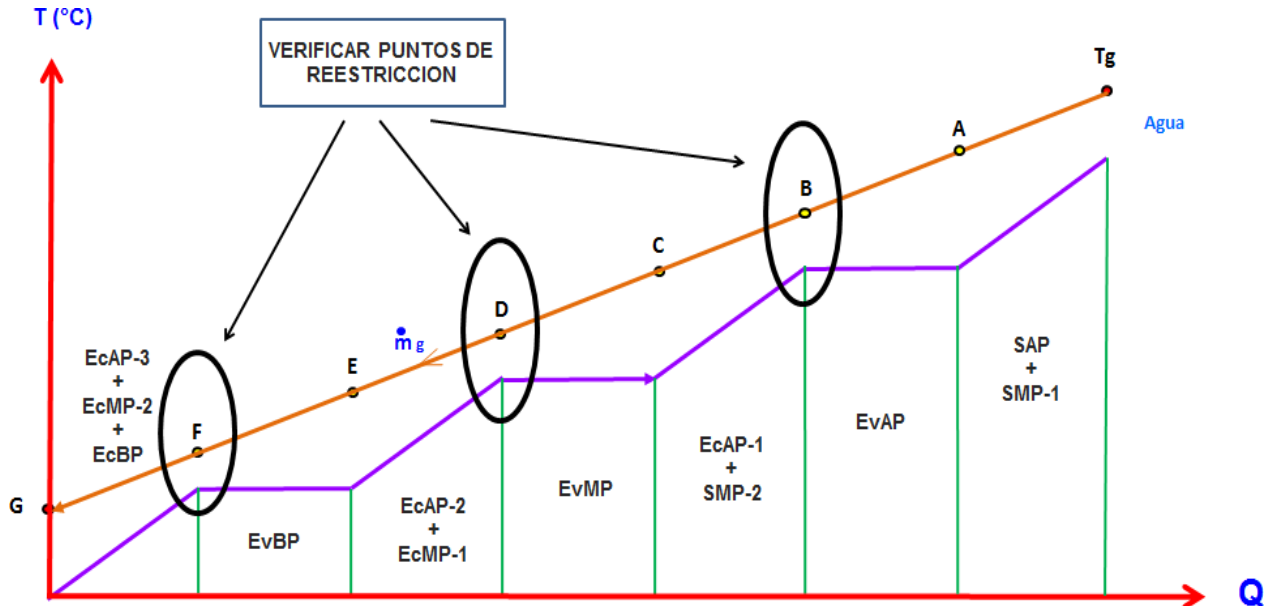
Fuente: Elaboración propia

4.3.3 VERIFICACION DE LOS PUNTOS DE RESTRICCIÓN:

Se tiene la representación de los puntos de restricción o pinch point para la

generación de vapor trial,

Figura: N°34: Diagrama T vs Q para la verificación de los puntos restricción



Fuente: Elaboración propia

a. Para la I Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

SAP = Sobrecalentador de Alta Presión

SMP -1 = Sobrecalentador de Media Presión (1 Parte desde las temperaturas de 442.89 a 268.76 °C)

Temperatura de entrada de gases de la combustión al GVRC, 10 grados menos a la temperatura de salida de la turbina de gas.

$$T_g = 489 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calor específico de los gases de la combustión

$$Cp_g = 1.02828 \frac{kJ}{kg - ^\circ\text{C}}$$

Diferencia mínima de temperaturas = 10 °C (entre los gases de la combustión y el agua)

El flujo de gases de la combustión en función a los valores de los flujos de aire y

combustible del ciclo superior:

$$\dot{m}_a = 721.67 \text{ kg/sg}$$

$$\dot{m}_c = 10.49 \text{ kg/sg}$$

$$\dot{m}_g = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * 3$$

$$\dot{m}_g = 2,196.48 \text{ kg/sg}$$

El flujo másico de agua total asumido es de:

$$\dot{m}_T = 204.7 \text{ kg/sg}$$

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la I ZTC_

$$\dot{m}_g * C_{p_g} * (T_g - T_A) = (\dot{m}_{AP} * (h_1 - h_{14'})) + ((\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}) * (h_{2r} - h_{15}))$$

Cuya restricción es que:

$$T_A \geq 268.78 + 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_A = 412.88 \text{ }^\circ\text{C} \quad , \quad \text{valor aceptado}$$

b. Para la II Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

EvAP = Evaporador de Alta Presión

$$\dot{m}_g * C_{p_g} * (T_A - T_B) = (\dot{m}_{AP} * (h_{14'} - h_{14}))$$

Cuya restricción es que:

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la II ZTC_

$$T_B \geq 268.78 + 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_B = 283.02^\circ\text{C} \quad , \text{valor aceptado}$$

c. Para la III Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

EcAP-1 = Economizador de Alta Presión (1 Parte desde las temperaturas de 268.76 a 187.96 °C)

SMP -2 = Sobrecalentador de Media Presión (2 Parte desde las temperaturas de 268.76 a 241 °C)

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la III ZTC_

$$\begin{aligned} \dot{m}_g * C_{p_g} * (T_B - T_C) \\ = (\dot{m}_{AP} * (h_{14} - h_{13''})) + ((\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}) * (h_{15} - h_{2r'})) \end{aligned}$$

Cuya restricción es que:

$$T_c \geq 187.96 + 10^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_C = 246.53^\circ\text{C} \quad , \text{valor aceptado}$$

d. Para la IV Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

EvMP = Evaporador de Media Presión

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la IV ZTC_

$$\dot{m}_g * C_{p_g} * (T_C - T_D) = (\dot{m}_{MP} * (h_{12'} - h_{12}))$$

Cuya restricción es que:

$$T_D \geq 187.96 + 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_D = 218.56 \text{ } ^\circ\text{C} \quad , \text{ valor aceptado}$$

e. Para la V Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

EcAP-2 = Economizador de Alta Presión (2 Parte desde las temperaturas de 187.96 a 120.2 °C)

EcMP-1 = Economizador de Media Presión (1 Parte desde las temperaturas de 187.96 a 120.2 °C)

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la V ZTC_

$$\dot{m}_g * C_{p_g} * (T_D - T_E) = (\dot{m}_{AP} * (h_{13''} - h_{13'})) + (\dot{m}_{MP} * (h_{12} - h_{10'}))$$

Cuya restricción es que:

$$T_E \geq 120.2 + 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_E = 190.89 \text{ } ^\circ\text{C} \quad , \text{ valor aceptado}$$

f. Para la VI Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

EvBP = Evaporador de Baja Presión

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la VI ZTC_

$$\dot{m}_g * C_{p_g} * (T_F - T_E) = (\dot{m}_{BP} * (h_{11'} - h_{11}))$$

Cuya restricción es que:

$$T_F \geq 120.2 + 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_F = 180.11 \text{ } ^\circ\text{C} \quad , \quad \text{valor aceptado}$$

g. Para la VII Zona de transferencia de calor, el cual incluye:

EcAP-3 = Economizador de Alta Presión (3 Parte desde las temperaturas de 120.2 a 73.30 °C)

EcMP-2 = Economizador de Media Presión (2 Parte desde la temperatura de 73.10 °C)

EcBP = Economizador de Baja Presión (Desde la temperatura de 120.2 a 73 °C)

Seguidamente se presenta la ecuación que gobierna el intercambio de calor en la VII ZTC:

$$\begin{aligned} \dot{m}_g * C_{p_g} * (T_F - T_G) \\ = (\dot{m}_{AP} * (h_{13'} - h_{13r})) + (\dot{m}_{MP} * (h_{10'} - h_{10r})) \\ + (\dot{m}_{BP} * (h_{11} - h_{9r})) \end{aligned}$$

Cuya restricción es que:

$$T_G \geq 105 + 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_G = 160.20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad , \quad \text{valor aceptado}$$

Tabla N° 10 Verificación de diferencia de temperaturas

Lado de los gases		Lado del Agua		Diferencia de Temperaturas (°C)
PUNTO	T(°C)	PUNTO	T(°C)	
Inicial	489.00	1-3	442.89	41.11
A	412.88	14-15	268.76	139.12
B	283.02	14	268.76	14.24
C	245.54	12	187.96	57.58
D	218.56	12	187.96	30.6
E	190.55	11	120.2	70.35
F	180.11	11	120.2	59.91
G	160.20	9r	73	87.2

Fuente: Elaboración propia

4.3.4 DETERMINACION DE LAS POTENCIAS DEL CICLO INFERIOR:

a. POTENCIA MECANICA DESARROLLADA POR LAS TURBINAS DE VAPOR.

Teniendo una eficiencia global de la TV de 0.9.

- **Para la Turbina de vapor de Alta Presión TVAP:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTVAP = \dot{m}_{AP} * (h_1 - h_{2r})/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PTVAP = 58.52 \text{ MW}$$

- **Para la Turbina de vapor de Media Presión TVMP:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTVMP = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}) * (h_3 - h_{4r})/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PTVMP = 83.14 \text{ MW}$$

- **Para la Turbina de vapor de baja Presión TVBP:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTVBP = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP}) * (h_{4r'} - h_{5r})/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PTVBP = 104.89 \text{ MW}$$

- **Potencia total Turbinas de vapor PTV:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTV = PTVAP + PTVMP + PTVBP$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PTV = 246.55 \text{ MW}$$

b. POTENCIA MECANICA CONSUMIDA POR LAS BOMBAS DE AGUA.

- **Para la Bomba de agua de Alta Presión BAP:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PBAP = \dot{m}_{AP} * (h_{13r} - h_8)/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PBAP = 1.076 \text{ MW}$$

- **Para la Bomba de agua de Media Presión BMP:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PBMP = (\dot{m}_{MP}) * (h_{10r} - h_8)/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PBMP = 0.063 \text{ MW}$$

- **Para la Bomba de agua de baja Presión BBP:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PBBP = (\dot{m}_{BP}) * (h_{9r} - h_8)/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PTVBP = 0.007 \text{ MW}$$

- **Para la Bomba de agua de condensados BC:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PBC = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP}) * (h_{7r} - h_6)/1000$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PTVBP = 0.750 \text{ MW}$$

- **Potencia total consumida por bombas de agua PB:**

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PB = PBAP + PBMP + PBBP + PC$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$PB = 1.896 \text{ MW}$$

c. POTENCIA EFECTIVA DEL CICLO INFERIOR.

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

$$P_{CI} = (PTV + PB) * Ef_{GE} = 220.18 \text{ MW}$$

4.4 INDICADORES DEL CICLO COMBINADO:

Calculo de la potencia calorífica suministrada.

$$Q_s = \dot{m}_c * PCI = 10.49 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * 42 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 440.58 \text{ MW}$$

Eficiencia de Planta, se tiene en cuenta la potencia efectiva generada en el ciclo superior y el ciclo inferior y la potencia calorífica suministrada a la cámara de combustión del ciclo superior, según la siguiente ecuación:

$$\eta_{cc} = \frac{(163.0 * 3) + 220.18}{440.58 * 3} * 100\% = 53.66 \%$$

La Potencia efectiva total del ciclo combinado es :

$$P_{cc} = (3 * 163) + 220.18 = 709.18 \text{ MW}$$

Determinando el Heat Rate del ciclo superior:

$$HR_{CS} = \frac{\dot{m}_c}{P_{cc}} = \frac{(10.49 * 3) \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * \frac{3600 \text{ sg}}{1 \text{ h}} * \frac{\text{m}_3}{0.64 \text{ kg}} * \frac{\text{MMBTU}}{28 \text{ m}_3}}{709.18 \text{ MW}}$$

$$HR_{CS} = 8.915 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}}$$

Determinando el Costo Variable combustible para el ciclo combinado, con un precio unitario del Gas Natural de 2.7540 U\$/ /MMBTU. (Fuente OSINERGMIN)

$$CVC_{ca} = HR_{Ca} * \text{Precio unitario BD5}$$

$$CVC_{ca} = 2.7540 * 8.915 = 24.55 \text{ U\$/MWh}$$

4.5 DISCUSION DE RESULTADOS:

4.5.1 EN FUNCION A LOS RESULTADOS:

- Se presenta la variación de los indicadores del ciclo combinado variando el flujo másico de vapor circulante en el ciclo inferior (teniendo en cuenta que el principal problema de una central de ciclo combinado es la disponibilidad de agua. Así mismo se ha tomado el valor del CVNC de 3.35 U\$/MWh, el cual fue tomado del Informe Técnico N° 102-2017 GART-OSINERGMIN (Informe técnico que valida los Precios de Barra de Generación vigentes desde Mayo 2017 a abril del 2018) para la C.C de Kallpa, Chilca y Fénix Power.

Cuando se incrementa el flujo másico de vapor mayor a 204.7 kg/sg, el primer punto de restricción no cumple con el límite de temperaturas permitidas.

Así mismo a medida de que el flujo másico de vapor se reduce la potencia efectiva del ciclo superior decrece, así como la eficiencia, así como el CVT y el Heat Rate aumentan de valor (tenemos en cuenta que es más conveniente que estos valores sean los menores posibles)

Tabla N° 11 Verificación de diferencia de temperaturas

Flujo másico	kg/sg	210	204.7	200	190	180
Potencia cs	MW	489	489	489	489	489
Potencia ci	MW	225.88	220.18	215.12	204.37	193.62
Potencia cc	MW	714.88	709.18	704.12	693.37	682.62
Eficiencia cc	%	54.09%	53.66%	53.27%	52.46%	51.65%
HR cc	MMBTU/MWh	8.844	8.915	8.979	9.118	9.262
CVC cc	U\$/MWh	24.32	24.55	24.73	25.11	25.51
CVNC cc	U\$/MWh	3.35	3.35	3.35	3.35	3.35
CVT cc	U\$/MWh	27.67	27.90	28.08	28.46	28.86
CUMPLIMIENTO DE REESTRICCIONES		NO CUMPLE 1 P.R	SI CUMPLE P.R	SI CUMPLE P.R	SI CUMPLE P.R	SI CUMPLE P.R

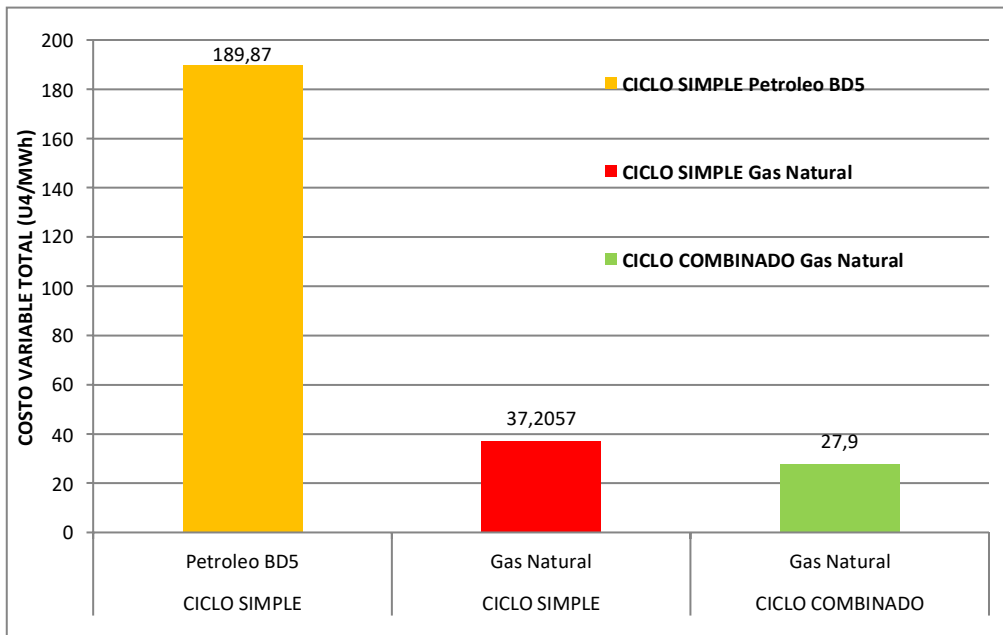
Fuente: Elaboración propia

- Se tiene el comparativo entre los costos variables totales para la central termoeléctrica de reserva fría operando como ciclo simple con petróleo BD5, gas natural y como ciclo combinado con gas natural. En el cual se puede observar que el reconvertir la central de reserva fría de Ilo desde petróleo BD5 a gas natural, tiene como principal efecto la reducción del CVT en 81.47 %, mientras

que la reconversión a ciclo combinado con gas natural permite una reducción del costo de 85.31%.

Para este caso se ha tomado el valor de 4 kg/kWh como CVNC para la central termoeléctrica de reserva fría de Ilo, así como el valor de 2.02 U\$/MWh perteneciente a la central termoeléctrica Las Flores (que opera en ciclo simple con gas natural)

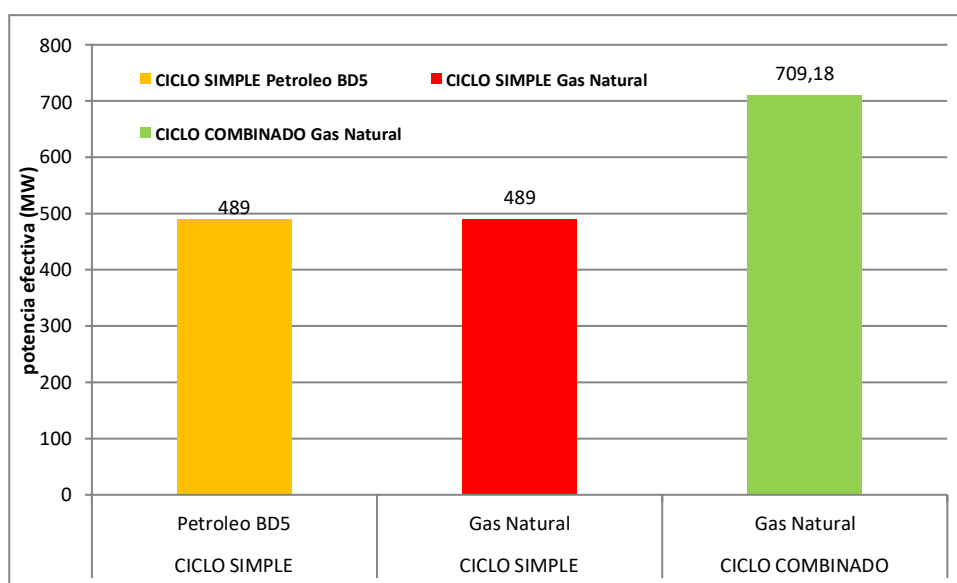
Grafico N° 1 Benchmarking entre Costos Variables Combustibles



Fuente: Elaboración propia

- Se tiene el comparativo entre las potencias efectivas de la Central de reserva fría de Ilo, en el cual se observa que se tiene un incremento del 45 % de la potencia efectiva, con el cual se ha superado el valor impuesto en la hipótesis planteado en el presente informe que es de 40%.

Gráfico N° 2 Benchmarking entre Potencias Efectivas



Fuente: Elaboración propia

- Se realiza el comparativo supuesto de generación de energía eléctrica inyectada a la red en función a las horas de operación de 1,000, 2,000, 3,000 y 4,000 horas. Teniendo en cuenta para una operación de 1,000 horas anuales el ahorro económico por los costos operativos es de 7'350,308.00 U\$.

Tabla N° 12 Comparativo entre costos operativos en función a horas anuales de operación

Numero de Horas	CICLO SIMPLE Petróleo BD5 (U\$)	CICLO SIMPLE Gas Natural (U\$)	CICLO COMBINADO Gas Natural(U\$)	Ahorro Económico (U\$)
1000	92846430.00	18193587.30	19786122.00	73060308.00
2000	185692860.00	36387174.60	39572244.00	146120616.00
3000	278539290.00	54580761.90	59358366.00	219180924.00
4000	371385720.00	72774349.20	79144488.00	292241232.00

Fuente: Elaboración propia

CONCLUSIONES
Y
RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se realizó un balance de energía en la central térmica de la Reserva Fría de Ilo operando con petróleo BD5, determinándose que su eficiencia de ciclo es 35.50 %, Heat Rate 0.245 kg de Petróleo BD5/kWh, produciendo 489 MW en sus unidades de generación, con el cual se alcanza un costo variable total de 185.87 U\$/MWh.
- Se realizó una evaluación de los parámetros operando con gas natural en las instalaciones de la central térmica de reserva fría de Ilo se consigue una eficiencia de ciclo es 37.0 %, Heat Rate igual a 12.92 MMBTU/MWh, produciendo 489 MW en sus unidades de generación , con el cual se alcanza un costo variable total de 35.1857 U\$/MWh
- Se realizó el dimensionamiento de los componentes de la central de ciclo combinado con un arreglo 3*3*1, con 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 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 se tienen una eficiencia de planta de 53.66 % alcanzando una potencia efectiva de 709.18, con el cual la potencia efectiva se incrementa en 45%, superando el valor de 40 % planteado en la hipótesis del presente tesis.
Así mismo el Heat Rate de la Central de Ciclo Combinado varía desde 12.92 MMBTU/MWh, a 8.915 MMBTU/MWh mejorando en 31 %, mientras que el Costo variable total varía desde 189.87 U\$/MWh operando con petróleo hasta un valor de 27.9 U\$/MWh, reduciéndose este indicador en 6.8 veces, valor con el cual le permite a la central de ciclo combinado despachar al SEIN.

RECOMENDACIONES

- Es importante un estudio que permita determinar el costo real del gas natural en la zona sur del Perú, el valor tomado en el presente informe de 2.8 U\$/MWh está referido al estudio del gasoducto Sur, muy sobrevalorado, el cual permite tener una idea del costo unitario del gas natural, pero es necesario actualizarlo.
- Estudios similares deben realizarse en las centrales Termoeléctricas del Nodo Energético del sur de Puerto Bravo e Ilo, con lo cual existiría una sobreoferta de energía eléctrica, con lo cual podría ser el inicio de la interconexión regional eléctrica con Bolivia y Chile. De la misma manera el estudio debe aplicarse a la Central de Reserva Fría de Talara, la cual permitiría la interconexión eléctrica regional con Ecuador y Colombia.
- Es muy importante insertar los cursos de simulación y planeamiento energético en los planes de estudio de las universidades así como de promover cursos de especialización con respecto a esos temas que nos permitan mejorar la situación de nuestra matriz energética nacional.
- Un componente no tenido en cuenta en el presente informe, está referida a la verificación de la reducción de gases de efecto invernadero al optar por un combustible nuevo, en este caso se opta por reemplazar el petróleo BD5 por gas natural.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

TESIS

ADAME BARRERA, Juan. *Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una central termosolar*. Tesis para optar el título de Ingeniero Térmico en la Universidad de Sevilla. España. 2,015. 123 p-

ALONSO PORTOCARRERO, Jaime.A *Análisis técnico – económico de gasificación del coque de petróleo integrada a un sistema de generación eléctrica de ciclo combinado*. Tesis para optar el título de Ingeniero Petroquímico. Universidad Nacional de Ingeniería. Perú. 2 010. 91 p.

ATALAYA TAFUR, Tomas. *Ciclo combinado 3x1 de la central térmica CHILCA1 y su efecto en la potencia efectiva y rendimiento de las configuraciones operativas*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao. Perú. 2,014. 171 p.

CÁRDENAS DÁVILA, Carlos Alexis. *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 Magister en Sistemas Eléctricos de Potencia. Universidad de Cuenca, Facultad de Ingeniería. Ecuador. 2,014. 99 p.

CHÁVEZ ARIAS, Willy & PORTAL JIMÉNEZ, José Luis. *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. Universidad Nacional del Santa. Facultad de Ingeniería. Chimbote. Perú. 2,012. 112 p.

CHIOK VALLE, LUIS M. *Análisis Energético y Exergético de la implementación del Ciclo Combinado en la central térmica de Santa Rosa*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico de Fluidos. Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas. Lima, Perú. 2,014. 138 p.

FERNANDEZ MARTINEZ Estefanía. *Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Industrial. Universidad Carlos III de España. 2,012. 115 p.

GODOS VERA, Ricardo. *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. Universidad Nacional del Santa. Facultad de Ingeniería. Chimbote. Perú. 2,011. 135 p.

HARO LYNCH, Jhonny & CRISPIN GERMAN, Raúl. *“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. Universidad Nacional del Santa. Facultad de Ingeniería. Chimbote. Perú. 2,014. 127 p.

HERNÁNDEZ GUERRERO, Noé & RIVAS AGUILAR, Israel. *Tendencias de Generación por Ciclos Combinados*. Tesis para optar el Título de ingeniero Electricista. Universidad de San Buena Vista, Facultad de Ingeniería Aeronáutica. México. 2,013. 147 p.

MARTIN DIAZ, Carlos. *Estudio termodinámico de una planta de ciclo combinado con turbina de gas y pre-diseño del HRSG*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Industrial. Universidad Carlos III de España. 2,015. 171 p.

MENDOZA NALVARTE, Jaime. *Análisis del Diseño Termodinámico de Centrales Eléctricas de Ciclo Combinado*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico Eléctrico). Universidad de Piura, Facultad de Ingeniería. Piura. Perú. 2,002. 171 p.

NARANJO DELGADO, Coral. *Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Industrial. Universidad Carlos III de España. 2,016. 82 p.

OLGUÍN MEJÍA, Andrés A. *Optimización de la Planta de Ciclo Combinado TULA: Sustitución de las Calderas de Recuperación de Calor*. Tesis para optar el Grado de Maestro en Ingeniería, Mención en Energía-Procesos y Uso Eficiente de Energía. Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería. México. 2,010. 189 p.

RAMÍREZ ROMERO, Alberto de Jesús. *Estudio Descriptivo y Analítico de una Planta de Ciclo Combinado*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico Electricista. Universidad Veracruzana, Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica. Xalapa. México. 2,011. 159 p.

RAMOS FERNANDEZ, Freder & ORTEGA LLERENA, Anthony. *“Reducción del costo variable total de la central termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW con el uso del gas natural”*. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Facultad de Ingeniería. Chimbote. Perú. 2,012. 145 p.

RAMOS PIÑA, Ayurami & REGALADO ALVARADO, Juan. *Factibilidad de la instalación de ciclos combinados en una central termoeléctrica (turbogas)*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico. Universidad Central de Venezuela. Caracas. Venezuela. 2,002. 315 p.

RAMOS FRANCO, Luis. *Diseño de una central termoeléctrica de ciclo combinado de 500*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista. Universidad Católica Santa María. Arequipa. Perú. 2,014. 215 p.

RAPUN JIMÉNEZ, José Luis. *Modelo Matemático del Comportamiento de Ciclos Combinados de Turbinas de Gas y Vapor*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Madrid. España. 1,999. 242 p.

SUBIABRE SANCHEZ, Joaquín. *“Diseño básico de una cámara de combustión para una micro turbina a gas”*. Tesis para optar el título de Ingeniero Civil Mecánico. Universidad de Chile. 2,017. 127 p.

VASQUEZ ISLA, Jorge. *“Análisis de flujo de gases de combustión para generador de vapor de recuperación de calor (HRSG)”*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad Nacional de Ingeniería. Peru. 2 005. 184 p.

TEXTOS:

BURGHARDT, David. *Ingeniería Termodinámica*. México. Ediciones Harla. 2° edición. 1,984.575 p.

ISBN 9789686034370

GARCIA GARRIDO, Santiago. *Operación y Mantenimiento de centrales de Ciclo Combinado*. España: Ed. Díaz de Santos. 2,011. 352 p.

ISBN: 9788479788421

GUEVARA, Robert. Módulo de Centrales Termoeléctricas. Universidad Nacional del Santa. 2017.83 p.

MENDIOLA CABRERA, Alfredo, et al. *Proyectos de generación eléctrica en el Perú ¿Centrales Hidroeléctricas o Centrales Térmicas?*. Perú: Ed. Universidad ESAN. 1° Edición.2,007. 130 pp.

ISBN 9786124110092

MORAN, Michael J. y SHAPIRO, Howard N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. España: Ed. Reverte. 2ª Edición. 2,005.870 pp.

ISBN: 9788429143133

QUILLOS, Serapio. *Maquinas Térmicas: Teoría y Ejercicios*. Universidad Nacional del Santa. 2017.83 p.

SABUGAL G. Santiago y GOMEZ M. Florentino. *Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyectos*. España: Ed. Díaz de Santos. 2,006. 328 pp.

ISBN: 84 7978 735 X

TOLEDO VELASQUEZ, Miguel. *Tratado de turbinas de vapor y sus aplicaciones: Teoría y cálculo de ejemplos prácticos de turbinas de vapor*. España. Editorial EAE. 2,015.532 p.

ISBN 9783659095184

LINKOGRAFIA

FERNANDEZ DIEZ. Turbinas de Vapor. Libros de Ingeniería Energética. España. 2,006

[Consulta: 11 de octubre del 2017]. 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: 18 de agosto del 2017].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: 15 de octubre del 2,017].Disponible en:

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

OSINERGMIN. “Observatorio Energético Minero”. Gobierno del Perú. 2,017.

[Consulta: 20 de enero del 2,018].Disponible en:

<http://observatorio.osinergmin.gob.pe/>

OSINERGMIN. “Introducción a las Energías Renovables”. Gobierno del Perú. 2,0152.

[Consulta: 11 de diciembre del 2017].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 agosto del 2017].Disponible en:

<https://www.petroperu.com.pe/Main.asp?Seccion=62>

RENOVETEC. Centrales Termoeléctricas con turbinas a gas. Pagina virtual de

RENOVETEC. España. 2,014 [Consulta: 09 de octubre del 2017].Disponible en:

<http://www.turbinasdegas.com/principales-partes-turbinas>

REVISTA ENERGIZA. Centrales Termoeléctricas. RENOVETEC. España. 2,013.

[Consulta: 15 de diciembre del 2,017].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. Perú. 2,015 [Consulta: 28 de agosto del 2017].Disponible en:

<http://www.snmpe.org.pe/>

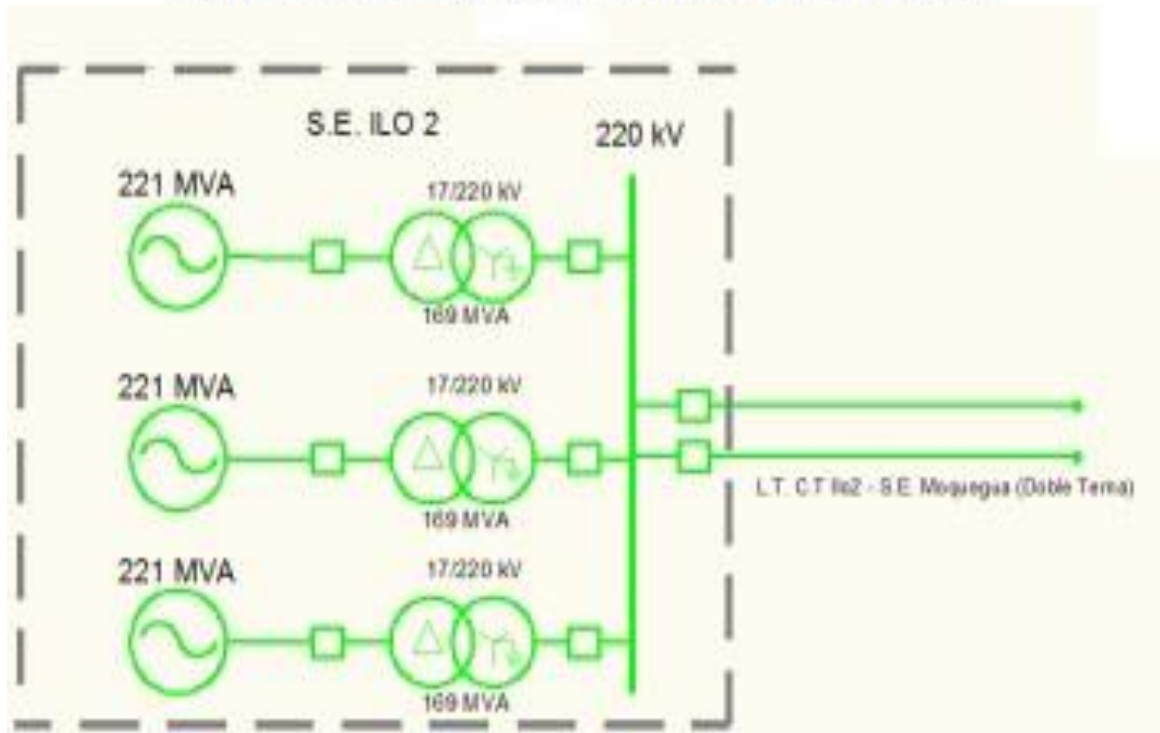
SNC-ZI ESPAÑA. Aprovechamientos hidroeléctricos. GOBIERNO DE ESPAÑA. España. 2,014. [Consulta: 12 de enero del 2,018].Disponible en:
http://sig.mapama.es/Docs/PDFServiciosProd2/Aprovechamientos_Hidroelectricos.pdf

UNION FENOSA. Ciclos combinados de gas natural: tecnología punta y desarrollo sostenible. Pagina virtual de Unión Fenosa Gas Natural. España. 2,016 [Consulta: 09 de agosto del 2017].Disponible en:
<https://www.gasnaturalfenosa.es/es/conocenos/compromiso+y+sostenibilidad/cambio+climatico/energias+responsables/1297101993224/ciclos+combinados.html>

ANEXOS

ANEXO N°1: DIAGRAMA UNIFILAR DE LA CENTRAL TERMICA DE RESERVA FRIA DE ILO:

ESQUEMA UNIFILAR DE LA CENTRAL DE GENERACIÓN



Fuente: OSINERGMIN

ANEXO N°2: HOJA DE PRUEBAS DEL COMBUSTIBLE BD5



Telefono: 888 847 218

INFORME TÉCNICO
ENSAYOS FISICOS A MUESTRAS DE COMBUSTIBLE

SOLICITANTE : HAMEK INGENIEROS ASOCIADOS SAC
FECHA : Lima 06 de Julio del 2017

- 1. ANTECEDENTES** : Se recibió una muestra de combustible, con la finalidad de realizar los siguientes ensayos
- Gravedad específica
 - Poder calorífico Bruto
 - Poder calorífico Neto
- 2. DATOS DE LA MUESTRA**
- 2.1 IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA : 01 MUESTRA DE COMBUSTIBLE DIESEL B5-M2
- 2.2 DESCRIPCIÓN : PRUEBA DE RENDIMIENTO Y POTENCIA EFECTIVA
- 2.3 FECHA DE MUESTREO : "ENIE ENERGÍA PERÚ" C.T. ILO 31
26/06/2017
- 3. CONDICIONES AMBIENTALES** : Temperatura: 25.6 °C; H. RELATIVA: 54 %
- 4. RESULTADOS**

ANÁLISIS	RESULTADOS	MÉTODO
Gravedad específica	0.836	ASTM D 1298
Poder Calorífico Superior, BTU/Lb	19659,7298	ASTM D 240
Poder Calorífico Inferior, BTU/Lb	18436,8695	ASTM D 240

- 5. VALIDEZ DEL INFORME TÉCNICO**
El informe técnico es válido solo para la muestra y las condiciones indicadas en los ítem del uno (1) al tres (3) del presente informe técnico.

Ing. Sebastián Lazo Ochoa
Responsable del análisis
CIP 74236

ANEXO N°3: COSTOS VARIABLES NO COMBUSTIBLES (EXTRAIDO DEL INFORME
N° 102-2017-GART PARA LAS TARIFAS DE BARRA)

Cuadro No. 3.11

COSTOS VARIABLES DE OPERACIÓN

Central	Consumo Específico Unid/MWh	Costo del Combustible USD/Unid	CVC USD/MWh	CVNC USD/MWh	CVT USD/MWh
Turbo Gas Natural Malacas 4 A	11,663	0,4679	5,46	2,02	7,48
Turbo Gas Natural Malacas 4 B	12,326	0,4679	5,77	2,02	7,79
Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-6	11,309	2,6961	30,49	2,02	32,51
Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-5	11,337	2,6961	30,57	2,02	32,59
Turbo Gas Natural Santa Rosa TG7	10,843	2,6961	29,23	2,02	31,26
Turbo Vapor de Shougesa	0,317	393,5973	124,85	1,32	126,17
G. Diesel Shougesa	0,198	703,7586	139,54	2,45	142,00
Turbo Gas Natural Aguaytia TG1	11,381	2,6805	30,51	3,14	33,64
Turbo Gas Natural Aguaytia TG2	11,276	2,6805	30,22	2,99	33,22
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (sin fuego adicional)	7,445	2,6239	19,53	3,35	22,88
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (con fuego adicional)	7,662	2,6239	20,11	3,35	23,45
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (sin fuego adicional)	7,445	2,6239	19,53	3,35	22,88
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional)	7,662	2,6239	20,11	3,35	23,45
Turbo Gas Natural Santa Rosa TG8	10,323	2,6909	27,78	2,02	29,80
Turbo Gas Natural Las Flores	9,768	2,6958	26,33	2,02	28,35
Taparachi GD N° 1 al N° 4	0,145	758,4140	110,34	12,00	122,34
Bellavista Al CC	0,312	750,1633	237,18	2,45	239,63

FUENTE: OSINERGMIN

ANEXO N° 4: CUADRO DE PRECIOS DEL GAS NATURAL (EXTRAIDO DEL INFORME N° 102-2017-GART PARA LAS TARIFAS DE BARRA)

Cuadro No. C.3
Precio del Gas Natural con Límite Superior

Centrales de Generación	Precio Gas Natural (USD/MMBTU)
	2016-2019
C.T. Ventanilla	2,6239
C.T. Santa Rosa 1	2,6961
C.T. Santa Rosa 2	2,5909
C.T. Chilca 1	2,7043
C.T. Chilca 2	2,7043
C.T. Kallpa	2,6958
C.T. Las Flores	2,5958
C.T. Pisco	2,3925
C.T. Independencia	2,4091
C.T. Santo Domingo de Los Olleros	2,7540
C.T. Fénix	2,7263
C.T. Aguaytía	2,6805
TG4 de C.T. Malacas	0,4679
TG5 de C.T. Malacas	0,7187
TG6 de C.T. Malacas	0,8706
TG1 de C.T. Oquendo	0,0000
TG1 de C.T. Tablazo	0,0000

FUENTE: OSINERGMIN