

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y

Mecatrónica



**“CONVERSIÓN DEL CICLO SIMPLE CON DIÉSEL A CICLO
COMBINADO CON GAS NATURAL DE LA CENTRAL
TERMOELÉCTRICA ILO 4”**

Tesis presentada por el Bachiller:

Contreras Melgar, Emilio David

para optar el Título Profesional de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Asesor:

Dr. Gordillo Andía, Carlos Alberto

AREQUIPA - PERÚ

-2019-



Universidad Católica de Santa María

☎ (51 54) 382038 Fax: (51 54) 251213 ✉ ucsm@ucsm.edu.pe 🌐 http://www.ucsm.edu.pe Apartado: 1350

AREQUIPA - PERÚ

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

**“CONVERSION DEL CICLO SIMPLE CON DIESEL A
CICLO COMBINADO CON GAS NATURAL DE LA
CENTRAL TERMoeLECTRICA ILO 4”**

Presentado por el Bachiller:

CONTRERAS MELGAR EMILIO DAVID

Nuestro **DICTAMEN** es:

APROBADO

OBSERVACIONES: *ABS VERTAS*

Arequipa, *09 de Mayo* 2019

Carlos Gordillo Andia
20/5/19

ING. CARLOS GORDILLO ANDIA

Camilo Fernandez Barriga

ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA



DEDICATORIA

A Dios, a mi familia y a las
personas que hicieron posible la
realización de la misma.

RESUMEN

La presente tesis consiste en un estudio en donde se va a desarrollar un cálculo basado en la termodinámica y un diseño conceptual para centrales térmicas de ciclo combinado, este estudio permitiría tener el alcance de un futuro proyecto para convertir la Central Termoeléctrica Ilo4 de ciclo simple a ciclo combinado, mediante la adición de calderas recuperadoras de calor y turbinas a vapor (Ciclo Rankine).

La Central actualmente tiene como propósito la generación de energía eléctrica como reserva fría en el sur del país, permite la conexión con el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN) y satisface la demanda de energía eléctrica resolviendo los problemas de sobrecarga y congestión de las líneas. La ubicación de la Central Termoeléctrica es en el departamento de Moquegua, siendo este un punto estratégico en el aprovechamiento del futuro suministro de gas natural.

La Central Termoeléctrica Ilo4 opera usando tres turbinas a gas de combustión dual (diésel y gas natural) a ciclo simple (ciclo Brayton). La capacidad nominal es de 696 MW operando con diésel.

El cálculo de la presente tesis contempla un modelamiento del ciclo combinado en un software de ingeniería (EES) para poder evaluar diferentes escenarios y configuraciones para alcanzar el rendimiento máximo de nuestro ciclo propuesto.

La adición de tres calderas recuperadoras de calor (HRSG) y una única turbina a vapor, lograría alcanzar una potencia total de planta de 1011 MW. La eficiencia del ciclo simple actual de 37.4% tendría una significativa mejora mediante esta conversión a ciclo combinado, alcanzando niveles de eficiencia de 60.14%. El costo de operación pasaría a ser de 0.1697 soles/kW-Hr, aproximadamente 50 USD/MW-Hr.

Palabras clave: ciclo combinado, gas natural, ciclo Brayton, ciclo Rankine.

ABSTRACT

This thesis consists of a study where a calculation based on thermodynamics and a conceptual design for thermal power plants of the combined cycle will be developed, this study allows the scope of a future project to convert the Ilo4 Thermoelectric Central of simple cycle to combined cycle, through the addition of heat recovery boilers and steam turbines (Rankine cycle).

The power plant currently has the purpose of electric power as the reserve in the south of the country, the connection with the National Interconnected Electric System (SEIN) and the satisfaction of the electric power solving the problems of overload and congestion of the lines. The location of the Thermoelectric Power Plant is in the department of Moquegua, this being a strategic point in the use of the future supply of natural gas.

The Ilo4 Thermoelectric Power Plant operates using three dual combustion gas turbines (diesel and natural gas) at a single cycle (Brayton cycle). The nominal capacity is 696 MW operating with diesel.

The calculation of the present thesis contemplates a mode of life cycle combined in an engineering software (EES) to be able to evaluate different levels of performance.

The addition of three heat recovery boilers (HRSG) and a single steam turbine will achieve a total power plant of 1011 MW. The current simple cycle efficiency of 37.4% has been significantly improved by this conversion to combined cycle, reaching efficiency levels of 60.14%. The cost of the operation would be 0.1697 soles / kW-Hr or approximately 50 USD / MW-Hr.

Keywords: combined cycle, natural gas, Brayton cycle, Rankine cycle.

INTRODUCCIÓN

Una central de ciclo combinado es una planta que produce energía eléctrica con un generador accionado por una turbina de combustión, que utiliza como combustible principal gas natural. Los gases de escape de la combustión son aprovechados para calentar agua en una caldera de recuperación que produce vapor aprovechable para accionar una segunda turbina (Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, 2014).

La presente tesis: “Conversión de Ciclo Simple con Diésel a Ciclo Combinado con Gas Natural de la Central Termoeléctrica Ilo4”, es un estudio donde se desarrollará un cálculo técnico basado en la termodinámica y un diseño conceptual para la central térmica de ciclo combinado, dicho estudio permitiría evaluar un futuro proyecto para convertir la Central Termoeléctrica Ilo4 a ciclo combinado con gas natural, esto porque actualmente la central tiene como propósito la generación de energía eléctrica como reserva fría en el sur del país.

Las centrales térmicas de ciclo combinado con gas natural tienen un alto rendimiento como tecnología de generación y las menores emisiones de gases de efecto invernadero en comparación a las centrales ciclo simple debido a su menor temperatura de gases de escape, las convierten en la energía térmica de origen fósil más limpia. La realización de esta tesis permitirá aumentar el rendimiento y la capacidad total de la Central Termoeléctrica Ilo4.

En los capítulos siguientes se va a describir los procesos realizados en cada ciclo de potencia de la planta, los principales componentes de la central existente, la ingeniería de proyecto con todos los cálculos para la selección de los equipos y los resultados obtenidos en la presente tesis.

ÍNDICE

RESUMEN.....	iii
ABSTRACT	iv
INTRODUCCIÓN	v
Capítulo I	1
1. Planteamiento del Proyecto.....	1
1.1. Objetivos	1
1.1.1. Objetivo General.....	1
1.2.1. Objetivos Específicos	1
1.2. Justificación	1
1.2.2. Justificación Económica.....	2
1.2.3. Justificación Ambiental	2
1.3. Alcances Generales	3
1.4. Limitaciones.....	3
1.5. Antecedentes de la Investigación	4
1.5.1. Central Térmica C. C. KALLPA IV	4
1.5.2. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO CHILCA 1.....	6
1.5.3. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO CHILCA (FENIX)	7
1.5.4. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO CHILCA 2.....	8
1.5.5. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO SANTO DOMINGO DE OLLEROS (AMPLICACION)	10
1.5.6. Central Termoeléctrica CICLO COMBIANDO DE VENTANILLA	11
1.6. Metodología	12
1.6.1. Criterios	12
1.6.2. Metodología para el estudio del ciclo superior	13
1.6.3. Metodología para el cálculo del ciclo inferior	13
Capítulo II.....	14
2. Marco Teórico	14
2.1. El ciclo de las turbinas a gas.....	15
2.2. El ciclo de las turbinas de vapor.....	22
2.2.1. Ciclos de turbinas de vapor con recalentamientos intermedios.....	25
2.2.2. Ciclos regenerativos de turbina de vapor	26
2.3. Ciclo Combinado Gas –Vapor.....	28
2.3.1. Expresión de rendimiento	29
2.3.2. Caldera de recuperación de calor	31
2.3.3. Ciclo Combinado gas-vapor con dos niveles de presión.....	34
2.3.4. Ciclo Combinado gas-vapor con tres niveles de presión	37

2.3.5.	Ciclo combinado con recalentamiento	40
2.3.6.	Configuraciones básicas empleadas	43
Capítulo III		46
3.	Descripción de la Central	46
3.1.	Antecedentes	46
3.2.	Localización	47
3.3.	Descripción de sistemas principales	48
3.3.1.	Turbinas de Gas SGT6 - 5000F	49
3.3.2.	Sistema de Generación	57
3.3.3.	Sistema de Combustible Fuel Oil	61
3.3.4.	Sistema de Combustible Gaseoso	67
3.3.5.	Sistema de Agua Desmineralizada	71
3.3.6.	Sistemas Auxiliares	74
3.3.7.	Sistema de Black Start	81
3.3.8.	Sistema GIS 500Kv	85
Capítulo IV		91
4.	Ingeniería de Proyecto	91
4.1.	Definición del concepto	91
4.2.	Ciclo de Gas	92
4.3.	Ciclo de vapor y recuperación de calor en el HRSG	95
4.3.1.	Selección de niveles de presión	96
4.3.2.	Selección de la turbina de vapor	106
4.3.3.	Potencia de la Planta	108
Conclusiones		109
Observaciones y Recomendaciones		110
Bibliografía		111
Anexo A		114
Arreglo general de la central termoeléctrica Ilo 4		114
Anexo B		118
Especificaciones de la turbina Siemens SGT6-500F		118
Anexo C		127
Especificaciones técnicas de la turbina de vapor Siemens SST-5000		127
Anexo D		132
Propiedades de algunos combustibles		132

Lista de Tablas

Tabla 01: Datos de la Central Térmica CC Kallpa IV

Tabla 02: Datos de la Central Térmica Ciclo Combinado Chilca 1

Tabla 03: Datos de la Central Térmica Ciclo Combinado Chilca (Fenix)

Tabla 04: Datos de la central térmica Ciclo Combinado Chilca 2

Tabla 05: Datos de la central térmica Ciclo Combinado Santo Domingo de Olleros
(Ampliación)

Tabla 06: Especificaciones técnicas Siemens SGT6-500F

Tabla 07: Condiciones del sitio para Ilo

Tabla 08: Propiedades de algunos combustibles

Tabla 09: Valores de potencia, eficiencia y relación de presiones para 120 bares en alta y
30 bares en intermedia.

Tabla 10: Valores de potencia, eficiencia y relación de presiones para 120 bares en alta y
40 bares en intermedia.

Tabla 11: Especificaciones de la turbina SST-5000

Lista de Imágenes

Figura 01: Vista General de la Central

Figura 02: Calderos recuperadores de calor y chimeneas

Figura 03: Vista de la central termoeléctrica

Figura 04: Vista de la CT Chilca 2

Figura 05: Caldera de recuperación de Calor y Chimenea

Figura 06: Vista general de la central

Figura 07: Esquema de ciclo combinado

Figura 08: Turbina gas de ciclo abierto

Figura 09: Turbina a gas de ciclo cerrado

Figura 10: Diagramas T-s y P-v para un ciclo Brayton ideal

Figura11: Trabajo neto del ciclo Brayton para niveles fijos de temperatura

Figura 12: Representación en diagrama T-S del ciclo de las turbinas de vapor y de los equipos principales necesarios para su realización

Figura 13: Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor con recalentamiento intermedio

Figura 14: Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor regenerativo y de los equipos principales necesarios para su realización

Figura 15: Central eléctrica combinada de gas y vapor

Figura 16: Esquema térmico básico y de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.

Figura 17: Modular Caldera Recuperadora de Calor

Figura 18: Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.

Potencia bruta 408,8 MW. Rendimiento bruto (PCI) 58,7%.

Figuro 19: Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión.

Potencia bruta 410,8 MW Rendimiento bruto (PCI) 59,0%.

Figura 20: Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento.

Figura 21: Relación entre potencia, presión de vapor de alta y superficie de caldera.

Figura 22: Ubicación de la Central Ilo4 dentro de la Central Ilo2

Figura 23: Arreglo general del proyecto

Figura 24: Ruta de la línea de transmisión de 500kV

Figura 25: Turbina SGT6-5000F

Figura 26: Sección del cilindro de la turbina con los anillos de álabes fijos.

Figura 27: Turbina SGT6-5000F en corte

Figura 28: Datos de placa del Generador SGen6-1000^a

Figura 29: Pantalla SCD Sistema de tanques de fuel oil no tratado

Figura 30: Pantalla SCD Sistema de tanques de fuel oil tratado

Figura 31: Pantalla SCD Skid de tratamiento de fuel oil

Figura 32: Pantalla SCD. Sistema de agua desmineralizada

Figura 33: Pantalla SCD Sistema de Aire Comprimido

Figura 34: Ciclo Combinado en configuración 3x1

Figura 35: Esquema del ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento.

Figura 36: Diagrama h-s ciclo de vapor con 3 niveles de presión y recalentamiento.

Figura 37: Balance de calor y masas para el ciclo Rankine

Figura 38: Curva de presión de vapor de alta vs Eficiencia

Figura 40: Turbinas de vapor Siemens por potencia

Figura 41: Turbina SST-5000

Capítulo I

Planteamiento del Proyecto

En el presente capítulo se va a identificar el objetivo general y objetivos específicos, la justificación, limitaciones, alcances y los antecedentes de la investigación utilizados como guía para la realización de la tesis: “Conversión de Ciclo Simple con Diésel a Ciclo Combinado con Gas Natural de la Central Termoeléctrica Ilo 4”

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo General

Desarrollar un estudio y diseño conceptual de la Central Termoeléctrica Ilo4 para la conversión de ciclo simple con diésel a ciclo combinado con gas natural.

1.2.1. Objetivos Específicos

- Identificar los parámetros termodinámicos y característicos actuales de la Central Termoeléctrica Ilo4 para su siguiente estudio.
- Desarrollar un análisis técnico para la conversión de ciclo simple con diésel a ciclo combinado con gas natural.
- Utilizar los resultados obtenidos de análisis y seleccionar los equipos principales para el ciclo Rankine hasta completar el ciclo combinado.

1.2. Justificación

Actualmente se requiere de proyectos en los que se priorice mejorar el rendimiento de las centrales generadoras que conforman el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, es ahí donde se justifica nuestra investigación debido a que lo que se busca es elevar la eficiencia del ciclo simple actual y aumentar la potencia instalada de la planta.

El gas natural representa una cuarta parte de las energías primarias utilizadas en el mundo y ha presentado un crecimiento muy significativo en los últimos años, que se explica, en gran parte, por su utilización como generador de energía eléctrica a través de centrales térmicas, ya sean nuevas o adaptadas (El consumo de las energías renovables, 2016). Con la adición de calderas recuperadoras y turbinas a vapor se puede mejorar significativamente la eficiencia de la planta.

1.2.2. Justificación Económica

Esta investigación se justifica económicamente debido a que se reduciría los costos de operación de la planta utilizando gas natural como combustible por su costo más bajos en comparación al diésel. Las centrales de gas natural son flexibles, tanto en términos técnicos como económicos, para reaccionar rápidamente a los picos de la demanda (Las 10 mayores centrales térmicas de gas del mundo, 2016). Varios picos de demanda ocurridos en el transcurso de un mes, tienen un importante efecto multiplicador sobre el coste de la electricidad entregada, por lo que tener una fuente de energía como el gas, que puede hacer frente a estos picos, es una ventaja significativa (El gas natural y la generación eléctrica flexible, 2015).

1.2.3. Justificación Ambiental

El gas natural es percibido como una buena fuente de electricidad, produce menos emisiones de carbono que otros combustibles fósiles, además las plantas de gas se pueden construir con relativa rapidez, en algunos casos en alrededor de dos años, a diferencia de las

instalaciones nucleares, cuya construcción puede llevar mucho más tiempo (El gas natural y la generación eléctrica flexible, 2015).

1.3. Alcances Generales

La Central Termoeléctrica tiene como propósito la generación de energía eléctrica (como reserva fría) en el sur del país, además de satisfacer la demanda de energía permitiendo la conexión con el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN)

La Central Termoeléctrica Ilo 4 opera usando tres turbinas a gas equipada con quemadores de combustible duales (quemadores de gas natural y diésel), que operarán a ciclo simple. La capacidad total nominal es de 696 MW operando con diésel B5. Una subestación eléctrica GIS de salida de 500 KV y un sistema BOP que consiste en 06 tanques de Diesel y 01 tanque de agua desmineralizada. Para la transmisión de la energía y conexión al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, la Central Termoeléctrica contempla una Línea de Transmisión de 500 kV de 75 km de longitud aproximadamente, la cual llegará hasta la SE Montalvo.

La presente busca la conversión del ciclo simple existente en la Central Termoeléctrica Ilo4 a un ciclo combinado utilizando gas natural como combustible, de esa forma se reducen los costos de operación y se mejora la eficiencia del ciclo.

1.4. Limitaciones

Para la elaboración de la presente se van a establecer ciertas limitaciones para poder realizar todo el estudio termodinámico del ciclo existente y el diseño conceptual del futuro ciclo combinado. Se va a considerar aspectos como:

- El estudio se va a realizar en base a un modelo de turbina existente puesto que ya se conoce toda la ingeniería de la misma, se conocen sus datos de placa y también se conocen sus datos durante el funcionamiento de la central.
- La toma de datos durante el funcionamiento de las turbinas a gas va a estar limitada por los permisos especiales para el acceso a la planta y a los puntos específicos de las turbinas, para esto se va a tomar datos proporcionados por el fabricante durante la instalación y el comisionado de las mismas.
- Se va a realizar un estudio para la conversión del ciclo simple con diésel a ciclo combinado con gas natural sin dejar de lado las instalaciones de diésel (almacenamiento, tratamiento, etc.) puesto que se debe tener un respaldo de combustible para una operación continua ante un posible corte en el suministro de gas natural debido a agentes externos ajenos a la planta.

1.5. Antecedentes de la Investigación

A continuación se hará una mención de los principales proyectos que se desarrollaron para la conversión de centrales de ciclo simple a ciclo combinado:

1.5.1. Central Térmica C. C. KALLPA IV

La central consiste en la conversión a ciclo combinado de la central termoeléctrica a gas de ciclo simple, mediante la instalación de una cuarta unidad de generación (Turbina a Vapor de 292,8 MW de potencia instalada); con lo que la citada central dispone de aproximadamente 873,9 MW. La central está constituida por tres Turbinas a Gas y una Turbina de Vapor, tres calderas de recuperación de calor, quemadores para la

producción adicional de calor y vapor, sistema de enfriamiento, plantas de agua, subestación eléctrica y línea de transmisión (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

Tabla 01: Datos de la Central Térmica CC Kallpa IV

DENOMINACIÓN	CENTRAL TERMOELÉCTRICA C.C. KALLPA IV		
EMPRESA CONCESIONARIA	KALLPA GENERACIÓN S.A.		
TECNOLOGÍA	Generación Termoeléctrica		
UBICACIÓN Departamento Provincia Distrito Altitud	Lima Cañete Chilca 60 msnm		
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL Potencia Instalada Número de Unidades de Generación Fuente de Energía	873,9 3 Turbinas a Gas + 1 Turbina de Vapor Gas Natural		
DATOS DE TURBINA A GAS Potencia Nominal Marca Modelo	T.G. 1 189,8 MW SIEMENS 501FD2	T.G. 2 193,5 MW SIEMENS 501FD2	T.G. 3 197,8 MW SIEMENS 501FD2
DATOS DE TURBINA A VAPOR Potencia Nominal Marca	T.V. 1 292,8 MW General Electric		
DATOS DE GENERADOR (T.V.) Potencia Tensión de Generación Factor de Potencia	Generador (Asociado a Turbina de Vapor) 350 MVA 18 kV 0,85		
DATOS DE TRANSFORMADOR (T.V.) Potencia Nivel de Tensión	350 MVA 18/220 Kv		
DATOS DE CONTRATO Tipo de contrato Firma de Contrato Puesta en Operación Comercial (POC)	Autorización MINEM (Largo Plazo) 14.04.2010 08.08.2012		

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018



Vista General de la central

Figura 01: Vista General de la Central

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018

1.5.2. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO CHILCA 1

La central comprende tres calderas de recuperación de calor (CRC), Turbina de Vapor, Quemadores para la producción adicional de calor y vapor, Sistema de Enfriamiento, Plantas de Agua, Subestación Eléctrica y Líneas de Transmisión, así mismo, considera el incremento de la altura de la chimenea de las turbinas de gas existentes (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

Consiste en la conversión a ciclo combinado de la central termoeléctrica a gas de ciclo simple, mediante la instalación de una cuarta unidad de generación con Turbina a Vapor de 299,2 MW de potencia instalada; con lo que la citada central dispondrá de aproximadamente de 862 MW. El sistema de enfriamiento del vapor turbinado es con aerocondensadores (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

Tabla 02: Datos de la Central Térmica Ciclo Combinado Chilca 1

DENOMINACIÓN	CENTRAL TERMOELÉCTRICA CICLO COMBINADO CHILCA 1		
EMPRESA CONCESIONARIA	ENERSUR		
TECNOLOGÍA	Generación Termoeléctrica		
UBICACIÓN Departamento Provincia Distrito Altitud	Lima Cañete Chilca 40 msnm		
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL Potencia Instalada Número de Unidades de Generación N° de Calderas de Recuperación Fuente de Energía	862,2 MW 3 Turbinas a Gas + 1 Turbina de Vapor 3 Calderas de Recuperación Gas Natural		
DATOS DE TURBINA A GAS Potencia Nominal Marca Modelo	T.G. 1 185,0 MW SIEMENS SGT6	T.G. 2 185,0 MW SIEMENS SGT6	T.G. 3 193,0 MW SIEMENS SGT6
DATOS DE TURBINA A VAPOR Potencia Nominal Marca	T.V. 1 299,2 MW General Electric		
DATOS DE GENERADOR (T. V.) Potencia Tensión de Generación Factor de Potencia	Generador 1 320 MVA 18 kV 0,85		

DATOS DE TRANSFORMADOR (T.V.) Potencia Nivel de Tensión	192/256/320 MVA 18/220 kV
DATOS DE CONTRATO Tipo de contrato Firma de Contrato Puesta en Operación Comercial (POC)	Autorización MINEM 16.07.2010 15.11.2012 (la fecha de prevista fue el 23.08.2013)

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018



Figura 02: Calderos recuperadores de calor y chimeneas

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018

1.5.3. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO CHILCA (FENIX)

El proyecto comprendió la instalación de una planta a gas natural de 534,3 MW que opera en ciclo combinado (dos Turbinas a Gas, dos Calderas de recuperación de calor, una Turbina de Vapor, planta desalinizadora de agua, S.E. y Línea de Transmisión (500 kV)) (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

A partir de las 00:00 horas del 24.12.2014, el COES aprobó el Ingreso en Operación Comercial del Ciclo Combinado de la C.T. Fénix (modo GT11+TV10 y GT11+GT12+TV10) con una potencia efectiva de 570,1 MW. La inversión total aproximada es de 857 MM US\$ (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

Tabla 03: Datos de la Central Térmica Ciclo Combinado Chilca (Fenix)

DENOMINACIÓN	CENTRAL TERMOELÉCTRICA CICLO COMBINADO CHILCA (FÉNIX)		
EMPRESA CONCESIONARIA	FÉNIX POWER PERÚ		
TECNOLOGÍA	Generación Termoeléctrica		
UBICACIÓN Departamento Provincia Distrito Altitud	Lima Cañete Chilca 5 msnm		
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL Potencia Instalada Número de Unidades de Generación N° de Calderas de Recuperación Fuente de Energía	534,3 MW 2 Turbinas a Gas + 1 Turbina de Vapor 2 Calderas de Recuperación Gas Natural		
DATOS DE TURBINA A GAS Potencia Nominal Marca Modelo	T.G. 1 173 MW General Electric Internat. 9FA	T.G. 2 173 MW General Electric Internat. 9FA	
DATOS DE TURBINA A VAPOR Potencia Nominal Marca	T.V. 1 189 MW General Electric		
DATOS DE GENERADOR Potencia Tensión de Generación Factor de Potencia Marca	G1 (T.G. 1) 234 000 KVA 18 kV 0,85 General Electric	G2 (T.G. 2) 234 000 kVA 18 kV 0,85 General Electric	G3 (T.V. 1) 234 000 kVA 18 kV 0,85 General Electric
DATOS DE TRANSFORMADOR Potencia Nivel de Tensión	120/160/200MVA 18/500 kV	120/160/200MVA 18/500 kV	141/180/235MVA 18/500 Kv
DATOS DE CONTRATO Tipo de contrato Firma de Contrato Puesta en Operación Comercial (POC)	Suministro de Largo Plazo con Emp. Distribuidoras 18.11.2010 24.12.2014		

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018



Figura 03: Vista de la central termoeléctrica

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018

1.5.4. Central Termoeléctrica CICLO COMBINADO CHILCA 2

Mediante la R.M. N° 217-2016-MEM/DM del 09.06.2016, el MINEM aprobó la modificación de la Autorización, según la cual se fracciona en

dos Autorizaciones independientes, quedando la C.T. Chilca 1 compuesta por 4 unidades de 847,05 MW y la nueva C.T. Chilca 2 compuesta por 2 unidades de 112,8 MW. La C.T. Chilca 2 está ubicada al lado este de la C.T. Chilca 1 (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

Tabla 04: Datos de la central térmica Ciclo Combinado Chilca 2

DENOMINACIÓN	CENTRAL TERMOELÉCTRICA CHILCA 2 (AMPLIACIÓN DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA CICLO COMBINADO CHILCA 1)
EMPRESA CONCESIONARIA	ENERSUR
TECNOLOGÍA	Generación Termoeléctrica
UBICACIÓN Departamento Provincia Distrito Altitud	Lima Cañete Chilca 40 msnm
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL Potencia a Instalar Número de Unidades de Generación N° de Calderas de Recuperación N° de Aerocondensadores Fuente de Energía	(75,4 MW Ciclo Simple / 112.8 MW Ciclo Combinado 1 Turbinas a Gas 1 Turbina de Vapor 1 Calderas de Recuperación 1 Sistema de enfriamiento de aire para condensación de vapor Gas Natural
DATOS DE GENERADOR Marca (G.G./G.V) Potencia (G.G./G.V)) Tensión generación (G.G./G.V)) Factor potencia(G.G./G.V))	General Electric / Siemens 75,4 MW / 37,4 MW 13,8 kV / 13,8 kV 0,80 – 0,85
DATOS DE TURBINA Marca (T.G./T.V)) Potencia (T.G./T.V) Velocidad (T.G./T.V)	General Electric / Siemens 75.4 MW / 37.4 MW 5 254 / 4 700 rpm
DATOS DE TRANSFORMADOR (TG) Potencia Relación de Transformación	84-105 MVA 220/13,8 kV
DATOS DE TRANSFORMADOR (TV) Potencia Nivel de Tensión	44-55 MVA 220/13,8 kV
DATOS DE CONTRATO Tipo de contrato Fecha de Resolución Puesta en Operación Comercial (POC)	Modificación de Autorización MINEM 24.01.2015 06.05.2016 (Ciclo Simple) – En Operación 16.12.2016 (Ciclo Combinado)

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018



Figura 04: Vista de la CT Chilca 2

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018

1.5.5. Central Termoelectrónica CICLO COMBINADO SANTO DOMINGO DE OLLEROS (AMPLIFICACION)

El proyecto consiste en la construcción de una nueva unidad de generación de ciclo combinado (a vapor), que aprovechará el calor de los gases calientes del ciclo simple de opera con gas natural, tendrá una potencia de 99,96 MW (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018).

Tabla 05: Datos de la central térmica Ciclo Combinado Santo Domingo de Olleros (Ampliación)

EMPRESA CONCESIONARIA	TERMOCHILCA S.A.C
UBICACIÓN	
Departamento Provincia Distrito Altitud	Lima Cañete Chilca 140 msnm
DATOS DE LA CENTRAL	
Potencia Instalada Tipo de Central N° de Unidades de Generación Fuente de Energía	99,96 MW Ciclo Combinado 1 Gas natural
DATOS DE LA TURBINA	TV
Potencia Nominal Velocidad Angular Marca Año de Fabricación	99,96 MW 3600 rpm SIEMENS (Modelo SST-700 HP) -
DATOS DEL GENERADOR	GV

Potencia Nominal Tensión de Generación Factor de Potencia Marca Año de Fabricación	125,71 MVA 13,8 kV 0,85 SIEMENS (Modelo SGen6-100° 2P 100-26 M07) -
DATOS DEL TRANSFORMADOR	TV
Potencia Nominal Relación de Transformación Marca Año de Fabricación	125,71 MVA 13,8/500 kV SIEMENS -
DATOS DE CONTRATO	HITOS
Tipo de Contrato Firma de Contrato Puesta en Operación Comercial	Autorización Definitiva 17.07.2013 25.03.2018
	Inicio de Obras POC 06.09.2016 (si) 25.03.2018 (si)

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018



Figura 05: Caldera de recuperación de Calor y Chimenea

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2018

1.5.6. Central Termoeléctrica CICLO COMBIANDO DE VENTANILLA

Una de las más grandes centrales térmicas del país, luego de Kallpa, Chilca Uno y Fenix Power. Se ubica en el distrito de Ventanilla, en la provincia del Callao (Central Térmica de Ciclo Combinado de Ventanilla, 2016).

Opera con el gas natural de Camisea y es de ciclo combinado, pues reutiliza el vapor empleado en el proceso de generación. Posee una potencia efectiva de 484 MW. Ésta se genera en tres turbinas Siemens, dos a gas de 157 MW cada una (de tipo dual, pues también operan con diésel)

y una a vapor de 160 MW, que da lugar al ciclo combinado (Central Térmica de Ciclo Combinado de Ventanilla, 2016).

Está en funcionamiento desde 1997, en ese entonces únicamente con las dos turbinas a gas. Posteriormente, en el 2008, instaló su turbina de vapor, convirtiéndose en la primera planta peruana de ciclo combinado (Central Térmica de Ciclo Combinado de Ventanilla, 2016).



Figura 06: Vista general de la central
Fuente: Edegel.

1.6. Metodología

1.6.1. Criterios

La interacción entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor genera bastantes posibilidades en lo que es la configuración de los ciclos combinados, como resultado trae seleccionar varios parámetros y grados de libertad.

El objetivo de esta metodología es evaluar todas las posibilidades de diseño, definir los parámetros importantes y como deben ser seleccionados.

Se propone los siguientes pasos para la caracterización y diseño conceptual de las centrales de ciclo combinado:

- Caracterización de la turbina de gas.
- Cálculo térmico del ciclo combinado

- Selección del tipo de configuración de la caldera de recuperación de calor y de la turbina de vapor.

1.6.2. Metodología para el estudio del ciclo superior

La metodología inicia estudiándose todos los datos de las especificaciones técnicas de las tres turbinas a gas. Al tratarse de tres ciclos gemelos, el estudio se realizará sobre uno de los ciclos y se obtendrá para los otros los mismos resultados.

Como primer paso para los cálculos se tomarán como variables de partida las especificaciones técnicas de las turbinas a gas instaladas, las cuales son:

- Temperatura de los gases de escape
- La energía bruta de salida del generador
- Poder calorífico del gas natural
- Flujo másico de los gases de escape

1.6.3. Metodología para el cálculo del ciclo inferior

El diseño de La Central Termoeléctrica de ciclo combinado deberá satisfacer el mercado y se calculará partiendo de las condiciones de sitio y datos de las fichas técnicas de las turbinas a gas instaladas.

La Central Termoeléctrica Ilo 4 cuenta en la actualidad con tres turbinas a gas, en la presente se consideró que cada turbina a gas tendrá su caldera de recuperación de calor.

La configuración seleccionada para los cálculos es un ciclo combinado gas-vapor en configuración 3x1, esto principalmente porque tiene mayor flexibilidad de operación, al posibilitar el funcionamiento con una turbina a gas y una turbina a vapor y arrancar de forma más rápida la segunda y tercera turbina a gas.

Capítulo II

Marco Teórico

En este capítulo se va a mostrar las características de los ciclos termodinámicos necesarios para entender el funcionamiento de las centrales termoeléctricas basadas en el ciclo combinado de gas – vapor, así como también las configuraciones y modificaciones más comunes. Se va a analizar de forma simplificada el efecto que tiene en el rendimiento de la instalación, la introducción de varios niveles de presión de vapor en el ciclo de Rankine y la existencia de postcombustión o no en la caldera de recuperación de calor (Sabugal y Gómez, 2006).

El proceso de generación de energía mediante el ciclo combinado se basa en la utilización de una turbina de gas, una turbina de vapor y una caldera de recuperación (Funcionamiento del ciclo combinado en centrales térmicas, 2014).

El ciclo térmico del circuito gas-vapor comienza con la aspiración del aire desde el exterior, el cual es conducido al compresor de la turbina de gas a través de unos filtros. Posteriormente el aire se comprime y se combina con el combustible en una cámara donde se realiza la combustión, produciendo un flujo de gases calientes que al expandirse hacen girar la turbina de gas. Mediante el generador acoplado al eje común se convierte este trabajo en energía eléctrica (Funcionamiento del ciclo combinado en centrales térmicas, 2014).

Los gases que salen de la turbina de gas pasan a la caldera de recuperación de calor. En esta se extrae el calor de los gases produciendo vapor de agua a presión para la turbina de vapor. Para finalmente devolver los gases a la atmósfera (Funcionamiento del ciclo combinado en centrales térmicas, 2014). 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.

El vapor que sale de la turbina de vapor, pasa por un condensador donde se transforma en agua. Posteriormente el agua producida por el condensador es bombeada a alta presión hasta la caldera de recuperación para iniciar nuevamente el ciclo (Funcionamiento del ciclo combinado en centrales térmicas, 2014).

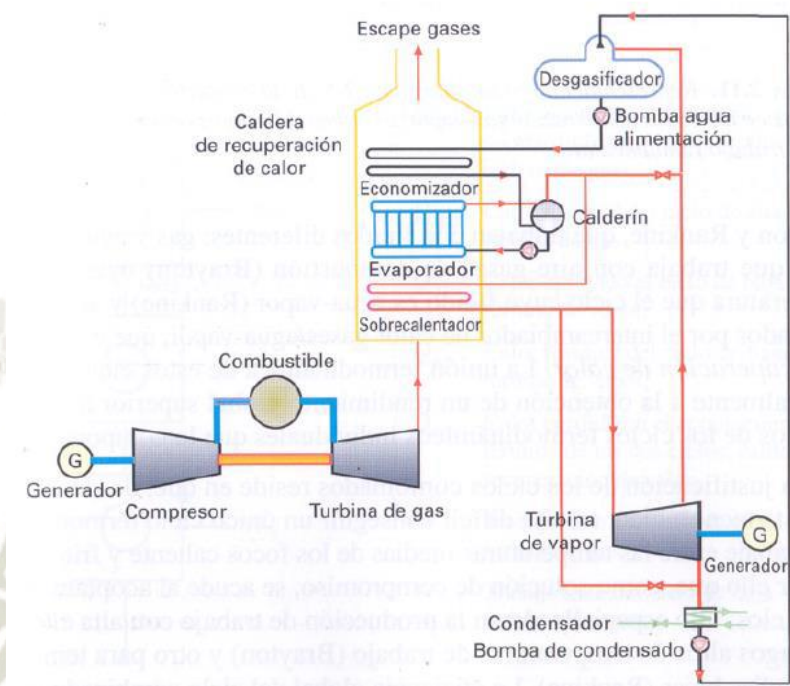


Figura 07: Esquema de ciclo combinado
Fuente: Sabugal y Gómez, 2006.

2.1. El ciclo de las turbinas a gas

El desarrollo de los ciclos combinados gas-vapor está ligado fundamentalmente al avance tecnológico de las turbinas de gas, siendo la teoría del perfil aerodinámico (Griffith, 1926) un hito que permitió una mejor comprensión de los fenómenos que tenían lugar en el interior de las máquinas, la construcción de álabes con menores pérdidas y el aumento de los rendimientos de los compresores empleados. Su desarrollo tecnológico tuvo un impulso definitivo con la Segunda Guerra Mundial y la aplicación del turborreactor al campo de la aviación (Von Ohain, 1935) aunque casi de forma

inmediata empezó a utilizarse en aplicaciones estacionarias. Hoy día, los altos rendimientos alcanzados, junto con sus bajas emisiones contaminantes y la mejora en las redes de distribución de gas natural, han favorecido su empleo en centrales de ciclo combinado gas-vapor y el rápido desarrollo de esta tecnología (Sabugal y Gomez, 2006).

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. En la actualidad los procesos de compresión y expansión suceden en una máquina rotatoria. En la figura 08 se observa un esquema general de las turbinas de gas que operan en un ciclo abierto. El aire fresco se introduce en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases producto de la combustión a alta temperatura entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan al exterior (sin recircular) haciendo que el ciclo se catalogue como ciclo abierto (Cengel y Boles, 2013).

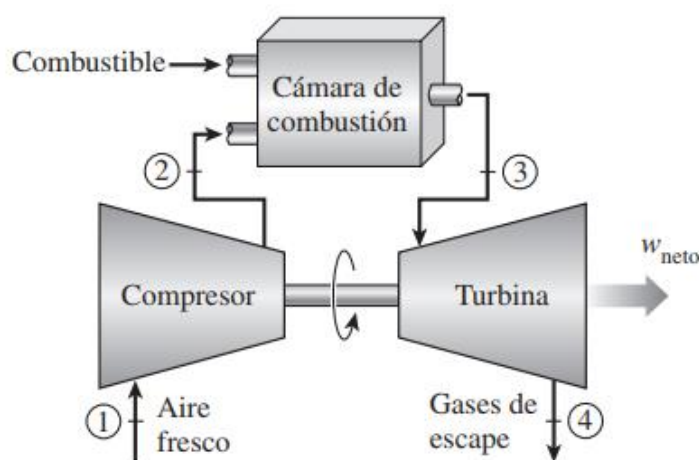


Figura 08: Turbina gas de ciclo abierto
Fuente: Cengel y Boles, 2013

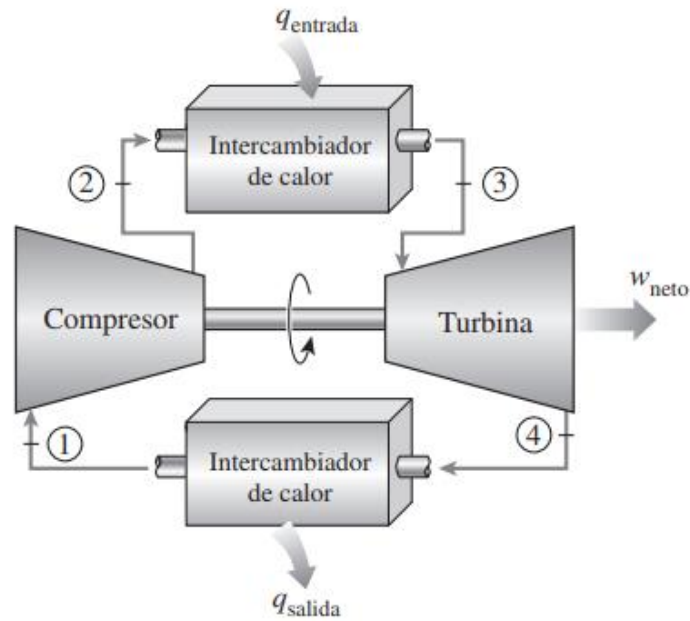


Figura 09: Turbina a gas de ciclo cerrado
Fuente: Cengel y Boles, 2013

En la figura 09 se muestra un ciclo de turbina a gas abierto descrito anteriormente que puede modelarse como un ciclo cerrado. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero para el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo Brayton, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles (Cengel y Boles, 2013):

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

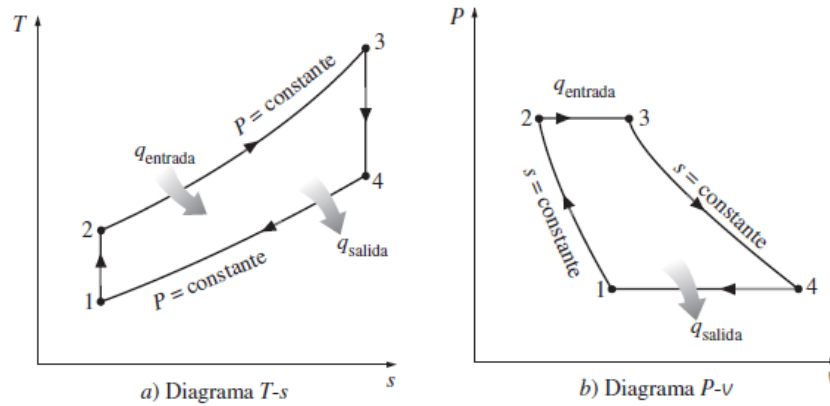


Figura 10: Diagramas T-s y P-v para un ciclo Brayton ideal

Fuente: Cengel y Boles, 2013

Los diagramas T-s y P-v de un ciclo Brayton ideal se muestran en la figura 10. Observe que los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto, deben analizarse como procesos de flujo estacionario (Cengel y Boles, 2013). Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{entrada} - h_{salida}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en

$$\eta_{br} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene:

$$\eta_{br} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

Donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

Es la relación de presión y k la relación de calores específicos. En la ecuación de eficiencia se muestra que, la relación de presión y la relación de calores específicos, afectan directamente a la eficiencia térmica del ciclo Brayton. Ambos parámetros hacen que aumente la eficiencia térmica tanto para ciclos ideales como reales. La eficiencia térmica contra la relación de presión presenta $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

Al final del proceso de combustión es donde se produce la temperatura más alta (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima que los álabes de la turbina pueden resistir. Esto también limita las relaciones de presión que pueden utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina T_3 , la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir, como se observa en la figura 11.

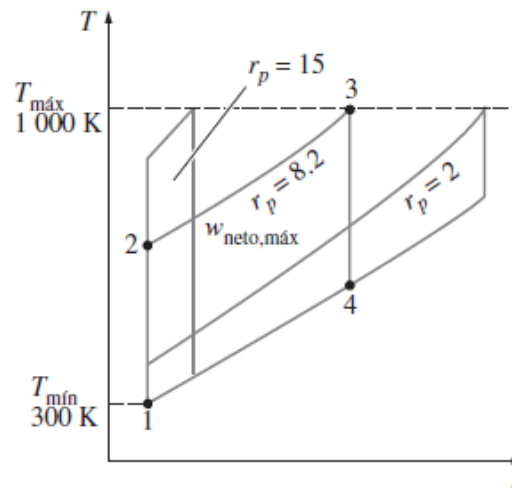


Figura11: Trabajo neto del ciclo Brayton para niveles fijos de temperatura
Fuente: Cengel y Boles, 2013

Por lo tanto, debe haber un compromiso entre la relación de presión (por consiguiente, la eficiencia térmica) y la salida de trabajo neto. Para mantener la misma potencia con una menor salida de trabajo por ciclo, se necesita una tasa de flujo másico más grande (y de este modo un sistema mayor), lo cual no puede ser económico. En muchos diseños la relación de presión de turbinas de gas varía de 11 a 16 (Cengel y Boles, 2013).

Proveer el oxidante necesario para la combustión y refrigerante para mantener la temperatura de los componentes dentro de los niveles permisivos, son dos importantes funciones del aire en el ciclo de turbina a gas. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. La relación de masa de aire y combustible es de 50 o mayor. Por lo tanto, no va a causar un error significativo, en un análisis del ciclo, considerar como aire a los gases de combustión.

La relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina es muy alta, se le conoce como relación de retroceso, usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para mover compresor. Cuando las

eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas la situación es aún peor. Esto no pasa con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje. Sin embargo, esto se entiende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo.

Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande debido a que se debe suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. Esto se traduce en que las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las centrales a vapor, para la misma salida de potencia neta.

La optimización del compresor es tecnológicamente más complicada que la optimización de la expansión en la turbina. El motivo de esto es que un compresor lleva el fluido desde su estado inicial (en equilibrio con el entorno) a un estado diferente del mismo (mayor presión y temperatura), mientras que en la expansión del gas en la turbina el fluido evoluciona desde un estado de alta presión y temperatura a otro (escape de la turbina de gas) que tiene mayor equilibrio con el entorno. Hoy en día, los rendimientos de los compresores a pesar del mayor número de etapas están entre 0,89 a 0,91, y son en general inferiores a los rendimientos de las turbinas que se mantienen entre 0,91 a 0,93. Las turbinas de gas empleadas en ciclos combinados gas-vapor se diseñan optimizadas para obtener una elevada densidad de potencia y el óptimo de eficiencia del conjunto del ciclo combinado. Para una misma temperatura en la cámara de combustión, si las turbinas de gas tuvieran relaciones de compresión en el compresor más elevadas, el rendimiento de la turbina de gas aumentaría

(al aumentar la temperatura media de aportación de calor y al disminuir la temperatura media del foco frío) y tendría el inconveniente que la temperatura en el escape disminuiría. Existen turbinas de gas en las que la combustión se realiza de forma secuencial, esto con el fin de compensar la tendencia a la disminución en las temperaturas de escape (perjudicial para la recuperación de calor en la caldera). En estas turbinas, las mayores relaciones de compresión en el compresor, junto con el empleo de expansiones escalonadas, dan lugar a mayores rendimientos en el conjunto del ciclo combinado. La combustión secuencial supone por tanto un incremento de la temperatura media del foco caliente, el mantenimiento a cargas parciales de la temperatura de los gases de escape, una mayor recuperación de calor en la caldera y un mejor rendimiento del ciclo combinado en esas condiciones.

2.2. El ciclo de las turbinas de vapor

Los antecedentes de las turbinas de vapor, tal y como las conocemos hoy día, se remontan al siglo XIX con las turbinas de De Laval (1883, primera turbina de acción) y Parsons (1884, primera turbina de reacción de varios escalonamientos). Casi desde sus orígenes se observaron las ventajas que su aplicación presentaba en el campo de la generación eléctrica (de hecho, la turbina de Parsons se conectó a un turbogenerador que proporcionaba una potencia de 7 kW eléctricos en un buque), con lo que su empleo en grupos estacionarios de gran potencia se realizó de forma generalizada poco tiempo después. Su utilización en ciclos combinados gas-vapor se deriva del excelente acoplamiento térmico existente con el ciclo de las turbinas de gas en los rangos actuales de temperaturas de trabajo y por los altos rendimientos que el empleo conjunto de dichas tecnologías posibilita (Sabugal y Gómez, 2006).

El ciclo de las turbinas de vapor corresponde al ciclo de Rankine y es la aplicación tecnológica del ciclo de Carnot para el caso de que el fluido motor sea un fluido condensable y durante su evolución se produzcan cambios de fase. De forma simplificada, y para el ciclo básico, la evolución del fluido sigue las siguientes etapas (Sabugal y Gómez, 2006):

- Una etapa de expansión del fluido en fase vapor, realizada en una máquina térmica denominada turbina de vapor y lo más isoentrópica posible.
- A la salida de la turbina de vapor, una cesión de calor residual del vapor a presión constante en un dispositivo llamado condensador. En este dispositivo se realiza la condensación total del mismo y su paso a fase líquida.
- Una o varias etapas de elevación de la presión del fluido. El proceso se realiza con el fluido en fase líquida, con bombas y fuera de la zona de cambio de fase. Ésta es una de las principales diferencias con el ciclo de Carnot ya que, en sentido estricto, para obtener la máxima eficiencia sería necesario realizar la compresión de un fluido bifásico, con la dificultad tecnológica que ello conlleva.
- Una etapa de aportación de calor a presión constante. El fluido realiza una etapa de calentamiento previo en fase líquida, un proceso de cambio de fase y una elevación posterior de la temperatura del vapor en lo que se denomina sobrecalentador (motivada por la necesidad de disminuir la humedad en el vapor en las últimas etapas de expansión de la turbina). Esto último constituye la segunda particularidad del ciclo de Rankine y

otra diferencia fundamental con el ciclo de Camot (Sabugal y Gómez, 2006).

Por su facilidad de reposición, abundancia y manejo, es que el fluido de trabajo empleado es agua desmineralizada, aunque también podría usarse otros fluidos como el mercurio o aceites térmicos.

En la Figura 12 se esquematiza la estructura básica de un ciclo agua-vapor en su versión más sencilla, así como la evolución del fluido en un diagrama T-S.

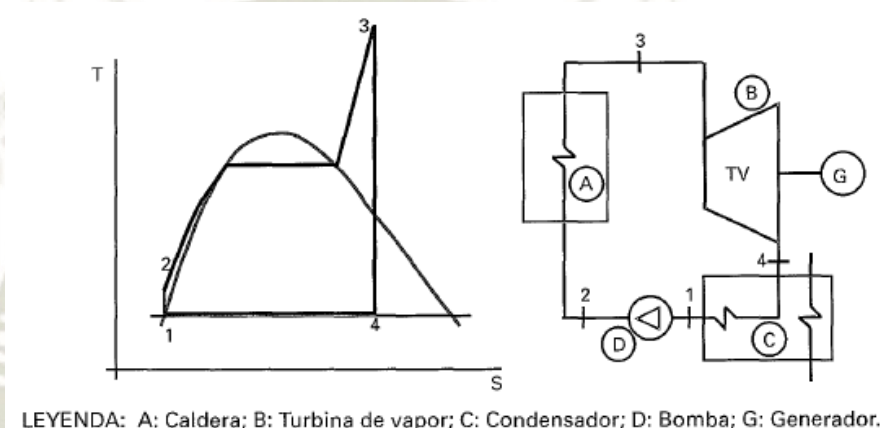


Figura 12: Representación en diagrama T-S del ciclo de las turbinas de vapor y de los equipos principales necesarios para su realización
Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

El trabajo vendrá dado por la diferencia entre Q_{ganado} y $Q_{perdido}$ y también se corresponde para compresiones y expansiones isoentrópicas con el área encerrada por las líneas de evolución del fluido. La expresión del rendimiento queda entonces como sigue:

$$\eta_c = \frac{Q_{ganado} - Q_{perdido}}{Q_{ganado}} = 1 - \frac{Q_{perdido}}{Q_{ganado}}$$

El rendimiento del ciclo de la turbina de vapor puede expresarse también en función de los saltos de entalpía de las máquinas que la componen y de la energía aportada en la caldera, según se muestra de forma simplificada en la fórmula siguiente:

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{ganado}} = \frac{\dot{m}_v(h_3 - h_4) - \dot{m}_v(h_2 - h_1)}{\dot{Q}_{ganado}}$$

Donde $\dot{W}_T$ es la potencia generada en el proceso de expansión en la turbina de vapor, $\dot{W}_B$ la potencia necesaria para el bombeo del fluido, $\dot{m}_v$ la masa de vapor que circula en el ciclo por unidad de tiempo, $\dot{Q}_{ganado}$ el calor que pasa al ciclo por unidad de tiempo a través de las paredes de los tubos de la caldera, y h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , son las entalpías de los puntos de evolución del fluido en el ciclo. El valor del rendimiento gira entorno de 0,36 a 0,46 para los ciclos de turbinas de vapor actuales (Sabugal y Gómez, 2006).

2.2.1. Ciclos de turbinas de vapor con recalentamientos intermedios

Durante la expansión en la turbina de vapor, con el fin de obtener el mayor salto entálpico posible y limitado por la temperatura del foco frío y la presión de condensación, finaliza con la consiguiente aparición de humedad en las últimas etapas de la turbina. Esto representa un problema de conservación de la aerodinámica del álabe e incluso de su integridad, lo que nos obliga a realizar revisiones periódicas y sustituciones frecuentes de las piezas dañadas en las últimas ruedas de las turbinas (Sabugal y Gómez, 2006).

Las turbinas de vapor modernas admiten de un 16% a un 18% de humedad en las últimas ruedas sin que el deterioro de los álabes sea importante. Elevaciones de la presión de la caldera o también la disminución la presión de condensación conllevan incrementos en el porcentaje de humedad presente. Una medida para reducir la humedad en las últimas etapas de expansión, consiste en el recalentamiento del vapor una vez que se ha

realizado en la turbina la expansión parcial del mismo (Sabugal y Gómez, 2006).

Teniendo recalentamiento, se consiguen incrementos significativos de potencia y, por tanto, puede mejorarse el rendimiento si se aumenta la temperatura media del foco caliente. Esto también aplica para el ciclo agua-vapor en centrales térmicas de ciclo combinado.

Para considerar la existencia de recalentamiento en un ciclo combinado se debe de evaluar consideraciones termo - económicas, cuando las potencias del ciclo son pequeñas o su periodo de amortización muy largo, no justifica la complicación que representa su instalación en la central. En la actualidad, las centrales de ciclo combinado se construyen con un único recalentamiento.

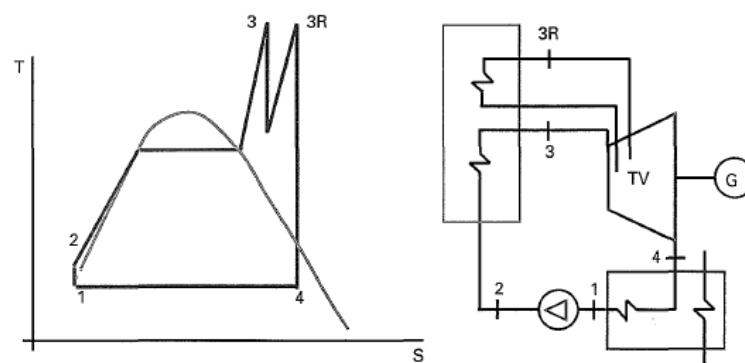


Figura 13: Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor con recalentamiento intermedio
Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

2.2.2. Ciclos regenerativos de turbina de vapor

La regeneración es una de las modificaciones más comunes en los ciclos de Rankine, consiste en realizar extracciones de vapor de la turbina e ir precalentando con estas el agua de alimentación que va hacia la caldera. Esto representa un incremento en la temperatura media de aportación de calor y, por tanto, un mayor rendimiento global del ciclo de Rankine.

En centrales de ciclo combinado gas-vapor, sin embargo, es contraproducente realizar extracciones para hacer regenerativo el ciclo, un incremento de la temperatura del agua en el ingreso a la caldera se traduce en un menor salto de temperaturas entre el agua y el gas en la caldera de recuperación y una transmisión de calor menos eficaz. La regeneración representa un incremento en el rendimiento del ciclo de Rankine, pero un menor rendimiento global del ciclo combinado.

En los ciclos de Rankine empleados en centrales de ciclo combinado puede existir, sin embargo, un cambiador de calor de mezcla denominado desgasificador, no tanto para modificar el ciclo termodinámico y efectuar una regeneración, sino como tanque de agua de alimentación a caldera y eliminación de oxígeno y gases disueltos en el agua empleada. En la figura 14 se muestra la evolución del fluido en el diagrama T-S para el ciclo regenerativo de las turbinas de vapor, junto con el esquema y los elementos principales que lo componen.

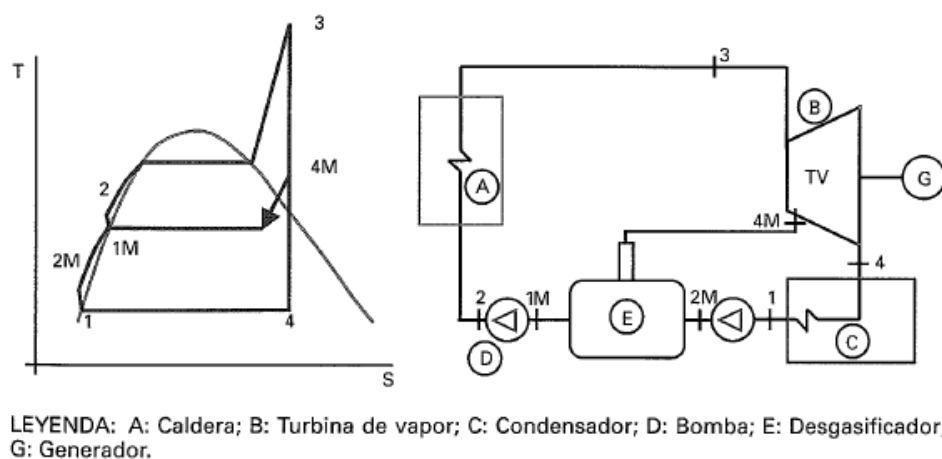


Figura 14: Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor regenerativo y de los equipos principales necesarios para su realización

Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

2.3. Ciclo Combinado Gas –Vapor

La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales. Una modificación aún más extendida incluye un ciclo de potencia de gas que remata a un ciclo de potencia de vapor, esto se denomina ciclo combinado de gas y vapor, o sólo ciclo combinado. El ciclo combinado que más interesa es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual remata al ciclo de turbina de vapor (Rankine), y que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente (Cengel y Boles, 2013).

Los ciclos más comunes de gas operan a temperaturas considerablemente más altas que los ciclos que operan con vapor. En las centrales a vapor las temperaturas máximas del fluido de trabajo están cerca de los 620 °C a la entrada de la turbina, mientras que en las centrales a gas las temperaturas a la entrada de la turbina son mayores a 1425 °C. En la salida de los quemadores la temperatura es superior a 1500°C. Gracias a los avances en el desarrollo del enfriamiento de los álabes de la turbina y su revestimiento con materiales resistentes a las altas temperatura, como cerámicas, es que ha sido posible el uso de temperaturas más elevadas en las turbinas a gas. Los ciclos a gas tienen un mayor potencial para eficiencias más elevadas, esto debido a que se suministra calor a temperatura más alta. La principal desventaja de estos ciclos es que el gas sale de la turbina aun a temperaturas muy altas (arriba de los 500 °C), lo que dificulta cualquier ganancia potencial en la eficiencia.

Es conveniente, desde un punto de vista técnico, aprovechar los gases de escape que salen a altas temperaturas como la fuente de energía para un ciclo de temperaturas menores, como un ciclo de vapor. El resultado es un ciclo

combinado de gas y vapor, como se muestra en la figura 15. En este ciclo, los gases de escape de la turbina a gas dan la energía que se recupera en un intercambiador de calor que sirve como caldera. Generalmente se utiliza más de una turbina de gas para poder dar suficiente calor al ciclo de vapor. Además, el ciclo de vapor pudiera implicar regeneración, así como recalentamiento.

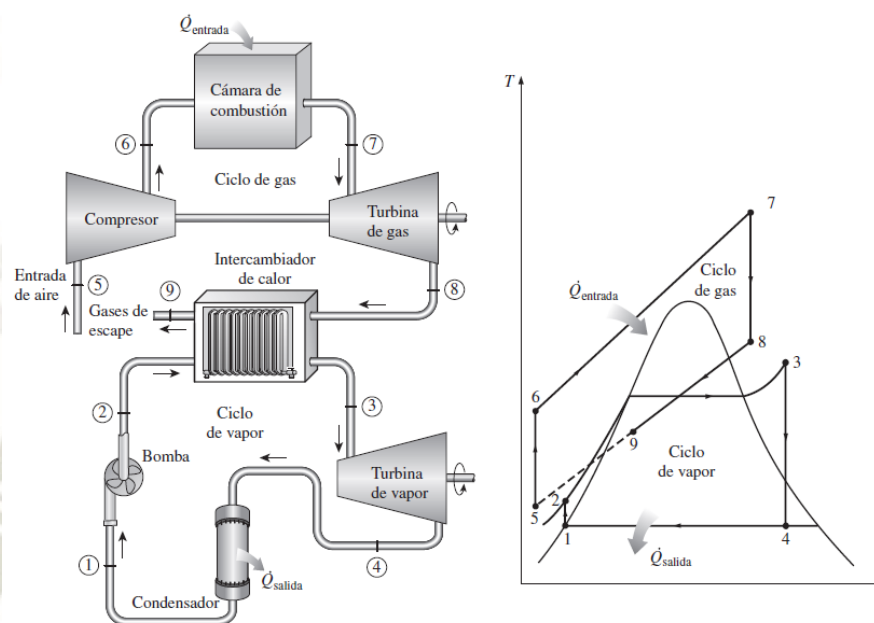


Figura 15: Central eléctrica combinada de gas y vapor.
Fuente: Cengel y Boles, 2013

2.3.1. Expresión de rendimiento

En la Figura 16 se muestran de manera esquemática los flujos de energía existentes entre los distintos elementos que componen un ciclo combinado gas-vapor.

La expresión del rendimiento del ciclo térmico de alta temperatura (turbina de gas) viene dado por la expresión:

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{TG}}$$

Y para el ciclo de baja temperatura (ciclo agua-vapor) será la siguiente:

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{TV}}$$

El rendimiento de la caldera de recuperación se expresa de la siguiente forma:

$$\eta_{CR} = \frac{Q_{TV}}{Q_{RTG}} = \frac{Q_{RTG} - Q_{CH}}{Q_{RTG}} = 1 - \frac{Q_{CH}}{Q_{RTG}}$$

Y el rendimiento del ciclo combinado vendrá dado por las siguientes relaciones:

$$\eta_{COMB} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}}{Q_{TV}} \frac{Q_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{CR} \frac{Q_{RTG}}{Q_{TG}}$$

$$\eta_{COMB} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{CR} \frac{Q_{TG} - W_{TG}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{CR} (1 - \eta_{TG})$$

De estas expresiones se puede concluir que no necesariamente combinar ciclos de alta y baja temperatura de máximo rendimiento da como resultado un ciclo combinado con un alto rendimiento, el rendimiento global depende también del rendimiento que se obtiene en la caldera de recuperación de calor.

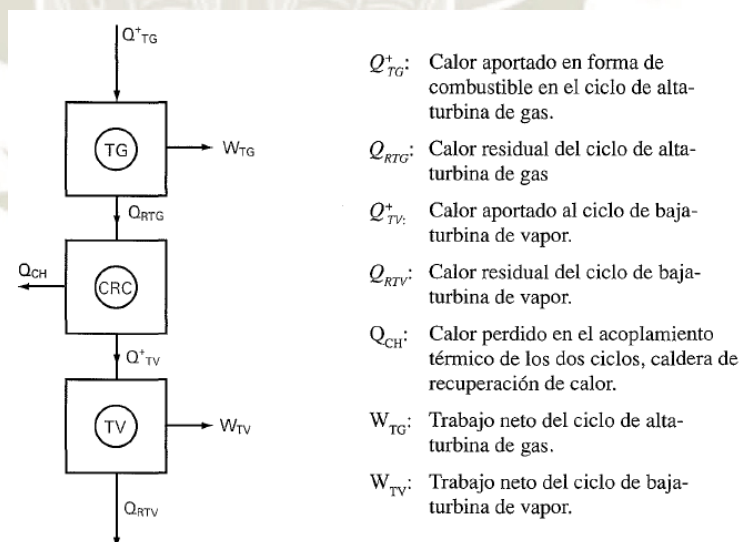


Figura 16: Esquema térmico básico y de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.

Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

Para el caso de un ciclo combinado gas –vapor se comprueba que la eficiencia se puede mejorar aumentando el valor de las temperaturas

medias de los focos calientes y reduciendo las temperaturas medias de los focos fríos, esto quiere decir, aumentando las temperaturas de expansión en las turbinas y reduciendo las temperaturas y presiones durante las cesiones de calor (condensador). La eficiencia también puede aumentarse reduciendo los saltos de temperatura existentes entre los gases de escape de la turbina a gas y el ciclo agua – vapor en la caldera de recuperación de calor. Esta mejora se consigue aumentando el número de niveles de presión en la caldera, recalentando el vapor e incluso, introduciendo un nivel de presión supercrítico en el ciclo Rankine, todas estas mejoras dan lugar a una mayor temperatura media de foco caliente en el ciclo Rankine traduciéndose en una mejora de su rendimiento.

2.3.2. Caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación de calor o HRSG (heat recovery steam generator) en un ciclo combinado es el elemento encargado de aprovechar la energía de los gases de escape de la turbina de gas transformándola en vapor. Con posterioridad, ese vapor puede transformarse en electricidad por una turbina de vapor, ser utilizado en procesos industriales o en sistemas de calefacción centralizados (La caldera de recuperación HRSG, 2009).

Las calderas de recuperación de calor pueden clasificarse en calderas con o sin postcombustión y en calderas horizontales o verticales y también por el número de veces que el agua pasa a través de la caldera conocida como OTSG (One Time Steam Generator) (La caldera de recuperación HRSG, 2009).

Las partes principales de una caldera de recuperación de calor son:

- Desgasificador: es el encargado de eliminar los gases disueltos en el agua de alimentación, oxígeno principalmente y otros gases que nos podría provocar corrosiones.
- Tanque de agua de alimentación: deposito donde se acumula el agua que alimenta a nuestro sistema, esta agua debe ser muy pura para evitar impurezas que nos podrían obstruir los conductos, erosionarlos o corroerlos por las sustancias que llevasen con ellos.
- Calderín: es el lugar de donde se alimenta el evaporador de agua y el sobrecalentador de vapor. Puede haber diferentes tipos de calderines según la turbina de vapor que alimenten ya sean de baja, media o alta presión.
- Bombas de alimentación, son las encargadas de enviar el agua desde el tanque de agua de alimentación a su calderín correspondiente.
- Economizadores, son los intercambiadores encargados de precalentar el agua de alimentación con el calor residual de los gases de escape, aprovechando su energía con lo que aumentamos el rendimiento de nuestra instalación y evitamos saltos bruscos de temperatura en la entrada de agua.
- Evaporadores, son intercambiadores que aprovechan el calor de los gases de escape de temperatura intermedia para evaporar el agua a la presión del circuito correspondientes, la circulación del agua a través de ellos puede ser forzada o natural, en la forzada se utilizan bombas y en la natural el efecto termosifón, aunque también se

usan bombas en los momentos de arranque o cuando sea necesario, devolviendo el vapor al calderín.

- Sobrecalentadores y Recalentadores, son los intercambiadores que se encuentran en la parte más cercana a la entrada de los gases procedentes de la combustión en la turbina de gas, el vapor que sale ya está listo para ser enviado a la turbina de vapor, este vapor debe ser lo más puro posible y debe ir libre de gotas de agua que deteriorarían nuestra turbina, también debemos tener controlada la temperatura y presión del vapor para evitar estrés térmico en los diferentes componentes.

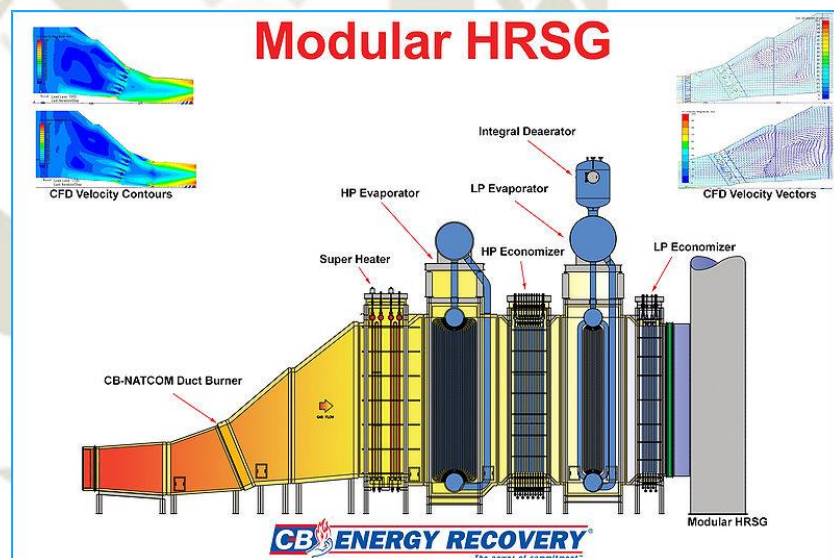


Figura 17: Modular Caldera Recuperadora de Calor
Fuente: Renovetec

2.3.2.1. Calderas de recuperación de calor con y sin postcombustión

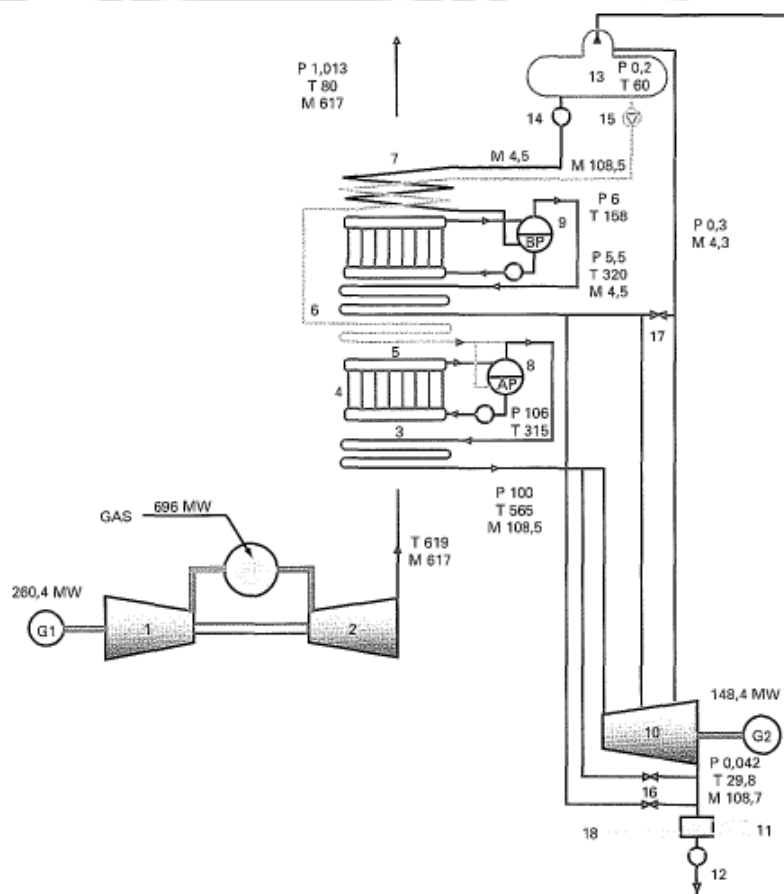
Una caldera sin postcombustión es el tipo más común de caldera utilizada en los ciclos combinados. Básicamente es un intercambiador de calor en donde los gases transfieren el calor al ciclo de vapor de manera convectiva (La caldera de recuperación HRSG, 2009).

En las calderas de postcombustión las modificaciones constructivas que se hacen normalmente se limitan a la instalación de los quemadores en la zona de gases a la entrada de la caldera, esto con el fin de utilizar el exceso de oxígeno de los gases en el escape de la turbina, sin sobrepasar las temperaturas permitidas para la placa de protección interna del aislamiento (temperaturas inferiores a 800°C) y sin modificar la distribución de las superficies de intercambio de calor en la caldera sin postcombustión. Estas calderas normalmente llevan atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor (La caldera de recuperación HRSG, 2009).

2.3.3. Ciclo Combinado gas-vapor con dos niveles de presión

En el balance del ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión la temperatura de salida de gases gira en el entorno de 120°C . En la figura 18 se representa que se puede aumentar a dos niveles de presión de vapor en el generador de vapor, esto se realiza con la finalidad de reducir la temperatura de salida de gases, reducir las pérdidas de calor sensible y mejorar el rendimiento del ciclo gas – vapor. Comparado con el ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión, las pérdidas en la chimenea se reducen del 10,7% al 7,1 %, la energía aprovechada en la turbina de vapor pasa del 20,7% al 21,3% aumentando la potencia en 4,3 MW. En el condensador las pérdidas se incrementan debido a que se incrementa el flujo de vapor a condensar (6 kg/s). Con este ciclo, el rendimiento bruto pasa a ser del 58,7%, en lugar del 58,1% que se obtenía en el ciclo combinado gas-vapor de un solo nivel de presión (Sabugal y Gomez, 2006).

De la figura 18 se desprende que teniendo la misma turbina a gas y un ciclo con dos niveles de presión, teniendo la misma presión, temperatura y mismo caudal en el vapor de alta presión se obtiene un suplemento adicional de vapor a menor presión y temperatura. Esto se debe a que, en el nivel de baja presión, por tener una menor presión y temperatura de saturación, se pueden aprovechar más eficientemente el calor sensible de los gases a baja temperatura y así poder aumentar el trabajo producido en la turbina de vapor.



Presiones (P) en bar, temperaturas (T) en °C y flujos másicos (M) en kg/s.

LEYENDA: (1) Compresor, (2) Turbina de gas, (3) Sobrecalentador alta presión, (4) Evaporador alta presión, (5) Economizador alta presión, (6) Sobrecalentador baja presión, (7) Economizador alta presión / baja presión, (8) Calderín alta presión, (9) Calderín baja presión, (10) Turbina de vapor, (11) Condensador, (12) Bomba condensadora, (13) Desgasificador, (14) Bomba de agua de alimentación de alta presión, (15) Bomba de agua de alimentación de baja presión, (16) By-pass de vapor al condensador, (17) Suministro de vapor al desgasificador en los arranques, (18) Reposición de agua al ciclo.

Figura 18: Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión. Potencia bruta 408,8 MW. Rendimiento bruto (PCI) 58,7%.

Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

2.3.3.1. Presión de Vapor

Se debe elevar el vapor de alta presión lo más alto posible para poder tener un salto entálpico que maximice la potencia de la turbina de vapor, esto, teniendo en cuenta el vacío del condensador y la humedad en los últimos álabes de la turbina de vapor.

La presión de vapor de baja presión debe ser pequeña para poder aprovechar todo el calor sensible de los gases de escape a baja temperatura durante la evaporación, pero no demasiado, debido a que disminuiría el salto entálpico, se tendría que aumentar el flujo de vapor y eso encarecería el coste de los equipos. Por estas razones se selecciona la presión del vapor de alta presión en unos 100 bar y la de baja alrededor de 5 bar (Sabugal y Gómez, 2006).

2.3.3.2. Temperatura de vapor

La diferencia con el ciclo de un solo nivel de presión en el que incrementando la temperatura del vapor de alta provoca un ligero aumento en la potencia de la turbina de vapor por ser ligeramente mayor el efecto de ganancia de entalpía frente a la disminución de vapor, en el ciclo con dos niveles de presión, se obtiene una mayor potencia en la turbina mientras mayor es la temperatura de vapor de alta presión.

2.3.3.3. Approach temperatura

A medida que se aspira a mejorar la eficiencia del ciclo este parámetro ha de ser menor. Valores óptimos son de 5 a 8 °C, con la limitación de la temperatura de salida de los gases para evitar condensaciones y

corrosión en la superficie de los tubos del economizador (Sabugal y Gómez, 2006).

2.3.3.4. Pinch point

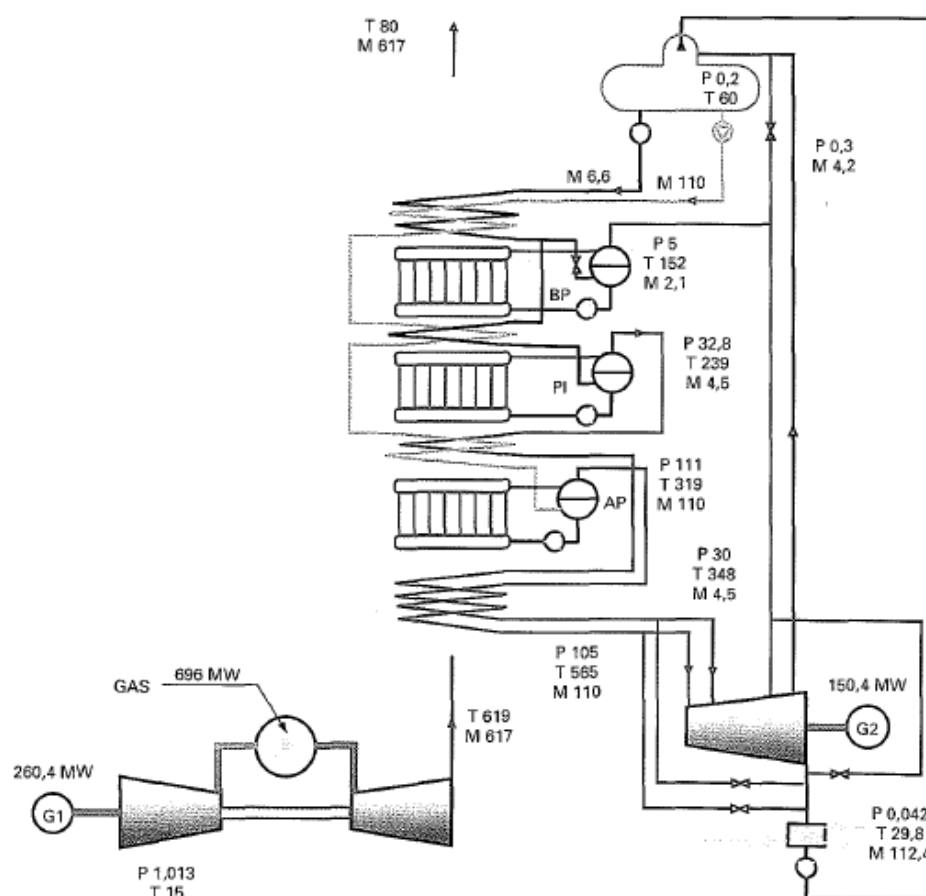
En el ciclo con dos niveles de presión se definen temperaturas de pinch point para los evaporadores de alta presión y de baja presión. Los valores de este parámetro en el lado de alta presión no tienen un efecto significativo sobre la potencia de la turbina de vapor como el caso del ciclo de un nivel de presión, ya que la energía no utilizada en alta presión caso de utilizar valores pinch point altos puede recuperarse en baja presión. No obstante, como el mejor valor energético se obtiene aumentando la calidad del vapor de alta presión, se suelen utilizar valores de pinch point en alta presión entre 5 y 8 °C y un poco más altos en el evaporador de baja presión. (Sabugal y Gómez, 2006).

2.3.4. Ciclo Combinado gas-vapor con tres niveles de presión

Agregando un tercer nivel de presión en la caldera se puede mejorar los niveles de rendimiento debido a que se puede recuperar más energía de los gases de escape de la turbina a gas. En el diagrama de la figura 19 se observa cómo el agua de alimentación a la salida del economizador primario de presión intermedia se divide, yendo una parte al economizador secundario de presión intermedia y la otra al calderín de baja presión.

El resultado final es una ligera ganancia de potencia con respecto al ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, ya que el incremento de energía disponible en el nivel de presión intermedia compensa la disminución en alta y baja presión. En turbinas de gas con elevada temperatura de escape (como es el caso de los ciclos combinados gas-

vapor que se presentan) la mayor parte del trabajo obtenido en la turbina de vapor es atribuible al vapor generado en el nivel de alta presión, jugando un papel secundario el nivel de presión intermedia. Este nivel tendría un papel más importante en turbinas de gas con menor temperatura de gases de escape al recuperarse menos energía en el nivel de alta y producirse más vapor en el nivel de presión intermedia. (Sabugal y Gómez, 2006).



Figuro 19: Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión. Potencia bruta 410,8 MW Rendimiento bruto (PCI) 59,0%.

Fuente: Sabugal y Gomez, 2006

Debido a que la diferencia de potencia y rendimiento con respecto al ciclo de dos niveles de presión, es que el ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión no suele ser una usual configuración. Se suelen diseñar

ciclos combinados con dos niveles de presión para temperaturas de escape inferiores a 600 °C y tres niveles de presión con recalentamiento para temperaturas de escape mayores a 600 °C.

2.3.4.1. Presión de vapor

Con tres niveles de presión, y para determinados valores en alta y presión intermedia, la influencia de la presión del vapor de baja presión en la potencia de la turbina de vapor demuestra que presiones por debajo de aproximadamente 3,4 bar disminuye la potencia, al ser mayor el efecto negativo de disminución del salto entálpico y aumento de las pérdidas internas que el aspecto positivo debido al incremento en el flujo de vapor. Con presiones mayores y para vapor saturado aumenta la temperatura de saturación, disminuye la producción de vapor, y con ello el rendimiento de la caldera. No obstante, debido a que la presión de este vapor tiene pequeña influencia en la potencia de la turbina, el equilibrio entre potencia y costo (reflejado por la superficie de la caldera de recuperación de calor) se alcanza en el entorno de los 5 bar (Sabugal y Gómez, 2006).

Fijando en 5 bar la presión de baja, se representa que a medida que se eleva la presión de alta, con el límite de unos 105 bar para evitar humedades superiores al 18% en la última rueda de turbina de vapor, la presión intermedia que proporciona mejor potencia en la turbina también es elevada (entre 25 y 30 bar).

2.3.4.2. Temperatura de vapor

El comportamiento de la temperatura del vapor tiene comportamientos semejantes al del ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de

presión, en donde la temperatura de vapor de alta presión es la que tiene un papel predominante, la temperatura intermedia mejora ligeramente la potencia de la turbina a medida que se incrementa (Sabugal y Gómez, 2006).

Se debe resaltar que el sobrecalentamiento de vapor de presión intermedia hasta los valores de alta presión ayuda a reducir el grado de humedad en las últimas etapas de la turbina y así prevenir el riesgo de erosión, sin embargo, una expansión de la mezcla vapor a alta presión con vapor de presión intermedia puede generar una fatiga térmica debido a la diferencia de temperatura de ambos vapores.

2.3.4.3. Pinch point y approach point

Consideraciones similares a las del ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, alcanzando un equilibrio entre la mejora de la potencia o el aumento de superficie en la caldera, por lo que valores óptimos son 5-10 °C (Sabugal y Gómez, 2006).

2.3.5. Ciclo combinado con recalentamiento

Se ha comprobado que, en los ciclos combinados con uno, dos o tres niveles de presión, el contenido de humedad en la última etapa de la turbina limita la posibilidad de aumentar el nivel de presión de vapor, y por tanto limita la potencia de la turbina de vapor.

El recalentamiento conlleva un cambio en la turbina de vapor en dos cuerpos diferenciados, uno de alta e intermedia presión y otro de baja presión. El vapor se expande en la turbina de alta presión hasta la presión intermedia para luego volver a la caldera, mezclarse con el vapor procedente del sobrecalentador de intermedia presión y calentarse hasta

una temperatura similar a la del vapor de alta presión. Después de este calentamiento el vapor pasa a expandirse en el cuerpo de presión intermedia y baja presión.

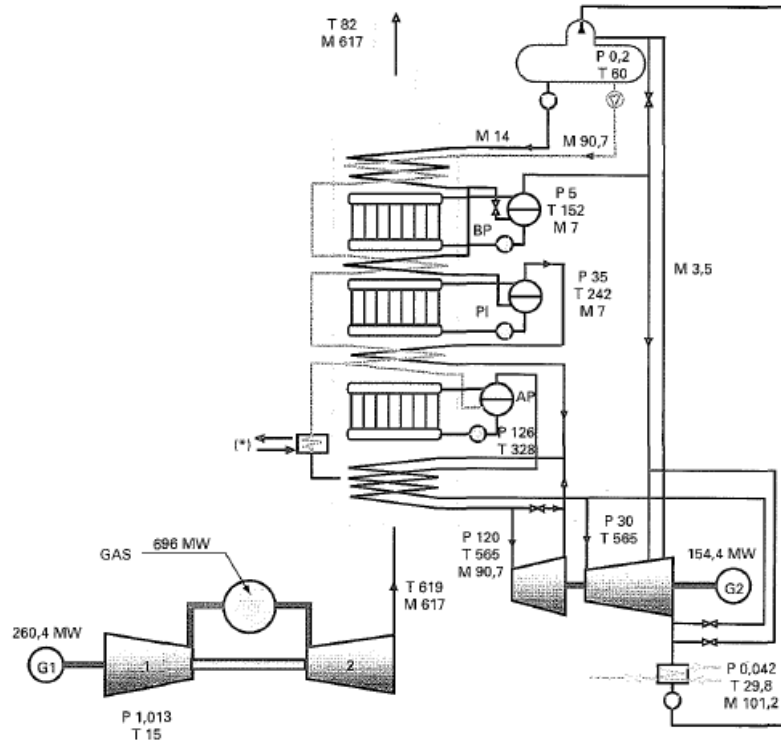


Figura 20: Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento.

Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

En la figura 20 se muestra un esquema del ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento en donde la mezcla de vapores no se realiza en la turbina de vapor, esto con el fin de evitar fatigas térmicas por diferencias de temperaturas.

Haciendo un balance térmico se comprueba que, incrementando la presión de vapor, la masa de vapor de alta se reduce y la de intermedia aumenta ligeramente. Estas modificaciones hacen que el rendimiento del ciclo presente una mejora debido a que el recalentamiento hace que la humedad en la última rueda se reduzca en comparación a los niveles de humedad obtenidos en un ciclo de triple nivel de presión.

2.3.5.1. Características del vapor

Se toman las mismas consideraciones hechas para el ciclo con triple nivel de presión: El pinch point tiene valores óptimos en un ciclo de alta eficiencia alrededor de los 5°C, el approach también tiene valores del orden de 5°C. En la figura 21 se muestra una relación entre la potencia de salida de la turbina, la presión del vapor de alta y la superficie de la caldera para distintos niveles de intermedia presión. La presión de baja se va a fijar en 5 bar como presión óptima para un mejor aprovechamiento del calor de los gases de escape.

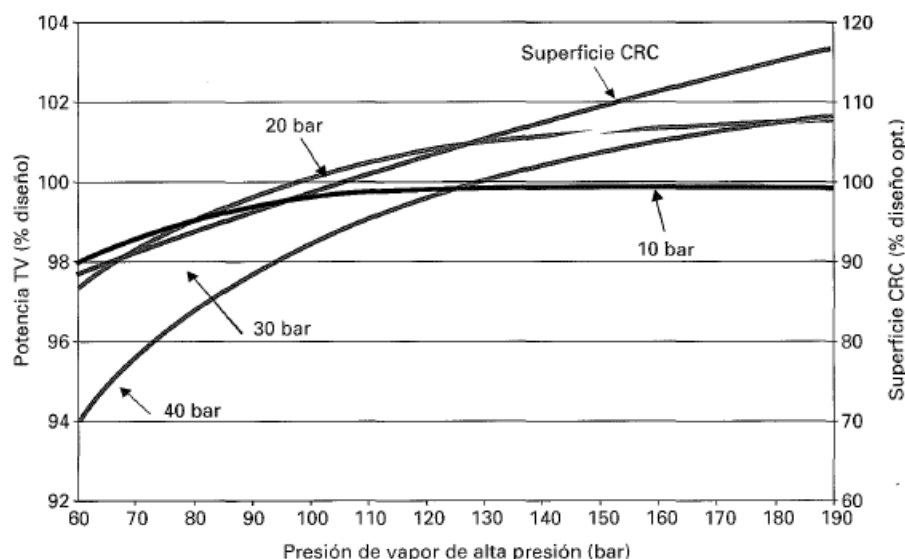


Figura 21: Relación entre potencia, presión de vapor de alta y superficie de caldera.

Fuente: Sabugal y Gómez, 2006

La figura muestra que un incremento en la presión de vapor se traduce en un aumento de la potencia de salida de la turbina de vapor con presiones intermedias superiores a la de 10 bar, este aumento de presión también se traduce en un aumento en la superficie de la caldera y por tanto un aumento en el coste de la misma. El equilibrio entre potencia y superficie de la caldera se alcanza seleccionando una

presión de vapor de alta en 120 bar y una intermedia presión que se encuentra entre 20 y 30 bar.

2.3.6. Configuraciones básicas empleadas

En la configuración de un ciclo combinado gas-vapor es relativamente frecuente se alimente una única turbina de vapor con el que producen las calderas de recuperación de calor de varias turbinas de gas. Este hecho obliga a presentar una clasificación atendiendo al número de equipos principales existentes en la central (Sabugal y Gómez, 2006).

Las configuraciones 1 x 1 se utilizan cuando una turbina de gas que alimenta a una caldera de recuperación de calor y produce vapor para un único ciclo de Rankine, 2 x 1 es una configuración en donde dos turbinas de gas alimentan cada una de ellas a su correspondiente caldera de recuperación de calor y producen vapor para un único ciclo de Rankine y son más frecuentes, pero son posibles otras del tipo 3 x 1, 4 x 1 (Sabugal y Gómez, 2006).

Es importante destacar que, cuando se tienen configuraciones 2 x 1 y 3 x 1, existe la posibilidad de que puedan producirse retornos de vapor desde el colector común de vapor a las calderas que están fuera de servicio, esto cuando por una situación operativa de la central al menos una de las calderas está fuera de servicio y la otra funcionando. Si esto ocurre, pueden producirse daños en los tubos y materiales no aleados de la caldera. Para evitarlo, y desde el proceso de especificación, se debe poner especial énfasis en una alta calidad de las válvulas de retención y cierre (Sabugal y Gómez, 2006).

A continuación, se muestran las ventajas y los inconvenientes principales de las configuraciones más comúnmente empleadas.

2.3.6.1. Configuración multieje 1 x 1

Tiene ventajas como:

- Posibilidad de funcionamiento con sólo la turbina de gas, derivando los gases a la atmósfera si fuese necesario.
- Fácil mantenimiento de generadores y turbinas.
- Admite el condensador con disposiciones axial e inferior.
- Mayor disponibilidad de la turbina de gas, al poder operar ésta en caso de avería de la turbina de vapor.
- Al disponer de dos alternadores puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones.

Sus principales inconvenientes:

- Requiere dos alternadores y dos transformadores, con el consiguiente incremento de inversión.
- Mayor necesidad de espacio.
- Puente grúa más grande.

2.3.6.2. Configuración 2 x 1

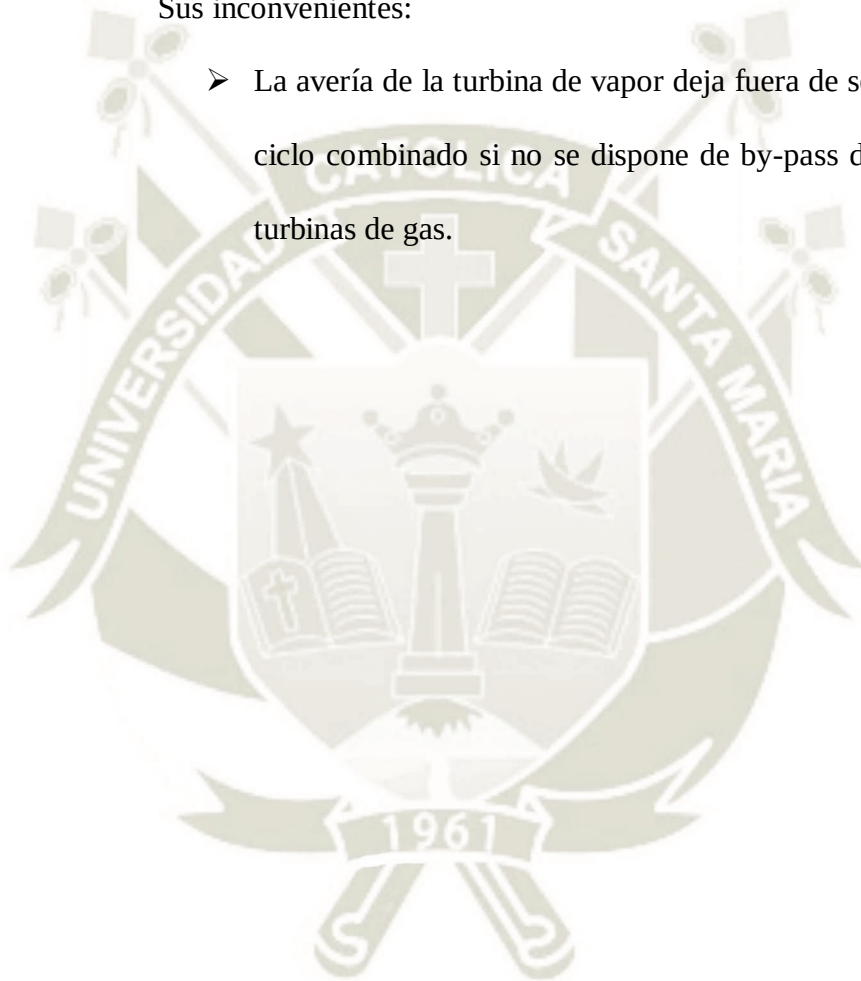
Sus principales ventajas:

- 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 de 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 poderse reducir la potencia en solo una de las turbinas de gas.
- Equipos de arranque estáticos de turbina de gas pequeños.
- No es necesaria caldera auxiliar.

Sus inconvenientes:

- La avería de la turbina de vapor deja fuera de servicio todo el ciclo combinado si no se dispone de by-pass de gases en las turbinas de gas.



Capítulo III

Descripción de la Central

La Central Termoeléctrica Ilo 4 opera usando tres turbinas de gas de combustión dual equipada con quemadores de combustible duales (quemadores de gas natural y diésel), que operarán a ciclo simple. La capacidad total nominal es de 696 MW operando con diésel B5. Una subestación eléctrica GIS de salida de 500 KV y un sistema BOP que consiste en 06 tanques de Diésel y 01 tanque de agua desmineralizada.

Para la transmisión de la energía y conexión al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, la Central Termoeléctrica contempla una Línea de Transmisión de 500 kV de 75 km de longitud aproximadamente, la cual llegará hasta la SE Montalvo.

3.1. Antecedentes

El Nodo Energético del Sur fue promovido por el Estado a través de la Agencia de Promoción de la Inversión Privada (ProInversión), adjudicando el 29 de noviembre del 2013 la construcción y operación de la central ubicada en Ilo, Moquegua, a ENGIE Energía Perú (antes EnerSur S.A.) (ENGIE Energía, 2016).

Con una inversión aproximada de 375 millones de dólares, la Central Nodo Energético Planta Ilo cuenta con un sistema de combustión dual que le permite operar tanto con diésel como con gas natural (ENGIE Energía, 2016).

El objetivo del Nodo Energético del Sur es brindar seguridad energética al sur del país, además de ser el primer paso para generar demanda de gas natural y viabilizar el futuro proyecto Gasoducto del Sur Peruano (ENGIE Energía, 2016).

Engie Energía Perú informó que, desde el 22 de octubre de 2016, entró en operación comercial la Central Nodo Energético Planta Ilo (Para luego

nombrarse Central Termoeléctrica Ilo4) después de recibir la autorización del Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional (COES).

3.2. Localización

Está ubicada en la Región Moquegua, ciudad de Ilo, a 1240.5 Km al sur de Lima.

La Central Termoeléctrica Ilo 4 se empezó a construir en 2014, siendo dotada de todos los adelantos técnicos que hacen que su sistema sea uno de los más modernos del país.

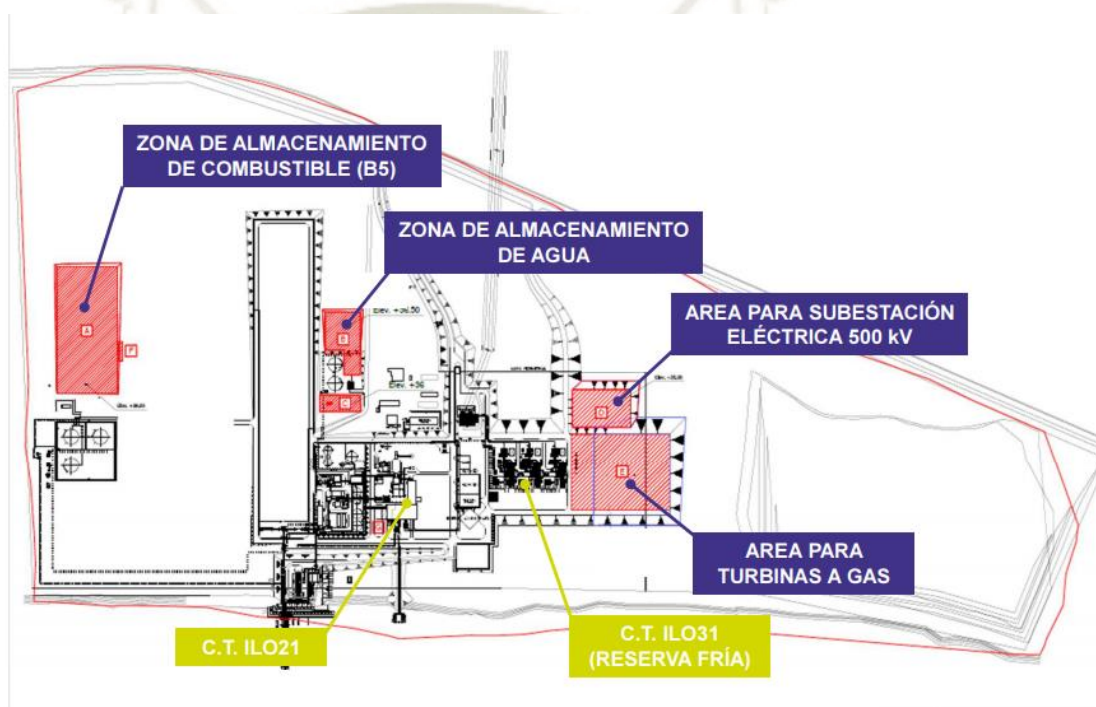


Figura 22: Ubicación de la Central Ilo4 dentro de la Central Ilo2
Fuente: ENGIE Energía Perú

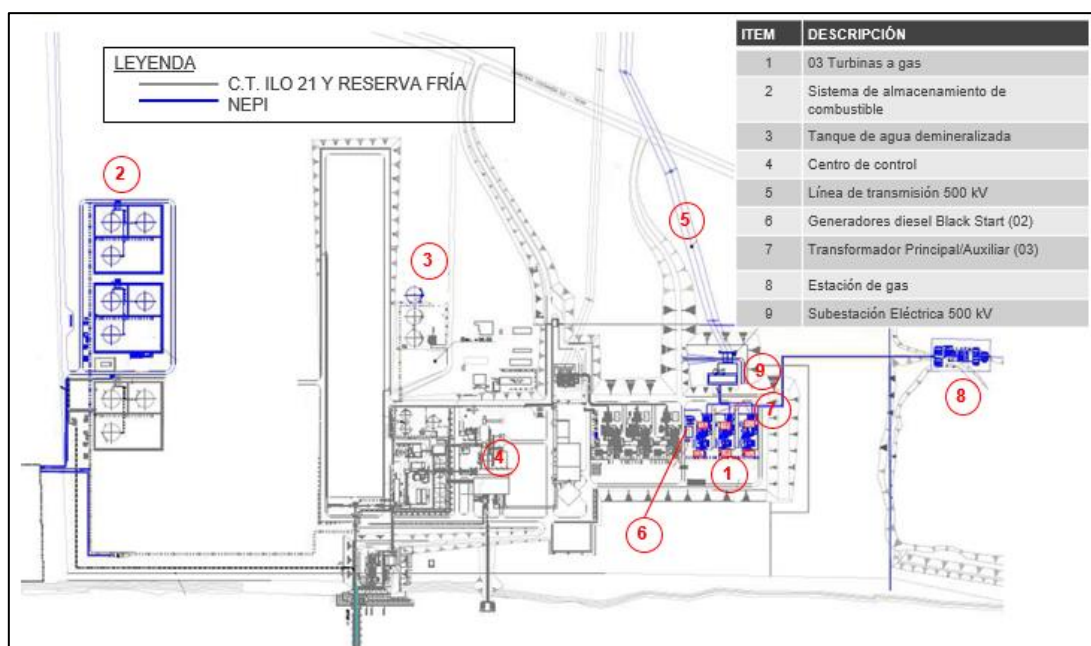


Figura 23: Arreglo general del proyecto
Fuente: ENGIE Energía Perú



Figura 24: Ruta de la línea de transmisión de 500kV
Fuente: ENGIE Energía Perú

3.3. Descripción de sistemas principales

A continuación, se va a hacer una descripción de los principales sistemas y componentes de la Central Termoeléctrica Ilo4.

3.3.1. Turbinas de Gas SGT6 - 5000F

La función de la turbina a gas SGT6-5000F es convertir la energía química de un combustible fósil en energía cinética rotativa para impulsar a un generador eléctrico.

La turbina SGT6-5000F de la Central Termoeléctrica Ilo4 tiene un límite de carga o potencia máxima bruta de 237 MW. El sistema auto contenido de generación eléctrica provee generación rápida de servicio, operación en punta, operación intermedia y/o servicio continuo.

La turbina SGT6-5000F es una turbina de gas de trabajo pesado que corre a 3600 rpm, diseñada para dar un servicio de generación de 60 Hz. Los combustibles usados pueden ser el gas natural, destilados de petróleo y otros combustibles como el gas con bajo y mediano poder calorífico. La turbina fue diseñada para asegurar una operación continua, segura y económica, al mismo tiempo que provee energía con máxima confiabilidad y sin calentamiento, vibraciones o ruidos innecesarios.

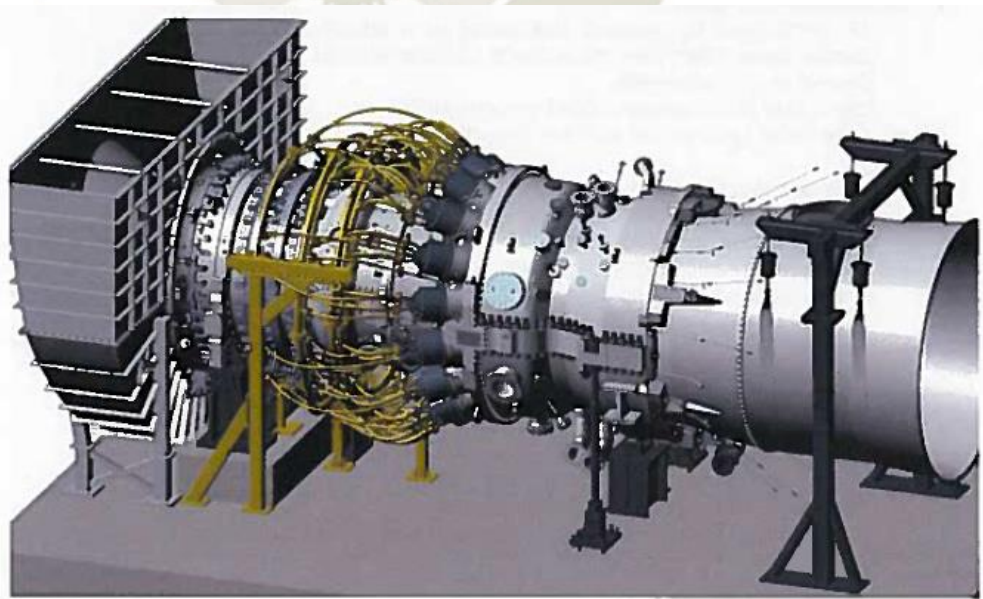


Figura 25: Turbina SGT6-5000F

Fuente: Siemens, Proyecto Nodo Energético Planta Ilo.

Incorpora una variedad de avances de ingeniería y detalles de diseño que han sido probados durante la operación en el campo. La turbina es de eje simple, 2 cojinetes, acoplamiento sólido, unidad de ciclo simple. Estas características incluyen:

3.3.1.1. Compresor axial

De 13 etapas de alta eficiencia:

- Álabes guías variables de entrada IGV
- Tres álabes guías variables VGV
- Carcasa dividida horizontalmente de acceso a las partes internas
- Álabes en anillo del compresor
- Álabes removibles individuales
- Cojinete de deslizamiento de 4 zapatas, lubricado y presurizado
- Cojinete de empuje de doble cara o efecto
- Acoplamiento sólido al generador en lado frío

El cilindro del compresor está fundido en mitades utilizando acero y está unido a lo largo de la línea del eje por razones de simplicidad de ensamble, desmontaje, inspección y mantenimiento. Este aloja a los diafragmas de compresor para las etapas 1 a la 8. También contiene las salidas para la extracción de aire de las etapas 5 y 8 del compresor. El aire extraído es usado para funciones de sellado y de enfriamiento en la turbina como así también, para control de sobrepresión durante el arranque y parada.

El compresor axial produce una relación de compresión elevada al mismo tiempo que mantiene las ventajas adicionales de ser compacto y de presentar un área frontal relativamente pequeña. El aire en el compresor fluye en la dirección axial a través de una serie de etapas y álabes estacionarios montados sobre diafragmas (también llamados anillos de estator o anillos del compresor) que son concéntricos al eje de rotación. A medida que el aire pasa por las distintas etapas de compresión, la presión y temperatura aumentan hasta alcanzar un máximo nivel al final del compresor. Desde la salida del compresor, el aire es expulsado hacia la cavidad de los combustores.

La sección del compresor está compuesta de 13 etapas. Un diafragma estacionario está situado aguas debajo de cada etapa rotativa en el compresor. Las primeras etapas, de la 1 a la 3 son álabes variables.

3.3.1.2.Sistema de Combustión

La sección de combustión incluye los cestos del combustor, las piezas de transición, las toberas de combustible, las bujías de encendido, los detectores de llama y los tubos para flama. El extremo corriente abajo de la cámara de combustión está cerrado por el cilindro de la turbina. Esto forma un pleno de baja velocidad en el que fluye el aire de descarga del compresor. El combustor está diseñado para permitir su inspección y mantenimiento sin tener que desmontar componentes pesados, incluyendo el cilindro

- Son 16 combustores tipo canasta dispuestos en un arreglo circular
- Combustores removibles con cubierta cilíndrica aislada

- Diseño de bajas emisiones
- Capacidad para manejar múltiples combustiones
- Sistema de ignición con ignitores retractiles

La combustión ocurre en cada uno de los 16 combustores por etapas de bajo NOx. Estos combustores generan un suministro de gas caliente bajo presión que es usado para impulsar a la turbina y proveer energía al generador. Los combustores están dispuestos en un círculo alrededor de la circunferencia del conjunto de la turbina (como en un reloj). Los combustos están enumerados del 1 al 16 en la dirección horaria cuando se mira desde la entrada de la turbina.

Cada combustor consiste de un cesto de tipo cilindro que esta rígidamente sujetado en su extremo. También hay una pieza de transición que está conectada directamente con el cesto del combustor en su extremo aguas arriba y con la entrada de la turbina en el otro extremo. La pieza de transición se desliza hasta el final de la canasta combustora. Está apoyada, aguas arriba, por un apoyo tipo yugo. Está apernado a la carcasa al extremo aguas abajo.

Las boquillas de combustible están situadas aguas arriba de los cestos del combustor y son calibradas antes de su instalación para asegurar un comportamiento uniforme. Conjuntamente, estas toberas fuerzan el combustible hacia el interior de los cestos del combustor. Aquí el combustible es mezclado con aire bajo presión del compresor. La cesta de combustión es diseñada para producir turbulencia y obtener una buena mezcla aire-combustible.

Bujías de encendido están instaladas en los cestos combustores 6 y 7 para encender la mezcla aire con combustible durante el ciclo de arranque. Las bujías son usadas solamente durante el arranque, ya que la combustión es autosuficiente durante la aceleración y la operación. La presión diferencial sobre la base de las bujías hace que sean extraídas del área de la flama por resortes. Luego de retirar la turbina de servicio, el resorte interno, localizado en el cuerpo de cada resorte, fuerza su salida a la posición de ignición en la canasta de combustión. Esto previene que los electrodos de las bujías se quemen. Se proveen tubos de flama cruzada que proveen una conexión común entre las canastas de combustores para asegurar encendido parejo durante arranque.

Un sistema de combustión Ultra-Low NO_x (ULN), emisiones extra-bajas de NO_x, consiste en 16 combustores de canasta anular. Los sub-ensamblajes de boquillas de gas y combustible líquido, están situados en una circunferencia de una boquilla central, la boquilla Piloto. La sección aguas abajo del cesto del combustor tiene un avanzado diseño eficiente de refrigeración por convección de doble pared. Las piezas de transición direccionan los gases calientes de los combustores hacia la sección de turbina. Cada transición está montada con un arreglo de sellos usando el propio aire del compresor para refrigeración. Esta refrigeración provee protección para cuando los gases calientes entran en la primera etapa de la turbina. La temperatura de la llama dentro del cesto es aproximadamente 1500 °C. Sin embargo, cuando los gases procedentes de la combustión alcanzan la primera etapa de la

turbina, gracias al sistema de aire de refrigeración, la temperatura se ha conseguido reducir a aproximadamente 1300 °C.

3.3.1.3. Turbina de reacción

La turbina de cuatro etapas es el área donde la energía extraída de los gases de alta temperatura descargados desde la sección de combustión, es convertida en rotación mecánica. Esta energía provee la fuerza para impulsar al generador para producir energía eléctrica. Parte de la energía provista es también usada para impulsar al compresor axial que forma parte del ensamble común del rotor con el eje de la turbina. La carcasa de la turbina incorpora el alojamiento de los portadores de los álabes fijos.

- Tecnología avanzada de enfriamiento
- Carcaza dividida horizontalmente da un acceso a partes internas
- Álabes de aleación individualmente desmontables
- El aire filtrado y enfriado desde la descarga del compresor es usado para enfriar partes internas
- Álabes fijos de la primera etapa removibles individualmente con la cubierta del cilindro en su lugar

Unos conjuntos de anillos de álabes fijos están instalados para proveer las cuatro etapas de álabes de turbina. Los álabes fijos dirigen el flujo de alta velocidad de gases calientes de combustión hacia los álabes de la turbina provocando la rotación del rotor de la turbina. La figura de abajo muestra la 1ª etapa de anillos de la turbina. Dentro de cada conjunto se forman unidades individuales de clavijas radiales en el

cilindro de la turbina. Esto permite un acceso fácil a cualquier hilera de la turbina. Además, el sistema de rodado (roll-out) permite quitar y re-instalar un conjunto completo de anillos de álabes sin interferir con el rotor y las otras etapas de la turbina.

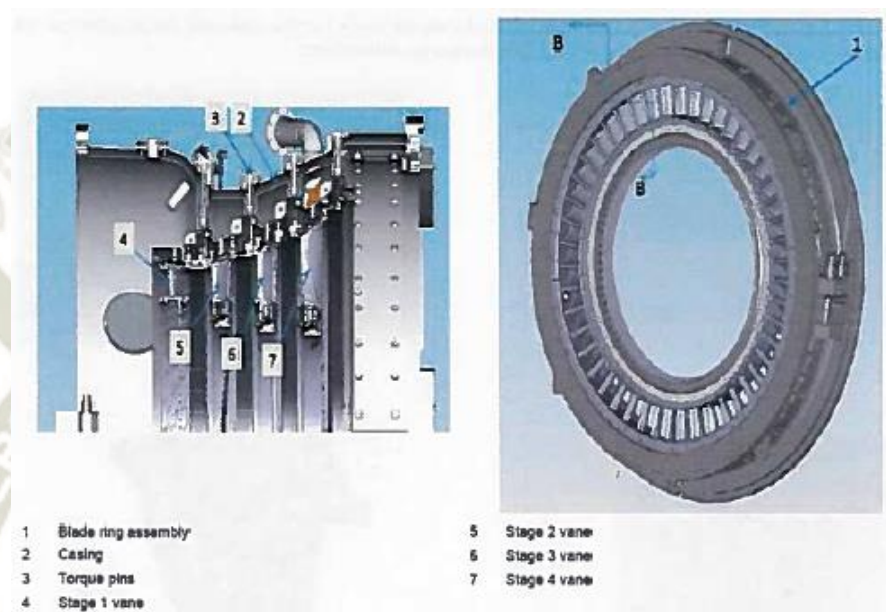


Figura 26: Sección del cilindro de la turbina con los anillos de álabes fijos.

Fuente: Siemens, Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

3.3.1.4. Sistema de escape

El sistema de escape está diseñado para dirigir el flujo de los gases de que pasan a través de la turbina, a través de una pieza de transición hacia bien la chimenea en caso de un ciclo simple, o una caldera de recuperación de calor (pudiera tener también una compuerta de bypass para poder dirigir los gases bien hacia la chimenea o hacia la caldera). El sistema tiene una junta de expansión, colocada entre el final de la carcasa de la turbina y la pieza de transición, que permite una dilatación inherente a los cambios de temperatura (cuando arranca la turbina). Además, el sistema está diseñado para mantener la

temperatura exterior dentro de unos límites para la seguridad del trabajador.

Es un sistema robusto equipado con:

- Cojinetes de deslizamiento de zapatas, lubricado y presurizado
- Un exclusivo sistema de soporte tangencial
- Sistema de enfriamiento del aire de escape
- Sistema de escape axial de bajas pérdidas ideal para aplicaciones de recuperación de calor

Después de que los gases de combustión y aire de enfriamiento pasan a través de la sección de la turbina, entran a la sección del cilindro de escape y son canalizados entre el cono externo y cono interno. El cono externo evita el excesivo calor de la carcasa del cilindro de escape. El cono interno protege en el entorno de la caja del cojinete. La caja del último cojinete deslizante es una parte integral de la sección del cilindro de escape.

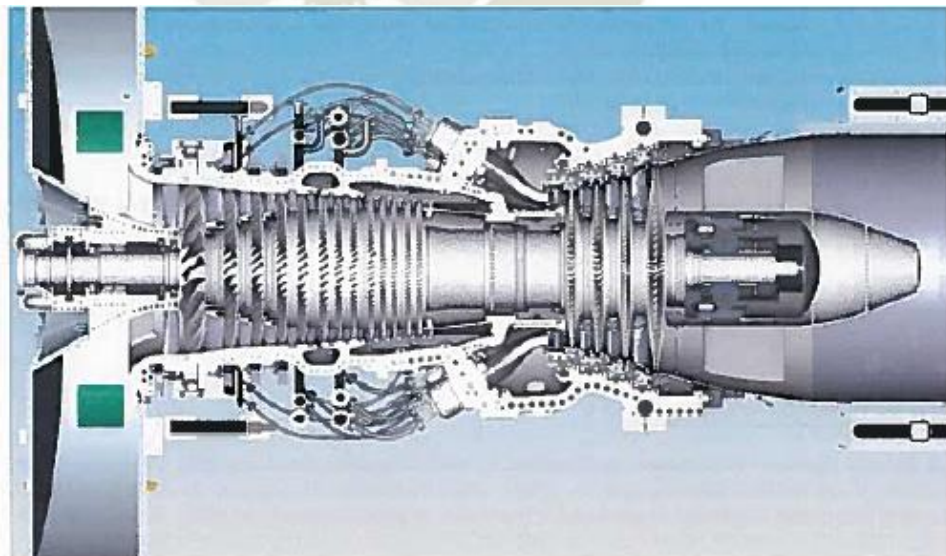


Figura 27: Turbina SGT6-5000F en corte
Fuente: Siemens, Proyecto Nudo Energético Planta Ilo

3.3.2. Sistema de Generación

La función del generador es convertir eficientemente la energía rotacional (cinética) de la unidad turbo-gas y del campo magnético producido por el sistema de excitación a energía eléctrica trifásica para ser transmitida al consumidor.

Un sistema de regulación tiene que ser usado para controlar la potencia del generador. Este circuito de regulación permite al operador variar el nivel de excitación del generador y con eso variando la fuerza de su campo magnético.

El generador síncrono de corriente alterna es del modelo SGen6-1000^a. Abierto y Enfriado por Aire (OAC = Open Air Cooled). El campo magnético, producido por un sistema de excitación en las bobinas del rotor del generador, gira por el centro del devanado del estator, convirtiendo así la energía cinética en energía eléctrica. Los datos de diseño del generador se encuentran en la figura N° 28.

Siemens					
AC Generator, Air Cooled					
Machine Code	Serial No.	Year Built	Phases	Winding	Standard
SGEN6-1000A	MK700038	2014	3	Wye	IEEE
Rated Output	Power Factor	Stator Voltage	Stator Current	Field Voltage	Field Current
282,000 kVA	0.85	18 KV $\pm$ 5%	9045 A	274 V	1675 A
Inlet Water Temp	Cold Gas Temp	Stator Temp Rise Limit	Rotor Temp Rise Limit	Stator Thermal Class	Rotor Thermal Class
N/A	28° C	116 K	107 K	F	F
H2 Pressure	Altitude	Max Amb Temp	min Amb Temp	max Water Temp	Stator Water Temp
N/A	25 m	28° C	13° C	N/A	N/A
Duty	Frequency	Rotation	EE Viewed Rotation	Phase Sequence	Protection
S1	60 Hz	3600 RPM	Clockwise	U-V-W	IP54
Mass					
306,550 kg					
					Made in
					USA

Figura 28: Datos de placa del Generador SGen6-1000A
Fuente: Siemens, Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

El sistema de generación eléctrica consiste de un conjunto del generador, la excitatriz estática, transformador de conexión a tierra y transformadores de corriente y de potencial para medición. El diseño modular del generador es combinado con instrumentación y monitoreo de las temperaturas para proveer una operación de alto rendimiento con bajos requerimientos de mantenimiento.

Un compartimiento acústico permite aislar el generador del aire sin filtrar y provee adecuada mitigación del ruido. Calefactores internos en el generador y excitatriz prevén la condensación de humedad durante la instalación y durante los periodos donde la unidad se encuentre detenida.

El rotor del generador es forjado en acero de aleación de níquel-cromo-molibdeno con ranuras maquinadas. Conductores de aleación de cobre y plata de alta conductividad están insertados en estas ranuras. Las vueltas finales alrededor de la porción no ranurada del rotor les dan forma a los conductores enrollados. Estos son referidos como los enrollados de rotor. El rotor está acoplado a la turbina de combustión en un extremo mediante un acople fijo.

La corriente continua fluyendo a través de los enrollados del rotor, crea un campo magnético con polos en la porción no ranurada del rotor. El flujo magnético por el polo norte cruza en el espacio de aire hacia el estator, sigue hacia el núcleo del estator y regresa a través del aire al polo sur del rotor.

El núcleo del estator está fabricado de laminaciones de acero que cambia rápidamente el estado magnético a medida que el rotor y su campo magnético, rotan. A medida que el flujo magnético se mueve a través del

núcleo del estator debido al movimiento del rotor, un voltaje tipo alterno es inducido en los enrollados del estator. Este voltaje del estator y su corriente asociada es la potencia producida por el generador.

3.3.2.1.Descripción general

La energía es generada por los generadores (41MKA10, 42MKA10 y 43MKA10) con un nivel de tensión de 18kV y es elevada a 500 kV por medio de los transformadores principales (41BAT10, 42BAT10, 43BAT10), esta conexión entre el generador y el transformador principal se hace mediante las barras de fase aislada (41BAA10/20, 42BAA10/20 y 43BAA10/20).

La corriente generada (41MKA10, 42MKA10 y 43MKA10) fluye por las barras de fase aislada (41BAA10, 42BAA10 y 43BAA10) hasta los interruptores de generación (41BAC10, 42BAC10 y 43BAC10), los interruptores de generación se conectarán con los transformadores principales por medio de otro tramo de barras de fase aislada (41BAA20, 42BAA20 y 43BAA20).

Las barras de fase aisladas tendrán dos derivaciones, una estará destinada a alimentar los consumos auxiliares de la planta a través de los transformadores auxiliares (41BBT10, 42BBT10 y 43BBT10) y la otra para alimentar el cubículo de medida y seccionador de arranque de la turbina (41BAB36, 42BAB36 y 43BAB36).

Los transformadores principales (41BAT10, 42BAT10 y 43BAT10) elevan la tensión de 18 kV a 500 kV durante la operación normal de la planta. Cuando los generadores están en parada, estos transformadores reducen la tensión de 500kV a 18 kV, que se vuelve a reducir de nuevo

por medio de los transformadores auxiliares (41BBT10, 42BBT10 y 43BBT10) hasta la tensión de 4,16 kV para alimentar los consumos auxiliares de la planta.

Las borneras de los transformadores principales se conectan por medio de un cable aéreo tipo BLUEBONNET con los pararrayos instalados (4XARB10, 4XARB20 y 4XARB30), y estos a su vez con los terminales de SF6 (4XBGX11GW010, 4XBGX12GW010 y 4XBGX13GW010) del cable subterráneo de 500 KV (4XBGX11, 4XBGX12 y 4XBGX13), por el cual se evacuará toda la energía generada hacia la subestación, conectando a los terminales de la GIS (4XBGX11GW020, 4XBGX12GW020 y 4XBGX13GW020)

3.3.2.2.Transformador Principal

Los transformadores principales son trifásicos, con dos devanados, inmersos en aceite, para instalación exterior y servicio continuo, con las siguientes características:

- Fabricante: HYOSUNG
- Construcción: Tipo núcleo
- Frecuencia: 60 Hz
- Método refrigeración: ONAN/ONAF
- Potencia en servicio continuo (ONAN/ONAF): 174/290 MVA
- Tensión Primario (Con DETC): $505 \pm 5 \times 1\%$ kV
- Tensión secundaria: 18 kV
- Grupo vectorial: YNd1
- Impedancia de cortocircuito: 11%
- Máximo nivel de ruido a 1 metro: 85 dB

La construcción y los test realizados a los transformadores están de acuerdo con la normativa IEC 61869, IEC 60076, IEC 60137, IEC 60214, IEC 61439 y IEC 60529.

3.3.2.3. Transformadores Auxiliares

Los transformadores auxiliares son trifásicos, con dos devanados, inmersos en aceite, para instalación exterior y servicio continuo, con las siguientes características:

- Fabricante: HYOSUNG
- Construcción: Tipo núcleo
- Método refrigeración: ONAN/ONAF
- Potencia en servicio continuo (ONAN/ONAF): 8/12 MVA
- Tensión Primario (Con DETC): $18 \pm 5 \times 1\%$ kV
- Tensión secundaria: 4,25 kV
- Grupo vectorial: Dyn11
- Impedancia de cortocircuito: 8%
- Máximo nivel de ruido a 1 metro: 85 dB

La construcción y los test realizados a los transformadores están de acuerdo con la normativa IEC 61869, IEC 60076, IEC 60137, IEC 60214, IEC 61439 y IEC 60529.

3.3.3. Sistema de Combustible Fuel Oil

El sistema de fuel oil ha sido diseñado para permitir la operación continua de las tres turbinas de gas de la planta durante 360 horas.

El fuel oil utilizado en la planta es Fuel oil B5 y es suministrado por Engie Energía Perú, mediante la instalación ya existente utilizada para suministrar fuel a la planta ILO31.

El fuel oil es almacenado en 6 tanques iguales de 10.100 m³ cada uno, 5 de ellos están destinados a almacenar fuel oil no tratado y uno a fuel oil tratado (40EGB11/12/13/14/15/20 BB001)

Para adecuar las características del fuel oil a las requeridas por el suministrador de las turbinas de gas (en cuanto al tamaño de partículas y al contenido de agua en el fuel oil) es necesario tratar el fuel oil que llega a la planta. Es por ello que se dispone de un skid de tratamiento (40EGE30AZ001), formado por 2x100% bombas principales y 5x25% trenes de filtrado. El caudal máximo que se puede tratar en el skid de tratamiento de fuel oil son 200 m³/h.

Una vez tratado el fuel oil procedente de los tanques de fuel oil no tratado, puede enviarse al tanque de fuel oil tratado para su posterior envío a las turbinas de gas o puede recircularse al propio tanque de fuel oil del que se está aspirando.

Desde el tanque de fuel oil tratado el fuel oil es impulsado a cada uno de los skids de las Turbinas de Gas mediante 2x100% bombas de fuel oil tratado (40EGC81/82 AP001). En la aspiración de cada bomba hay instalado un filtro de 100% de capacidad.

El rango de presión al que debe llegar el fuel oil al punto terminal de Siemens de cada turbina está comprendido entre 3.4 barg y 7 barg. Para cumplir con este rango de presión el sistema dispone de una válvula de control (de rango partido) y de tres medidores de presión (2 de 3) situados en el colector común en la zona de las turbinas. Cuando dichos transmisores de presión detecten una presión mayor a 6.7 barg, la válvula de control abrirá y recirculará fuel oil al tanque de fuel oil tratado

reduciendo la presión en el punto terminal con SIEMENS. Desde cada una de las turbinas de gas hay una línea de retorno que se une con la descarga de la válvula de control.

Las bombas de fuel oil tratado también se utilizan para suministrar fuel oil a los tanques diarios de arranque en negro y diésel de emergencia.

El vaciado de los tanques de fuel oil y su retorno al barco se hará realizará mediante las 3 bombas de retorno existentes.

Para evitar la posible formación de microorganismos debido al almacenamiento prolongado de fuel el sistema dispone de las siguientes medidas:

- Un skid de dosificación de biocida 40EHC10 AZ001, capaz de inyectar biocida en los siguientes puntos: en la línea de llenado de los tanques fuel oil, en la salida de la planta de tratamiento de fuel oil y en la aspiración de las bombas de fuel oil tratado.
- Un filtro higroscópico en el venteo del tanque de fuel oil tratado
- Una red de drenaje perimetral en todos los tanques de fuel oil, para eliminar la posible agua contenida en el tanque.
- Una línea de recirculación desde el tanque de fuel oil tratado a la aspiración del skid de tratamiento de fuel oil,
- Antes del arranque de la planta, se hará circular el fuel oil contenido en las tuberías a cualquiera de los tanques de fuel oil no tratado

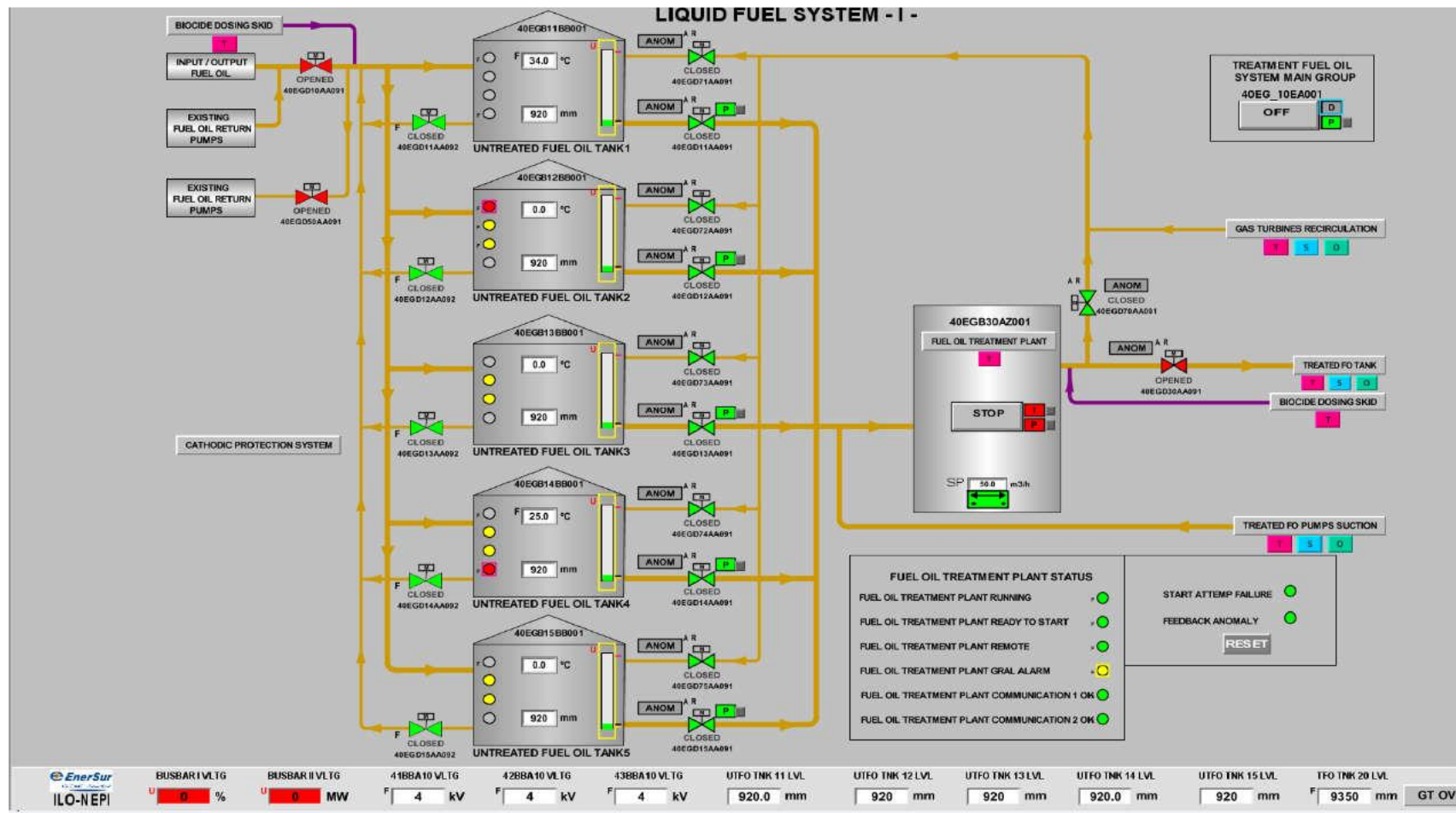


Figura 29: Pantalla SCD Sistema de tanques de fuel oil no tratado
Fuente: Técnicas Reunidas. Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

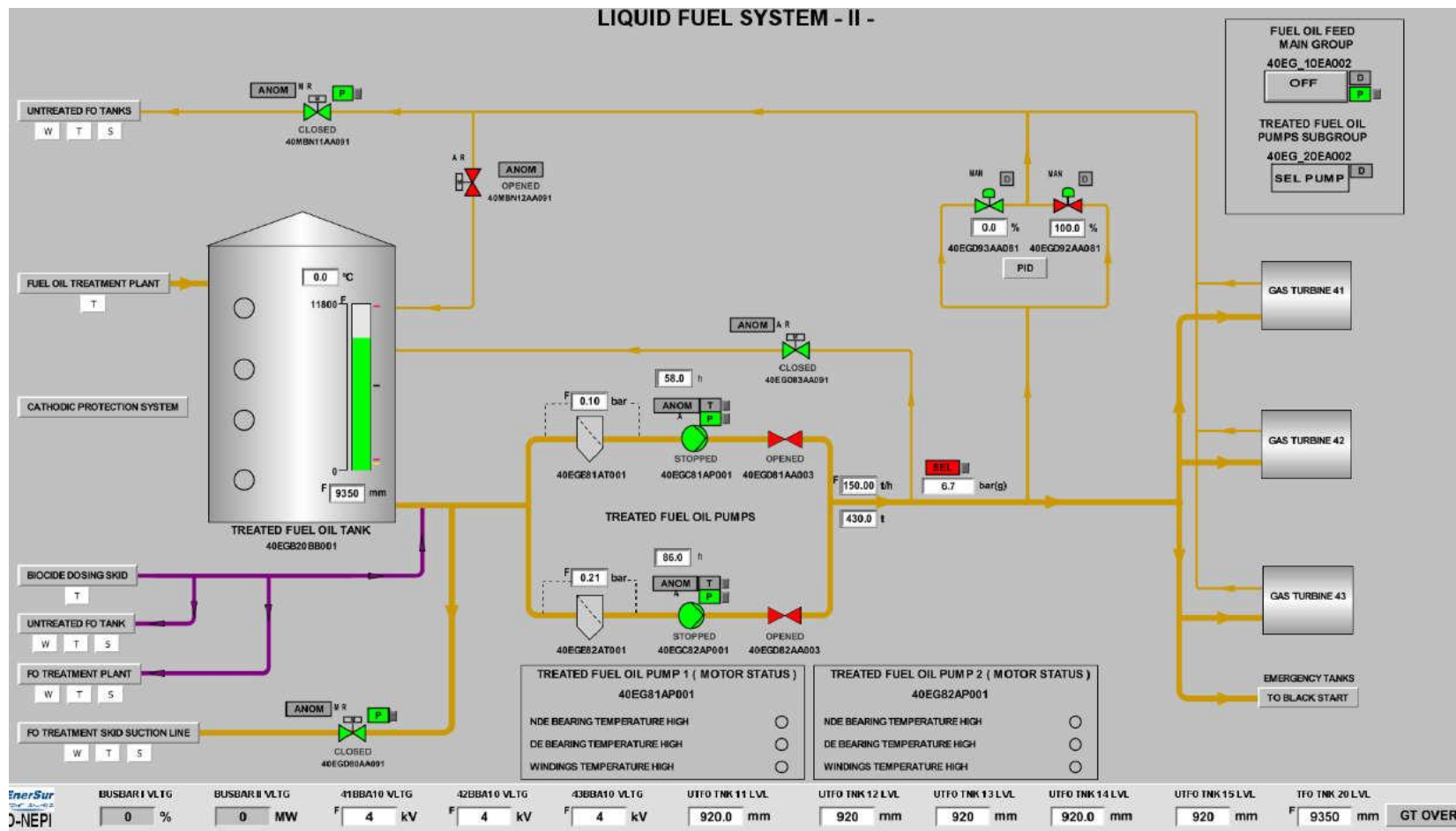


Figura 30: Pantalla SCD Sistema de tanques de fuel oil tratado
Fuente: Técnicas Reunidas. Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

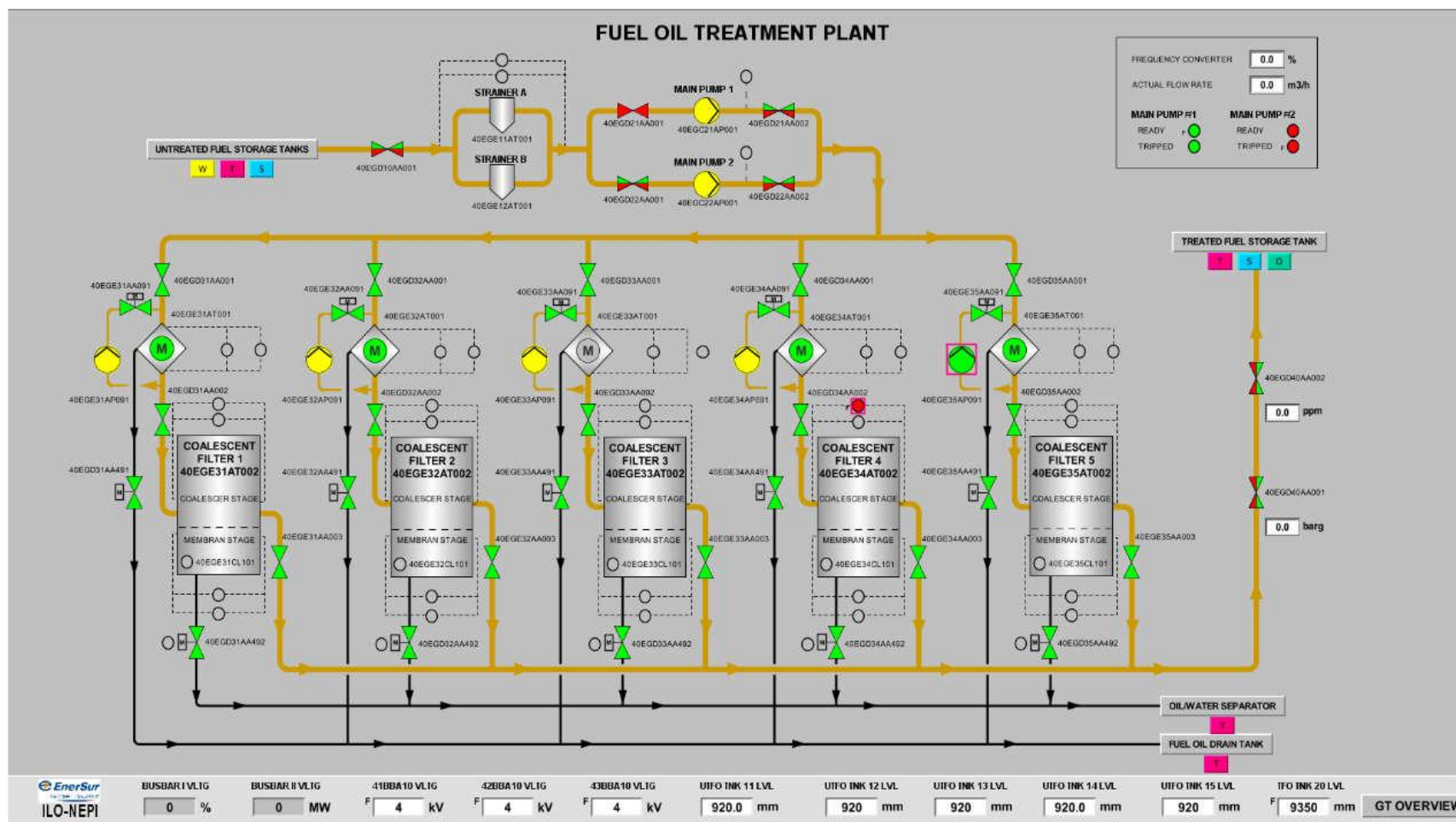


Figura 31: Pantalla SCD Skid de tratamiento de fuel oil
Fuente: Técnicas Reunidas. Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

3.3.3.1. Tanques de fuel oil no tratado (40EGB11/12/13/14/15 BB001)

Existen 5 tanques iguales para almacenamiento de fuel oil no tratado. Están diseñados para presión atmosférica y temperatura de 50 °C y fabricados en acero al carbono. La capacidad útil de cada tanque es de 10.100 m³

3.3.3.2. Tanque de fuel oil tratado (40EGB20 BB001)

Existe 1 tanque de almacenamiento de fuel oil no tratado. Está diseñado para presión atmosférica y temperatura de 50 °C y fabricado en acero al carbono. La capacidad útil es de 10.100 m³

3.3.3.3. Skid de tratamiento de fuel oil (40EGE30 AZ001)

Existe un skid de tratamiento de fuel oil formado por dos bombas de tornillo (2x100%), filtros eliminadores de agua y filtros eliminadores de partículas (4x25% +1x25% de reserva) y un filtro tipo dúplex (1x100%).

Además, dispone de las válvulas e instrumentación necesaria para el correcto funcionamiento.

3.3.3.4. Bombas de fuel oil tratado (40EGC81/82 AP001)

Existen 2x100% bombas centrífugas, horizontales para suministrar fuel oil tratado desde el tanque de fuel oil tratado a las 3 turbinas de gas, de acuerdo a las condiciones de Siemens.

3.3.4. Sistema de Combustible Gaseoso

La función del sistema de combustible a gas es entregar un flujo de gas natural exactamente medido y a una presión constante para la turbina de gas. El sistema recibe, mide, regula, trata, transporta el gas natural y provee señales para el control. El gas suministrado entra por los

filtros/separadores, válvula de disparo de sobre-velocidad (OST: overspeed trip valve) y válvulas de control antes de entrar al cabezal de distribución (manifold) que van a los combustores canasta en la turbina a gas.

El sistema de combustible gaseoso interactúa con el sistema de control SPPA –T3000 de tal manera que la velocidad de la turbina y la carga pueden ser controladas remotamente durante todos los modos de operación. Esto es efectuado cambiando la cantidad total de combustible entregado para la combustión y la fracción de combustible entregada a cada etapa de combustible. Adicionalmente, ajustes menores pueden ser efectuados por el sistema de control con el fin de reducir la dinámica de combustores y reducir las emisiones durante la operación.

El gas suministrado pasa a través de la válvula principal de disparo de sobre-velocidad (overspeed trip valve: OST) y es dirigido dentro de los 6 pasos o rutas (incluyendo un paso por el bypass de piloto). El gas entra a través de las seis válvulas de control; piloto, bypass de piloto, etapa A, etapa B, etapa C y etapa D dependiendo de la carga de la turbina. Los cabezales de distribución (manifolds) están instalados en el contorno o alrededor de los combustores de la zona de combustión de la turbina, y son conectados a las bridas (flanges) de las boquillas o inyectores de las distintas etapas. Las boquillas inyectan el gas dentro del combustor (combustor basket) para ser quemado y usado para mover la turbina.

Una válvula de venteo (MBP40AA003) operada neumáticamente es instalada en una configuración de “doble bloqueo y venteo” con la válvula principal de disparo de sobre-velocidad (MBP10AA003) y las válvulas de

control. La válvula de venteo permite que el gas sea venteado cuando la turbina es detenida.

3.3.4.1. Arranque de la turbina a gas

Previo al arranque de la turbina a gas, ambas válvulas de disparo OST están cerradas y la válvula de venteo es abierta. Las válvulas de control de gas de las etapas A, B C, D, piloto y bypass de piloto están cerradas. Si el “listo para arrancar” está indicado, el operador puede iniciar un arranque. Cuando el comando de arranque es dado, el SFC acelera la turbina de combustión a velocidad de purga. En velocidad de purga, la secuencia de arranque es mantenida en purga por un tiempo predeterminado para purgar los posibles gases inflamables que se puedan encontrar en el sistema de escape.

Después que se completa la purga, la turbina a gas baja la velocidad hasta por debajo de la velocidad de ignición. El SFC entonces vuelve a acelerar la turbina a la velocidad de ignición la cual depende de la temperatura de la descarga del compresor. A velocidad de ignición, los ignitores son energizados (combustores 6 y 7) y el gas es admitido vía piloto y etapa A. El proceso de ignición y la aceleración inicial está secuenciado de la siguiente manera:

- La válvula principal de venteo cierra
- La válvula de disparo de sobre velocidad del piloto abre y las válvulas de control de la etapa A y piloto abren a una posición que depende de un flujo predeterminado (POP)

- Las termocuplas que se encuentran aguas debajo de la última etapa de la turbina proveen señales al sistema de control, indicando la secuencia de ignición completa.
- Después de la ignición y hasta aproximadamente 1500 rpm, las válvulas de control son abiertas a una tasa por el sistema de control correspondiente a una rampa de arranque de demanda global de combustible.
- Después de la aceleración aproximadamente a 1500 rpm, las válvulas de control son controladas en lazo cerrado por el controlador de velocidad. El controlador de velocidad posiciona las válvulas de control hasta llegar a la velocidad de sincronización
- Cuando la turbina llega a unos 2200 rpm, la etapa D empieza a abrir.
- A los 2304 rpm el SFC es desenergizado.
- A velocidad de sincronización y con el interruptor de generador cerrado, el controlador de carga toma la posición de las válvulas de control de acuerdo con la carga seleccionada por el operador. Cuando la turbina llega a la velocidad nominal y sincroniza con la red, el controlador de carga pasa a tomar control de las válvulas de control de combustible.

3.3.4.2. Operaciones con carga

El control y modulación de las válvulas de control viene escalonado dependiendo de la carga que esté dando la máquina, las etapas B y C empezarán a abrir cuando la carga normalizada este por un 14%.

Cuando el flujo de gas a través de la línea piloto baje de 1.25 kpph, aproximadamente al 65% de la carga normalizada; la válvula es demasiado grande para controlar el flujo, por lo tanto, abrirá la válvula bypass de piloto que es más pequeña y cerrará la válvula piloto dependiendo de la demanda del flujo.

3.3.4.3. Parada normal de la turbina

Una parada normal de la turbina comienza con la reducción de carga automáticamente o manualmente; la carga es disminuida a una tasa predefinida (13.4 MW/min) hasta la carga mínima cuando el interruptor del generador abre.

Al 12% de la carga normalizada el sistema de control desactiva las etapas B y C cerrando las respectivas válvulas de control de las etapas.

Cuando abre el interruptor de generación se apaga la turbina de gas. Para ello terminan de cerrar las etapas A, D, piloto y abre la válvula principal de venteo. La turbina de gas se detiene y el enfriamiento a velocidad de virado es iniciado (120 rpm).

3.3.5. Sistema de Agua Desmineralizada

El Sistema de Agua Desmineralizada se ha diseñado para suministrar agua a cada uno de los consumidores finales de NODO ENERGETICO PLANTA ILO.

El agua desmineralizada proviene de la planta existente con un caudal de 600 m³/día y una presión de 5.17 barg (en el punto terminal de la planta de agua desmineralizadora) y es almacenada en el tanque de agua desmineralizada (40GHC10BB001). La entrada de agua al tanque se controla mediante la válvula motorizada (40GHC10AA091).

Para asegurar la calidad del agua proveniente de la planta existente se ha instalado un medidor de pH y un conductímetro.

El agua desmineralizada es conducida desde el tanque a todos los consumidores de la planta mediante dos bombas (40GHC21/22 AP001) diseñadas al 100% de capacidad, una estará funcionando y la otra permanecerá en reserva. En la succión de estas bombas hay instalado un medidor de pH y un analizador de conductividad catiónica para verificar la calidad del agua que llega a las turbinas de gas.

El agua desmineralizada también puede ser enviada a los Tanques de Agua Desmineralizada de la Planta existente previa apertura de la válvula de aislamiento instalada.

Para cumplir con los requisitos de Siemens en cuanto al tamaño de las partículas se refiere el agua se hará pasar por uno de los (2x100%) filtros de cartucho (40GHC30AT001/ 40GHC30AT002) instalados, cuyo grado de filtración es 5 micras.

Para cumplir con los requisitos de presión con la que el agua debe llegar al punto terminal con Siemens el sistema dispone una válvula de control (40GHC31AA081) accionada en función de la medida de dos transmisores de presión. Cuando dichos transmisores detectan una presión superior al valor de seteo marcado, hacen que la válvula abra hasta conseguir mantenerse por debajo de ese valor. Los transmisores y la válvula de control están situados a la entrada de las turbinas de gas.

Desde cada turbina de gas hay una línea de retorno. Todas ellas se unirán en un colector común, que a su vez se unirá con el colector de descarga de la válvula de control y retornar al tanque de agua desmineralizada.

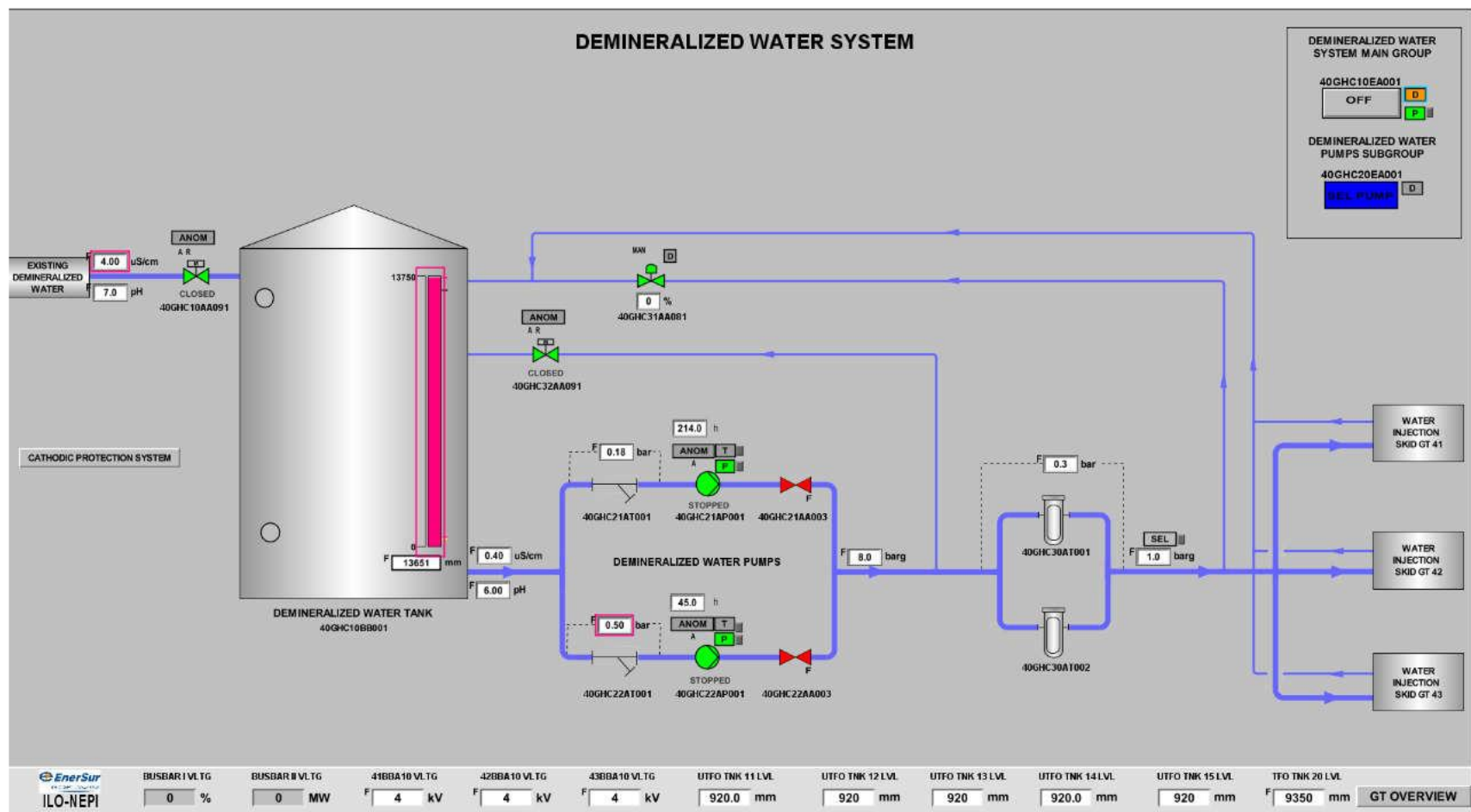


Figura 32: Pantalla SCD. Sistema de agua desmineralizada
Fuente: Técnicas Reunidas, Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

3.3.5.1. Tanque de agua desmineralizada (40GHC10BB001)

Se ha instalado un tanque de almacenamiento para 15.000 m³ de volumen útil de acero al carbono pintado tanto exterior como interiormente.

Está diseñado de acuerdo al código API 650 y se ha definido una capacidad de 15.000 m³, volumen que corresponde con el consumo de Agua Desmineralizada de la Planta produciendo 600 MW netos durante 15 días consecutivos y considerando un caudal continuo de aporte de Agua Desmineralizada desde la Planta de Tratamiento de aguas existente de 600 m³/día.

3.3.5.2. Bombas de agua desmineralizada (40GHC21/22 AP001)

Se han instalado dos (2x100%) bombas centrífugas para la transferencia de agua desmineralizada desde el tanque hasta los diferentes puntos terminales de las 3 Turbinas de Gas, con un caudal de diseño de 122,5 m³/h que corresponde al máximo caudal requerido por las Turbinas de Gas más un margen de diseño.

3.3.5.3. Filtros de Cartucho (40GHC30 AT001/AT002)

Se han instalado dos (2 x100%) filtros de cartucho en el colector de descarga común de las bombas para garantizar el tamaño máximo de partículas por debajo de los requisitos de SIEMENS.

3.3.6. Sistemas Auxiliares

Los sistemas Auxiliares de la planta son los siguientes:

- Sistema de Distribución de Aire Comprimido.
- Sistema de Distribución de Agua de Servicios.
- Sistema de Agua Potable.

- Sistema de HVAC
- Sistema de Protección contra Incendios

Las funciones para las que han sido dimensionados cada uno de los sistemas auxiliares se indican a continuación:

3.3.6.1. Sistema de Distribución de Aire Comprimido

Producción y distribución del aire necesario para instrumentación y servicios de mantenimiento en la zona de generación a través del Paquete de Aire Comprimido 40SCA10AZ001. El aire para instrumentación debe ser secado y filtrado.

El sistema de aire comprimido se ha diseñado para poder aportar aire de instrumentos y de servicios en la zona de generación. Los compresores (2x100%), que son libres de aceite y refrigerados por aire, arrancan de forma automática en función de los valores de presión definidos en el sistema de control local suministrado por BOGE pudiendo trabajar en paralelo si fuera requerido por baja presión en el sistema con ya un compresor en operación.

Los secadores (2x100%) son de tipo desecante de absorción con regeneración sin calentamiento adecuados para el caudal de los compresores. Cada uno de los secadores cuenta con dos torres de secado de forma que mientras un secador se encuentra en fase de secado el otro podría estar en fase de regeneración.

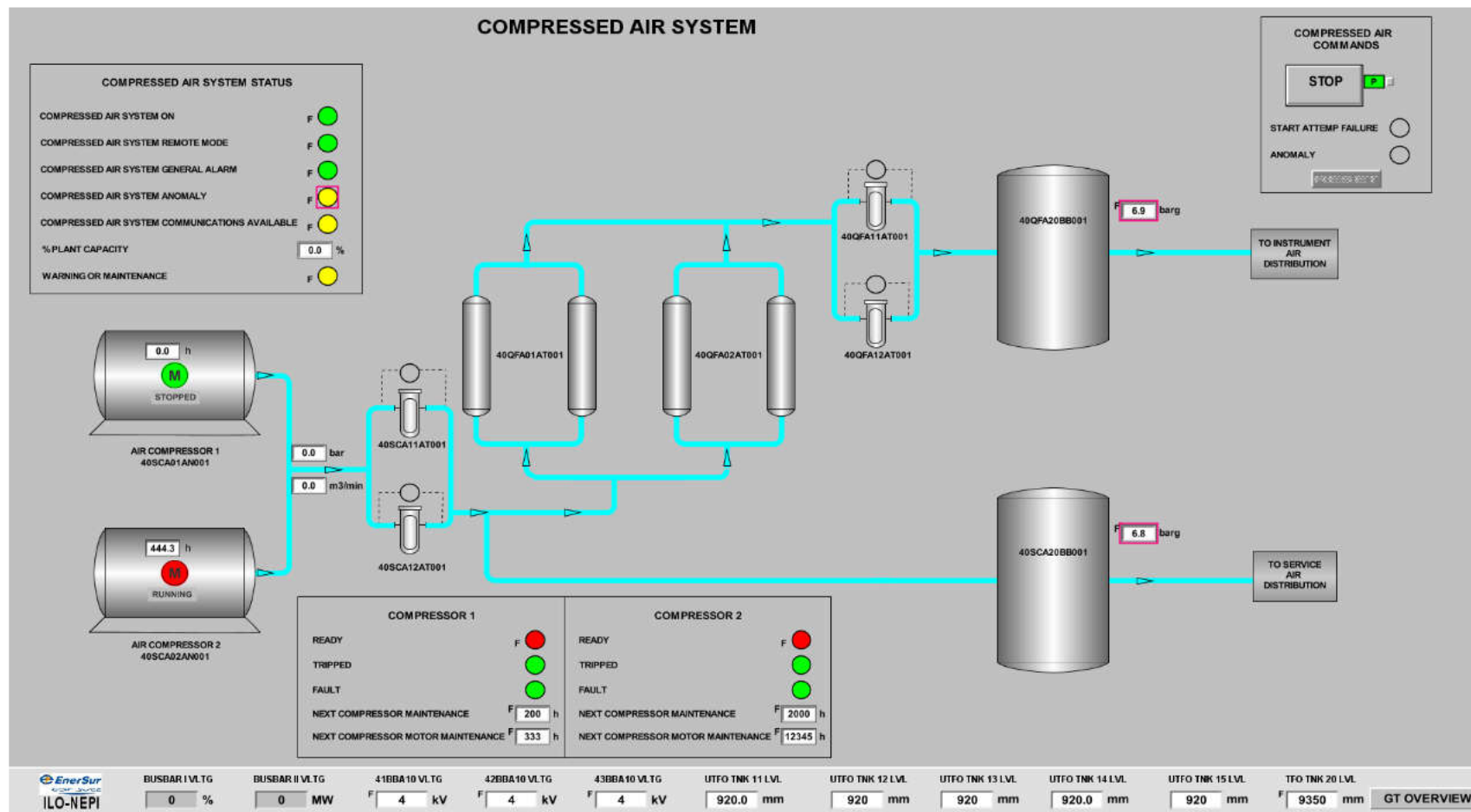


Figura 33: Pantalla SCD Sistema de Aire Comprimido
Fuente: Técnicas Reunidas, Proyecto Nodo Energético Planta Ilo

3.3.6.2.Sistema de Distribución de Agua de Servicios

Suministrar agua de servicios para tareas de mantenimiento en la zona de generación, zona de la caldera auxiliar y zonas de tanques, fuel oil y agua desmineralizada.

Atemperar la corriente de purga de la caldera auxiliar, aportar agua al sistema de muestreo de la caldera auxiliar y suministrar agua a la ducha de seguridad instalada cerca de la zona de tratamiento químico del fuel oil.

El Sistema de Distribución de Agua de Servicios se divide en cuatro colectores que se conectan a la red de distribución de agua de servicios de la planta existente, la cual suministra el agua de servicios a la presión y temperatura requerida.

3.3.6.3.Sistema de Distribución de Agua Potable

Suministrar agua potable a las duchas lavajeros y duchas de seguridad. Los lavajeros portátiles en el edificio GIS (40GKB10BZ001) y en el edificio eléctrico (40GKB10BZ002) no requieren instalación de tuberías, asegurando los primeros auxilios en cualquier lugar dónde el agua no es accesible.

3.3.6.4.Sistema de Ventilación y Acondicionamiento de Aire

Mantener las condiciones interiores controladas dentro de los rangos especificados en cada área. Proveer una adecuada ventilación. Dotar de un nivel de filtración adecuado a lo especificado en cada área.

El sistema de HVAC del edificio eléctrico comprende la ventilación de la sala eléctrica y la climatización de la sala de baterías y la sala electrónica, adicionalmente en el edificio de la GIS comprende la

ventilación de la sala de potencia y la climatización de la sala de baterías y la sala electrónica.

Para ventilar la sala de potencia se contará con tres ventiladores del 33% de capacidad cada uno.

Se instalarán tres conductos de impulsión de aire para difundir el aire de forma uniforme por toda la sala. En la fachada opuesta se colocarán 8 rejas para la extracción del aire a dos alturas. Unas en la parte superior para facilitar la salida del aire caliente y otras en la parte inferior evacuar un posible escape del gas de aislamiento de las barras de alta.

El sistema de HVAC se realiza dentro del marco definido por el Reglamento Nacional para las Edificaciones (EM.030 Instalaciones de ventilación) y las recomendaciones de ASHRAE. Los equipos están diseñados para funcionamiento continuo considerando en el diseño la fatiga correspondiente a los arranques y paradas. Para cualquier equipo en operación normal, el nivel de presión sonora medido sobre la superficie a 1m de la fuente de ruido o desde su cerramiento acústico y a 1.5 m sobre el nivel del suelo o plataformas personales no superara en 85 dB(A) de acuerdo con ISO 3746.

Las unidades de aire acondicionado funcionarán con refrigerante ecológico (R-410a, R-134a, R404a, etc.) libre de amoníaco o con cualquier otro refrigerante que contenga FCC.

Los ventiladores de las unidades manejadoras de aire funcionarán en la parte estable de la curva característica preferentemente en la zona de máximo rendimiento.

Los sistemas de conductos se han diseñado de acuerdo con las recomendaciones de ASHRAE y son de chapa de acero galvanizado rectos y lisos en su interior, con juntas o uniones esmeradamente terminadas.

3.3.6.5. Sistema de Protección contra Incendios

Los tanques de Fuel Oil cuentan con un sistema automático de agua-espuma para la extinción en los tanques, este sistema cumplirá con lo establecido en la NFPA11 con una densidad de diseño de 4,1lpm/m² y dos cámaras de espuma con una válvula de aislamiento única por tanque. El mínimo tiempo de descarga del sistema de agua-espuma será de 30 minutos, según la NFPA 11. La detección para los sistemas de agua espuma de los tanques de combustibles será de tipo termovelocimétrico. La activación de al menos dos detectores de uno de los tanques de combustible provocará la apertura del sistema de agua espuma correspondiente al tanque incendiado. También se dispondrá de capacidad de actuación manual. La entrada en funcionamiento del sistema de agua generará una señal de alarma local y remota en el panel 40SGY30GH001 situado en el contenedor eléctrico del área de tanques.

Además, cuentan con un sistema de enfriamiento con una densidad de diseño de 6,15lpm/m². Dicho enfriamiento se realizará mediante dos semianillos ubicados alrededor de los tanques con válvulas de aislamiento independientes ubicadas fuera del dique de contención lo que favorece la activación parcial del enfriamiento de los tanques que no están envueltos en el incendio. El mínimo tiempo de activación del

sistema de enfriamiento será de 240 minutos, de acuerdo a lo indicado en la norma DS-43-2007-EM, pudiendo establecerse un retardo en el enfriamiento del tanque incendiado de 30 minutos para no perjudicar al sistema de extinción con espuma. La detección para los sistemas de enfriamiento de los tanques de combustible será de tipo termovelocimétrico. La actuación de al menos dos detectores de uno de los tanques de combustible provocará la apertura de los sistemas de agua pulverizada de los dos tanques de combustible.

Cuando dos detectores pertenecientes al lazo de detección de un tanque sean activados por la presencia de un incendio, provocarán la actuación del sistema de enfriamiento correspondiente a ese tanque (dos semianillos) y un único semianillo del tanque adyacente o de los dos adyacentes para los tanques 40EGB11-BB001 o 40EGB14-BB001. Para la zona de generación, los sistemas automáticos de agua pulverizada se usarán en la extinción de los transformadores y en la extinción de los tanques de lubricación de las turbinas. Cumplirán con lo descrito en la NFPA 850 y se diseñarán conforme a lo establecido en la NFPA15. El mínimo tiempo de activación del sistema de diluvio será de 120 minutos contado además con dos hidrantes de apoyo según la NFPA 850. El sistema consiste en una red de tubería seca equipada con boquillas conectada mediante una válvula de control actuada automáticamente por el sistema de detección como respuesta a la señal de incendios procedente de al menos dos detectores. Al mismo tiempo se generará una alarma local y remota en el panel localizado en la sala electrónica del edificio eléctrico. La distancia entre las boquillas y las

borneras vivas de los transformadores estará de acuerdo con los requisitos de NFPA 15. La detección para los sistemas de protección de transformadores se llevará a cabo mediante detectores térmicos y para el tanque de aceite de lubricación de tipo termovelocimétrico.

Los sistemas automáticos de FM200 cumplirán los requisitos de NFPA 2001. La concentración del agente será del 7% y la densidad requerida para un riesgo de clase C y a 20°C, de 16,02 kg/m³ con un tiempo mínimo de aplicación del agente extintor de 10 minutos realizando la descarga en 10 segundos. La detección automática será mediante detectores de humos, y será necesaria la activación de al menos dos detectores para la descarga del gas, pudiéndose activar la descarga de manera manual mediante pulsadores de activación colocados en el exterior de los riesgos a proteger. También se instalarán pulsadores de parada de la descarga en la salida de las salas.

3.3.7. Sistema de Black Start

El sistema Black Start está compuesto por cuatro unidades generadoras diésel, cada una de 2500 kVA (2000 kW con fp 0,8), 40XKB10, 40XKB20, 40XKB30, 40XKB40, conectadas a la barra de distribución MV42BBA10.

Un panel de control local controla el funcionamiento y la sincronización de su unidad correspondiente, y todos ellos están coordinados por un Panel de control maestro, 40XKB00, que también envía una señal de "Listo para cargar" al Distributed Control System para realizar la secuencia de carga. Todos los paneles de control (tanto locales como maestros) están equipados con sistemas de control o PLC para administrar el

funcionamiento de cada unidad; selectores para elegir el modo de funcionamiento de las unidades; y pulsadores de parada de emergencia para detener las unidades en caso de que sea necesario.

Cada unidad tiene un sistema de combustible, compuesto por un tanque de 1000 litros de capacidad para cada unidad, y los instrumentos y válvulas necesarios para controlar el llenado, el vaciado y la gestión del combustible. El llenado del tanque de combustible se realiza mediante la conexión de la entrada al sistema de combustible de la planta. El tanque también se puede llenar manualmente usando una segunda entrada instalada en él.

Cada unidad completa (motor, alternador, sistema de combustible y panel de control local) se instala dentro de un contenedor al aire libre, y el Panel de control maestro (40XKB00) se instala dentro de la sala eléctrica de la planta de energía.

Durante la operación automática, los reguladores de voltaje y velocidad deben tener un comportamiento de caída de cero. El panel de control maestro de Black Start Diesel Generator (BSDG) deberá verificar que no haya voltaje en ninguna barra de distribución de Medio Voltaje (MV), enviando una señal de apagón total a Distributed Control System (DCS). Luego, la señal de Black Start puede enviarse desde el DCS al panel de control maestro, que controlará los generadores de inicio negro mediante el intercambio de señales con los PLC del resto de paneles de control local de cada generador diésel de Black Start. El panel de control maestro también controlará los disyuntores entrantes y los desempates de las barras de salida MV, bloqueando cualquier señal de comando de cierre que no

provenza del sistema BSDG. El Panel también controlará el interruptor del Cubículo Neutral Virtual. La puesta en marcha y la conexión de las unidades se realizará cuando las condiciones cumplan con la siguiente secuencia:

3.3.7.1. Condición de total BlackOut

Una vez que se haya verificado la condición de ausencia de voltaje en cualquier barra de salida, y se haya enviado el comando DCS Black Start, el panel de control maestro de BSDG tomará el control de todos los interruptores entrantes, interruptores de enlace y salientes de las barras de salida MV, abriendo todos los ingresos de Transformador Auxiliar y cerrando (si es necesario) el interruptor de amarre correspondiente para alimentar la barra de bus de Media Tensión correspondiente a la Turbina de Gas seleccionada que se iniciará. Todas las transferencias de barras, tanto manuales como automáticas, serán bloqueadas. También se conectará Virtual Neutral. Las señales remotas del DCS a estos interruptores de circuito deben ser inhibidas. El funcionamiento del generador diésel de emergencia es necesario para Black Start de la planta, para alimentar los sistemas auxiliares necesarios (circuitos de control alimentados desde DC o UPS, por ejemplo).

Antes de cualquier operación, todos los interruptores automáticos de los sistemas de Media Tensión y Baja Tensión deben estar abiertos. Si no, no se puede realizar el arranque en negro.

Primero debe iniciarse el EDG. En caso de que las baterías de CC y UPS estén cargadas y el DCS esté encendido, se puede hacer de forma

remota. En caso de que las baterías se descarguen, el arranque debe hacerse de forma manual y local. Luego, las barras de bus 40BMA10 se energizan y las cargas que se alimentan pueden iniciarse. Una vez que todas las cargas están operativas y todos los circuitos necesarios se están ejecutando, se pueden iniciar los BSDG. El comando de arranque BSDG implica la selección de la Turbina de Gas para comenzar. Cuando este comando se envía al PLC maestro BSDG y al PLC EDG, ambos dispositivos envían comandos de cierre a los interruptores de amarre correspondientes en las barras de bus de MT y BT para obtener la configuración adecuada para que todas las cargas auxiliares necesarias de la turbina seleccionada puedan ser accionado, y no las otras turbinas de carga. Independientemente de la Turbina de Gas para arrancar, la barra colectora 42BFA10 tiene que ser energizada siempre cerrando el desempate apropiado.

En caso de fallo durante la secuencia de inicio negro, los grupos deben detenerse.

La distribución de la carga entre todos los grupos será administrada por el Panel de control maestro, debido a que todos los sistemas de control están comunicados.

3.3.7.2.Retorno de tensión a la red

Después de poner en marcha la turbina de gas seleccionada, el panel de control maestro de BSDG sincronizará la turbina de gas y los generadores diésel Black Start cerrando el interruptor de circuito entrante del transformador auxiliar correspondiente. Una vez que se

haya verificado el cierre del interruptor, el Neutro Virtual debe desconectarse.

Después de eso, los BSDGs reducirán la carga gradualmente (perfil de carga de rampa negativa) hasta que alcancen la condición sin carga, y luego sus interruptores de circuito correspondientes pueden abrirse después de aproximadamente 5 segundos. Las unidades BSDG deben seguir funcionando durante un tiempo suficiente para enfriar las unidades y, luego, pueden detenerse.

3.3.8. Sistema GIS 500Kv

Las subestaciones con aislamiento de gas SF₆ con envoltorio metálico ELK 3 son diseñadas para los datos nominales específicos de la instalación, que se dan en el documento "Parámetros Específicos del Proyecto". Todos los conmutadores del GIS tipo ELK 3 cumplen con estándares IEC y reglamentos VDE.

Esta especificación cubre los requisitos generales mínimos para equipos de conmutación de alto voltaje aislados con gas (High Voltage Gas Insulated Switchgear HV GIS) y equipos asociados.

El equipo de conmutación descrito en esta especificación está diseñado para servicio continuo en una clasificación específica y bajo las condiciones ambientales especificadas las 24 horas del día, los 365 días del año. El HV GIS debe ser un conjunto de tanque muerto modular cerrado de metal, disyuntores, barras de bus, interruptores; además de los equipos asociados para control, protección de relevo y comunicación.

La corriente de cortocircuito para el diseño será de 40 kA.

El conjunto del equipo de distribución debe estar dispuesto para requerir el espacio mínimo aplicable. El diseño modular debe incluir estructuras de soporte, equipos auxiliares, dispositivos de control, conexión mecánica, gas SF₆ y cableado de enclavamiento entre los equipos incluidos en el suministro.

Los cerramientos metálicos serán de aleación de aluminio. Las cajas deben ser de encapsulación monofásica para las barras colectoras y las bahías de la sección de alimentación. Cada fase debe estar en un recinto de gas separado.

El dispositivo de conmutación debe estar construido de un grosor suficiente para soportar las tensiones mecánicas y térmicas debidas a cortocircuitos. El diseño, la construcción y el material del envolvente garantizarán que soportarán un arco interno sin quemarse o perforar la carcasa durante 0,1 segundos.

Con el fin de minimizar el riesgo de perforación de los recintos, la duración del arco de potencia interna debe limitarse en 0,1 segundos.

El equipo ensamblado debe ser capaz de resistir las calificaciones eléctricas, mecánicas y térmicas del sistema especificado.

High Voltage GIS debe estar diseñado para cumplir con los requisitos sísmicos, Zona 4 (Edición UBC 1997) según el código peruano “Norma Técnica de Edificaciones E030” con un factor de aceleración de 0.45, factor de importancia $U = 1.5$. Perfil de suelo tipo Sd por UBC 1997.

3.3.8.1. Interruptores

El método de interrupción del interruptor de la corriente y la extinción del arco será la autogeneración de la presión de soplado, utilizando el

principio de "soplo térmico", en combinación con el "tipo de soplo" (PUFFER).

Usando gas SF₆, que sirve tanto para el aislamiento como para el medio de interrupción.

La zona de gas del interruptor de circuito será independiente de todos los otros compartimientos de gas y cumplirá con los requisitos de clasificación de IEC 62271.

Cada fase debe estar contenida en un contenedor metálico puesto a tierra separado.

Los contenedores del interruptor deben estar equipados con alivio de sobrepresión, filtros y dispositivo de monitoreo de gas. Se deben proporcionar disposiciones de filtrado adecuadas para absorber los productos de descomposición producidos durante el proceso de interrupción del arco. El gas en los contenedores de los disyuntores no debe mezclarse con el gas en los módulos adyacentes.

El interruptor debe ser capaz de realizar el ciclo de trabajo específico sin reducción de potencia. El disyuntor debe estar diseñado para interrumpir al menos 20 corrientes de cortocircuitos nominales completas antes de que se realice cualquier mantenimiento.

El interruptor debe poder interrumpir la corriente de carga nominal en caso de pérdida total de la presión del gas SF₆.

El mecanismo de operación del disyuntor debe ser cargado por el sistema hidráulico. También deben ser de tipo de reenganche automático monofásico (mecanismo de operación independiente para cada polo). En caso de fallo del motor de la bomba, el mecanismo de

operación debe ser capaz de realizar el ciclo de trabajo completo. Los motores o bombas estarán equipados con protección térmica y magnética.

Deberá ser posible disparar manualmente el interruptor de circuito en una emergencia cuando la unidad de control de energía almacenada esté fuera de servicio.

Se debe proporcionar una función de bloqueo para evitar el funcionamiento del interruptor automático cuando la presión del gas cae por debajo del valor en el que el interruptor automático no puede realizar su tarea nominal. Se debe proporcionar una alarma para indicar la caída de la presión de gas en la zona del interruptor antes del bloqueo. A la presión de alarma, el disyuntor debe ser capaz de realizar su trabajo nominal.

Se proporcionarán dos (2) bobinas de disparo. Se debe proporcionar un monitor de bobina de disparo para que cada bobina emita una alarma por falla de cualquiera de las bobinas o pérdida de la alimentación de disparo de CC.

Las bobinas de disparo deben estar separadas físicamente, eléctricamente y magnéticamente independientes y deben operar simultáneamente, y deben estar dispuestas de manera que una falla en una bobina no afecte a la otra.

3.3.8.2. Barras de Salida

Los conductores de bus deben ser de aluminio, adecuados para los valores nominales de voltaje y corriente especificados para los valores nominales ambientales especificados. El gabinete debe ser de aluminio

o aleación de aluminio con todos los gabinetes adyacentes atornillados o unidos entre sí y conectados a tierra.

El sistema de barras colectoras se construirá de subconjuntos modulares cuya longitud corresponda a la separación entre bahías del equipo de distribución. Las barreras de gas para formar compartimientos herméticos a los gases separados deben separar los subconjuntos del bus entre sí.

Las barras colectoras se dispondrán de modo que permitan el mantenimiento de una barra colectora, incluida la extracción de gas, mientras que la otra barra colectora está en servicio con los circuitos conectados.

La expansión y la alineación de la instalación se considerarán en el diseño del bus y del recinto. Si es necesario, las juntas de expansión deben estar provistas de compensadores para el gabinete y contactos deslizantes enchufables para el conductor.

Se deben usar aisladores de soporte para mantener el conductor y la caja en la relación adecuada. Deberá haber dos tipos de aisladores de soporte: aisladores de barrera, que se emplean para aislar los compartimientos de gas, y aisladores no de barrera, que permiten que la presión del gas se iguale.

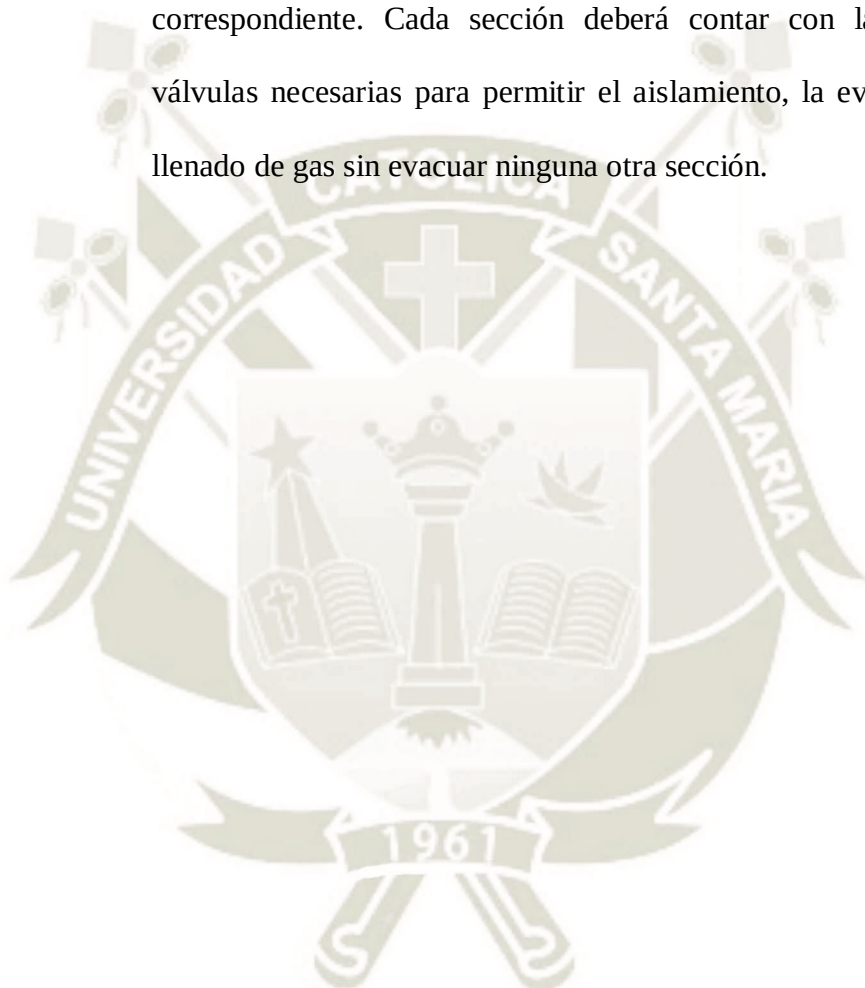
3.3.8.3. Sistema de Gas

El GIS se suministrará con suficiente gas SF₆ para presurizar el sistema completo en una aproximación secuencial, una zona o compartimiento a la vez, a la densidad nominal.

Se suministrará una cantidad adicional de gas como se especifica.

El medio de aislamiento e interrupción será gas SF₆, conforme a IEC 60376.

El recinto GIS se dividirá en varias secciones o bahías separadas por aislantes de barrera herméticos y compartimentos resistentes al arco, para limitar el efecto de cualquier falla al compartimiento correspondiente. Cada sección deberá contar con las tuberías y válvulas necesarias para permitir el aislamiento, la evacuación y el llenado de gas sin evacuar ninguna otra sección.



Capítulo IV

Ingeniería de Proyecto

El diseño conceptual de la central termoelectrónica de ciclo combinado deberá satisfacer la demanda del mercado eléctrico peruano con calidad y a un bajo costo de operación, este cálculo se realizará en base a los datos técnicos de las turbinas a gas que forman parte de la central de ciclo simple, a las condiciones del sitio y parámetros ya estudiados en los capítulos anteriores.

4.1. Definición del concepto

En la actualidad se cuenta con tres turbinas a gas gemelas de marca Siemens, se va a considerar que cada turbina a gas tendrá su propia caldera de recuperación de calor. La caldera recuperadora será de tres niveles de presión con recalentamiento.

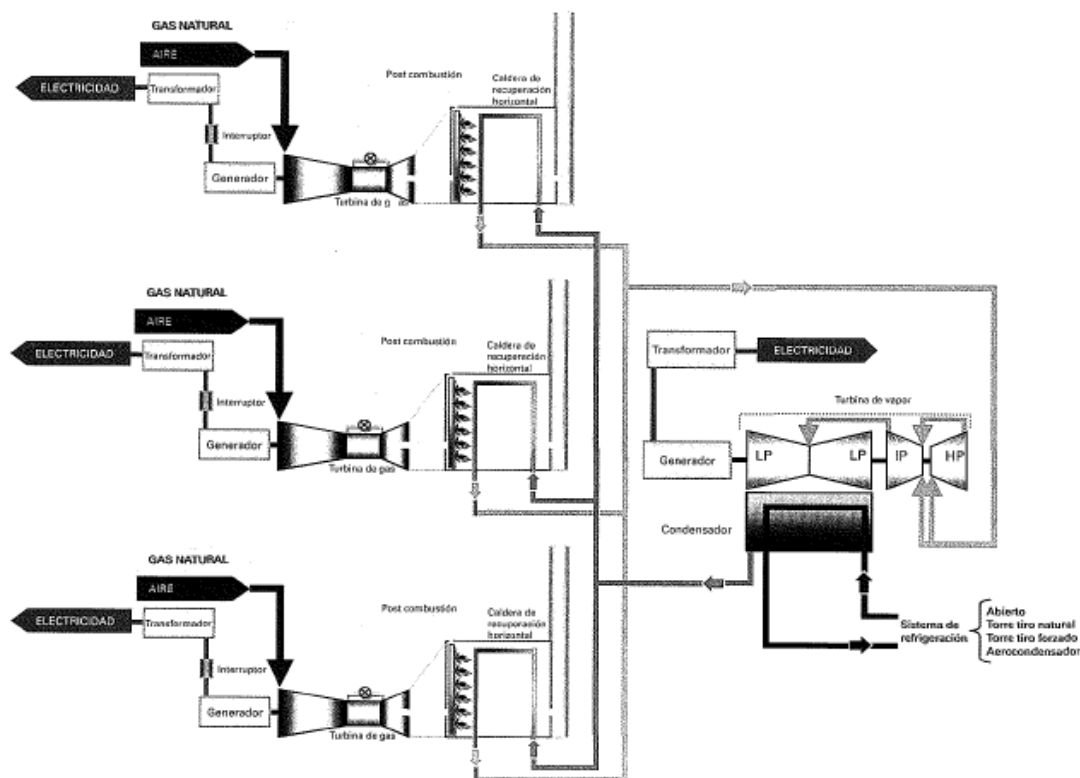


Figura 34: Ciclo Combinado en configuración 3x1
Fuente: Sabugal y Gomez, 2006

Dentro de las principales configuraciones para ciclos combinados estudiados capítulos anteriores se escogió una configuración de tipo 3x1, esto quiere decir que se va a tener tres turbinas a gas, tres calderas recuperadoras de calor y una turbina a vapor que completa el ciclo combinado. En la figura N°34 se muestra un esquema de la configuración utilizada para el ciclo.

4.2. Ciclo de Gas

La central termoeléctrica Ilo 4 cuenta con tres turbinas gemelas SIEMENS SGT6-5000F, en la actualidad estas turbinas queman combustible Diesel B5, son de quemador dual por lo que pueden trabajar con gas natural.

Tabla 06: Especificaciones técnicas Siemens SGT6-500F

FABRICANTE	SIEMENS
MODELO	SGT6-5000F
COMBUSTIBLE	DIESEL - GAS NATURAL
POTENCIA	232000 kW
VELOCIDAD	3600 RPM
COMPRESOR	13 ETAPAS
RELACION DE COMPRESION	17
FLUJO DE GASES DE ESCAPE	571 kg/s
TEMPERATURA DE GASES DE ESCAPE	593 °C

Fuente: Siemens Energy, 2018.

Las condiciones del sitio están mostradas en la siguiente tabla:

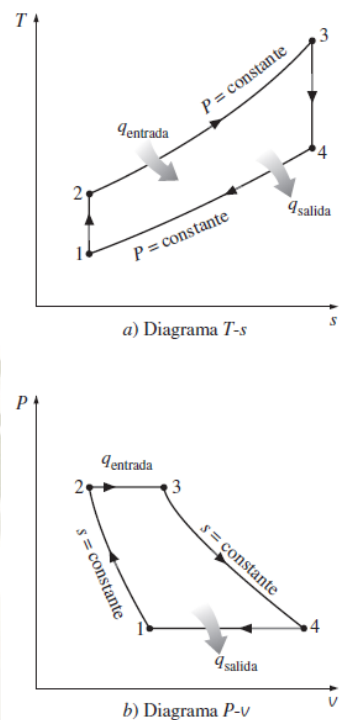
Tabla 07: Condiciones del sitio para Ilo

PRESION	1.013 bar
TEMPERATURA	20 °C
HUMEDAD	74%
ELEVACION	25 m. s. n. m.

Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI, 2019.

Todos los datos mostrados en las tablas del fabricante muestran especificaciones ajustadas a las condiciones del sitio. Para el estudio termodinámico del ciclo

Brayton se van a utilizar las fórmulas y parámetros mostrados en los capítulos anteriores.



El punto 1 se ha fijado a condiciones ambiente, es decir, $P=1$ bar y $T=20^{\circ}\text{C}$, el punto 2 (ideal) a la salida del compresor será:

$$T_{2i} = T_1 * \pi^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2i} = 658.3 \text{ K}$$

Siendo $\pi = 17$ la relación de presiones y $k=1.4$ el cociente entre los calores específicos de un gas.

La temperatura real en el punto 2 se encontraría usando una eficiencia isoentrópica en el compresor de 91%.

$$\eta_k = \frac{T_{2i} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$T_2 = 694.4 \text{ K}$$

Dada que la masa de aire es mucho mayor que la masa de combustible, se pueden utilizar las mismas propiedades para la masa de gases, siendo $C_p=1.0035$ el calor

específico a presión constante. El poder calorífico utilizado para el combustible, en este caso Gas Natural, es el perteneciente al metano (CH₄) debido a su gran presencia (88%) en la composición del gas natural, según la tabla 50050 kJ/kg.

Tabla 08: Propiedades de algunos combustibles

Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, kg/kmol	Densidad, ¹ kg/L	Entalpía de vaporización, ² kJ/kg	Calor específico, ¹ c _p , kJ/kg · K	Poder calorífico superior, ³ kJ/kg	Poder calorífico inferior, ³ kJ/kg
Acetileno (g)	C ₂ H ₂	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Benceno (ℓ)	C ₆ H ₆	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Butano (ℓ)	C ₄ H ₁₀	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
Carbono (s)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Decano (ℓ)	C ₁₀ H ₂₂	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Diesel ligero (ℓ)	C _n H _{1.8n}	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Diesel pesado (ℓ)	C _n H _{1.7n}	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Etano (g)	C ₂ H ₆	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Etanol (ℓ)	C ₂ H ₅ O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Gas natural (g)	C _n H _{3.8n} N _{0.1n}	18	—	—	2	50,000	45,000
Gasolina (ℓ)	C _n H _{1.87n}	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Heptano (ℓ)	C ₇ H ₁₆	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Hexano (ℓ)	C ₆ H ₁₂	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexeno (ℓ)	C ₆ H ₁₄	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Hidrógeno (g)	H ₂	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Isopentano (ℓ)	C ₅ H ₁₂	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Metano (g)	CH ₄	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Metanol (ℓ)	CH ₄ O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Monóx. de carbono (g)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Octano (ℓ)	C ₈ H ₁₈	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
1-Penteno (ℓ)	C ₅ H ₁₀	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Propano (ℓ)	C ₃ H ₈	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Tolueno (ℓ)	C ₇ H ₈	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500

¹A 1 atm y 20°C.

²A 25°C para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

³A 25°C. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en kJ/kmol.

Fuente: Termodinámica, Cengel y Boles (2011)

La temperatura máxima del ciclo (punto 3) se puede encontrar haciendo un balance térmico en la cámara de combustión (η=98%).

$$\eta_{cc} = \frac{mg * Cp * (T_3 - T_2)}{mc * PC}$$

$$T_3 = 1799 K$$

El punto 4 a la salida de la turbina de gas está dado por el fabricante siendo T=593 °C y una masa de los gases mg=571 kg/s.

$$mg = ma + mc$$

$$W_{neto} = mg * Cp * (T_3 - T_4) * \eta_m - \frac{ma * Cp * (T_2 - T_1)}{\eta_m}$$

$$ma = 558.1 \frac{kg}{s}$$

$$mc = 12.9 \frac{kg}{s}$$

La eficiencia del ciclo Brayton sería:

$$\eta_{br} = \frac{W_{br}}{mg * Cp * (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{br} = 37.4 \%$$

4.3. Ciclo de vapor y recuperación de calor en el HRSG

Como se indicó anteriormente, la central de ciclo combinado contaría con tres turbinas a gas gemelas Siemens SGT6-5000F, cada una tendría su propia caldera recuperadora de calor y una única turbina de vapor para terminar de completar el ciclo combinado con una configuración de 3x1.

Para realizar el estudio termodinámico del ciclo de vapor se requiere establecer ciertos criterios:

- El ciclo de vapor será de tres niveles de presión y recalentamiento por su mayor rendimiento en comparación de los demás ciclos de doble o tripe presión.
- Con el fin de optimizar la potencia y el rendimiento del ciclo es que se parte de la máxima temperatura posible para el vapor, esta temperatura es la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas menos 25°C.
- El vacío en el condensador es otro aspecto muy importante a considerar durante el diseño conceptual del ciclo, se debe fijar en un valor que permita el mayor salto entálpico en la turbina sin exceder los límites de humedad permitidos para conservar la integridad de los álabes de la turbina de vapor, por tanto, se define $P_{cond}=4.5 \text{ kPa}$ y $y_{max}=16\%$.

Dado que se cuenta con tres turbinas gemelas es que se va a desarrollar el cálculo para una turbina de gas, repitiéndose el mismo para las otras turbinas existentes.

Partiendo de todas las consideraciones señaladas anteriormente para nuestro ciclo de vapor, se muestra en la figura 35 un esquema del ciclo con tres niveles de presión y recalentamiento del vapor, este ciclo no cuenta con extracciones, se realiza un calentamiento del agua de alimentación en el economizador para luego ingresar al desaireador, parte de esta agua se utiliza para el calentamiento del mismo pasando por un cambio de fase en la caldera para luego volver a ingresar al desaireador.

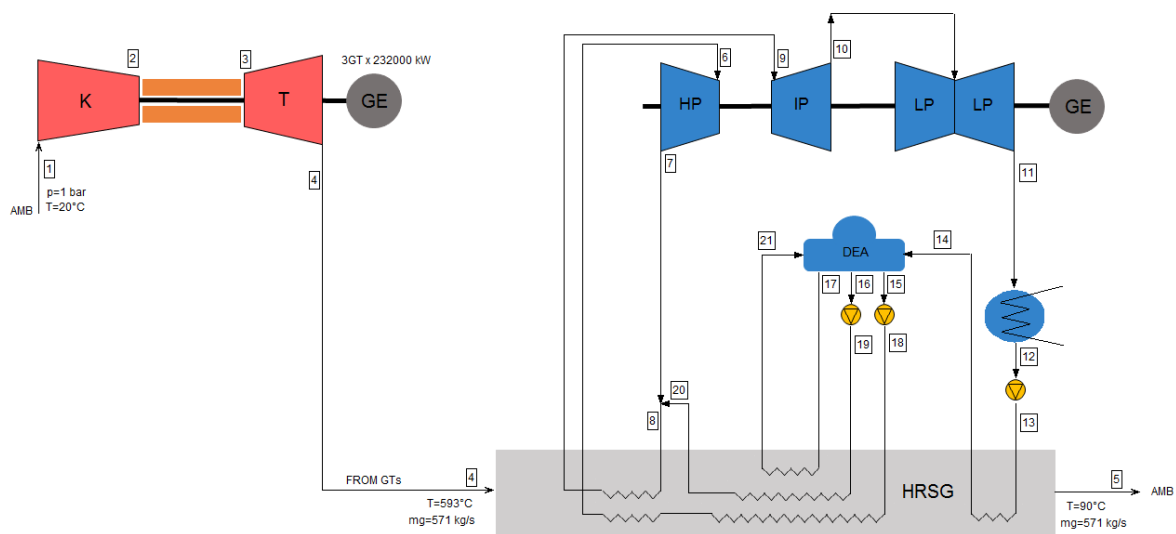


Figura 35: Esquema del ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento.

Fuente: Elaboración propia

4.3.1. Selección de niveles de presión

Para la evaluación de todos estos escenarios posibles de presión es que se ha hecho uso del software Engineering Equation Solver (EES), esto permitirá comparar las eficiencias obtenidas para cada caso, potencias obtenidas para el ciclo y curvas que ayudaran a definir todos los aspectos importantes del ciclo.

En la figura 36 se muestra un esquema h-s para el ciclo Rankine anteriormente expuesto en donde se han propuesto niveles de presión que posteriormente se evaluarán repetidas veces.

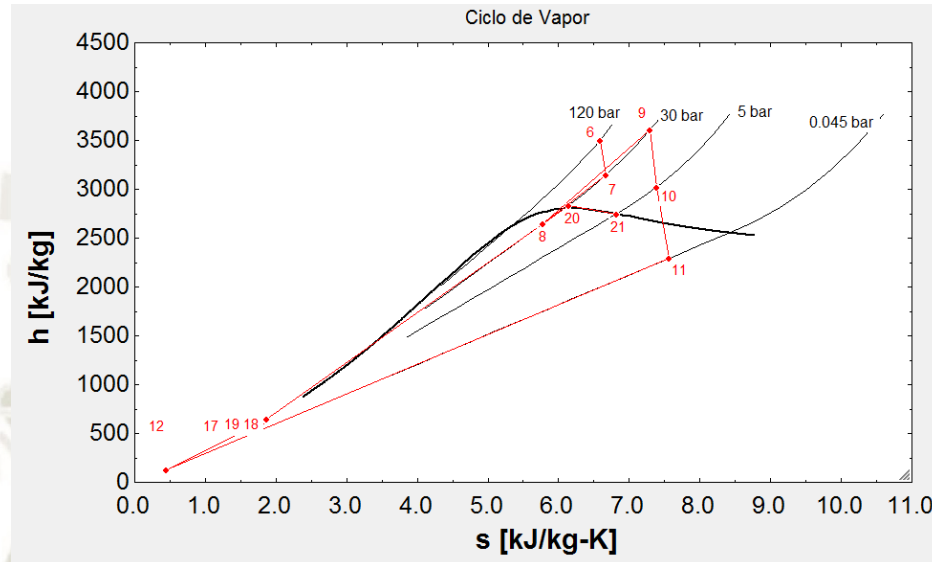


Figura 36: Diagrama h-s ciclo de vapor con 3 niveles de presión y recalentamiento.

Fuente: Elaboración propia.

Después de establecer las condiciones iniciales para el desarrollo del ciclo, lo siguiente es encontrar las entalpías en cada estado, considerar eficiencias isoentrópicas para la turbina de vapor de 88% en la zona de alta, 92% en intermedia y 93 % en baja presión según datos y recomendaciones del fabricante, además de una eficiencia en la caldera recuperadora de 97%. Unidades para P (bar) y T (°C):

"Estado 6"

$$T[6]=T_{ga}-25$$

$$\{P[6]=120\}$$

$$h[6]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[6], P=P[6])$$

$$s[6]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[6], P=P[6])$$

"Estado 7"

$$P[7]=30$$

$$h_{7i}=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},s=s[6],P=P[7])$$

$$nkA=(h[6]-h[7])/(h[6]-h_{7i})$$

$$s[7]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},h=h[7],P=P[7])$$

"Estado 9"

$$T[9]=T[6]$$

$$P[9]=P[7]$$

$$h[9]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[9],P=P[9])$$

$$s[9]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[9],P=P[9])$$

"Estado 10"

$$P[10]=5$$

$$h_{10i}=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},s=s[9],P=P[10])$$

$$nkI=(h[9]-h[10])/(h[9]-h_{10i})$$

$$s[10]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},h=h[10],P=P[10])$$

"Estado 11"

$$P[11]=0.045$$

$$h_{11i}=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},s=s[10],P=P[11])$$

$$nkB=(h[10]-h[11])/(h[10]-h_{11i})$$

$$s[11]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},h=h[11],P=P[11])$$

$$x[11]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS},p=P[11],h=h[11])$$

"Estado 12"

$$P[12]=P[11]$$

$$h[12]=\text{Enthalpy}(\text{Water},x=0,P=P[12])$$

$$s[12]=\text{Entropy}(\text{Water},x=0,P=P[12])$$

"Estado 13"

$$P[13]=P[10]$$

$$h[13]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, s=s[12], P=P[13])$$

$$s[13]=s[12]$$

"Estado 15"

$$P[15]=P[10]$$

$$h[15]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, x=0, P=P[15])$$

$$s[15]=\text{Entropy}(\text{Water}, x=0, P=P[15])$$

$$T[15]=\text{Temperature}(\text{Water}, P=P[15], h=h[15])$$

"Estado 14"

$$P[14]=P[10]$$

$$T[14]=T[15]-5 \quad \text{"approach point de } 5^{\circ}\text{C"}$$

$$h[14]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, T=T[14], P=P[14])$$

$$s[14]=\text{Entropy}(\text{Water}, T=T[14], P=P[14])$$

"Estado 16"

$$P[16]=P[15]$$

$$h[16]=h[15]$$

$$s[16]=s[15]$$

"Estado 17"

$$P[17]=P[16]$$

$$h[17]=h[16]$$

$$s[17]=s[16]$$

"Estado 18"

$$P[18]=P[6]$$

$$h[18]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, s=s[15], P=P[18])$$

$$s[18]=s[15]$$

"Estado 19"

$$P[19]=P[9]$$

$$h[19]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, s=s[16], P=P[19])$$

$$s[19]=s[16]$$

"Estado 20"

$$P[20]=P[19]$$

$$T_{20p}=\text{Temperature}(\text{Water}, x=1, P=P[20])$$

$$T[20]=T_{20p}+10 \quad \text{"10°C entre saturado y sobrecalentado"}$$

$$h[20]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, T=T[20], P=P[20])$$

$$s[20]=\text{Entropy}(\text{Water}, T=T[20], P=P[20])$$

"Estado 21"

$$P[21]=P[17]$$

$$h[21]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, x=1, P=P[21])$$

$$s[21]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, x=1, P=P[21])$$

"Estado 8"

$$P[8]=P[7]$$

$$h[8]=(h[7]*m_v+h[20]*m_y)/(m_v+m_x)$$

$$s[8]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, h=h[8], P=P[8])$$

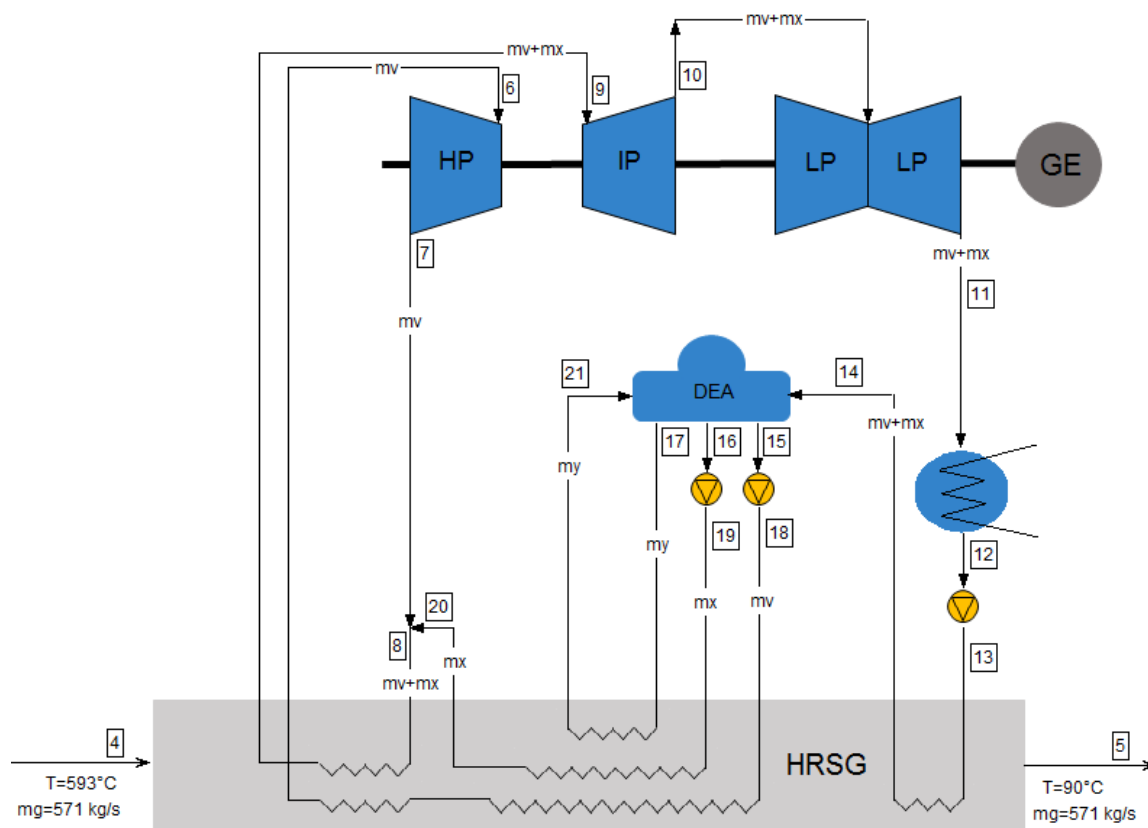


Figura 37: Balance de calor y masas para el ciclo Rankine
Fuente: Elaboración propia

Lo siguiente es realizar un balance de calor y masa en tres puntos específicos: la turbina de vapor (alta, intermedia y baja presión), la caldera recuperadora de calor y el calentador abierto (desaireador). Se ha fijado una temperatura de gases de escape a la salida de la caldera recuperadora de 90°C con el fin de poder obtener el máximo de calor sensible de los gases sin que se produzca oxidación de los mismos y por consiguiente precipitaciones acidas en la salida de la caldera.

$$WRA = m_v * (h_6 - h_7) + (m_v + m_x) * (h_9 - h_{11})$$

$$0 = m_v * h_{15} + m_x * h_{16} + m_y * h_{17} - m_y * h_{21} - (m_v + m_x) * h_{14}$$

$$\begin{aligned} & \eta_{hrsg} * 3 * m_g * Cp * (T_{ga} - T_5) \\ & = (m_v + m_x) * (h_{14} - h_{13}) + m_v * (h_6 - h_{18}) + m_x \\ & * (h_{20} - h_{19}) + (m_v + m_x) * (h_9 - h_8) + m_y * (h_{21} - h_{17}) \\ & (m_v + m_x) * h_8 = m_v * h_7 + m_x * h_{20} \end{aligned}$$

Haciendo uso de la herramienta tablas paramétricas de EES, se evalúa diferentes niveles de alta presión partiendo desde 60 bares hasta 170 bares, manteniendo 30 bares para la zona de intermedia presión.

Tabla 09: Valores de potencia, eficiencia y relación de presiones para 120 bares en alta y 30 bares en intermedia.

Table 1

 1..12	 2	 3	 4	 5	 6	
P ₆ [bar]	WRA [kW]	nbrayton	nrankine	nccomb	ratio [WRA/WBR]	
Run 1	60	334205	0.374	0.3539	0.5889	0.4802
Run 2	70	339029	0.374	0.3591	0.5921	0.4871
Run 3	80	342946	0.374	0.3634	0.5947	0.4927
Run 4	90	346201	0.374	0.3669	0.5968	0.4974
Run 5	100	348956	0.374	0.3698	0.5986	0.5014
Run 6	110	351318	0.374	0.3723	0.6001	0.5048
Run 7	120	353367	0.374	0.3744	0.6014	0.5077
Run 8	130	355160	0.374	0.3763	0.6025	0.5103
Run 9	140	356738	0.374	0.3779	0.6035	0.5126
Run 10	150	358137	0.374	0.3793	0.6043	0.5146
Run 11	160	359382	0.374	0.3805	0.605	0.5164
Run 12	170	360494	0.374	0.3815	0.6057	0.518

Fuente: Elaboración propia.

Según lo estudiado anteriormente, fijando en 25°C la diferencia de temperatura entre los gases de escape y el vapor de alta presión, para una caldera de circulación natural, la presión óptima del vapor de alta es de unos 120 bar, entre 20 y 30 bar para la sección de intermedia presión y 5 bar para la baja presión, esto con el fin de aprovechar mejor el calor sensible de los gases de escape. Un aumento en los niveles de alta presión conllevaría un aumento en el rendimiento del ciclo, pero también en la

superficie de la caldera, esto se traduce en un mayor costo de instalación, por estas razones es que se va a comenzar el cálculo con los niveles mencionados y se evaluará diferentes escenarios para la selección final de los niveles de presión.

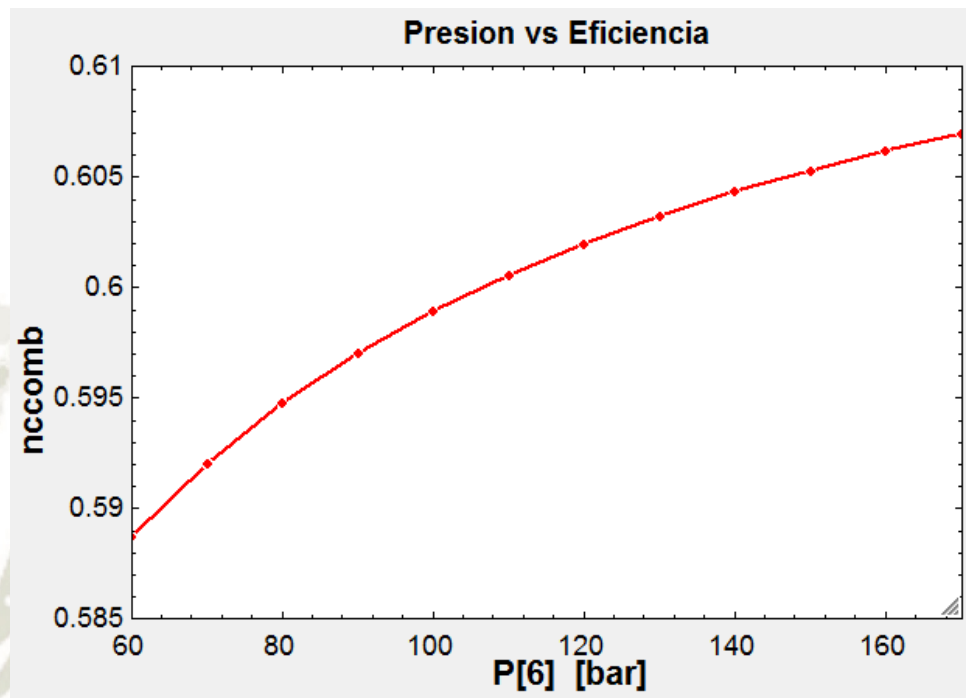


Figura 38: Curva de presión de vapor de alta vs Eficiencia
Fuente: Elaboración Propia

Como se ve en la tabla paramétrica N°9 y en la figura 38, para una presión de 120 bar se obtiene una eficiencia del ciclo rankine de 37.44 % y de ciclo combinado 60.14 %. Un dato importante a considerar para saber si los niveles de presión y las configuraciones escogidas son las correctas, es verificar la relación de potencia obtenida para el ciclo Rankine entre la potencia existente del ciclo Brayton, siendo 50.77% un valor correcto para nuestro ciclo combinado.

Tabla 10: Valores de potencia, eficiencia y relación de presiones para
120 bares en alta y 40 bares en intermedia.

1..12	1	2	3	4	5	6	ratio
	P_6 [bar]	WRA [kW]	nbrayton	nrankine	nccomb		[WRA/WBR]
Run 1	60	332543	0.374	0.3511	0.5872		0.4778
Run 2	70	337869	0.374	0.357	0.5908		0.4854
Run 3	80	342199	0.374	0.3617	0.5936		0.4917
Run 4	90	345804	0.374	0.3656	0.596		0.4968
Run 5	100	348860	0.374	0.3689	0.598		0.5012
Run 6	110	351487	0.374	0.3717	0.5997		0.505
Run 7	120	353771	0.374	0.3741	0.6011		0.5083
Run 8	130	355775	0.374	0.3761	0.6024		0.5112
Run 9	140	357547	0.374	0.3779	0.6035		0.5137
Run 10	150	359122	0.374	0.3795	0.6045		0.516
Run 11	160	360530	0.374	0.3809	0.6053		0.518
Run 12	170	361792	0.374	0.3822	0.6061		0.5198

Fuente: Elaboración propia.

La presión intermedia se había fijado en 30 bares obteniéndose calidad del vapor en las últimas etapas de la turbina de 90.73 % y una potencia de 353367 kW, una variación de esta presión a 40 bares produce 353771 kW (404 kW más que la anterior), una eficiencia de ciclo combinado de 60.11% (ligeramente menor que la anterior) y una calidad de 89.07%, Estos dos últimos factores son los más importantes del análisis, es decir, aumentando el nivel de baja presión tendríamos una ligera menor eficiencia y la humedad pasaría de 9.27% a 10.93% en las últimas etapas de la turbina. Por estos motivos es que la presión de intermedia se va a fijar en 30 bares.

Entonces se obtiene, para 120 bares:

$$WRA = 353367 \text{ kW}$$

$$m_v = 184.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_x = 36.92 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_y = 2.265 \frac{kg}{s}$$

La eficiencia del ciclo Rankine seria:

$$\eta_{rankine} = \frac{353367 - W_{bombas}}{Q_A}$$

$$\eta_{rankine} = 37.44 \%$$

La eficiencia del ciclo combinado:

$$\eta_{cc} = \eta_{br} + \eta_{rankine} * \eta_{hrs} * (1 - \eta_{br})$$

$$\eta_{cc} = 60.14 \%$$

La potencia de auxiliares:

$$W_{bombas} = m_v * (h_{18} - h_{15}) + m_x * (h_{19} - h_{16}) + (m_v + m_x) * (h_{13} - h_{12})$$

$$W_{bombas} = 2523 \text{ kW}$$

La relación de potencias obtenidas en ambos ciclos:

$$\delta = \frac{WRA}{3 * WBR}$$

$$\delta = 50.77 \%$$

El consumo específico de vapor y combustible:

$$c.e.v. = \frac{(m_v + m_x + m_y) * 3600}{WRA}$$

$$c.e.v. = 2.28 \frac{kg \text{ de vapor}}{kW - Hr}$$

$$c.e.c. = \frac{3 * m_c * 3600}{WRA + WBR}$$

$$c.e.c. = 0.2362 \frac{kg \text{ de combustible}}{kW - Hr}$$

Para determinar el costo de generación de kW-hr se debe considerar una densidad del gas natural (metano CH₄) de 0.656 kg/m³, un costo de 4 USD/MMBTU. Sabiendo que para producir 1 MMBTU se requiere 28 m³ de gas natural, entonces:

$$P * V = Z * m * R * T$$

$$m = 0.656 \text{ kg de combustible}$$

$$\text{Precio del gas natural} = 4 \frac{\text{USD}}{\text{MMBTU}} * \frac{1 \text{ MMBTU}}{28 \text{ m}^3}$$

$$\text{Precio del gas natural} = 0.4714 \text{ s./}$$

$$\text{Costo} = \frac{0.2362 \frac{\text{kg de combustible}}{\text{kW} - \text{Hr}} * 0.4714 \text{ s./}}{0.656 \text{ kg de combustible}}$$

$$\text{Costo} = 0.1697 \frac{\text{soles}}{\text{kW} - \text{Hr}}$$

Con el fin de realizar una comparación, adicionalmente se va a realizar una evaluación del costo del kW-Hr utilizando como fuente de combustible el diésel B5-S50 con una densidad de 0.87 g/cm^3 y un costo promedio de 13 soles/galón.

$$m = \rho * V$$

$$m = 3.29295 \text{ kg de combustible}$$

$$\text{Costo} = \frac{0.2362 \frac{\text{kg de combustible}}{\text{kW} - \text{Hr}} * 13 \text{ s/}}{3.29295 \text{ kg de combustible}}$$

$$\text{Costo} = 0.9325 \frac{\text{s/}}{\text{kW} - \text{Hr}}$$

El resultado nos muestra que la diferencia de costos entre estos dos combustibles es significativa, el costo del kW-hr utilizando diésel como fuente de calor es mucho mayor que el obtenido usando gas natural, este es una de las razones principales por las que se justifica la presente tesis y el futuro proyecto de conversión a ciclo combinado.

4.3.2. Selección de la turbina de vapor

La selección de la turbina de vapor estará regida por los parámetros determinados en los puntos anteriores, es decir, la potencia encontrada

para el ciclo Rankine, la presión de vapor, la temperatura del vapor y la temperatura de recalentamiento.

En la figura 40 se muestra diferentes modelos de turbinas de vapor de marca Siemens para la conversión del ciclo simple a ciclo combinado, se escogió este listado de turbinas debido a que en la central ya se cuenta con turbinas a gas de la misma marca.

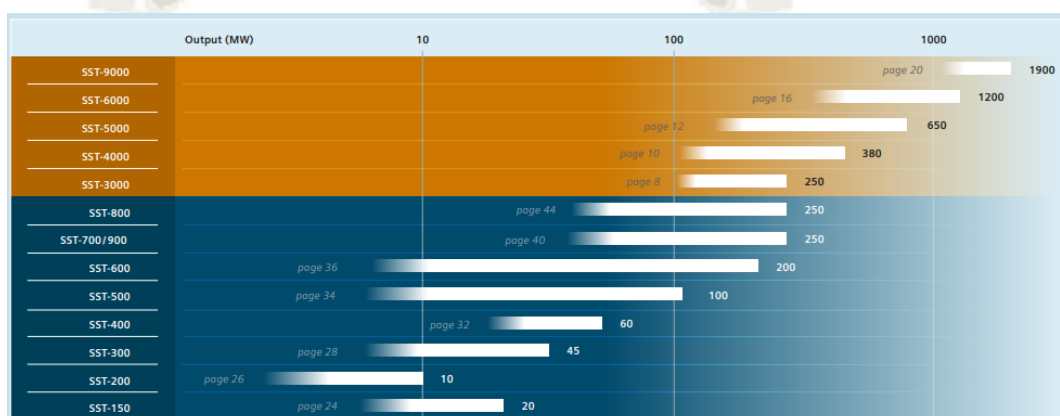


Figura 40: Turbinas de vapor Siemens por potencia
Fuente: Siemens, 2019

En el apartado anterior se encontró que la potencia para el ciclo Rankine sería de 353.3 MW por lo que se puede seleccionar desde modelo SST-4000 hacia adelante. Una solución recomendada por el fabricante para nuestros niveles de potencia es la turbina Siemens SST-5000.

Tabla 11: Especificaciones de la turbina SST-5000

FABRICANTE	SIEMENS
MODELO	SST6-5000
POTENCIA	120 MW HASTA 650 MW
VELOCIDAD	3600 RPM
PRESION DE INGRESO DE VAPOR	HASTA 177 BAR
TEMPERATURA DE VAPOR	HASTA 600 °C
TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO	HASTA 610 °C
FRECUENCIA	50 O 60 Hz

Fuente: Siemens, 2019.

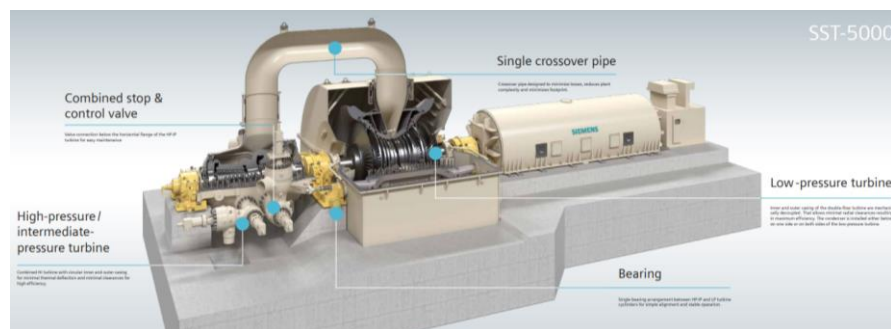


Figura 41: Turbina SST-5000
Fuente: Siemens, 2019.

Nuestra selección cumple con los niveles de potencia para el ciclo Rankine, con la presión de vapor y las temperaturas para el ingreso de vapor a la turbina.

4.3.3. Potencia de la Planta

La potencia del ciclo Brayton existente es de tres turbinas de 232 MW lo que hace un total de 696 MW. La potencia de salida del ciclo Rankine aplicando la eficiencia mecánica y del generador eléctrico:

$$W = 353367kW * 0.91 * 0.98$$

$$W = 315132.69 kW$$

Lo que hace un total de potencia de la Central Termoeléctrica Ilo4 operando como ciclo combinado de:

$$W_T = 1011.13 MW$$

Conclusiones

- Se logró desarrollar el estudio termodinámico y el diseño conceptual de la central termoeléctrica Ilo 4 para la conversión del ciclo simple operando con diésel a ciclo combinado con gas natural, logrando tener una potencia de planta de 1011.13 MW y una eficiencia de ciclo combinado de 60.14%.
- Se identificó todos los parámetros termodinámicos y característicos actuales de la central, se recopiló toda la información necesaria, se definió las variables a encontrar durante el cálculo y las posibles configuraciones a utilizar para el diseño del ciclo.
- Se logró desarrollar el análisis técnico de la conversión a ciclo combinado estudiando el ciclo simple actual, evaluando todas las configuraciones posibles para el futuro ciclo combinado y utilizando esos resultados para definir todos los parámetros operando con gas natural.
- Después de evaluar todos los resultados obtenidos, es decir, los niveles de presión, la potencia de salida, la eficiencia del ciclo combinado, se logró establecer la configuración de la planta y la selección de los equipos principales como la turbina de vapor necesaria para completar el ciclo.

Observaciones y Recomendaciones

- Es necesario realizar un modelamiento del ciclo en un software (en nuestro caso Engineering Equation Solver EES) para poder evaluar diferentes parámetros y poder realizar iteraciones que nos den los mejores escenarios posibles para alcanzar la mayor eficiencia del ciclo.
- Para la determinación de los parámetros más importantes de la central como la presión, temperatura y potencia, se ha seguido recomendaciones de libros de estudio de ciclos combinados y también datos reales del funcionamiento de diferentes plantas con configuraciones y niveles de potencia similares.
- Se recomienda seguir desarrollando el cálculo del ciclo combinado desde un punto de vista tecno-económico y no solo técnico, como el que se ha estado aplicando en la presente tesis al momento de la selección de los parámetros más importantes.
- Se sugiere que se profundice más en el estudio de mejoras para el ciclo, se puede considerar utilizar enfriadores de aire (chiller) en la admisión del compresor para elevar puntos porcentuales la eficiencia del ciclo, esto requiere una evaluación económica para ver si es viable la inversión.
- Se recomienda seguir con el cálculo más detallado para los subsistemas de la planta, en nuestro caso lo siguiente sería realizar el diseño del sistema de enfriamiento, las tuberías que van desde la caldera recuperadora hasta la turbina de vapor y el aislamiento de las mismas. Los demás subsistemas como sistema de agua desmineralizada, combustible, drenajes, etc. ya existen en la central de ciclo simple y serían los mismos a utilizar en la central de ciclo combinado.

Bibliografía

Cengel, Y., & Boles, M. (2013). Termodinámica (Sexta ed.). México: McGraw-Hill / Interamericana Editores.

Central Térmica de Ciclo Combinado de Ventanilla. (2016). Infraestructura Peruana.

Recuperado diciembre 2018

<http://infraestructuraperuana.blogspot.com/2016/02/central-termica-de-ciclo-combinado-de.html>

Centrales Térmicas de Ciclo Combinado. (2014). Renove Tecnología S.L. Recuperado febrero 2019.

<http://www.cicloscombinados.com/index.php/1-las-centrales-de-ciclo-combinado>

“Conversión del ciclo simple con diésel B5 S-50 a ciclo combinado con gas natural de la Central Termoeléctrica Puerto Bravo, Mollendo – Arequipa”. (2018). Yaku Erik Choque Condo, Universidad Nacional de San Agustín.

El consumo de las energías renovables. (2016). Education Pro para Genesis Framework Recuperado febrero 2019.

<http://iesoelortzibar.educacion.navarra.es/web/euroscola3a/2016/03/14/el-consumo-de-las-energias-renovables/>

El gas natural y la generación eléctrica flexible. (2015). FuturEnergy. Recuperado enero 2019.

<https://futureenergyweb.es/el-gas-natural-y-la-generacion-electrica-flexible-seis-centrales-que-marcan-tendencia-en-el-mundo/>

ENGIE-Energía. (2016). ENGIE Energía Perú. Recuperado diciembre 2018.

<https://engie-energia.pe/?noticias=engie-pone-en-operacion-comercial-central-nodo-energetico-planta-ilo>

Engineering Equation Solver, EES. (2019) F-Chart Software, LLC. Recuperado febrero 2019

<http://www.fchart.com/ees/art.com/ees/>

Funcionamiento del ciclo combinado en centrales térmicas. (2014) ABB en Perú. Recuperado marzo 2019.

<http://www.abb.com.pe/cawp/seitp202/bad82308e64184ad652578cd0042d39d.as>

García Gomez, S. (2008). OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CENTRALES DE CICLO COMBINADO. Madrid: Diaz de Santos.

General Electric Gas Turbine. AERODERIVATIVE & HEAVY DUTY GAS TURBINES. Recuperado febrero 2019.

<https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines>

Kehlfoer, R. & Rukes, B. (2009). Combined-Cycle Gas Steam Turbine Power Plants.

LA CALDERA DE RECUPERACION (HRSG). (2009). Renovetec. Recuperado marzo 2019.

<http://www.cicloscombinados.com/hrsg.html>

Las 10 mayores centrales térmicas de gas del mundo. (2016). El periódico de la energía. Recuperado enero 2019

<https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-termicas-de-gas-del-mundo/>

Organismo Supervisor de la Inversion en Energía y Minería. (2018). Proyectos de Inversión en el sector eléctrico. Electricidad: Recuperado diciembre 2019.

https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/electricidad/Documentos/PROYECTOS%20GFE/Acorde%C3%B3n/Generaci%C3%B3n/1.4.16.pdf

Proyecto Nodo Energético Planta Ilo. (2016). ENGIE Energía Perú. Recuperado abril 2019.

Sabugal, S., & Gómez, F. (2006). CENTRALES TÉRMICAS DE CICLO COMBINADO Teoría y proyecto. Madrid, España: Díaz de Santos.

Servicio Nacional de Meteorología e Hidráulica del Peru, SENAMHI, ILO (2018). Recuperado abril 2019

<https://senamhi.gob.pe/?p=pronostico-detalle-turistico&localidad=0035>

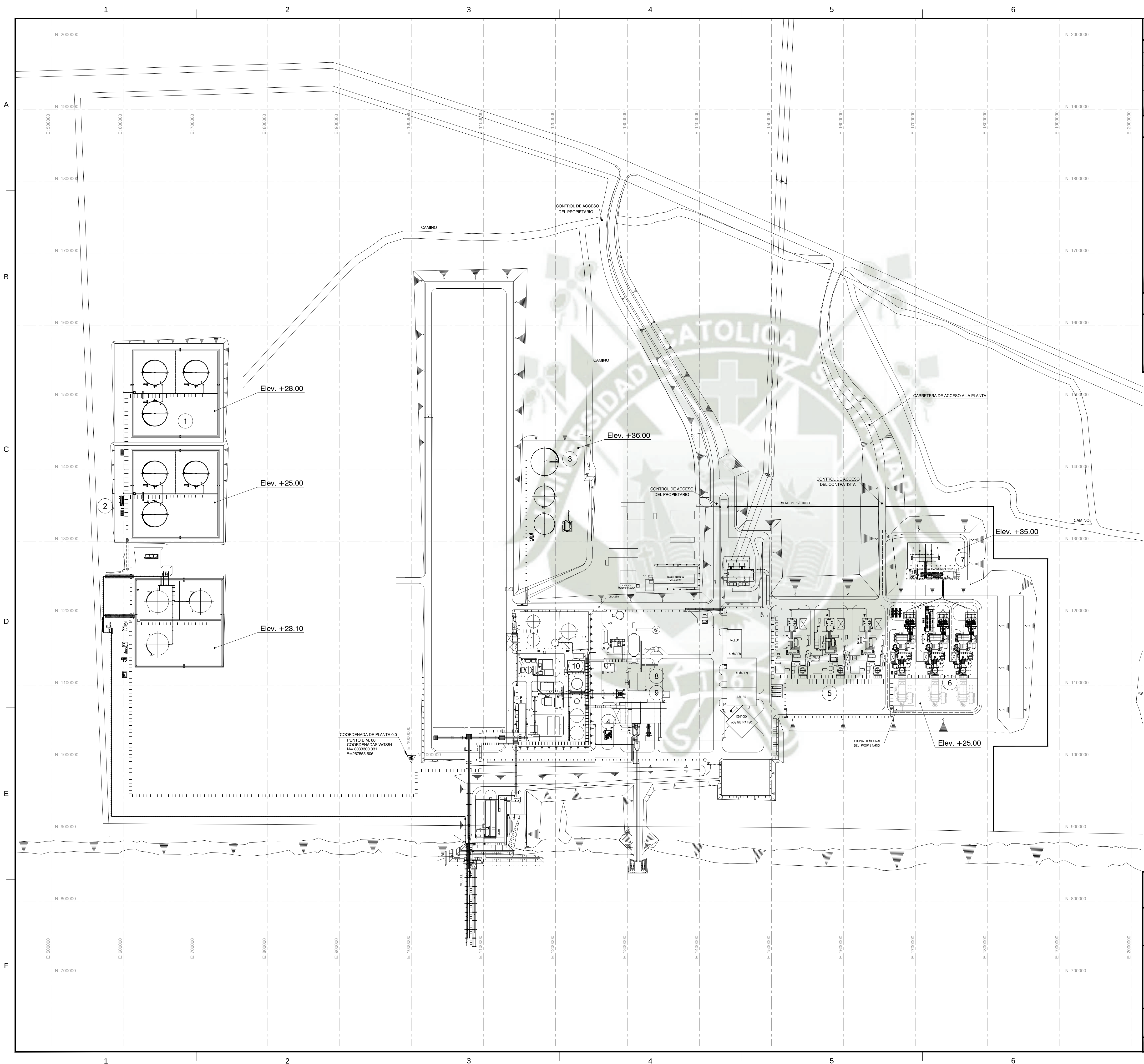
Siemens Gas Turbine. Aeroderivative, industrial and heavy-duty gas turbines: Recuperado abril 2019.

<https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines.html>

Anexo A

Arreglo general de la central termoeléctrica Ilo 4

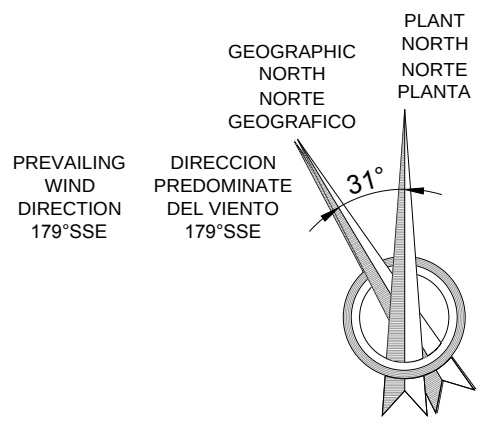




REVISIONS / REVISION						
REV.	DATE/FECHA	DESCRIPTION/DESCRIPCION	PREP.	REV.	APP.	
A	22/09/14	ISSUED FOR REVIEW / ED. PARA REVISIÓN	JGV	OFA	DSH	
00	26/09/14	ISSUED FOR PERMIT / ED. PARA PERMISO	JGV	OFA	DSH	
01	21/10/14	ISSUED FOR CONSTRUCTION PERMIT / EDITADO PARA PERMISO DE CONSTRUCCIÓN	JGV	OFA	DSH	
02	15/12/14	ISSUED FOR DESIGN / EDITADO PARA DISEÑO	JGV	OFA	DSH	

LEGEND / LEYENDA	
1.	FUEL OIL STORAGE AREA / ÁREA DE ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE
2.	FUEL OIL TREATMENT AREA / ÁREA DE TRATAMIENTO DE COMBUSTIBLE
3.	DEMI WATER STORAGE TANKS / ÁREA DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DESMINERALIZADA
4.	AUXILIARY BOILER / CALDERA AUXILIAR
5.	EXISTING GENERATION AREA / ÁREA DE GENERACIÓN EXISTENTE
6.	NEW GENERATION AREA / ÁREA DE GENERACIÓN NUEVA
7.	500 KV GIS
8.	ELECTRONIC ROOM (EXISTING) / SALA ELECTRÓNICA (EXISTENTE)
9.	CONTROL ROOM (EXISTING) / SALA DE CONTROL (EXISTENTE)
10.	WASTE WATER RETENTION BASIN (EXISTING) / BALSA DE EFLUENTES (EXISTENTE)

NOTES / NOTAS	
1.	FUEL OIL TREATMENT WILL BE LOCATED IN NON-HAZARDOUS AREA. EL TRATAMIENTO DE COMBUSTIBLE SE SITUARÁ EN UN ÁREA NO PELIGROSA

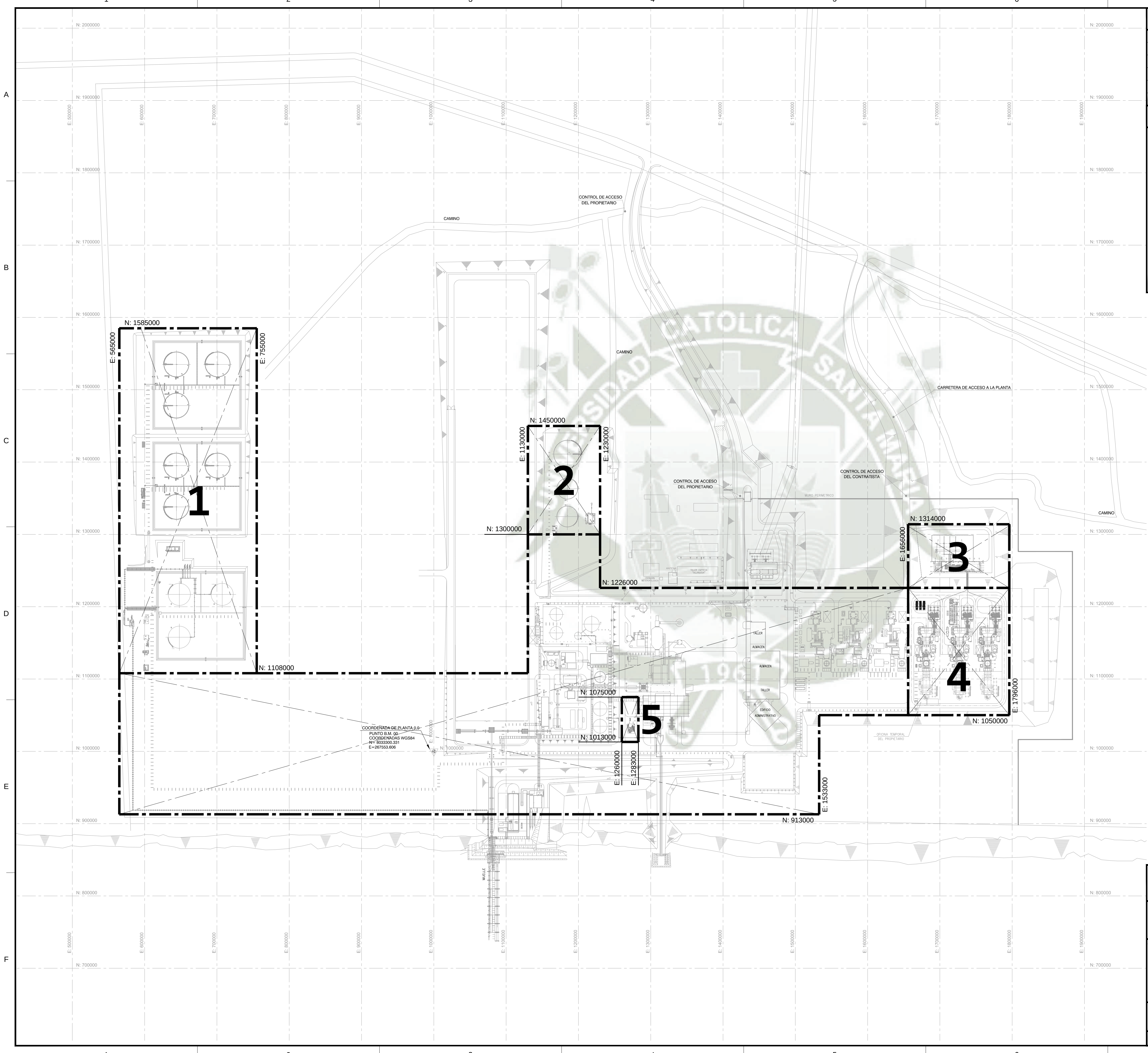


REFERENCE POINT / PUNTO DE REFERENCIA					
PLANT / PLANTA		PROJECT / PROYECTO		UTM (WGS-84)	
E	N	E	N	N	E
0	0	1000000	1000000	8033300.331	267553.606



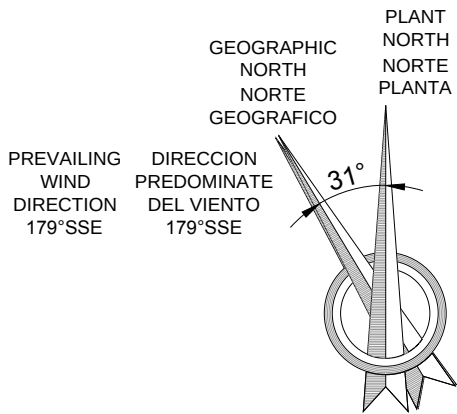
GRAPHIC SCALE IN METERS
ESCALA GRÁFICA EN METROS

 TECNICAS REUNIDAS Energía El copyright de este documento pertenece a Técnicas Reunidas, S.A. EnerSur tiene una licencia perpetua para el uso de este documento para construcción, reparación, restauración, operación y mantenimiento de cualquier parte de las instalaciones de la Planta de generación eléctrica que son parte de este proyecto. "Nodo Energético en el Sur del Perú", ubicado en Ilo, Perú, de acuerdo al contrato relevante. EnerSur no distribuirá este documento ni ninguna información contenida en el a otras personas o entidades para cualquier propósito diferente a los indicados aquí arriba sin el consentimiento previo de Técnicas Reunidas, S.A.					
PROJECT / PROYECTO: NODO ENERGETICO PLANTA ILO (NEPI Project)		CONTRACTOR/CONTRATISTA:  TECNICAS REUNIDAS  UTE TR-JJC			
OWNER/PROPIETARIO: 		TITLE / TITULO: PLOT PLAN IMPLANTACIÓN GENERAL			
TR KKS DWG/PLANO No. 70010-40-YTG-MDA-TRE-001					
DIN A1		SCALE/ ESCALA 1/2500		SHEET / HOJA 1 OF/DE 1	

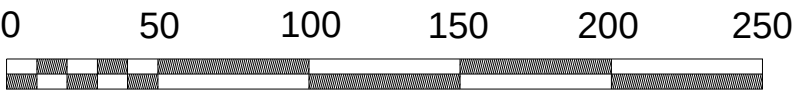


REVISIONS / REVISION							
REV.	DATE/FECHA	DESCRIPTION/DESCRIPCION	PREP.		REV.	APP.	
00	30/09/14	ISSUED FOR PERMIT / EDITADO PARA PERMISO	JGV		OFA		DSH
01	21/10/14	ISSUED FOR CONSTRUCTION PERMIT / EDITADO PARA PERMISO DE CONSTRUCCIÓN	JGV		OFA		DSH
02	15/12/14	ISSUED FOR DESIGN / EDITADO PARA DISEÑO	JGV		OFA		DSH

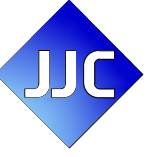
LEGEND / LEYENDA							
1. 70010-40-YTG-MDA-TRE-152 - FUEL OIL AREA / ÁREA DE FUEL OIL							
2. 70010-40-YTG-MDA-TRE-160 - DEMINERALIZED WATER AREA / ÁREA DE AGUA DESMINERALIZADA							
3. 70010-40-YTG-MDA-TRE-151 - GIS AREA / ÁREA GIS							
4. 70010-40-YTG-MDA-TRE-101 - GENERATION UNIT AREA / ÁREA DE GENERACIÓN							
5. 70010-40-YTG-MDA-TRE-156 - AUXILIARY BOILER AREA / ÁREA DE CALDERA AUXILIAR							

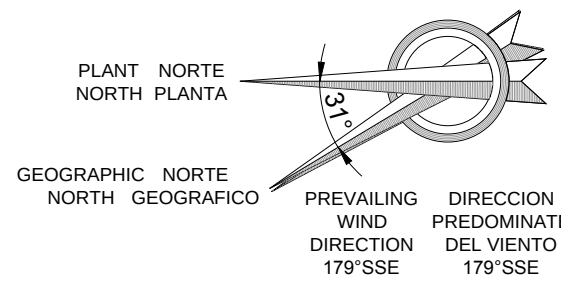


REFERENCE POINT / PUNTO DE REFERENCIA					
PLANT / PLANTA		PROJECT / PROYECTO		UTM (WGS-84)	
E	N	E	N	N	E
0	0	1000000	1000000	8033300.331	267553.606



GRAPHIC SCALE IN METERS
ESCALA GRÁFICA EN METROS

 El copyright de este documento pertenece a Técnicas Reunidas, S.A. EnerSur tiene una licencia perpetua para el uso de este documento para construcción, reparación, restauración, operación y mantenimiento de cualquier parte de las instalaciones de la Planta de generación eléctrica que son parte de este proyecto, "Nodo Energético en el Sur del Perú", ubicado en Ilo, Perú, de acuerdo al contrato relevante. EnerSur no distribuirá este documento ni ninguna información contenida en el a otras personas o entidades para cualquier propósito diferente a los indicados aquí arriba sin el consentimiento previo de Técnicas Reunidas, S.A.						
PROJECT / PROYECTO: NODO ENERGETICO PLANTA ILO (NEPI Project)		CONTRACTOR/CONTRATISTA:   UTE TR-JJC				
OWNER/PROPIETARIO: 		TITLE / TITULO: KEY PLAN PLANO CLAVE				
TR KKS DWG/PLANO No. 70010-40-YTG-MDA-TRE-002						
DIN A1		SCALE / ESCALA	1/2500	SHEET / HOJA	1 OF/DE	1



E: 1796000

N: 1226000

A

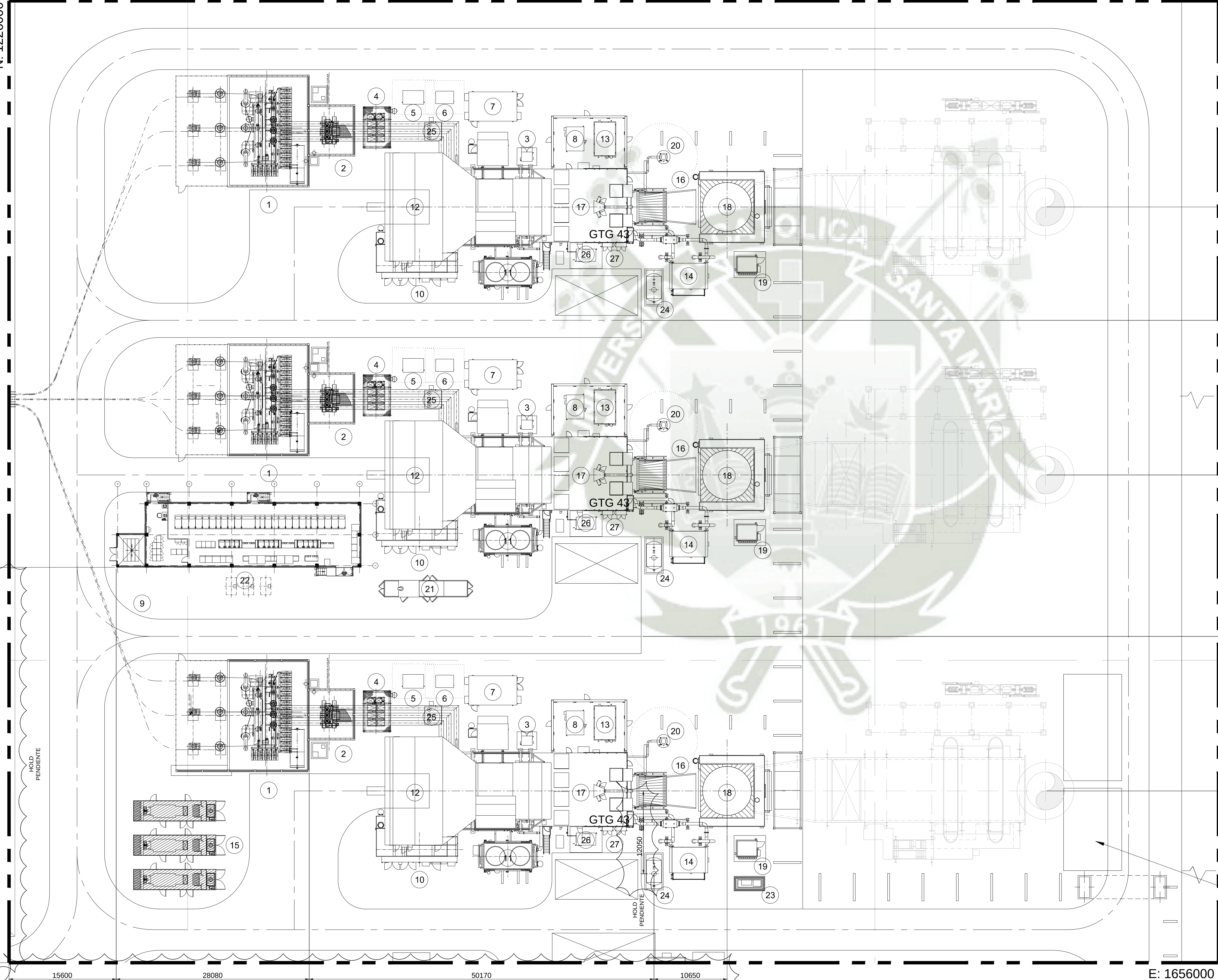
B

C

D

E

F



15600

28080

50170

10650

E: 1656000

N: 1050000

REVISIONS / REVISION

REV.	DATE/FECHA	DESCRIPTION/DESCRIPCION	PREP.	REV.	APP.
A	22/09/14	ISSUED FOR REVIEW / ED. PARA REVISIÓN	JGV	OFA	DSH
00	26/09/14	ISSUED FOR PERMIT / ED. PARA PERMISO	JGV	OFA	DSH
01	21/10/14	ISSUED FOR CONSTRUCTION PERMIT / EDITADO PARA PERMISO DE CONSTRUCCIÓN	JGV	OFA	DSH
02	12/12/14	ISSUED FOR DESIGN / EDITADO PARA DISEÑO	CGA	OFA	DSH

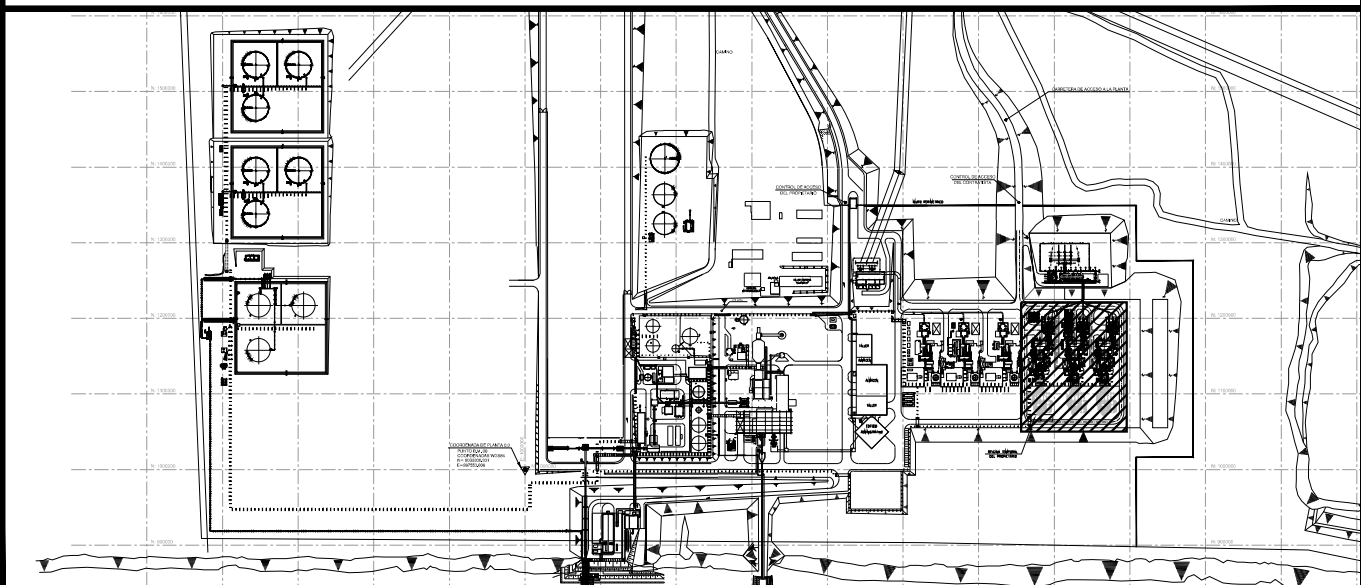
LEGEND / LEYENDA

1. STEP UP TRANSFORMER / TRANSFORMADOR PRINCIPAL
2. AUXILIARY TRANSFORMER / TRANSFORMADOR AUXILIAR
3. CONTROL OIL SKID / MÓDULO DE ACEITE DE CONTROL
4. GENERATOR CIRCUIT BREAKER / INTERRUPTOR DE GENERACIÓN
5. SFC TRANSFORMER / TRANSFORMADOR DE ARRANQUE (SFC)
6. SEE TRANSFORMER / TRANSFORMADOR DE EXCITACIÓN (SEE)
7. SEE/SFC PACKAGE / CONVERTIDOR ESTÁTICO DE FRECUENCIA (SEE/SFC)
8. FUEL OIL PUMP SKID / BANCADA DE BOMBAS DE COMBUSTIBLE
9. MV/LV TRANSFORMERS / TRANSFORMADORES MT/BT
10. ELECTRICAL PACKAGE / PAQUETE ELÉCTRICO DE LA TURBINA
11. LUBE OIL SKID / MÓDULO DE ACEITE DE LUBRICACIÓN
12. AIR INTAKE FILTER HOUSE / CASETA DE FILTROS DE AIRE DE ADMISIÓN
13. WATER INJECTION PUMP SKID / MÓDULO DE BOMBAS DE INYECCIÓN DE AGUA
14. ROTOR AIR COOLER / AEROREFRIGERADOR DEL ROTOR
15. BLACK START / GRUPOS DE ARRANQUE EN NEGRO
16. EXHAUST TRANSITION DUCT / DUCTO DE TRANSICIÓN TURBINA - CHIMENEA
17. GAS TURBINE AND GENERATOR / TURBINA DE GAS Y GENERADOR
18. EXHAUST AND BYPASS STACK / CHIMENEA DE SALIDA DE GASES
19. CEMS / SISTEMA DE MONITORIZACIÓN CONTINUA DE EMISIONES
20. FUEL GAS MAIN FILTER / SEPARATOR / FILTRO PRINCIPAL DE FUEL GAS
21. EMERGENCY DIESEL GENERATOR / GENERADOR DIÉSEL DE EMERGENCIA
22. ELECTRICAL BUILDING / EDIFICIO ELÉCTRICO
23. OIL WATER SEPARATOR / SEPARADOR AGUA - ACEITE
24. WASH WATER TANKS PIT / TANQUES DE RECOGIDA DE AGUA DE LAVADO
25. GENERATOR VT & SURGE CUBICLE / TRANSFORMADOR DE TENSIÓN DEL GENERADOR Y CABINA DE DESCARGA DE SOBRETENSIONES
26. INSTRUMENT / PURGE AIR COMPRESSOR / COMPRESOR DE AIRE DE INSTRUMENTOS / AIRE DE PURGA
27. FIRE PROTECTION SKID / MÓDULO DE PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS



GRAPHIC SCALE IN METERS
ESCALA GRÁFICA EN METROS

KEY PLAN / PLANO CLAVE



El copyright de este documento pertenece a Técnicas Reunidas, S.A. EnerSur tiene una licencia perpetua para el uso de este documento para construcción, reparación, restauración, operación y mantenimiento de cualquier parte de las instalaciones de la Planta de generación eléctrica que son parte de este proyecto. "Nodo Energético en el Sur del Perú", ubicado en Ilo, Perú, de acuerdo al contrato relevante. EnerSur no distribuirá este documento ni ninguna información contenida en el a otras personas o entidades para cualquier propósito diferente a los indicados aquí arriba sin el consentimiento previo de Técnicas Reunidas, S.A.

PROJECT / PROYECTO:
NODO ENERGETICO
PLANTA ILO
(NEPI Project)

OWNER/PROPIETARIO:



TR KKS DWG/PLANO No.
70010-40-YTG-MDA-TRE-101

DIN A1

CONTRACTOR/CONTRATISTA:



UTE TR-JJC

TITLE / TÍTULO:

GENERATION UNIT - GENERAL ARRANGEMENT
UNIDAD DE GENERACIÓN - DISPOSICIÓN
GENERAL

SCALE / ESCALA 1/300

SHEET / HOJA 1 OF/DE 1

Anexo B

Especificaciones de la turbina Siemens SGT6-500F





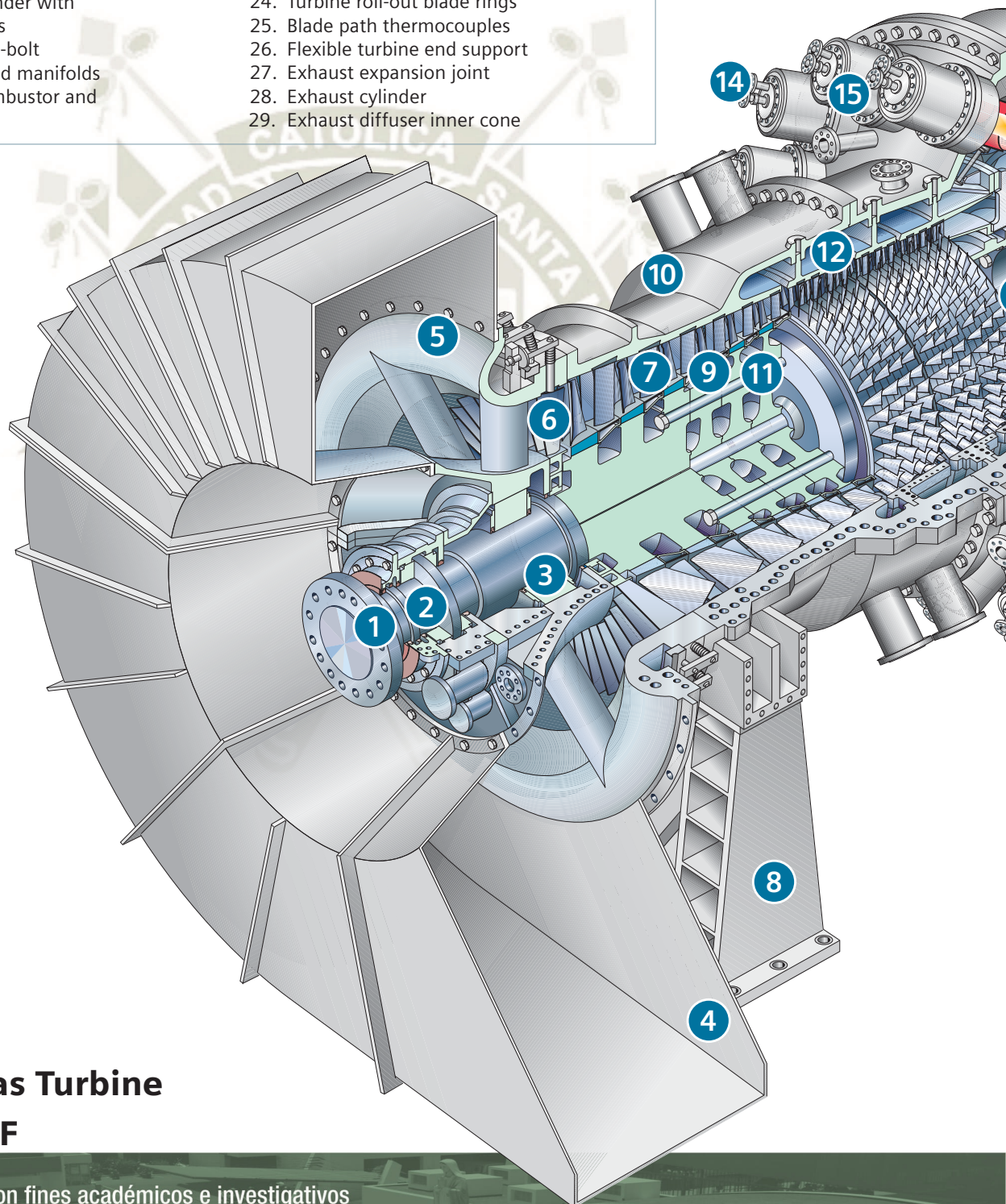
Siemens Gas Turbine SGT6-5000F Application Overview

Answers for energy.

SIEMENS

Key:

- | | |
|--|---|
| 1. Generator coupling | 14. Fuel nozzles |
| 2. Thrust bearing | 15. Combustor baskets |
| 3. Journal bearing | 16. Combustor transitions |
| 4. Inlet air duct | 17. Torque tube/air separator |
| 5. Inlet cylinder | 18. Engine horizontal joint |
| 6. Variable inlet guide vane | 19. Turbine disc thru-bolts |
| 7. Compressor rotating blades | 20. Individual first-stage stationary vanes |
| 8. Fixed compressor end support | 21. Turbine multivane diaphragms |
| 9. Compressor diaphragms with labyrinth seals | 22. Turbine discs |
| 10. Compressor cylinder with borescope access | 23. Turbine rotating blades |
| 11. Compressor thru-bolt | 24. Turbine roll-out blade rings |
| 12. Compressor bleed manifolds | 25. Blade path thermocouples |
| 13. Compressor, combustor and turbine cylinder | 26. Flexible turbine end support |
| | 27. Exhaust expansion joint |
| | 28. Exhaust cylinder |
| | 29. Exhaust diffuser inner cone |



Siemens Gas Turbine SGT6-5000F

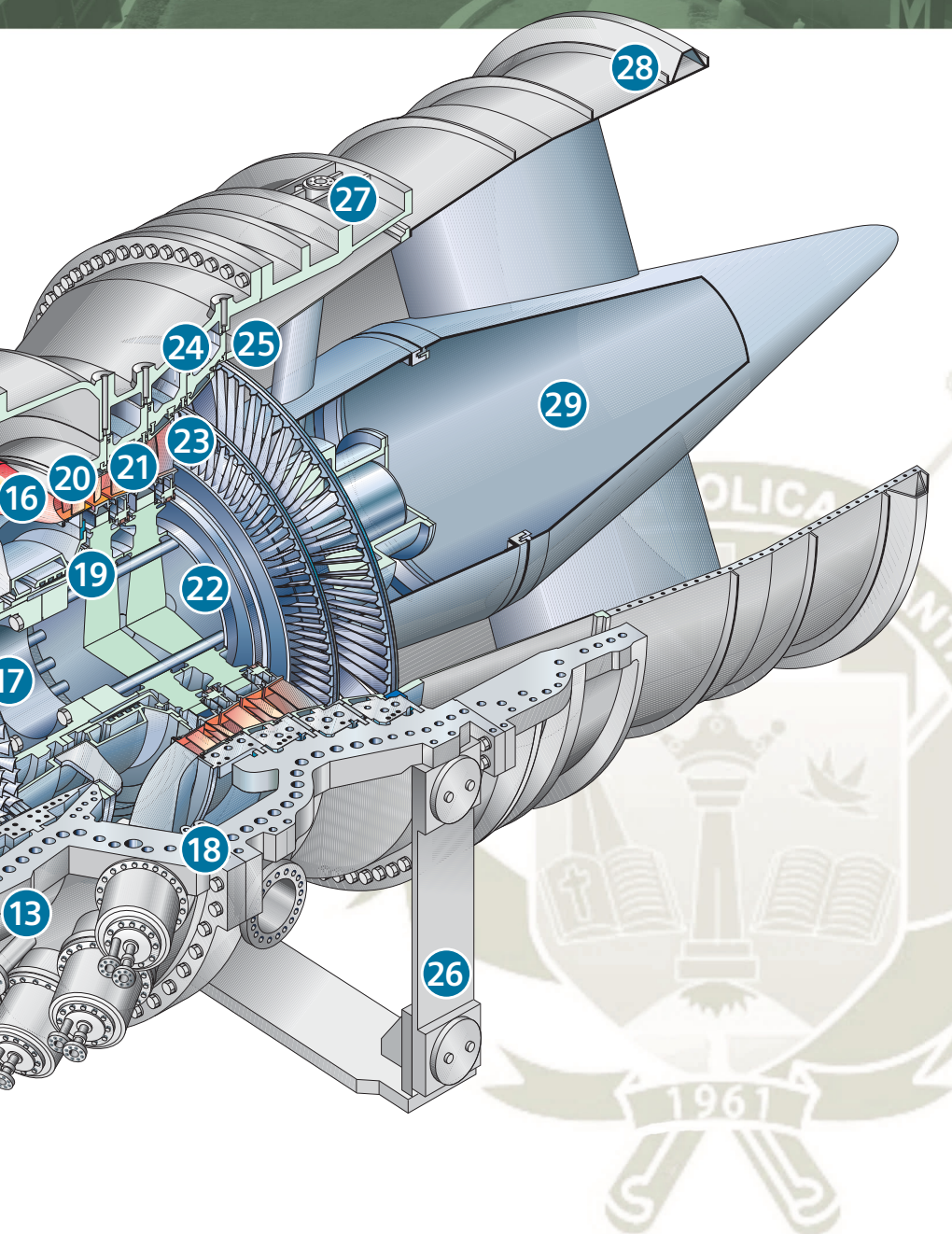


Table of contents:

Application overview	4
Service and support	6
Power Diagnostics services	7
SGT6-5000F gas turbine	8
Scope of supply definitions	13
SGT6-PAC 5000F power plant	14
Auxiliary packages	16
SGT6-PAC 5000F plant arrangement diagram	19
SGT6-PAC 5000F simple cycle performance	20
SGT6-PAC 5000F technical data	22
SCC6-5000F combined cycle plants	23
SCC6-5000F plant arrangement diagrams	26
SCC6-5000F plant performance	28
Integrated gasification combined cycle plant application.....	31

SGT6-PAC 5000F technical data

SGT6-5000F gas turbine

Compressor

Type	Axial flow
Number of stages	16
Rotor speed	3600 rpm
Pressure ratio	17:1
Inlet guide vanes	Variable

Combustion system

Combustors:

Type	Dry Low NO _x
Configuration	Can-annular
Fuel	Gas fuel only
	Gas fuel & liquid fuel (option)
Number	16

Fuels:

Natural gas pressure range	475 to 500 psig - Nominal @ gas turbine filter/separator inlet flange
Liquid fuel (option)	50 to 90 psig @ fuel oil skid interface flange (Demineralized water injection required)

Turbine

Number of stages	4
Number of cooled stages	3

Bearings

Journal bearing:

Type	Tilting pad
Quantity	2

Thrust bearing:

Type	Tilting pad
Number	1

Drive	Cold end, direct coupled
--------------	--------------------------

Generator

Standard

Type

- Base	Open air-cooled (OAC)
- Option	Totally enclosed water-to-air-cooled
- Option	Hydrogen-cooled

Excitation

- Base	Brushless
- Option	Static

Nameplate rating

MVA	249 MVA
Power factor	0.90
Voltage	15 KV
Current	8200 A
Frequency	60 Hz
Speed	3600 RPM
Field current	1544 A
Field voltage	270 V
Ambient temperature	59°F / 15°C
Cold gas temperature	32°C
Insulation class	Class F
Operation class	Class F
Short circuit ratio	0.45
Direct axis impedance	Saturated
X ^d	= 2.13 per unit
X ^{"d}	= 0.26 per unit
X ^{"d}	= 0.19 per unit

Starting system

Electric motor started	AC Motor
Starting time to base load*	30 min (base)
Turning gear	DC Drive

Recommended inspection intervals

Inspection type - Gas fuel	Hours	Starts
Combustor	8,333	450
Hot gas path	25,000	900
Major overhaul	50,000	1,800

*A fast-start option is available to provide 150 MW in 10 minutes.

SGT6-PAC 5000F

Plant weights and dimensions

Shown below is a typical list of the major pieces of equipment along with their approximate shipping weights and nominal dimensions.

Item	Weight	Length	Width	Height	Remarks
Gas turbine	462,000 lbs	33 ft 0 in	13 ft 0 in	15 ft 0 in	
Electric motor starting package	36,500 lbs	22 ft 6 in	11 ft 6 in	16 ft 9 in	
Electrical package	33,000 lbs	32 ft 0 in	12 ft 6 in	11 ft 3 in	
Lube oil package	60,000 lbs	25 ft 0 in	12 ft 0 in	12 ft 0 in	
Lube oil cooler (fin-fan)	29,000 lbs	25 ft 0 in	12 ft 0 in	13 ft 8 in	with support structure
Lube oil cooler (duplex plate)	16,000 lbs	13 ft 6 in	11 ft 10 in	7 ft 1 in	with support structure
Turbine piping package	35,000 lbs	40 ft 0 in	10 ft 10 in	11 ft 11 in	
Rotor air cooler (fin-fan)	27,000 lbs	22 ft 0 in	13 ft 6 in	12 ft 0 in	
Generator Aeropac II	530,000 lbs	41 ft 0 in	13 ft 0 in	14 ft 0 in	acoustic / weather enclosure; ships separately

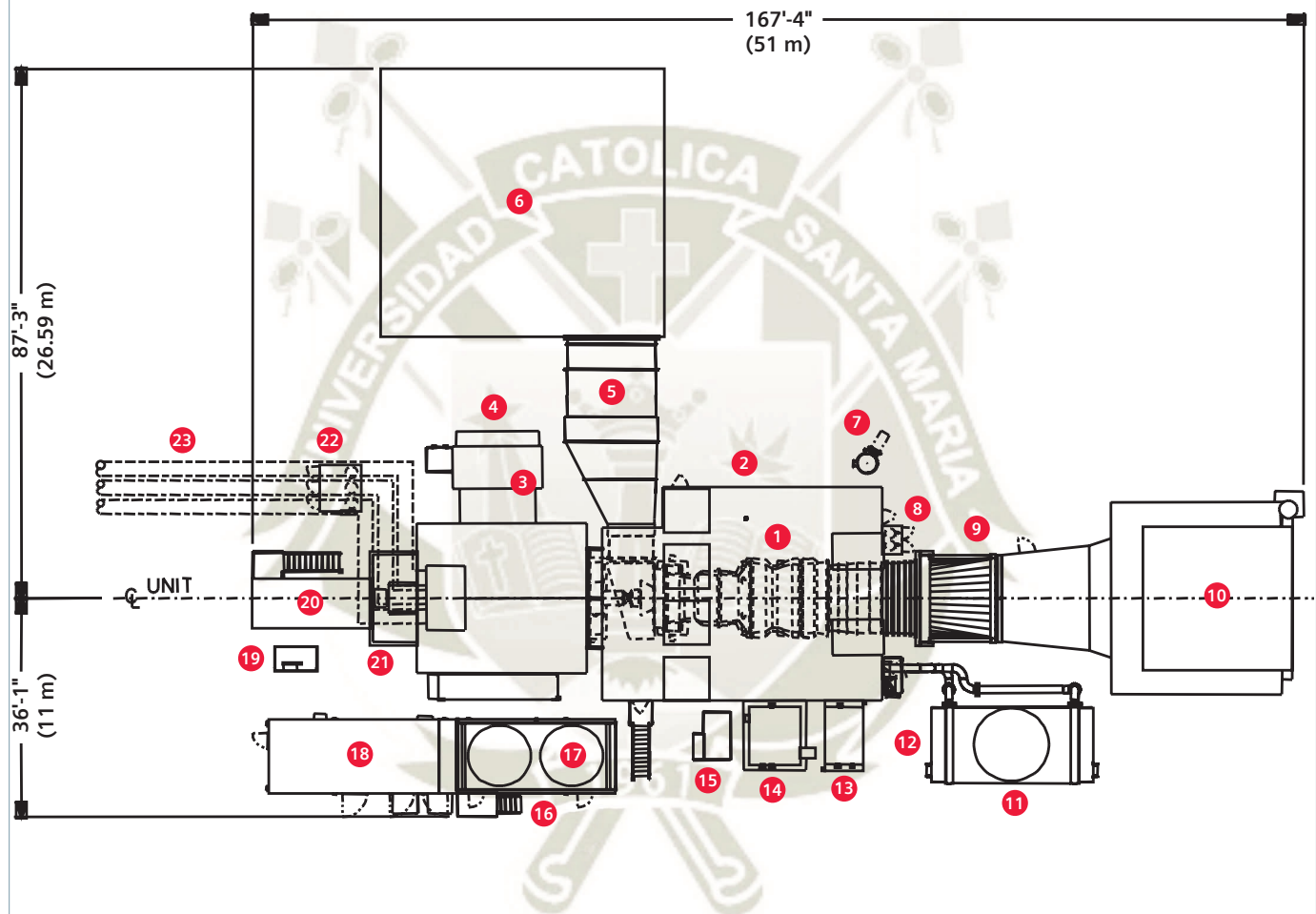
Heaviest piece lifted

Weight

During construction	Air-cooled generator	550,000 lbs
After construction	Bladed gas turbine rotor	110,000 lbs

SGT6-PAC 5000F plant arrangement diagram

Figure 7 - SGT6-PAC 5000F simple cycle plant general arrangement drawing



Key:

- | | | |
|--|--------------------------------|---|
| 1. Gas turbine (GT) | 11. Rotor air cooler (fin-fan) | 21. Brushless excitation |
| 2. GT enclosure | 12. Dry chemical cabinet | 22. VT & surge cubicle |
| 3. Generator (OAC) | 13. Water injection pump skid | 23. Isolated phase bus duct (by others) |
| 4. Generator air inlet filter | 14. Fuel oil pump skid | |
| 5. Turbine air inlet duct and silencer | 15. Hydraulic supply skid | |
| 6. Turbine air inlet filter | 16. Lube oil package | |
| 7. Fuel gas main filter/separator | 17. Lube oil cooler (fin-fan) | |
| 8. FM-200® fire protection | 18. Electrical package | |
| 9. Exhaust transition | 19. Compressor wash skid | |
| 10. Exhaust stack | 20. Starting package | |

Comment: Items 13 and 14 only required with Dual Fuel.

Notes: The equipment shown is representative information. This design is subject to change at the discretion of Siemens. All dimensions shown are in feet and inches (metric).

SGT6-5000F	
Compressor	
Type	Axial flow
Number of stages	13
Rotor speed	3,600 rpm
Inlet guide vanes	Variable
Combustion system	
Combustors	
Type	Dry low NO _x
Configuration	Can-annular
Number	16
Fuel	Gas fuel only Gas fuel and liquid (dual fuel option) Syngas (option)
Turbine	
Number of stages	4
Drive	Cold end, direct coupled

SST6-5000	
Turbine series	Combined high-pressure/ intermediate-pressure reverse-flow (HI) modules and low-pressure (L) modules for 60 Hz
Plant type	Combined cycle power plant Coal-fired steam power plant
Output range	120 MW to 500 MW for combined cycle applications 120 to 700 MW for steam power plants
Main steam (Typical parameters)	Temperature: up to 600 °C / 1,112 °F Pressure: up to 177 bar / 2,566 psi
Reheat steam (Typical parameters)	Temperature: up to 600 °C / 1,112 °F
Exhaust areas	60 Hz: 4.4 m ² to 8.7 m ² ; 26 inches to 38 inches*

* Last blade profile length

SGen6-1000A	
Frequency	60 Hz
Power factor	0.8 to 0.9
Speed	3,600 rpm
Terminal voltage	13.8 kV to 18 kV
Efficiency	Up to 98.8 %
Apparent power	165 MVA to 310 MVA
Coolant	Air, OAC (Open Air Cooling) or TEWAC (Totally Enclosed Water-to-Air Cooling)
Design	In accordance with IEC and ANSI standards
Thermal classification	Class F insulation system
Type of enclosure	Suitable for outdoor installation
Excitation	Static or brushless
Transport dimensions	Suitable for rail transport in most countries

Starting system	
Starting system	SFC (Static Frequency Converter)
Starting time to base load*	30 min (base)
Turning gear speed	120 rpm

Recommended inspection intervals		
NOTE: flexible service intervals are available with an LTSA (Long Term Service Agreement)		
Inspection type – gas fuel	Equivalent base hours	Equivalent starts
Combustor	12,500	900
Hot gas path	25,000	900
Major overhaul	50,000	1,800

*A fast start option is available to provide 150 MW in 10 minutes

SGT6-PAC 5000F



ISO conditions, net values

Configuration flexibility to meet power plant-specific needs

Power output	[MW]	242
Efficiency	[%]	39
Heat rate	[kJ/kWh]	9,231
Heat rate	[Btu/kWh]	8,749
Pressure ratio		18.9
Exhaust temperature	[°C]	~593
Exhaust temperature	[°F]	~1,100
Exhaust mass flow	[kg/s]	571
Exhaust mass flow	[lb/s]	1,260

SGT6-PAC 5000F MS 2 x 1



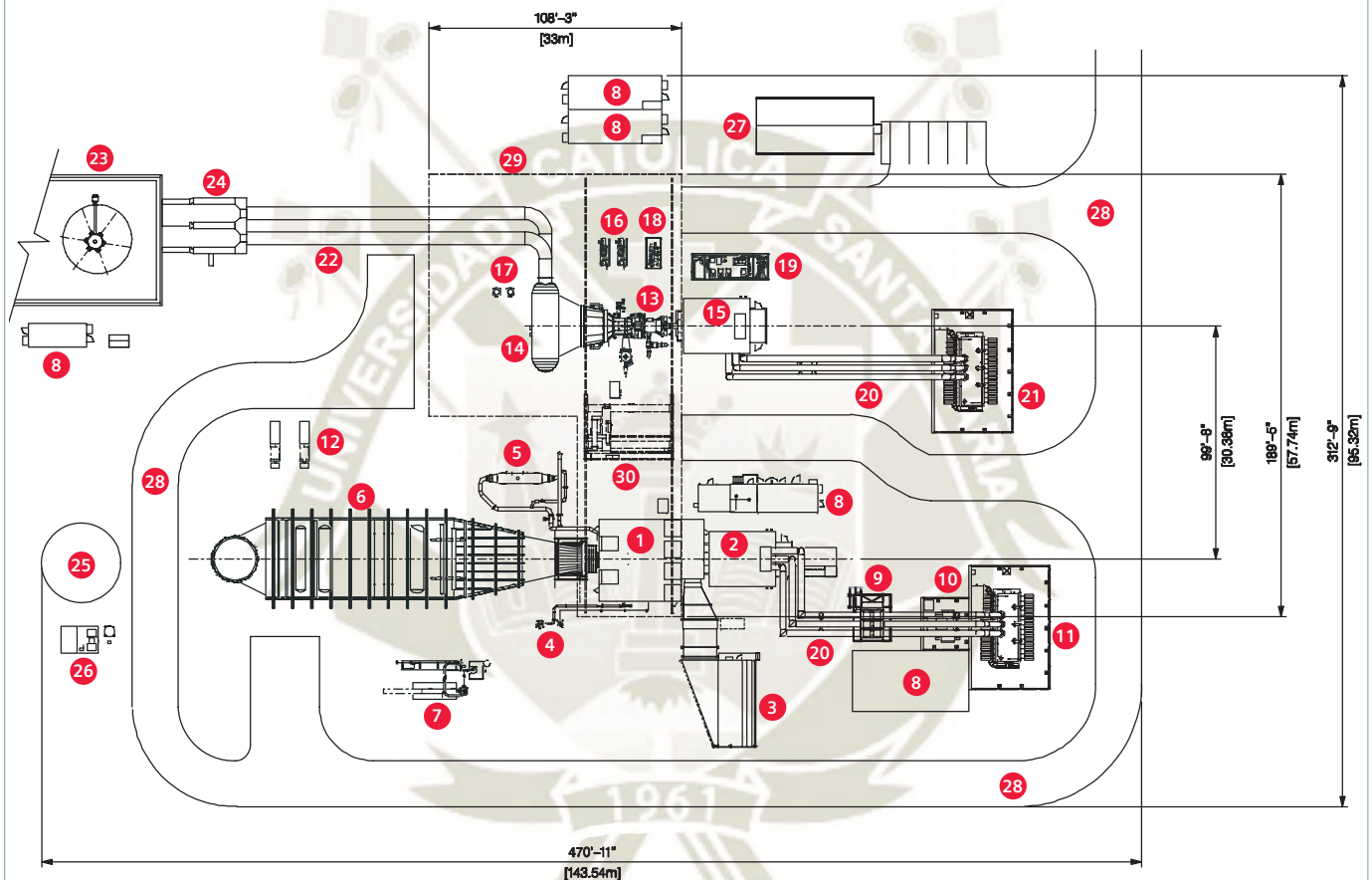
ISO conditions, net values

Configuration flexibility to meet power plant-specific needs

Power output	[MW]	720
Efficiency	[%]	58
Heat rate	[kJ/kWh]	6,205
Heat rate	[Btu/kWh]	5,882
Exhaust temperature	[°C]	~ 593
Exhaust temperature	[°F]	~ 1,100
Exhaust mass flow	[kg/s]	571
Exhaust mass flow	[lb/s]	1,260

SCC6-5000F plant arrangement diagrams

Figure 13 - SCC6-5000F 1x1 combined cycle plant general arrangement drawing



Key:

- | | | |
|--|------------------------------|--|
| 1. SGT6-5000F Gas Turbine (GT) enclosure | 13. Steam turbine | 25. Demineralized water storage tank |
| 2. GT generator (TEWAC) | 14. Surface condenser | 26. Compressed air system |
| 3. GT air inlet filter | 15. ST generator (TEWAC) | 27. Control room building |
| 4. Fuel gas filter/separator | 16. Vacuum pumps | 28. Roads |
| 5. Rotor air cooler (kettle boiler type) | 17. Main condensate pumps | 29. Generation building (option) |
| 6. Heat Recovery Steam Generator (HRSG) | 18. Gland steam skid | 30. Bridge crane (option with generation building) |
| 7. Fuel gas preheater | 19. Lube oil skid | |
| 8. Power control center | 20. Isolated phase bus duct | |
| 9. Generator breaker | 21. ST generator transformer | |
| 10. Auxiliary transformer | 22. Cooling water pipe | |
| 11. GT generator transformer | 23. Cooling tower | |
| 12. Boiler feedwater pumps | 24. Cooling tower pump | |

Notes: The equipment shown is representative information. This design is subject to change at the discretion of Siemens. All dimensions shown are in feet and inches (metric). Cooling tower location to be determined by prevailing winds.

Anexo C

Especificaciones técnicas de la turbina de vapor Siemens SST-5000





E



UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DE SANTA MARÍA

Siemens Steam Turbine SST-5000 Series

for combined cycle and subcritical steam applications



SST6-5000 steam turbine in the combined cycle power plant (CCPP) Osprey.

In our Siemens Steam Turbine (SST™) portfolio, we offer the SST-5000 series steam turbine, that features a combined high-pressure/intermediate-pressure (HI) cylinder and a double-flow low-pressure (L) cylinder.

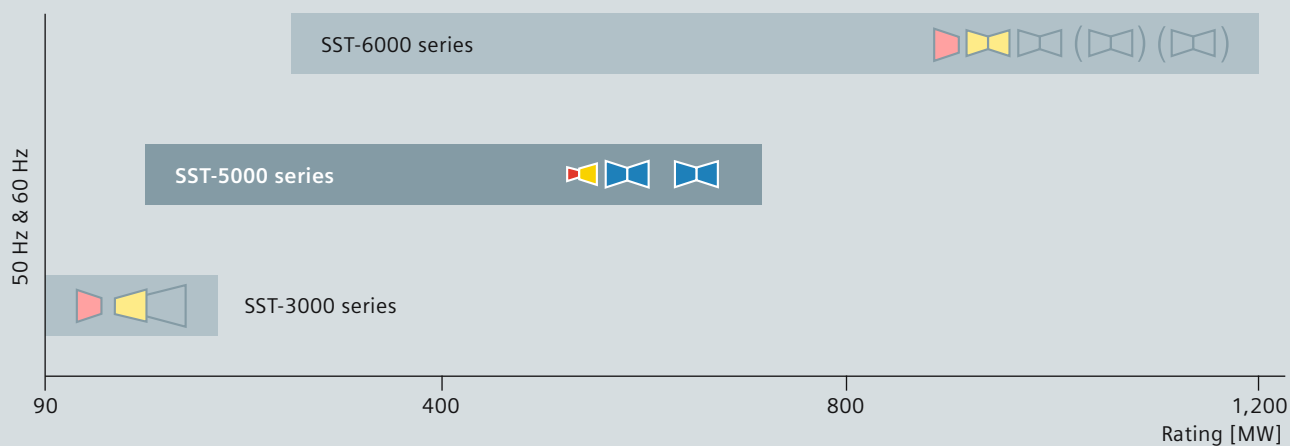
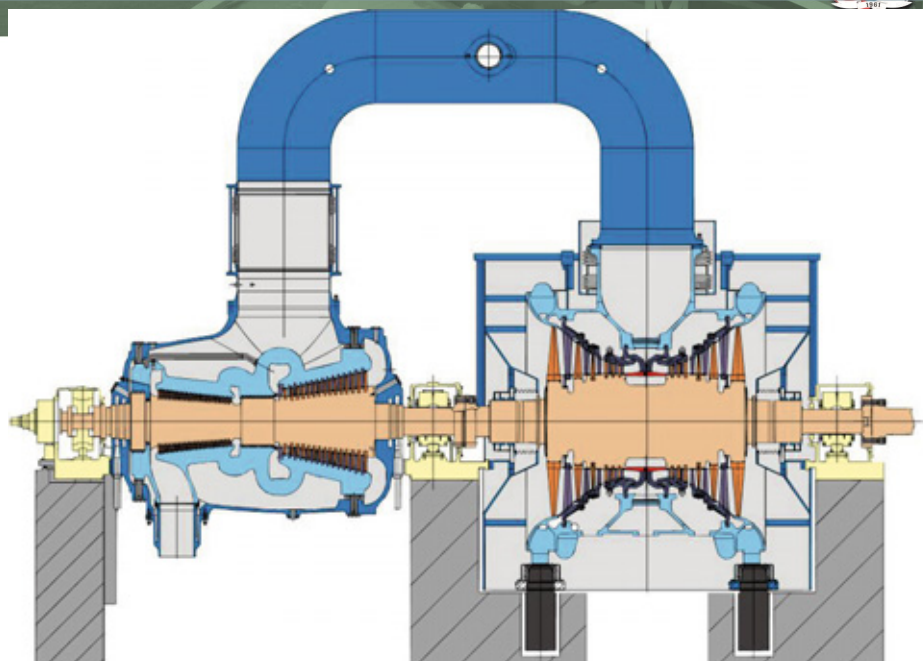
Turbine modules of different sizes provide a broad range of power ratings. To meet specific project requirements, Siemens selects the appropriate modules and custom engineers the individual blade path.

The SST-5000 series is designed for short start-up times and high operational performance.

Proven pre-engineered modules reduce site assembly and commissioning times as well as technical risk. High reliability and availability is demonstrated with a forced outage rate that is less than half of the North American Electric Reliability Council (NERC) average.

Answers for energy.

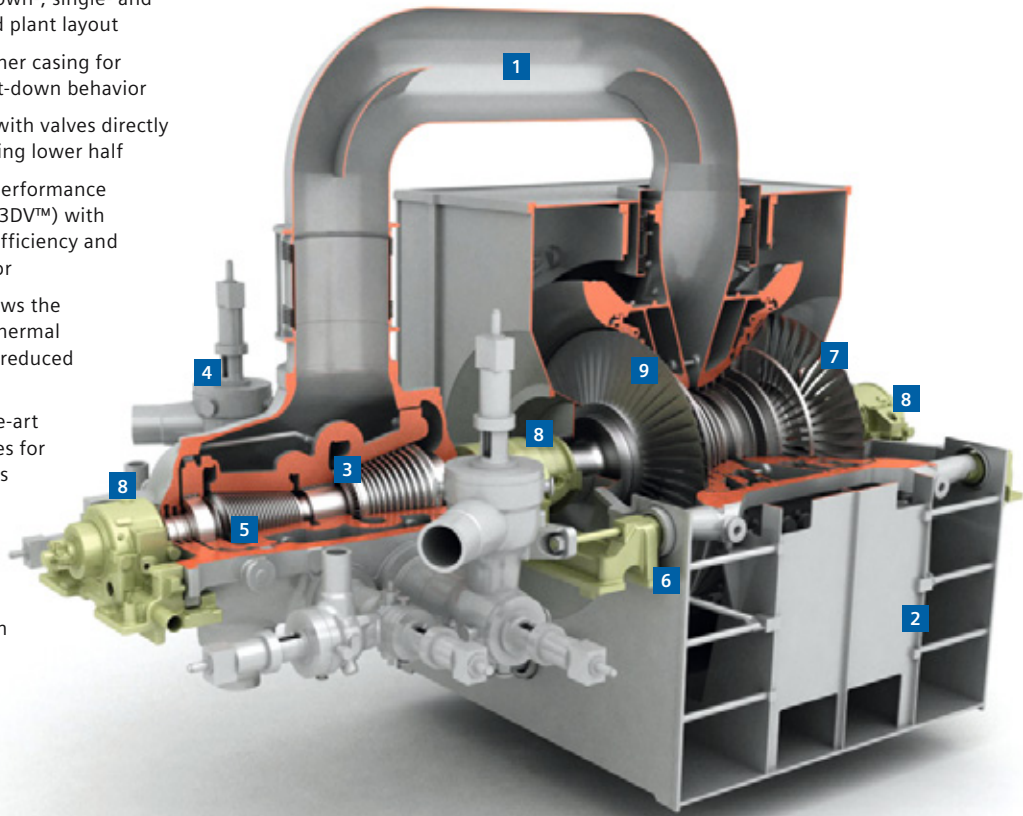
SIEMENS



Turbine series	Combined high-pressure/intermediate-pressure reverse-flow (HI) cylinder and low-pressure (L) cylinder for 50 Hz and 60 Hz
Plant type	Combined cycle and conventional steam
Output range	120 MW to 500 MW for combined cycle applications 120 MW to 750 MW for conventional steam applications
Main steam (Typical parameters)	Temperature: up to 600 °C / 1,112 °F Pressure: up to 190 bar / 2,756 psi
Reheat steam (Typical parameters)	Temperature: up to 600 °C / 1,112 °F
Exhaust areas	50 Hz: 5 m ² to 16 m ² 27.5 inches to 56 inches* 60 Hz: 4.4 m ² to 11.1 m ² 24 inches to 47 inches*
* Last blade profile length	

The SST-5000 series steam turbine

- 1 Large diameter single crossover pipe to minimize losses
- 2 Exhaust configurations: Down-, single- and double-sided for optimized plant layout
- 3 Spring back seals in the inner casing for excellent start-up and shut-down behavior
- 4 Short maintenance times with valves directly connected to the outer casing lower half
- 5 Fully 3-dimensional high performance variable reaction blading (3DV™) with integral shrouds for high efficiency and excellent damping behavior
- 6 Push rod arrangement allows the LP-inner casing to follow thermal expansion of the shaft for reduced differential expansion
- 7 Broad range of state-of-the-art high-performance LP blades for different exhaust area sizes
- 8 Single fixed bearing between cylinders for simple alignment and stable operation
- 9 Efficient erosion protection measures for LP blades



Customer benefits

- Compact arrangement with single bearing between turbine cylinders
- Highest element efficiencies due to advanced blading technology 3DV™ profiles – variable reaction-type blading
- Designed for short start-up times and operational flexibility
- Standardized auxiliary modules for optimized plant layout and short installation times
- High availability and reduced maintenance costs with 10-year major inspection intervals
- Proven design for applications in single-shaft and multi-shaft combined cycle configurations as well as for steam power plant applications

With almost 1,000 large scale steam turbine units in operation, the Siemens fleet contributes nearly about 380 GW of power generation capacity, representing 17 % of the world's operating fleet. The following references show examples of combined cycle and steam power plant applications.



Osprey, United States Multi-shaft Combined Cycle Power Plant

Performance:	
Net plant output:	609 MW
Commercial operation:	2004
Major components:	
Gas turbine:	2 x SGT6-5000F
Steam turbine:	SST6-5000 2 x 8.7 m ² exhaust (37.6 inches)
Generator:	Air- and hydrogen-cooled series
Steam cycle parameters:	
Triple-pressure reheat:	
Main steam:	111 bar / 1,604 psi 565 °C / 1,050 °F
Reheat:	565 °C / 1,050 °F
Steam turbine power output:	280 MW



Knapsack, Germany Multi-shaft Combined Cycle Power Plant

Performance:	
Net plant output:	790 MW
Commercial operation:	2008
Major components:	
Gas turbine:	2 x SGT5-4000F
Steam turbine:	SST5-5000 2 x 12.5 m ² exhaust (45.1 inches) Hydrogen-cooled series
Generator:	
Steam cycle parameters:	
Triple-pressure reheat:	
Main steam:	125 bar / 1,813 psi 565 °C / 1,050 °F
Reheat:	565 °C / 1,050 °F
Steam turbine power output:	279 MW



Yangcheng, China Steam Power Plant 1

Performance:	
Net plant output:	6 x 350 MW
Commercial operation:	Unit 1 in 2000, Unit 6 in 2002
Major components:	
Steam turbine:	SST5-5000 2 x 10 m ² exhaust (38.5 inches) Hydrogen-cooled series
Generator:	
Steam cycle parameters:	
Triple-pressure reheat:	
Main steam:	167 bar / 2,421 psi 535 °C / 995 °F
Reheat:	535 °C / 995 °F
Steam turbine power output:	379 MW

For more information please contact
your local Siemens sales representative.

Published by and copyright © 2010:
Siemens AG
Energy Sector
Freyeslebenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens Energy, Inc.
4400 Alafaya Trail
Orlando, FL 32826-2399, USA

For more information, please contact
our Customer Support Center.
Phone: +49 180/524 70 00
Fax: +49 180/524 24 71
(Charges depending on provider)
E-mail: support.energy@siemens.com

Fossil Power Generation Division
Order No. E50001-W210-A142-X-4A00
Printed in Germany
Dispo 34802, c4bs No. 7478
TH 214-100483 431240 DA 05103.0

Printed on elementary chlorine-free
bleached paper.

All rights reserved.
Trademarks mentioned in this document
are the property of Siemens AG, its affiliates,
or their respective owners.

Subject to change without prior notice.
The information in this document contains
general descriptions of the technical options
available, which may not apply in all cases.
The required technical options should therefore
be specified in the contract.

Propiedades de algunos combustibles



TABLA A-1

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, M kg/kmol	Constante de gas, R kJ/kg · K*	Propiedades del punto crítico		
				Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m ³ /kmol
Agua	H ₂ O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH ₃ OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoníaco	NH ₃	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C ₆ H ₆	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br ₂	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
<i>n</i> -Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl ₂	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	CHCl ₃	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH ₃ Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl ₂ F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO ₂	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C ₂ H ₆	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
<i>n</i> -Hexano	C ₆ H ₁₄	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H ₂	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH ₄	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N ₂	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N ₂ O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O ₂	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C ₃ H ₈	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C ₃ H ₆	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl ₄	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF ₃ CH ₂ F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl ₃ F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

*La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m³/kg · K. La constante de gas se calcula de $R = R_u / M$, donde $R_u = 8.31447$ kJ/kmol · K y M es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117–236; y ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Inc., 1993), pp. 16.4 y 36.1.

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Fuente: *Chemical and Process Thermodynamics* 3a. ed., por Kyle, B.G., © 2000. Adaptado con permiso de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, Nueva Jersey.

TABLA A-27

Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, kg/kmol	Densidad, ¹ kg/L	Entalpía de vaporización, ² kJ/kg	Calor específico, ¹ c_p , kJ/kg · K	Poder calorífico superior, ³ kJ/kg	Poder calorífico inferior, ³ kJ/kg
Acetileno (g)	C_2H_2	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Benceno (ℓ)	C_6H_6	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
Carbono (s)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Diesel ligero (ℓ)	$C_nH_{1.8n}$	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Etano (g)	C_2H_6	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Gas natural (g)	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$	18	—	—	2	50,000	45,000
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1.87n}$	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Hexano (ℓ)	C_6H_{12}	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexeno (ℓ)	C_6H_{14}	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Hidrógeno (g)	H_2	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Metano (g)	CH_4	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Metanol (ℓ)	CH_4O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Monóx. de carbono (g)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Propano (ℓ)	C_3H_8	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500

¹A 1 atm y 20°C.

²A 25°C para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

³A 25°C. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en kJ/kmol.