



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA



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



**“AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA MEDIANTE EL
DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRIGENERACION
EN LA EMPRESA AUSTRAL GROUP”**

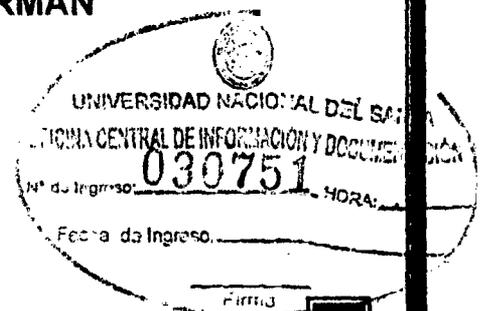
**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES:

**Bach. Jhonny Frank HARO LYNCH
Bach. Raúl Diógenes CRISPÍN GERMAN**

ASESOR :

Mg. Antenor MARIÑOS CASTILLO



**NUEVO CHIMBOTE - PERÚ
2015**



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la universidad nacional del santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**“AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA MEDIANTE EL DISEÑO DE UN
SISTEMA DE TRIGENERACION EN LA EMPRESA AUSTRAL GROUP”**

**TESISTAS: Bach. Jhonny Frank HARO LYNCH.
Bach. Raúl Diógenes CRISPÍN GERMAN.**

.....
Mg. ANTENOR MARIÑOS CASTILLO

ASESOR

NUEVO CHIMBOTE, 2015



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (Resolución N° 088-2015-UNS-CFI), titulado:

“AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA MEDIANTE EL DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRIGENERACION EN LA EMPRESA AUSTRAL GROUP”

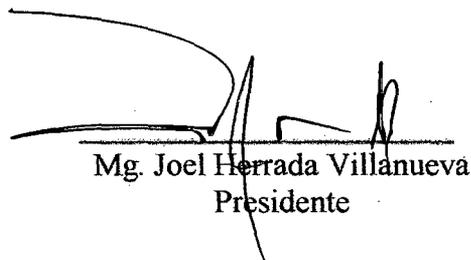
TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO EN ENERGÍA

Presentado por:

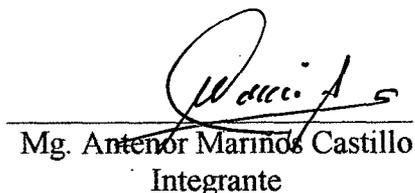
Bach. Jhonny Frank Haro Lynch

Bach. Raúl Diógenes Crispín German

Revisada y Evaluada por el siguiente Jurado Evaluador:


Mg. Joel Herrada Villanueva
Presidente


Mg. Robert Guevara Chinchayan
Integrante


Mg. Antenor Marín de Castillo
Integrante

NUEVO CHIMBOTE, 2015

DEDICATORIA: HARO LYNCH

A mis queridos Padres por el esfuerzo
de todos los días y su
afán de siempre querer lo mejor para nosotros.

A mi gran compañera y madre de
Mis hijos Romina, por el apoyo desmedido
Hacia mi persona

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

DEDICATORIA: CRISPIN GERMAN

Con cariño a mis queridos padres
FILOMENO e INES, quienes me
brindaron su apoyo constante para
la cristalización de mis objetivos.

A mis queridas hermanas Roció, Gaby, Liz
por haberme apoyado en todo momento
en la realización de mi Carrera
Profesional y a Dios por haberme guiado
Y ayudado a realizarme como tal.

RECONOCIMIENTO HARO LYNCH

 Mi gran agradecimiento
 a nuestros Profesores de la
 EAP de Ingeniería en Energía
 Por el apoyo desinteresado
 y sus enseñanzas durante nuestra
 formación profesional y de manera especial
 al Ing. Robert GUEVARA CHINCHAYAN y a
 Nuestro asesor Mg. Antenor MARIÑOS CASTILLO

Damos infinitas gracias por su colaboración brindada,
 quien en forma desinteresada y con amor a su
 Profesión nos apoyaron e hicieron posible la
Terminación y culminación de este importante trabajo

RECONOCIMIENTO CRISPIN GERMAN

Nuestro sincero agradecimiento
a nuestros Profesores de la
EAP de Ingeniería en Energía
por el apoyo desinteresado
Y sus enseñanzas durante nuestra
formación profesional y de manera
Especial al Ing Robert GUEVARA CHINCHALLAN y a
Nuestro asesor al Mg Antenor MARIÑOS CASTILLO.

Damos infinitas gracias por su colaboración brindada,
quien en forma desinteresada y con amor a su
Profesión nos apoyaron e hicieron posible la
Terminación y culminación de este importante trabajo.

INDICE

INDICE

RESUMEN

ABSTRACT

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	4
1.3 Descripción del lugar donde se ha realizado el estudio	6
1.4 Justificación	9
1.5 Hipótesis	10
1.6 Objetivos	10
CAPITULO II: MARCO TEORICO	11
2.1 Fundamentos de la Cogeneración	12
2.2 Tecnología de los sistemas de refrigeración	22
2.3 Sistemas de Trigeneración de Energía	36
2.4 Estado del Arte de un sistema de trigeneración con turbinas de gas con Gas natural	45
2.5 Calificación de las centrales de cogeneración en el Perú.	61
2.6 Ingresos por mercado de Carbono	66
2.7 Evaluación económica	71
CAPITULO III: MATERIALES Y METODOS	74
3.1 Materiales	75
3.2 Método de Investigación	82
3.3 Metodología de calculo	86

CAPITULO IV: CALCULOS Y DISCUSION DE RESULTADOS	87
4.1 Determinación de la potencia térmica útil de planta de harina, Conservas y frio	88
4.2 Dimensionamiento de la Central de Energía de Cogeneración	100
4.3 Caracterización de la central de trigeneración	110
4.4 Ahorro de energía primaria	112
4.5 Beneficios de la Cogeneración	114
4.6 Evaluación económica	118
4.7 Discusión de resultados	120
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	124
Conclusiones	125
Recomendaciones	127
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	128
ANEXOS	132

LISTA DE FIGURAS

Figura N° 1 “Ventas de harina de pescado por Empresas-Perú”	7
Figura N°2 Instalaciones de la Planta Coishco Austral Group S.A.A	7
Figura N°3 Generación de electricidad y calor utilizando la tecnología de cogeneración y un sistema convencional	12
Figura N° 4 Ubicación de Parámetros característicos	15
Figura N° 5 Arreglos de la Operación de la Cogeneración	17
Figura N° 6 Diagrama Termodinámico P vs h para el Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	23
Figura N° 7 Componentes del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	24
Figura N° 8 Sistema de Refrigeración por absorción asistido por energía solar y gas Natural	26
Figura N° 9 Esquema de Componentes de una máquina de absorción.	29
Figura N° 10 Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de simple efecto.	32
Figura N° 11 Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de doble Efecto	34
Figura N° 12 Comparativo entre Sistemas de Refrigeración por Absorción y Compresión de vapor.	35
Figura N° 13 Comparativo entre Sistemas de Trigeneración y Refrigeración por Absorción y Compresión de vapor.	36
Figura N° 14 Integración de equipos de recuperación y refrigeración	38
Figura N° 15 Diagrama de Bloques de una Planta de Trigeneración con Turbinas a gas.	41
Figura N° 16 Diagrama de Bloques de una Planta de Trigeneración con MCI.	42
Figura N° 17 Instalación de trigeneración de la Universidad de Maryland	43
Figura N° 18 Instalación de trigeneración en Bayern	44
Figura N° 19 Ciclo Joule Brayton Simple Abierto	45
Figura N° 20 Esquema de equipos de Central Turbogas	47
Figura N° 21 Compresor axial de 10 etapas	48
Figura N° 22 Cámara de combustión anular	50

Figura N° 23 Turbina de Gas de 6 Etapas	52
Figura N° 24 Alabe móvil refrigerado por aire	53
Figura N° 25 Balance de masas en una cámara de combustión	54
Figura N° 26 Distribución de Flujo de Energía en Sistema de Absorción	57
Figura N° 27 Distribución de Flujo de Potencia en Sistema de Trigeneración	60
Figura N° 28 Flujo de Caja en periodo de tiempo "n" de análisis	71
Figura N° 29 Entorno del Coolpack	77
Figura N° 30 Entorno del Figener	78
Figura N° 31 Entorno del Excel	78
Figura N°32 Suministro de Energía Primaria en Empresa Austral Group S.A.A	83
Figura N°33 Suministro de Energía planteado con Sistema de Trigeneración de Energía	85
Figura N°34 Flujograma de Trabajo para Sistema de Trigeneración, viabilidad técnica económica	86
Figura N°35 Determinación de Potencia Térmica Útil en Secadores	88
Figura N°36 Determinación de Potencia Térmica Útil en Cocinadores	88
Figura N°37 Determinación de Potencia Térmica Útil en Servicios Auxiliares	89
Figura N°38 Determinación de Potencia Térmica Útil en Planta de Conservas	89
Figura N°39 Balance de Energía en Sistema de Refrigeración por Absorción asociada a la Planta de Conservación	91
Figura N°40 Balance de Energía en Cámara de mezcla	93
Figura N°41 Balance de Energía en Sistema de Refrigeración por Absorción asociada a la Planta de Congelado	96
Figura N°42 Balance de Energía en Cámara de mezcla	98
Figura N°43 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 9.	105
Figura N°44 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 10.	106

Figura N°45 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 11.	107
Figura N°46 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 12.	108
Figura N°47 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 13.	109
Figura N°48 Verificación de la Potencia térmica generada por los gases de la combustión	110

LISTA DE CUADROS

Cuadro N° 1 Calidad de Harina producida-Austral Group S.A.A	8
Cuadro N° 2 Parámetros de Calificación	63
Cuadro N° 3 Costos de Mercado de Carbono	69
Cuadro N° 4 Propiedades fisicoquímicas del Gas Natural del Perú	75
Cuadro N° 5: Detalles Planta de Harina de Pescado Austral Group S.A.A – COISHCO	79
Cuadro N° 6: Especificaciones de Consumo de Energía en Planta de Frio	80
Cuadro N° 7: Especificaciones de Generadores de Vapor	80
Cuadro N° 8: Especificaciones de Planta de Conservas	81
Cuadro N° 9: Especificaciones de Acometidas Eléctrica	81
Cuadro N° 10 Temperaturas características del Ciclo Termodinámico	102

LISTA DE GRAFICOS

Grafico N° 1 Comportamiento de la Relación de presiones y la Potencia útil máxima	122
---	-----

RESUMEN

La trigeneración de energía es la tecnología que combina la generación simultánea y continua de energía eléctrica, calor de procesos y frío para sistemas de refrigeración.

La Empresa Austral Group tiene dentro de sus Instalaciones en la ciudad de Coishco la posibilidad de instalar una Central de Trigeneración que le permita solucionar ante todo el abastecimiento de energía eléctrica y térmica de una forma integral.

En el presente trabajo se determinan las Potencias térmicas útiles de Planta, incluyendo un adicional por el sistema de refrigeración por absorción con un valor de 43.02 MW, las cuales son cubiertas a través de una Central de Cogeneración con turbinas a gas de 30 MW de Potencia Efectiva. El Sistema de trigeneración integra en este caso la Central Termoeléctrica con el sistema de refrigeración por absorción, obteniéndose un ahorro de energía primaria del 66.76 %.

Así mismo se analiza el cumplimiento de los criterios de calificación a través del Reglamento de Cogeneración N° 037-2006 , mediante los indicadores de la Relación de Cogeneración y el rendimiento Eléctrico Efectivo, con lo cual permite inyectar los excedentes de energía y potencia al SEIN.

PALABRA CLAVE: Trigeneración de Energía

ABSTRACT

Trigeneration energy is technology that combines the simultaneous and continuous generation of electricity, heat and cold processes and for cooling systems. The Austral Group Company has within its facilities in the city of Coishco the possibility of installing a Central Trigeneration that allows you to solve all the supply of electric and thermal energy in a holistic manner.

In this paper the useful thermal Power Plant are determined by including an additional absorption refrigeration system with a value of 43.02 MW, which are covered through a Cogeneration Plant with a 30 MW gas turbines Power effective. The trigeneration system integrates in this case the thermal plant with absorption cooling system, resulting in a primary energy savings of 66.76%.

Likewise compliance with the qualifying criteria is analyzed through Cogeneration Regulation No. 037-2006, by indicators Ratio Effective Electric Cogeneration and performance, which allows to inject surplus energy and capacity at SEIN .

KEYWORD: Energy Trigeneration

CAPITULO I
INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

La Empresa Pesquera Austral Group S.A, perteneciente al Grupo Económico Noruego Austevoll Seafood, tiene instaladas en el Perú 7 Plantas de Harina de Pescado, de donde adicionalmente tres de ellas cuentan con plantas de conservas y dos de ellas con plantas de congelado, de donde la Planta Coishco cuenta con las tres unidades productivas: fabricación de harina de pescado, elaboración de conservación y frío para congelamiento.

La Planta Coishco, cuenta con una potencia instalada operativa térmica equivalente a 4,400 BHP en generadores de vapor del tipo pirotubular, de los cuales 3,600 BHP están instaladas en 4 equipos en la fábrica de pescado y 800 BHP en 1 equipo en la planta de elaboración de conservas.

El suministro de energía eléctrica es brindado por la empresa distribuidora de la zona, en este caso Hidrandina S.A, con una máxima demanda de 1,812 KW en la Planta de elaboración de conservas, 752 KW en las Instalaciones frigoríficas y de 2,754 KW en la Planta de Harina de Pescado, sumando en total 5,318 KW como máxima demanda coincidente en la Planta Coishco.

Las Cargas térmicas frigoríficas son suministradas por frío generado por sistemas de refrigeración por compresión de vapor con amoníaco accionados por motores eléctricos con un equivalente a 1,227 Ton. de Refrigeración.

La Empresa cuenta con una flota de alta tecnología de 22 embarcaciones, donde 11 de ellas tienen tecnología RSW, lo cual permite a la Empresa la disponibilidad continua de materia prima, la cual la ha colocado en el mercado productivo y de extracción de pescado como uno de los importantes del país.

Los requerimientos de energía diariamente son de vital importancia, ya sea en energía eléctrica (para el accionamiento básicamente de los motores eléctricos) y en el consumo de combustible (petróleo residual 500) como fuente de energía primaria para la generación de vapor saturado como elemento calefactor para los procesos de secado y evaporación en las instalaciones de harina de pescado y procesos de calentamiento para la planta de conservas de pescado.

Esto conlleva a la facturación mensual promedio de S/ 400,000.00 mensuales en consumo de energía.

La existencia de tecnologías más eficientes implantadas en el proceso productivo ha dado lugar a que se tengan indicadores energéticos eficientes, tal como 38.0 galones de petróleo/tonelada de harina producida, uso de secadores a vapor, plantas evaporadoras de película descendente, compresores de tornillo para los sistemas de refrigeración, entre otros.

La tecnología de cogeneración permite la generación simultánea de energía eléctrica y energía térmica de manera simultánea, mejorando los rendimientos de planta y obteniéndose ahorros promedio de 30 % de energía primaria, ya que permite a las empresas autogenerarse su propia energía, y optar por convertir una Planta consumidora de energía, en este caso la Empresa Austral Group S.A.A., en una empresa generadora de energía, con posibilidades de inyectar sus excedentes de energía eléctrica a la red externa de energía.

Los sistemas de refrigeración por absorción, permiten reemplazar el consumo de energía eléctrica en el compresor por un sistema térmico que utiliza como elemento impulsor, calor residual de un proceso.

La tecnología de la trigeneración combina la tecnología de cogeneración y los sistemas de refrigeración por absorción para la generación combinada de energía eléctrica, calor de procesos y frío. Ideales para ser instaladas en empresas en que hacen uso de los fluidos antes mencionadas, tal como lo presenta la Planta Coishco de la Empresa Austral S.A. lo que conlleva disponer de una fuente de energía de alto rendimiento.

Los altos consumos de energía eléctrica y combustible mensualmente, es lo que conlleva a un gasto fijo mensual, lo cual no puede dejarse de lado debido a la importancia del uso de la energía en la empresa, y la necesidad de aplicar tecnologías eficientes de uso de la energía en lo referente a la generación de energía que permita a la empresa generarse de una energía barata, de calidad, sostenida y confiable, nos permite formular el siguiente problema: **¿EN QUE PORCENTAJE, EL DISEÑO DE UNA PLANTA DE TRIGENERACION PERMITIRA EL AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA, EN LA EMPRESA AUSTRAL GROUP S.A?**

1.2 ANTECEDENTES :

ARIAS ANTAURCO, Edward y ESPINOZA ASCENCIOS, Arturo (2012) en su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa, concluyen lo siguiente: “Se plantea Dimensionar una Planta de Trigeneración de 62 MW con una Central turbo gas con Gas Natural vía gasoducto virtual operando con un ciclo Joule Brayton Simple Abierto con una eficiencia de 37.21 % como Motor Primo base, según modelo Topping Cycles. Con los gases de la combustión salientes de la turbina de gas se genera vapor saturado a 6 Bar en un generador de vapor recuperador de calor para la generación de 57.28 MWh de calor útil necesario en Planta, destinados para las Plantas de harina, Conservas y Congelado”.

FUSHIMI , Alberto (2005), en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico de la Universidad Nacional de La Plata en Argentina resume lo siguiente: “El agregado de la cogeneración a un sistema termoenergético de ciertas características produce beneficios tanto a quien lo opera como a la Sociedad. Pero la magnitud de los beneficios dependerá de la calidad de la solución aplicada, pudiendo en algunos casos a no alcanzar el nivel mínimo para viabilizar la inversión, generalmente elevada, (son proyectos capital intensivos), que su implementación demanda. Debe entenderse por calidad de una solución al problema de diseño, no solo el conjunto de indicadores cualitativos técnicos y ambientales, sino también los económico-financieros, la seguridad, operabilidad, confiabilidad, disponibilidad, mantenibilidad, etc. de la misma. En el presente trabajo se analiza un caso real, que puede ser resuelto mediante la forma general tradicional, con metodologías de análisis que han sido desarrolladas por el autor en los sucesivos trabajos realizados. Se continua con la búsqueda de un esquema diferente desarrollado para este caso, que aproveche mejor sus características específicas, llegando a valores de eficiencias fuera de lo común”.

MARIMON SARMIENTO, Miguel Ángel (2011) en su tesis para optar el título de Doctor en ingeniería Mecánica de la Universitat de Rovira, en Tarragona, España concluye lo siguiente: “El dimensionamiento de la configuración de trigeneración fue realizada utilizando la curva monótona de demanda obtenida a partir de un programa de simulación llamada Cybermart. En el estudio se utilizaron diferentes estrategias de

operación para el sistema de trigeneración y distintos niveles de carga del motor (100, 75, 50 %) y la carga de refrigeración de las enfriadoras por absorción. También se realizó un análisis económico usando el período de retorno donde se obtuvo un tiempo de 4.6 años en la mejor opción de funcionamiento. Igualmente en el análisis de ciclo de vida en un período de 15 años, los costos del sistema convencional fueron alrededor de 1,943,000 € para el sistema convencional y alrededor de 1,830,000 € para el sistema de trigeneración. Estos resultados económicos son, sin embargo, dependientes de los subsidios para la promoción de venta de electricidad a la red. En el caso de las emisiones de CO₂, se obtuvo un valor de 22.7 Tons CO₂ en comparación con un sistema convencional”.

RAMON SARAVIA, José Cesar (2012) , en su tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico de la Universidad de Zaragoza, España , concluye lo siguiente: “Se desarrolló una metodología de optimización del diseño y operación de los sistemas de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial, con las características siguientes: Toma en cuenta un gran número de factores de diseño: i) la demanda energética (electricidad, calor y frío) variable a lo largo del año; ii) el nivel de temperatura de las demandas térmicas (acorde al tipo de tecnología de calefacción y/o refrigeración instalado en el edificio), que condiciona el diseño del sistema de recuperación de calor del motor, iii) la disponibilidad comercial de diferentes equipos/tecnologías de producción de energía que consuman/utilicen distintos recursos energéticos (p.e.: gas natural, calor residual – agua de refrigeración y gases de escape de motores de gas -, electricidad, etc.) disponibles en el emplazamiento o en sus proximidades; iii) la conveniencia relativa de las diferentes tarifas de precios (con y sin discriminación horaria) de compra/venta de electricidad; iv) la influencia de las condiciones ambientales sobre las prestaciones de los equipos en operación; y v) el cumplimiento de la normativa legal para la producción de electricidad con instalaciones de cogeneración, aprovechando a su vez el margen de discrecionalidad para obtener el máximo beneficio económico”.

QUISPE CHANAMPA, Carlos (2010) en su tesis para optar el título de Ingeniero mecánico Eléctrico de la Universidad de Piura concluye lo siguiente: “Un sistema de

cogeneración puede ser utilizado por cualquier planta industrial, sin importar a qué se dediquen o el tamaño de la industria, incluso puede ser aplicado en edificios, residencias, etc., ya que siempre existe demanda de energía eléctrica y térmica. Además, en el caso que produjeran mayor energía a la requerida, está latente la posibilidad de exportar energía eléctrica, es decir, vender el exceso a la red eléctrica nacional, bajo ciertos acuerdos y leyes, a esta modalidad se le denomina generación distribuida, ya que cualquier usuario puede aportar energía eléctrica en determinadas situaciones, sin necesidad de sobrecargar al sistema de generación y distribución”.

1.3 DESCRIPCION DEL LUGAR DONDE SE HA REALIZADO EL ESTUDIO

a. DATOS MARCO :

El grupo noruego Austevoll Seafood ASA, una de las empresas pesqueras líderes a nivel mundial, con 30 años de experiencia y actividades en cuatro países con larga tradición pesquera como Perú, Noruega, Escocia y Chile. Está dedicada a la producción y comercialización de conservas, congelados, harina y aceite crudo de pescado.

Es una empresa líder en innovación y ecoeficiencia dentro de un marco de pesca responsable. Operamos con una flota conformada por 22 embarcaciones, de las cuales 11 están equipadas con sistemas de refrigeración RSW (sistema de agua de mar refrigerada) y equipos electrónicos de última generación que garantizan la calidad y frescura de nuestra pesca.

El grupo Austevoll Seafood fue fundado en Noruega en 1981 por Helge, Ole Rasmus y Alf Mogster, pescadores con pasión y visión. En el año 2000 adquieren el 100% de Veststar en Noruega; en el 2006 el 100% de Foodcorp en Chile, en Welcon Invertir y en Fiskemel Marmsund en Noruega y el 89,26% de Austral Group en Perú; y el 2007 adquieren el 50% de Corporación del Mar (CORMAR) en Perú.

El éxito del grupo radica en la integración de estas empresas y la creación de sinergias que aporten valor al Grupo y a los productos que ofrecen en todas sus líneas de negocio.

Su información comercial es la siguiente:

- Nombre comercial : EMPRESA AUSTRAL GROUP S.A.A

- Actividad : Producción de Harina, Aceite, Conservas y Congelado de Pescado.
- Dirección Principal : Av. Víctor Andrés Belaunde 147 Torre 7. Centro Comercial Real San Isidro. Lima.
- Teléfonos : (51-1) 710-7000

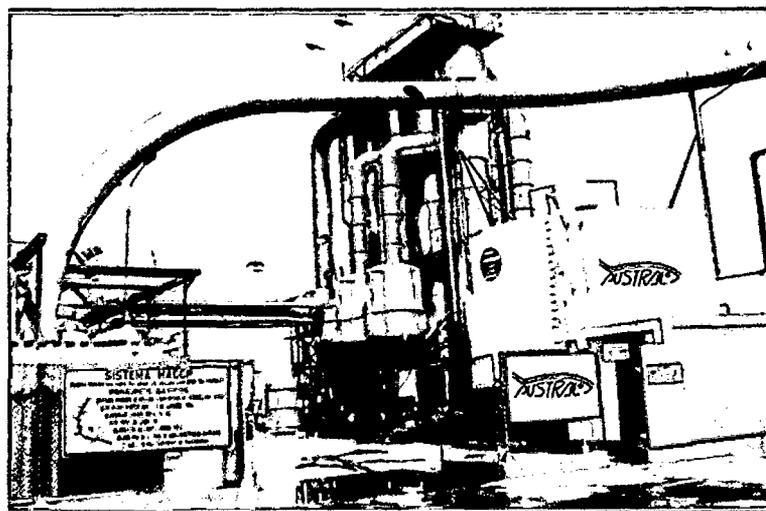
Figura N°1 Ventas de Harina de Pescado por Empresas-Perú

RANKING	EMPRESA	VENTAS MIS 2017 (US\$ MIL)	VENTAS MIS 2018 (US\$ MIL)	
			VAR VENTAS (%) 2018	DEBIDA DETA 2018 (US\$ MIL)
1	TECNOLÓGICA DE ALIMENTOS ⁽¹⁾	606,3	1,7	63,2
2	COPEINCA ⁽²⁾	326,0	25,7	51,6
3	PESQUERA DIAMANTE ⁽³⁾	325,4	4,4	N.D.
4	AUSTRAL GROUP	265,6	-5,0	26,4
5	PESQUERA HAYDUK	248,5	12,4	13,2
6	PESQUERA EXALMAR ⁽²⁾⁽⁴⁾	216,9	13,4	19,3
7	CFG INVESTMENT ⁽⁵⁾⁽²⁾	181,6	3,8	N.D.
8	PESQUERA CENTINELA ⁽¹⁾	71,4	4,8	N.D.

Fuente: Revista Sector Pesquero.

- b. UBICACIÓN DE LA PLANTA: El lugar de estudio es la Planta Coishco ubicada en Dirección: Av. Villa del Mar 785, Coishco, del Santa, Ancash. Teléfono 043 290329

Figura N°2 Instalaciones de la Planta Coishco Austral Group S.A.A



Fuente: Dpto. de Producción Planta Coishco

c. PRODUCTOS :

- **HARINA DE PESCADO:** La harina de pescado comercializada por la empresa proviene en su totalidad de la anchoveta en una Planta de Harina Prime de 80 TM. La harina de pescado, elaborada a base de anchoveta, es la mayor fuente de proteínas animales utilizadas en las dietas de alimentos balanceados destinados a animales criados para la alimentación humana. Su alto contenido de aminoácidos esenciales, energía concentrada y su fácil digestibilidad garantizan que estos animales crezcan sanos, fuertes y saludables en poco tiempo, transmitiendo sus beneficios nutricionales a los consumidores finales en el mundo.

Cuenta con aceite rico en ácidos grasos como el omega-3 (EPA y DHA), esenciales para el rápido crecimiento de los animales, los cuales finalmente contribuyen en una excelente nutrición de millones de comensales en todo el mundo.

Cuadro N° 1 Calidad de Harina producida-Austral Group S.A.A

N°	Calidad	% de Proteínas
1	Super Prime	68 %
2	Prime	67 %
3	Chick	65 %
4	Standard	64 %

Fuente: Dpto. de Producción

- **ACEITE DE PESCADO:**

El aceite de anchoveta (*Engraulis ringens*) tiene el más alto contenido de EPA + DHA en el mundo. Es este alto contenido de Omega-3 lo que convierte a nuestro producto en un elemento importante en la elaboración de suplementos nutricionales y productos farmacéuticos para el consumo humano.

- **CONSERVAS DE PESCADO:**

Tiene una Planta de conservas de 15,000 latas/TM congelados. Las conservas de pescado son un alimento especialmente nutritivo por su alto contenido proteico y de Omega 3, que ayudan a un buen desarrollo y crecimiento del tejido cerebral y de la vista en los niños, a regular la presión sanguínea y a eliminar la grasa saturada que se forma en la venas (colesterol malo) reduciendo de esta forma el riesgo de contraer enfermedades cardiovasculares, trombosis e inflamaciones.

- **CONGELADOS:**

Con una capacidad de congelados de 475 TM/día. Se cuenta con instalación de refrigeración por compresión de vapor con compresores de tornillo operando con un COP promedio de 3.4, para túneles de congelamiento a -40 °C y Cámaras de conservación a -20 °C.

- **FLOTA:**

Se tiene una flota con 22 embarcaciones, de las cuales 11 están equipadas con sistemas de refrigeración (RSW) y equipos electrónicos de última generación que garantizan la calidad y frescura de la pesca. Nuestra cuota de captura para consumo humano indirecto es de 7% Zona Norte-Centro y 4% Zona Sur.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La justificación de este estudio radica en lo siguiente:

Permite dimensionar una planta de trigeneración única en el Perú, mediante el cual se puede generar de manera simultánea tanto energía térmica (calor de procesos), energía eléctrica y frío para una Empresa Pesquera en este caso la Empresa Austral Group S.A Planta Coishco, para el autoabastecimiento de la energía que requiere a partir de una solo fuente de energía primaria.

Se aplican tecnologías eficientes de ahorro de energía, convirtiendo una empresa o planta consumidora de energía en una empresa generadora de energía.

La empresa Austral Group S.A -Planta Coishco contribuye en la reducción de los costos operativos relacionados a la facturación de energía eléctrica y combustible, permitiéndole márgenes de ganancia superior y además la posibilidad de poder recibir una compensación económica al inyectar sus excedentes de energía eléctrica a la red eléctrica externa.

1.4 HIPÓTESIS

Se plantea la siguiente hipótesis: "Mediante el diseño de una planta de trigeneración en la Empresa Austral Group S.A. se obtendrá un ahorro de energía primaria del 50%".

1.5 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL.

- Realizar un estudio para el ahorro de energía primaria mediante del diseño de una Planta de Trigeneración en la Empresa Austral Group S.A-Planta Coishco

OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Realizar un Balance de Energía en la Empresa Austral Group S.A-Planta Coishco para determinar las Potencias térmicas útiles de la Planta de Harina, Conservas y frío.
- Determinar las características y parámetros de operación de una central de trigeneración para la autogeneración total de energía para la empresa Austral Group S.A-Planta Coishco.
- Cuantificar los ahorros de energía primaria y reducción de costos, al instalar una planta de trigeneración para la Empresa Austral Group S.A-Planta Coishco.
- Evaluar la Rentabilidad Económica de la instalación de una Planta de Trigeneración para la Empresa Pesquera Austral Group S.A-Planta Coishco.

CAPITULO II:
MARCO TEORICO

2.1 FUNDAMENTOS DE LA COGENERACION :

2.1.1 ASPECTOS GENERALES:

a. DEFINICION:

Se define a la cogeneración como la producción conjunta, en un proceso secuencial de dos tipos distintos de energía, a partir de la misma fuente de energía primaria. Es decir, el combustible es la fuente de energía primaria, mientras que las energías generadas son en primera instancia la mecánica para el movimiento, y luego la energía térmica que entra en forma de calor. De aquí la importancia de que un tipo de energía sea generada después de haberse producido la otra, sino no se estaría cogenerando. Cogeneración es aquella tecnología que consiste en la integración de procesos energéticos térmicos y de generación de energía eléctrica, con la finalidad producir en forma simultánea o secuencialmente calor útil y energía eléctrica, a través de una sola fuente de energía primaria. Se muestra el comparativo entre los sistemas de abastecimiento convencional (2 ingresos de energía) y un sistema de abastecimiento de energía con cogeneración.

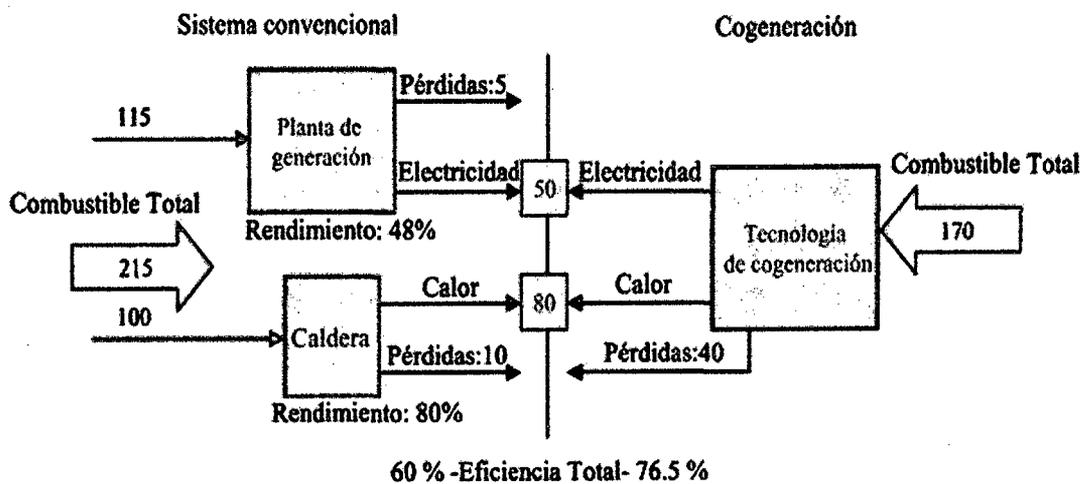


Figura N°3 Generación de electricidad y calor utilizando la tecnología de cogeneración y un sistema convencional

Fuente: Fraile Chico(Cogeneración)

Se tiene que la eficiencia para el primer caso (sistema convencional) es de:

$$\text{Eficiencia Sistema Convencional} = \frac{50 + 80}{215} * 100\% = 60 \%$$

$$\text{Eficiencia Sistema Cogeneracion} = \frac{50 + 80}{170} * 100\% = 76.5 \%$$

El principio fundamental de la cogeneración es la recuperación del calor residual producto de la combustión en una planta generadora de electricidad, el cual, de otra forma, hubiera sido liberado en el medio ambiente, desperdiciando con ello una parte importante de la energía todavía disponible. Esta energía, en la mayoría de los casos, puede ser todavía utilizada en diversos usos finales como calefacción de espacios, calentamiento de agua, así como otros procesos térmicos o de refrigeración que se encuentren cercanos a la planta de cogeneración.

Los sistemas de cogeneración permiten el ahorro de energía primaria en promedio del 30 al 37 % debido a que se tiene un solo un flujo de energía entrante para la generación de energía, lo que trae consigo el ahorro de energía primaria (energía primaria fósil, teniendo en cuenta que la energía a reemplazar proviene de una central termoeléctrica la cual opera con gas natural o petróleo biodiesel).

De acuerdo a los flujos entrantes en la Figura N° 3, el ahorro de energía primaria se traduce en la siguiente ecuación:

Flujo de Energía Primaria en Sistema Convencional = 215 u.

Flujo de Energía Primaria en Sistema de Cogeneración = 170 u.

$$A. E. P = \frac{\text{F. E. P Sistema Convencional} - \text{F. E. P Sistema de cogeneracion}}{\text{E. P Sistema Convencional}} * 100\%$$

$$A. E. P = \frac{215 - 170}{215} * 100\% = 21 \%$$

Prácticamente todos los sistemas de cogeneración tienen como una de las energías de salida a la electricidad, mientras que la otra energía es para alguna aplicación térmica. Por este motivo, los sistemas de cogeneración se diseñan de modo que sean capaces de satisfacer la demanda térmica mínima del consumidor, y cierta producción de energía eléctrica, la cual puede utilizar el mismo productor o comercializarla con otros consumidores.

La cogeneración ha sido aplicada con éxito en aplicaciones industriales de mediana potencia eléctrica (>100 kWe) y en grandes potencias (>1 MWe). En la actualidad no es solamente una opción para las grandes industrias y el calentamiento de zonas residenciales (District heating), sino también es posible su aplicación en edificios, viviendas unifamiliares y centros comerciales, gracias al nuevo impulso y desarrollo de las llamadas tecnologías de microcogeneración (<100 kWe).

En los sistemas de cogeneración la proporción del calor y electricidad suministrados por el sistema es denominada relación de calor/electricidad, la cual varía con cada tecnología. Las tecnologías de cogeneración deben seleccionarse para satisfacer lo más cercano posible las demandas de electricidad y calor. Ante la necesidad adicional de calor, éste puede ser suministrado por equipos externos como por ejemplo las calderas. En el caso de producirse un exceso de electricidad, ésta puede ser vertida a la red o en caso contrario, puede ser suministrada desde la red. Las tecnologías de cogeneración para aplicaciones industriales, comerciales y residenciales se pueden clasificar en función del tipo de tecnología de cogeneración o del combustible usado. Según el tipo de tecnología las principales tecnologías existentes son: micro turbinas de gas, motores alternativos de combustión interna, pilas de combustible y motores stirling, entre otros.

b. IMPORTANCIA DE LA COGENERACION:

- Reducción de la Facturación de la Energía Primaria: El Ahorro de Energía Primaria reduce la facturación de los insumos energéticos utilizados , así tenemos que para el sistema convencional de abastecimiento de energía se tienen costos en la compra de combustible para la generación indirecta del calor útil y la facturación de la energía eléctrica comprada a la red externa (generalmente asociada al costo de la última central que opera y cubre la demanda del sistema Eléctrico Interconectado Nacional), mientras que en un sistema de cogeneración el único costo en el cual se incurre está relacionado a la compra del combustible según la tecnología de cogeneración .
- Posibilidad de venta del exceso de energía eléctrica a la red, según la normativa de cada país.
- Empleo eficiente de combustibles convencionales y no convencionales. El gas natural siendo un combustible ecológicamente noble y dado su disponibilidad como fuente de

energía primaria en nuestro medio, se transforma en uno de los insumos energéticos de mayor conveniencia técnica y económica en su utilización cogenerativa.

- Los sistemas de cogeneración se pueden implementar prácticamente en cualquier escala, dependiendo de la tecnología utilizada.
- Pueden instalarse en el mismo sitio en donde se requiere aprovechar la energía o muy cerca de él.
- Sus usos van desde aplicaciones utilitarias/ industriales hasta aplicaciones en pequeña escala para su uso en edificaciones.

c. **PARAMETROS CARACTERISTICOS:**

Teniendo en cuenta el siguiente esquema de cogeneración:

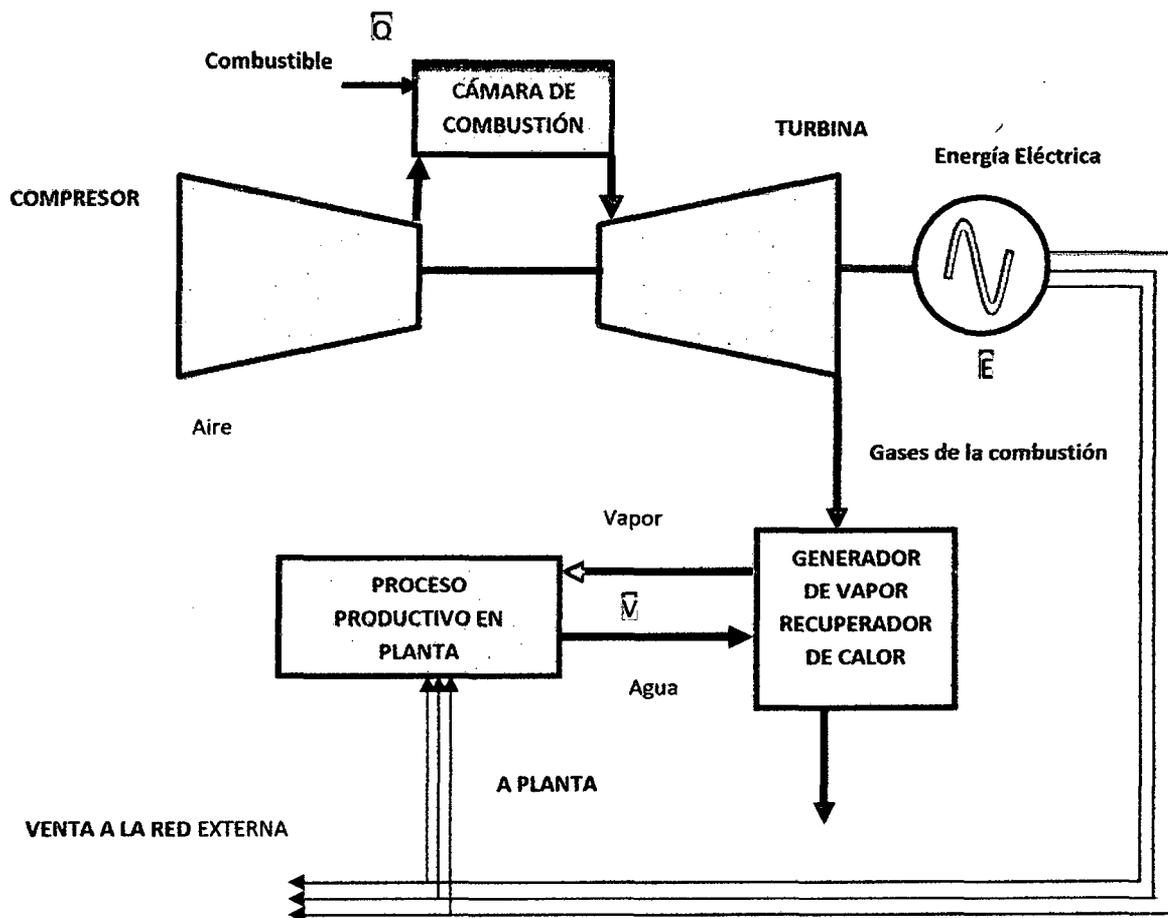


Figura N° 4 Ubicación de Parámetros característicos

Fuente: Arias Antaurco y Espinoza Ascencio (Tesis)

Dónde:

Q = Potencia térmica suministrado por el combustible en la cámara de combustión.

V = Potencia térmica útil utilizado por los centros de consumo de la planta.

E = Potencia eléctrica generada a través de la casa de fuerza de la planta.

Tomando como referencia lo detallado en la Figura N° 3, se define:

RELACION DE COGENERACION: Es la relación existente entre la Potencia Eléctrica generada en bornes del generador eléctrico y la Potencia térmica útil aprovechado en los procesos dentro de las Plantas Consumidoras de Energía. Un valor elevado de este parámetro es un indicador de que es mayor la generación de energía eléctrica sobre el consumo de energía térmica.

C = Relación de Cogeneración.

$$C = \frac{E}{V} \dots \dots \dots (1)$$

RENDIMIENTO ELECTRICO EFECTIVO: Este parámetro es la inversa del rendimiento y compara la capacidad de generación de energía eléctrica con la diferencia entre el calor suministrado a la unidad de Cogeneración con el calor suministrado para generar el calor útil por medio de un generador de vapor convencional cuya eficiencia es la máxima posible, en este caso 90%.

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}} \dots \dots \dots (2)$$

2.1.2 ARREGLOS DE OPERACIÓN:

a. CICLOS SUPERIORES:

También llamados Topping Cycles, son los sistemas más frecuentes de cogeneración se caracterizan por que la generación de energía eléctrica se realiza en el primer nivel de energía, y la fuente de energía primaria es un combustible líquido gaseoso o sólido. Con los gases residuales del primer proceso escalón se obtiene en un segundo nivel de energía el calor útil (vapor sobrecalentado, vapor saturado o agua caliente)

A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía mecánica y la energía térmica resultante, el denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrada a los procesos industriales

ya sea para secado, cocimiento o calentamiento, que constituyen el segundo escalón. Este tipo de sistemas se utiliza principalmente en la industria textil, petrolera, celulosa y papel, cervecera, alimenticia, azucarera, entre otras, donde sus requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250 °C a 600 °C.

b. CICLOS INFERIORES:

Llamados también Bottoming cycles, se caracterizan porque la energía primaria se utiliza directamente o inicialmente para satisfacer los requerimientos térmicos del proceso (calor útil) y la energía térmica residual o de desecho, se usa para la generación de energía eléctrica en un 2° nivel.

Los sistemas inferiores se utilizan en procesos productivos de las Plantas consumidoras de energía asociadas a altas temperaturas, así tenemos las industrias del Cemento, Siderúrgicas, Empresas del vidrio y la Industria Química. En tales procesos resultan calores residuales del orden de 900 °C que pueden ser utilizados para la producción de vapor y electricidad.

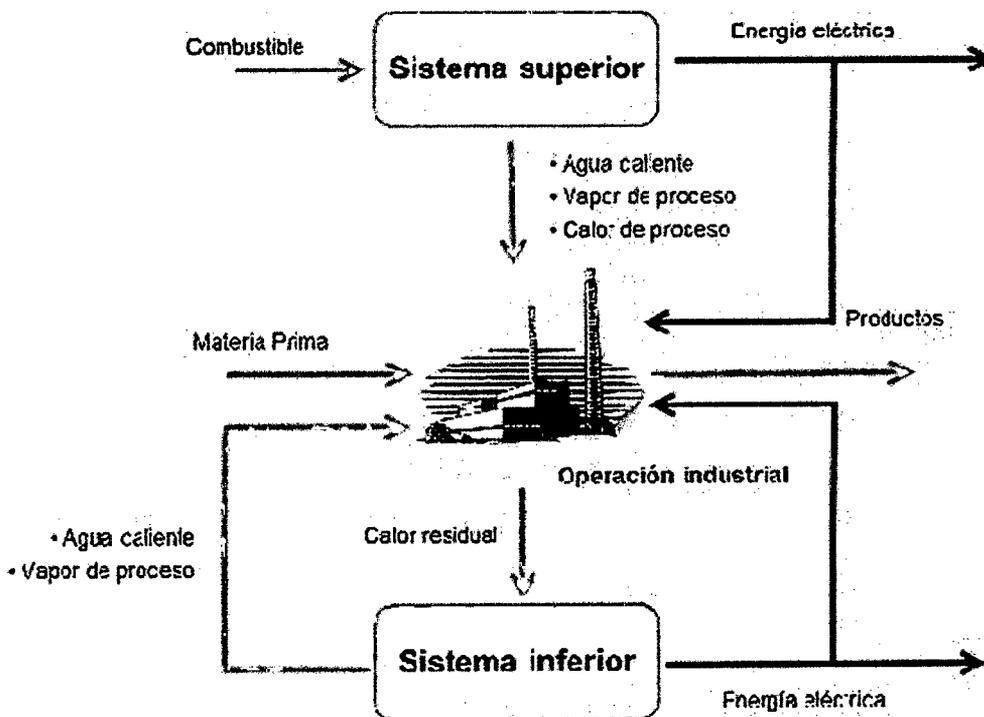


Figura N° 5 Arreglos de la Operación de la Cogeneración

Fuente: CONAE (Mexico)

2.1.3 TECNOLOGIAS DE LA COGENERACION:

a. TECNOLOGIAS CON TURBINAS A GAS:

Las turbinas de gas son una tecnología bien establecida para la generación de electricidad, además de que producen gases de escape a altas temperaturas que son susceptibles de ser utilizados para la generación de vapor en sitio o para la generación adicional de electricidad

Las turbinas de gas operan bajo un ciclo termodinámico conocido como "Ciclo de Joule Brayton Simple Abierto". En este ciclo el aire del exterior es comprimido, calentado y posteriormente expandido en la turbina, quedando como excedente la diferencia entre la potencia generada en ella y la que es requerida para comprimir el aire. La potencia eléctrica producida por la turbina y requerida por el compresor es proporcional a la temperatura absoluta de los gases de escape.

Dentro de las ventajas de este sistema, radica en la baja relación peso/potencia de la máquina, son unidades livianas y compactas, su eficiencia de planta es del orden 40 %, son rápidas en alcanzar su operación de régimen , son económicas cuando operan con gas natural como combustible.

b. TECNOLOGIAS CON TURBINAS DE VAPOR:

Las turbinas de vapor son una de las tecnologías más versátiles y antiguas acopladas a un generador o maquinaria mecánica. A diferencia de los motores de combustión interna y las turbinas de gas, utilizados en los sistemas de cogeneración, en donde el calor es un subproducto de la generación de electricidad, las turbinas de vapor normalmente generan electricidad como un subproducto del calor (vapor). El ciclo termodinámico bajo el cual opera una turbina de vapor se denomina "Ciclo de Rankine". En este ciclo, el agua es bombeada a una presión media – alta, dependiendo del tamaño de la unidad y la temperatura a la que el vapor será eventualmente calentado. Posteriormente, el agua se calienta hasta su temperatura de ebullición y usualmente es sobrecalentada por encima de esa misma temperatura. El vapor presurizado se expande a una presión menor en una turbina de etapas múltiples y posteriormente se canaliza a un condensador que opera al vacío, o bien, a un sistema de distribución que entrega el vapor para su uso en una aplicación industrial o comercial. Finalmente, el condensado es recirculado a través de una bomba para la continuación del ciclo.

Dentro de sus principales características tenemos las siguientes:

- Los tipos principales de turbinas de vapor utilizados para la generación de electricidad son: de contrapresión, de extracción y de condensación.
- Son máquinas pesadas y lentas en el arranque. Ocupan mucho espacio debido a los múltiples componentes que la conforman.
- Presentan el problema de uso del agua.
- Su ciclo de vida varia en 25 a 30 años-
- Su eficiencia es del orden de 38 %.
- El combustible a utilizar es bagazo, carbón o petróleo residual o biodiesel.

c. TECNOLOGIAS CON MOTORES DE COMBUSTION INTERNA :

Los motores de combustión interna son una de las tecnologías más utilizadas en los sistemas de cogeneración y existen dos tipos que son relevantes en aplicaciones estacionarias para la generación de electricidad: el motor Otto (con encendido por explosión) y el motor Diesel (con encendido por compresión)

En esencia el motor Otto y el motor Diesel tienen los mismos componentes mecánicos, ya que ambos usan una cámara de combustión de forma cilíndrica en la cual se desplaza un pistón. El pistón está a su vez conectado a un eje, el cual transforma el movimiento lineal del pistón en el movimiento rotatorio del eje. La diferencia principal entre los ciclos de Otto y Diesel es la forma en la que se realiza la ignición del combustible, por lo que en el primer caso se utiliza una bujía para encender una mezcla de aire combustible contenida en el cilindro, mientras que en el segundo el aire contenido en el cilindro se comprime a una presión alta hasta alcanzar la temperatura de auto ignición del combustible.

Dentro de sus características principales de estos sistemas es que la generación de energía eléctrica es primordial, aprovechándose los gases de la combustión para la generación de agua caliente o vapor saturado a muy baja presión (máximo 4 Bar)

d. MICROTURBINAS A GAS:

Las microturbinas son turbinas de gas con unas características constructivas especiales.

Actualmente tienen una potencia eléctrica comprendida entre 30 y 250 kWe.

Estos equipos han pasado de la etapa de demostración a convertirse en una alternativa

interesante en el campo de la cogeneración. Su desarrollo vino impulsado a lo largo de los años 90 con la idea de desarrollar sistemas de generación autónoma simple, de alta disponibilidad y bajo mantenimiento. Las microturbinas representan una tecnología relativamente nueva, con lo cual su presencia en el mercado se está incrementando cada vez más. Las características más importantes de esta tecnología de cogeneración son: bajo nivel de emisiones, bajo nivel de ruido, dimensiones reducidas y poca necesidad de mantenimiento. Otras características importantes son su flexibilidad en cuanto al tipo de combustibles que pueden emplear y su diversidad de modos de interacción con la red eléctrica. Todas estas características las hacen muy idóneas para formar parte de sistemas de generación de electricidad y calor (Combined, Heat and Power, CHP) en edificios e industrias.

e. PILAS COMBUSTIBLE:

Las pilas de combustible utilizan la energía química de la oxidación del hidrógeno para producir calor y electricidad obteniéndose como subproducto el agua. Una pila de combustible consiste de dos electrodos separados por un electrolito. Las pilas de combustible pueden clasificarse en dos categorías según sea la temperatura del calor producido: las de baja temperatura y alta temperatura.

Las pilas de membranas electrolíticas son pilas que operan a una temperatura alrededor de 60-80 °C, su rango de potencia habitual suele ser de unos pocos kilovatios hasta 250 kW. Por su parte las pilas de combustible de ácido de fosfórico son las pilas más comúnmente usadas y fueron las primeras en estar disponibles comercialmente; el electrolito es un ácido y operan relativamente a temperaturas bajas, alrededor de 200°C. Entre las ventajas de las pilas de combustible para aplicaciones en tecnologías de cogeneración se encuentran el bajo nivel de ruido, bajo mantenimiento, excelentes prestaciones funcionando a carga parcial y bajas emisiones. Las pilas de combustible tienen el potencial de alcanzar un rendimiento global de 85 a 90 % hasta en las pequeñas unidades. Como desventajas principales se encuentran el elevado costo y un corto ciclo de vida. Los estudios actuales se están enfocando en desarrollar materiales menos costosos y con tecnología avanzadas que puedan repercutir en el costo inicial.

f. TECNOLOGIA CON CICLOS COMBINADOS:

Un ciclo combinado hace referencia a un sistema que trabaja en conjunto con una turbina de gas y una de vapor. Su modo de operación consiste en que el HRSG(Generador de vapor Recuperador de Calor) de la cogeneración con turbina de gas, cumpla al mismo tiempo la función de la caldera en un ciclo de vapor, es decir, que la salida de vapor de dicho intercambiador de calor ingresa a las turbinas de condensado y contrapresión. Este sistema combinado es posible, ya que los ciclos simples trabajan en distintos rangos de temperatura y permiten operar al generador de vapor. Este nuevo sistema de cogeneración, junta todos los beneficios de cada uno de los ciclos simples mencionados anteriormente, y además aumenta significativamente el rendimiento termodinámico, porque con la misma cantidad de combustible se produce vapor y energía eléctrica en 2 generadores. La eficiencia térmica de esta combinación supera el 50%. Además, puede alcanzar potencias de salida promedio de 200 MW.

g. MOTORES STIRLING:

Los motores stirling son dispositivos mecánicos que funcionan utilizando un ciclo stirling, en los que un fluido compresible como aire, el hidrógeno, helio o vapor, se usa como fluido de trabajo. Los motores stirling ofrecen la posibilidad de tener un motor de alta eficiencia con menos emisiones de gases en comparación con el motor de combustión interna. A diferencia de los motores alternativos de combustión interna, la fuente de calor proviene de fuentes externas, lo que permite el uso de una amplia gama de fuentes de energía, incluidos los combustibles fósiles como el petróleo o el gas, y las fuentes de energía renovables como la solar o la biomasa. Dado que el proceso de combustión se lleva a cabo fuera del motor, es un proceso bien controlado de combustión continua, y los productos de combustión no entran en el motor. Los motores stirling están clasificados de acuerdo a su configuración en: Alfa, Beta y Gamma. Con el uso de motores stirling se tiene la posibilidad de usar gran variedad de combustibles para la activación, su eficiencia es elevada y posee bajos niveles en emisiones de gases, sin embargo, el precio es elevado, posee variedad de modelos que no permite la estandarización y un limitado número de proyectos de demostración.

2.2 TECNOLOGIAS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION:

2.2.1 REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

a. ASPECTOS BASICOS:

La refrigeración por compresión , basado en el Ciclo de Carnot inverso , es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador. La refrigeración por compresión se logra evaporando un gas refrigerante en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado evaporador. Para evaporarse este requiere absorber calor latente de vaporización. Al evaporarse el líquido refrigerante cambia su estado a vapor. Durante el cambio de estado el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador y hacerlo líquido de nuevo. En este intercambiador se liberan del sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de estado del fluido refrigerante -y producir el subenfriamiento del mismo- es necesario enfriarlo al interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador, definido muchas veces en función del refrigerante. De esta manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.

Dentro de sus aplicaciones tenemos:

- ✓ Sistemas de generación de hielo.
- ✓ Cámaras frigoríficas de conservación.
- ✓ Túneles de congelamiento.
- ✓ Sistemas de licuefacción de gases con temperatura superior al valor criogénico.
- ✓ Sistemas de frío en embarcaciones de pesca y captura de alta mar.

- ✓ Dispensadores y freezer domésticos.
- ✓ Sistema de aire acondicionado.

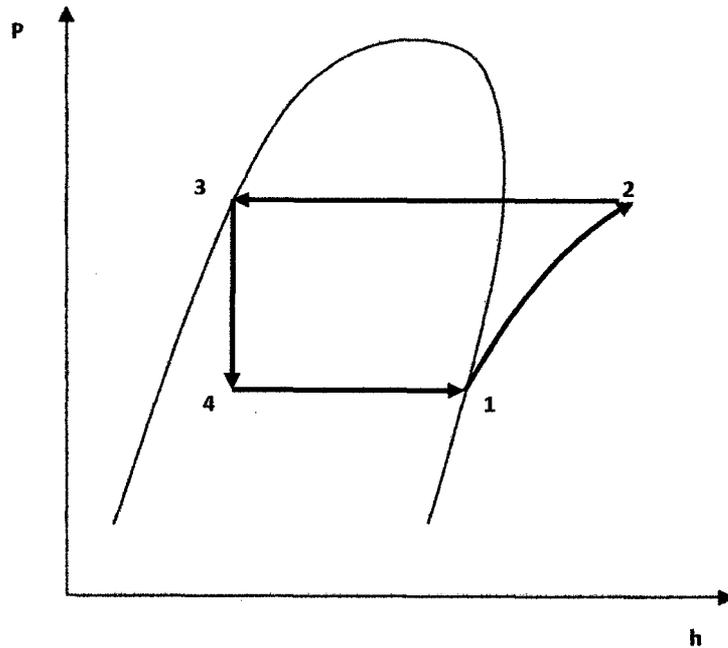


Figura N° 6 Diagrama Termodinámico P vs h para el Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor
Fuente: Elaboración Propia

b. COMPONENTES:

Los Componentes del Ciclo Termodinámico por refrigeración por compresión de vapor tienen los siguientes componentes básicos:

- ✓ Compresores de Refrigerante, que pueden ser del tipo pistón o alternativo, tornillos o herméticos. En el compresor el refrigerante se comprime desde el estado de vapor saturado hasta el estado de vapor sobrecalentado en el proceso 1 a 2..
- ✓ Condensadores, generalmente en los sistemas industriales se utilizan los condensadores del tipo evaporativo, los cuales tienen por finalidad condensar el refrigerante desde el estado de vapor sobrecalentado hasta el estado de líquido saturado, esto desde el proceso isobárico 2 a 3.
- ✓ Válvulas de expansión, es un sistema mecánico en el cual el refrigerante en el estado de líquido saturado se expande isoentálpicamente en el proceso 3 a 4.

- ✓ Evaporadores, son equipos térmicos en los cuales el fluido refrigerante a baja presión y temperatura extrae el calor del sistema a refrigerar, enfriar o congelar, este proceso ocurre desde el punto 4 al punto 1.

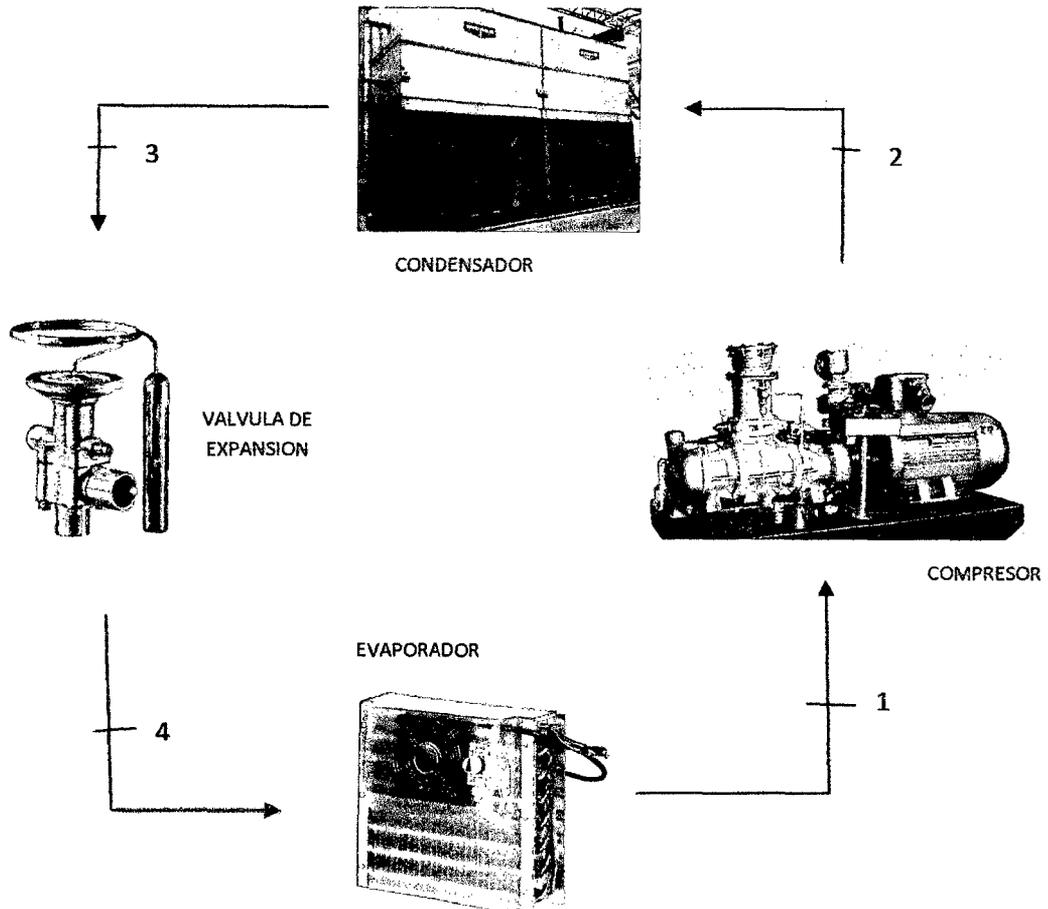


Figura N° 7 Componentes del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia

c. INDICADORES DE CAPACIDAD.

La capacidad de los sistemas de refrigeración en general se evalúa a través de dos indicadores:

- ✓ Coeficiente de Performance (COP) : Es un indicador de rendimiento de los sistemas de refrigeración que evalúa la capacidad de generación de frío o también llamado efecto refrigerante en el evaporador entre la potencia absorbida por el compresor para comprimir al refrigerante.

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto Refrigerante en el evaporador}}{\text{Potencia absorbida por el compresor}} \dots \dots \dots (3)$$

- ✓ Tonelada de Refrigeración (TON) : Una tonelada de refrigeración se define como la rapidez de extracción de calor de la región fría (o la rapidez de absorción de calor por el fluido que pasa por el evaporador) de 3.517 kW o 200 Btu/min

2.2.2 REFRIGERACION POR ABSORCION:

a. ASPECTOS BASICOS:

La máquina de absorción se define como una máquina frigorífica que emplea como ciclo de trabajo el ciclo de absorción, estas se integran dentro del mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión ya que el efecto de refrigeración lo consiguen por evaporación de un líquido a baja presión, la diferencia de estas tecnologías de producción de frío es utilización de lo que llamaremos compresor térmico por un compresor mecánico, necesario para la recuperación de los vapores formados durante el paso de líquido a vapor.

La compresión térmica del refrigerante se realiza usando una solución líquida de refrigerante/absorbente y una fuente de calor, de forma que se evita el consumo de energía eléctrica que sería necesaria en el caso de un compresor mecánico

La refrigeración por absorción basa su funcionamiento en la propiedad que tienen las sustancias de absorber calor al cambiar de estado líquido a gaseoso; en los sistema por compresión el ciclo se realiza mediante un compresor, en el caso de los sistemas por absorción, el ciclo se realiza físicamente mediante una mezcla en el cual el fluido refrigerante que sale del evaporador a ciertas condiciones de presión y temperatura es absorbido por otra sustancia ,formándose una solución (refrigerante y liquido absorvedor), luego esta solución es impulsada hacia un equipo térmico llamado generador , el cual está sometido a mayores condiciones de presión y temperatura , permitiendo la separación del fluido refrigerante del fluido absorvedor.

La fuente de calor que alimenta la máquina de absorción puede tener diferente origen y distintos niveles de temperatura. Puede ser agua caliente procedente de captadores solares, calderas de biomasa, o procesos industriales con excedentes de agua caliente.

Se puede obtener de gas natural, o de gases licuados del petróleo contenidos en depósitos. De procesos industriales con excedentes de vapor de agua o agua sobrecalentada, y también de gases de escape procedentes de motores, o procesos industriales.

Dependiendo de si existe o no un intercambiador de calor entre la fuente y el generador, el modo de alimentación se dice que es indirecto y directo respectivamente. Se tienen los siguientes sistemas de refrigeración por absorción:

- ✓ Sistema Amónico y Agua: En donde el Amónico es el refrigerante y el agua es el fluido absorbedor, formando una solución acuosa de agua amoniacal. Este sistema se utiliza en sistemas de refrigeración con temperaturas inferiores a los 0°C.
- ✓ Sistema Agua y Bromuro de Litio: En donde el Agua actúa como refrigerante y el Bromuro de Litio (BrLi) es el fluido absorbedor, formando una solución acuosa de bromuro de litio. Este sistema se utiliza en sistemas de refrigeración con temperaturas superiores a los 0°C.
- ✓ Otros equipos utilizan otras soluciones menos habituales, por ejemplo: metilamina como refrigerante y agua como solvente, R-22 como refrigerante y dimetiléter de tetraetileno como solvente, metanol como refrigerante y Bromuro de Litio como absorbente, etc.

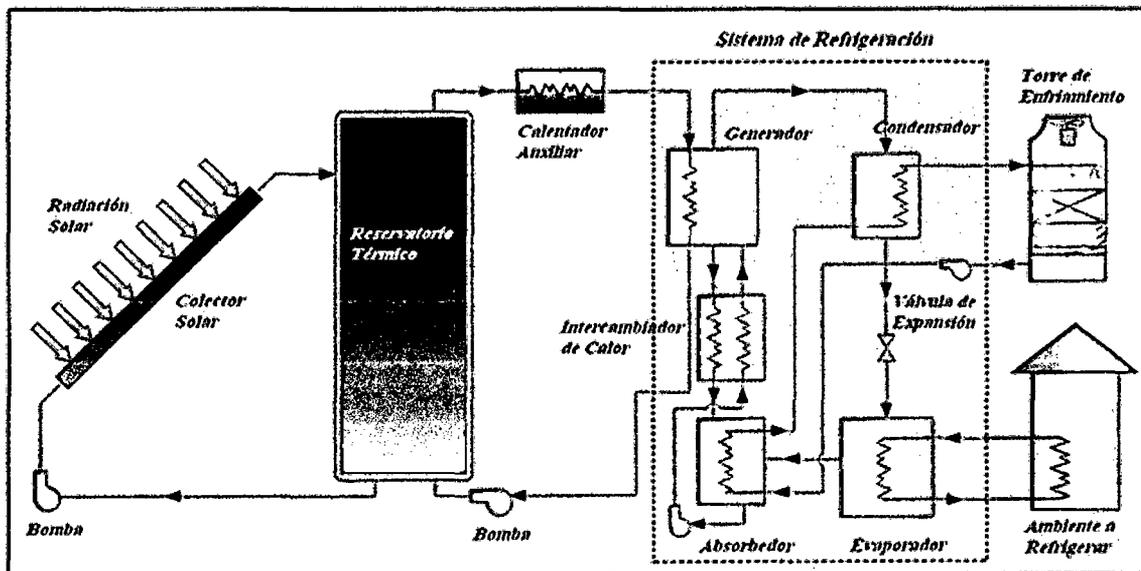


Figura N° 8 Sistema de Refrigeración por absorción asistido por energía solar y gas natural

Fuente: Revista frío-calor(Universidad de Magallanes de Chile).

b. COMPONENTES:

El equipo de absorción está formado por un recipiente de acero conteniendo el condensador, el evaporador y el absorbedor, un generador de calor (dos en los equipos de doble efecto), unos intercambiadores de calor y un sistema de regulación y control.

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración, es una solución de agua y amoníaco (NH₃), siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente. Una importante ventaja es que los agentes utilizados en la solución son totalmente inocuos para el medio ambiente. El ciclo aprovecha la gran afinidad del amoníaco con el agua, utilizando aquel como agente frigorífico dado que es fácilmente absorbido por esta. El NH₃ es el más tradicional de los refrigerantes inorgánicos conociéndose como tal con la denominación de R-717

El amoníaco actúa como refrigerante lo que permite bajar a temperaturas muchos mayores de refrigeración el punto de congelamiento del amoníaco es -77,7° C. Requiere mayores presiones de trabajo en la parte de alta ya la relación de volatilidades es demasiado baja lo que hace necesario el proceso de rectificación.

Dentro de los componentes de este sistema tenemos:

✓ **Generador :** En este componente se aplica la energía térmica para obtener vapor de refrigerante. La fuente de energía normalmente agua caliente, fluye a través de tubos inmersos en una solución de refrigerante y absorbente. Esta solución absorbe calor de la fuente de agua o vapor a alta temperatura causando la evaporación de la solución y separando al refrigerante del absorbente al hacerlo evaporar y recuperar parte del absorbente al separarlo de la solución líquida. En el caso de la mezcla amoníaco - agua; para lograr una separación eficiente es necesario utilizar una columna de rectificación adicional.

✓ **Absorvedor :**

Uno de los componentes más importantes de estas máquinas de absorción, este dispositivo tiene como objetivo poner en contacto dos corrientes. Dentro del absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por el absorbente y como es un proceso exotérmico este es evacuado al agua de enfriamiento que

circula a través de los tubos en el interior del absorbedor. La absorción del vapor del refrigerante crea una zona de baja presión dentro del absorbedor que junto a la afinidad del absorbente por el agua en caso de $\text{BrLi}/\text{H}_2\text{O}$ induce un flujo continuo de vapor de refrigerante desde el evaporador.

Para el caso del $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ la alimentación de la corriente rica en amoníaco debe de realizarse por la parte baja del tanque mientras que la solución pobre de amoníaco es alimentada por la parte superior esto es para evitar que el amoníaco escape en forma de gas sin disolverse en la solución pobre. Su funcionamiento afecta directamente al sistema global. El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad de los procesos de transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor eficiente en el absorbedor depende principalmente de un excelente mezclado entre el vapor y la solución de trabajo y del máximo área de contacto entre la pared del intercambiador y la solución.

✓ Condensador:

En el condensador el vapor refrigerante procedente del generador se condensa en un intercambiador de calor, y es recogido por la parte inferior donde con una válvula de se descarga en el evaporador. Normalmente el sistema de enfriamiento de agua está conectado a una torre de refrigeración.

✓ Generador :

Este equipo es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante cambia de fase y enfría el espacio a refrigerar. Los evaporadores para refrigeración pueden ser clasificados de acuerdo al método de alimentación como expansión directa o por inundación. En el primer caso, la salida del evaporador es un vapor ligeramente sobrecalentado que se alimenta en cantidades pequeñas para asegurar la vaporización completa al final del equipo. En el caso del evaporador por inundación, la cantidad de refrigerante excede la cantidad evaporada. La decisión depende del diseño. Un evaporador de expansión directa generalmente se utiliza en sistemas pequeños con diseños compactos y

requiere de equipo de control de flujo con una válvula de termo expansión o un tubo capilar.

- ✓ Rectificadores : Son equipos adicionales que permiten separar partículas suspendidas de agua que puedan viajar con el refrigerante puro hacia el condensador, y que posteriormente al ingresar al evaporador , estas se congelen provocando obstrucción en las instalaciones. La idea básica de un rectificador consiste en provocar un enfriamiento de la corriente de vapores a la salida del generador, en el rectificador el contenido de agua es separado por condensación al contacto del serpentín por cuyo interior circula solución a una temperatura inferior al punto de rocío del vapor de agua en estas condiciones.
- ✓ Bomba de solución: La mayoría de las máquinas de absorción comerciales disponibles requieren de una bomba para el transporte de la solución diluida desde el absorbedor hasta el generador. El consumo eléctrico de esta bomba es aproximadamente de un 1-5% de la potencia de refrigeración total.

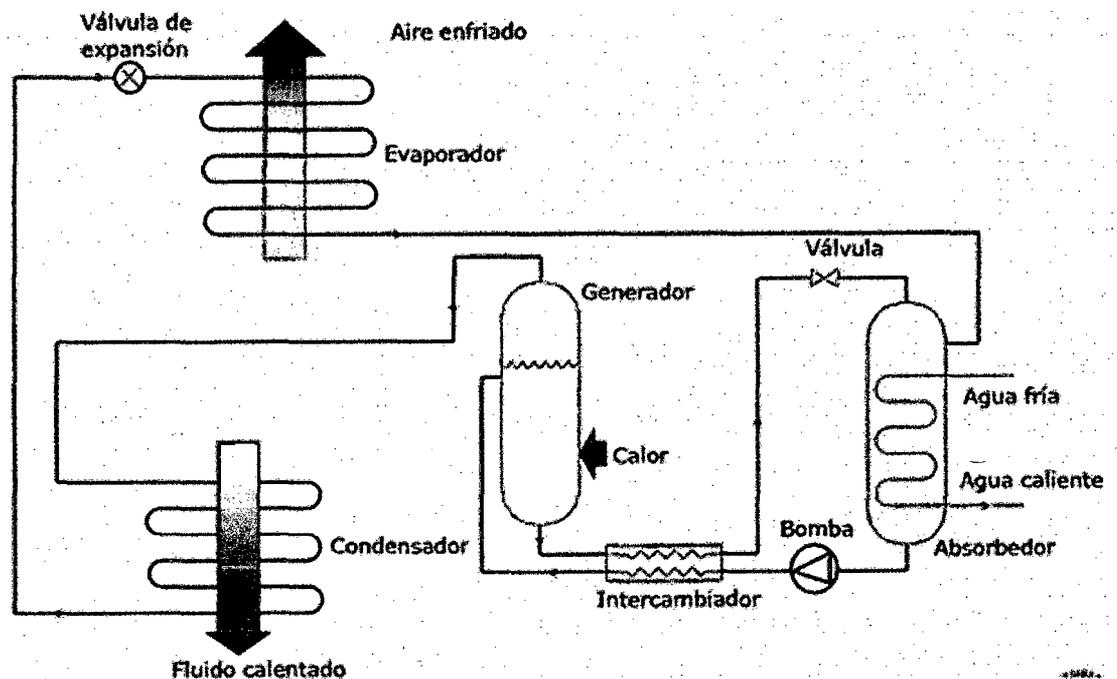


Figura N° 9 Esquema de Componentes de una máquina de absorción.

Fuente: Carrier Refrigeration.

c. CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE ABSORCION:

Toda clasificación sobre un grupo determinado de elementos se efectúa en función de un criterio definido. Sobre las máquinas de absorción, no existe una clasificación unificada, ni siquiera unos criterios que coincidan de forma general. Entre los fabricantes de máquinas de absorción es corriente utilizar indistintamente conceptos como “efecto” y “etapa”, lo que Carrier y Yazaki denominan efecto, mientras que Trane y York lo denominan etapa.

Se tiene la siguiente clasificación:

✓ Máquinas de absorción de simple efecto:

El funcionamiento del equipo se describe con la Figura 9 que representa el proceso de una máquina de absorción de simple efecto. Mediante el aporte de energía térmica (independientemente del método empleado) se produce la evaporación de parte del agua de la solución acuosa refrigerante y absorbedor, concentrándose dicha solución. El vapor de amoníaco (el refrigerante) se dirige al condensador, mientras que la solución pobre en amoníaco se dirige al absorbedor. Una vez ha llegado al condensador, el vapor de amoníaco cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del vapor de amoníaco se realiza en los condensadores evaporativos.

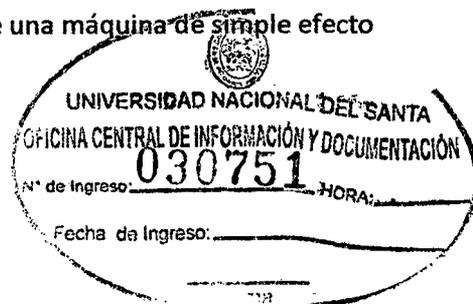
Tras abandonar el condensador, el refrigerante se dirige al evaporador, pero antes debe pasar por la válvula de expansión para reducir su presión lo necesario para que se produzca la evaporación a la temperatura correcta. Aquí nuevamente hay distinciones según se use un refrigerante u otro. En el caso del vapor de agua (Agua y Bromuro de litio), la diferencia de presiones para las temperaturas típicas de funcionamiento de una máquina de absorción es pequeña, por lo que con un dispositivo que produzca una pequeña pérdida de carga es suficiente. Sin embargo, si el refrigerante es amoníaco, la diferencia de presiones es muy alta, por lo que si es necesario emplear una válvula de expansión para producir la pérdida de carga necesaria. Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador. En él, el refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente (normalmente agua) que circula por el lado de los tubos, produciéndose en dicha corriente el efecto frigorífico.

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el absorbedor para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante y la solución pobre que proviene del generador. La solución débil absorbe el vapor de amoníaco saturado diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea una corriente auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración. Normalmente, es la misma corriente de agua la que se usa para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego pasa por el condensador.

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (recordemos que hemos producido una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador) e impulsarla hacia el generador.

Por último, antes de llegar al generador, la solución concentrada pasa por un intercambiador de calor donde entra en contacto (indirecto, claro está) con la solución débil proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya. Con esto se consigue disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor (ya que al ingresar en él la corriente de solución débil a menor temperatura hay que evacuar menos energía) y también disminuye el aporte energético necesario a realizar en el generador (ya que la solución de partida ingresa en el generador a mayor temperatura).

La mayoría de los fabricantes ofrecen máquinas de simple efecto en el rango de aprox. 100 TON a aprox. 1500 TON, es decir, 350 KW a aprox. 5.2 MW. Estas se pueden alimentar con vapor a 135-205 KPa (1-2 bares manométricos, 2-3 bares absolutos), que corresponde a una temperatura de vapor de 110 a 120 °C. Alternativamente pueden ser alimentadas con agua caliente a 115-150°C y una presión máxima de 9 bares. El coeficiente de rendimiento se sitúa en el rango de 0.6 a 0.7. El consumo de vapor de una máquina de simple efecto



es aprox. 2.3 kg/h por KW. El flujo de agua caliente requerido está en el rango de 30 a 72 kg/h por KW dependiendo de la caída de temperatura permitida.

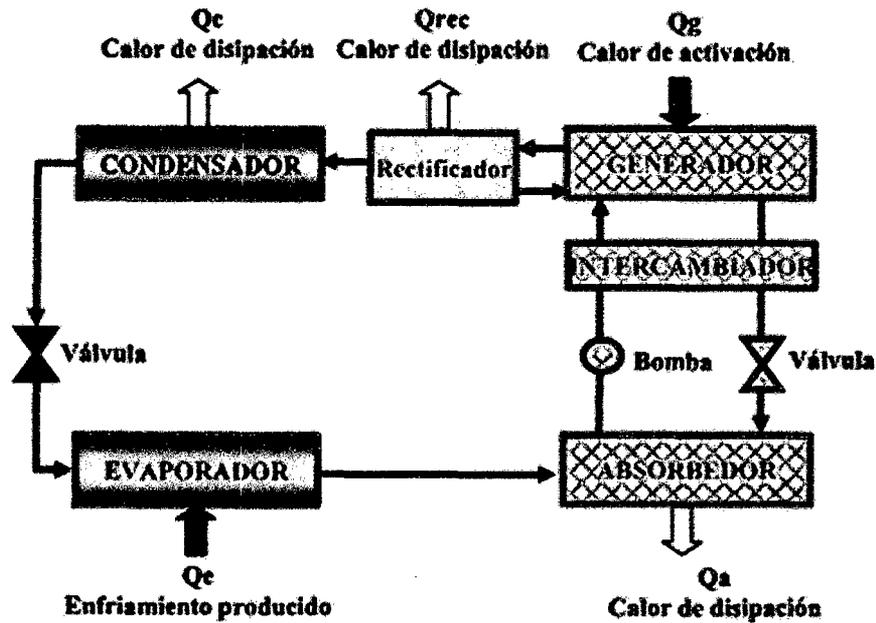


Figura N° 10 Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de simple efecto.

Fuente: Carrier Refrigeration

✓ Máquinas de absorción de doble efecto:

Una máquina de absorción de doble efecto surge de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento, se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, dos condensadores, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor. Esto es posible en las máquinas con el par BrLi-H₂O, ya que trabajan con niveles de presión muy bajos, mientras que no es posible en el caso de trabajar con la mezcla NH₃-H₂O, ya que introducir una nueva etapa incrementaría la temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto originaría una estructura muy robusta lo que lo haría inviable, pero no imposible-

Los ciclos de doble efecto, como poseen dos generadores, realizan dos separaciones de vapor a partir de un aporte inicial de calor externo, de manera que se consigue un aumento notable en el COP de la máquina respecto a las de simple efecto. Pero ello implica un nivel térmico superior a las de simple

efecto en el generador de alta temperatura, con el fin de que el vapor producido en este generador sea a su vez capaz de producir vapor refrigerante en el generador de baja temperatura.

El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta temperatura en el ciclo de doble efecto se encuentra entre 130 y 180° C. Su valor dependerá de la temperatura ambiente, de la carga térmica a cubrir y del tipo de condensación con el que opere.

La solución semi concentrada, pasa por el intercambiador de alta temperatura antes de pasar al generador de baja temperatura lo que hace es precalentar la solución que entrara en el generador de alta temperatura solución diluida y enfriar la solución semi concentrada. En el generador de baja temperatura, el vapor de agua cede energía a la solución intermedia (que se encuentra a menor temperatura tras pasar por el intercambiador de calor de alta temperatura) como consecuencia de este intercambio de calor, parte del agua de la solución semi concentrada hierve liberando vapor refrigerante adicional esta segunda separación de vapor de la solución permite aumentar el rendimiento de la máquina y es la razón por la que esta variante del ciclo se denomine de doble efecto.

El vapor separado en el generador de baja temperatura, atraviesa el separador secundario y alcanza el condensador donde se reúne con parte del vapor generado en la primera etapa, o sea, en el generador de alta temperatura.

Las máquinas de doble efecto están aproximadamente en el mismo rango de capacidades que las de simple efecto. La capacidad de refrigeración más baja ofrecida por algunos fabricantes es ligeramente mayor: 200 TON para una empresa y 350 TON para otra (700 y 1200 kWt respectivamente). El vapor parece ser el medio preferido para alimentar estas máquinas.

El vapor debería estar a 9-10 bares manométricos, 10-11 bares, o 1100 a 1200 kPa, que corresponde a unas temperaturas en el rango de 175 a 185 °C. también es posible alimentar una máquina de doble efecto con agua caliente, cuya temperatura deberá estar en el rango de 155 a 205 °C. El rendimiento en uno u otro caso es de 0.9 a 1.2. El consumo de vapor de la máquina de doble efecto es aprox. 1.4 kg/h por kWt..

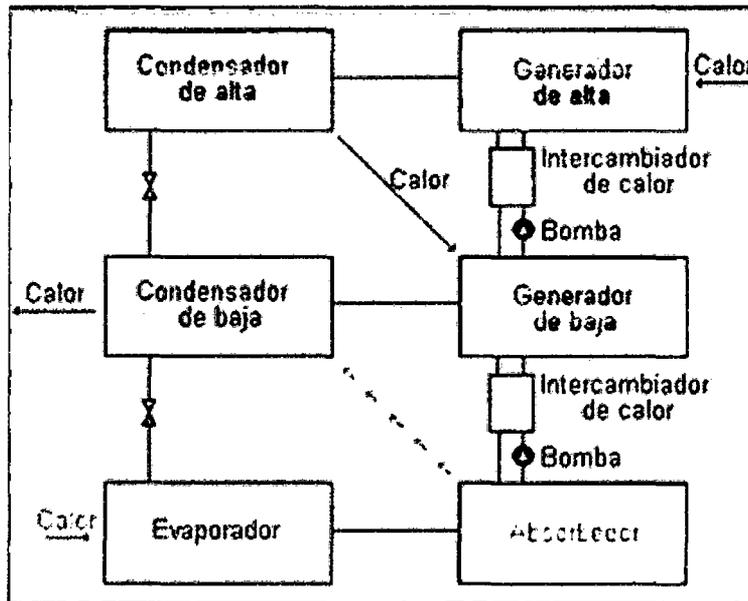


Figura N° 11 Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto.

Fuente: ECU RED

d. INDICADORES DE DESEMPEÑO:

Los C.O.P.s esperables de los ciclos de absorción son también muy bajos comparados con los de los ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa, con Bromuro de Litio, no se superan C.O.P.s de 0,7, en máquinas de doble etapa se alcanzan valores que pueden ser hasta 1,5 veces a los esperables en una etapa, es decir de hasta 1,2, esto significa que las máquinas de doble etapa aprovechan mejor la energía que las de etapa simple. En ciclos de baja temperatura Amoniaco/ Agua se consiguen valores de C.O.P. de 0,5 y pueden alcanzarse máximos de 0,8.

2.2.3 COMPARATIVO SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR Y SISTEMAS DE ABSORCION.

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor. La principal diferencia entre estos ciclos está en cómo se trasvasa el refrigerante de la zona de baja presión a la de alta presión.

En los ciclos de compresión mecánica, el trasvase se realiza por medio de un compresor, pero en el caso de una máquina de absorción, el proceso es más complejo. El refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es captado por una solución (absorbente) que tiene afinidad fisicoquímica hacia él. La mezcla se bombea a la zona de alta presión, y la separación absorbente-refrigerante se produce mediante la aportación de calor. La clave está en que el trabajo de bombeo es mucho menor que el necesario para mover el compresor en un ciclo de compresión mecánica, con el consiguiente ahorro de energía eléctrica.

Los sistemas de refrigeración por absorción presentan la ventaja respecto a los de convencionales de compresión de requerir una demanda eléctrica casi despreciable, sustituyendo ésta por demanda térmica. El principal atractivo de estos equipos es la capacidad para aprovechar calores residuales en procesos industriales o en plantas de cogeneración

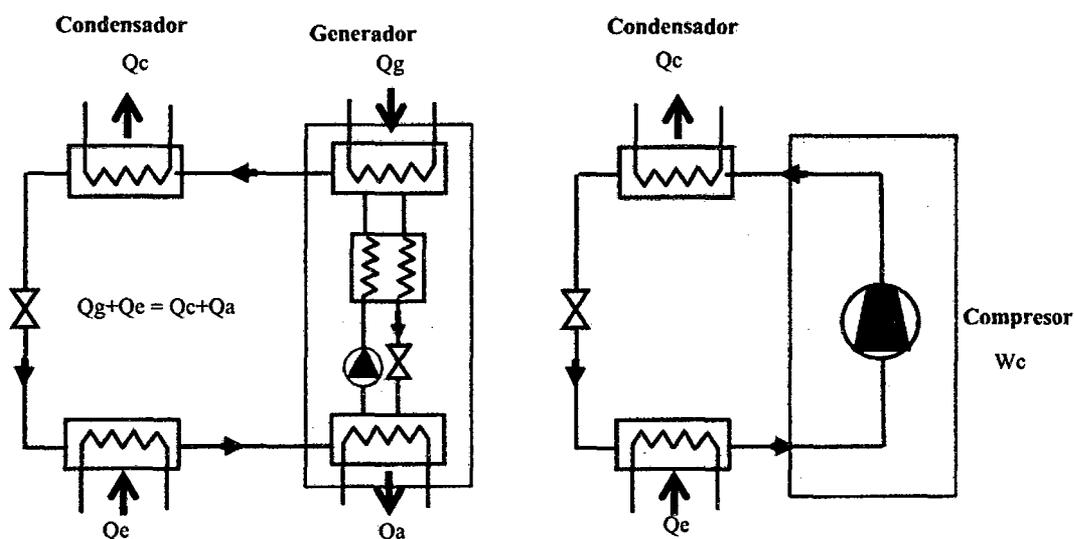


Figura N° 12 Comparativo entre Sistemas de Refrigeración por Absorción y Compresión de vapor.

Fuente : Ingeniería Termodinámica SAC

Los sistemas de refrigeración por absorción presentan la ventaja respecto a los sistemas de refrigeración convencionales de compresión por requerir una demanda eléctrica casi despreciable, sustituyendo ésta por demanda térmica. El principal

atractivo de estos equipos es la capacidad para aprovechar calores residuales en procesos industriales o en plantas de cogeneración.

2.3 SISTEMAS DE TRIGENERACION DE ENERGIA:

2.3.1 GENERALIDADES:

a. GENERALIDADES:

La trigeneración se puede definir como la producción combinada y simultánea de electricidad, calor y frío usando un solo recurso de energía primaria. También, puede ser definida como una extensión en la producción de frío, a partir de una tecnología de cogeneración. Los sistemas de trigeneración engloban el uso de dos tipos de tecnologías: cogeneración y refrigeración térmica (activada térmicamente). Con la primera es posible obtener electricidad teniendo como subproducto el calor y con la segunda, se obtiene frío a partir del calor.

Básicamente, una planta de trigeneración es sensiblemente igual a una planta de cogeneración a la que se le añade un sistema de refrigeración por absorción para la producción de frío.

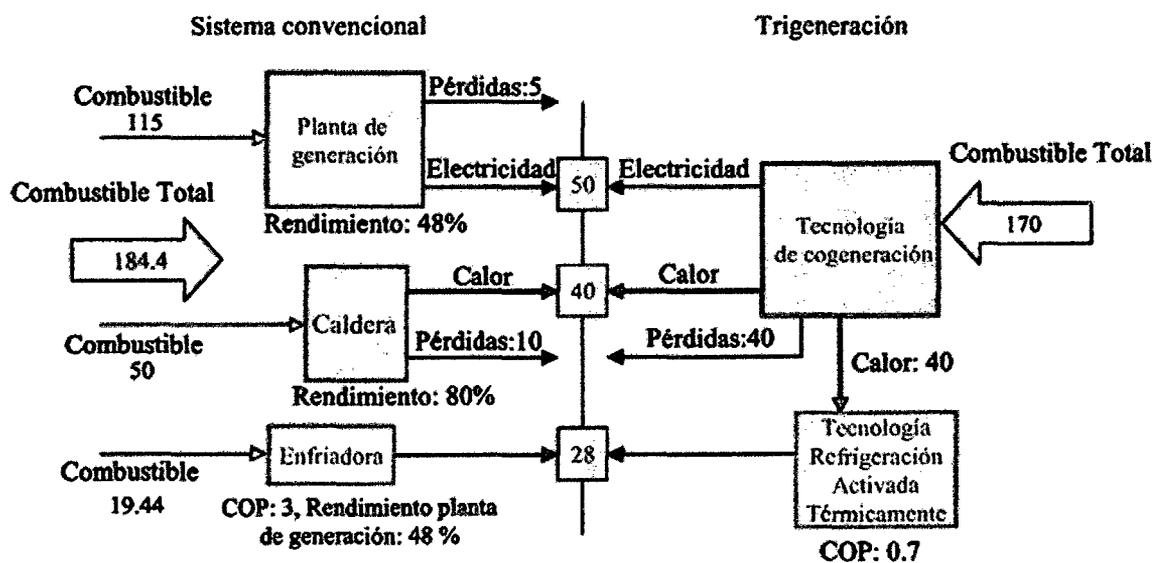


Figura N° 13 Comparativo entre Sistemas de Trigeneración y Refrigeración por Absorción y Compresión de vapor.

Fuente: Fraile Chico(Cogeneración)

Se tiene que la eficiencia para el primer caso (sistema convencional) es de:

$$\text{Eficiencia Sistema Convencional} = \frac{50 + 40 + 28}{184.8} * 100\% = 63.8 \%$$

$$\text{Eficiencia Sistema Cogeneracion} = \frac{50 + 80}{170} * 100\% = 92.94 \%$$

El estudio de sistemas de trigeneración está actualmente en auge apoyándose en la amplia fiabilidad alcanzada en los equipos de cogeneración industrial. Las principales ventajas de estos sistemas de trigeneración respecto a los sistemas convencionales de producción separada de energía son:

- ✓ Una mejor planificación en la implementación de la trigeneración en áreas urbanas.
- ✓ Una mayor flexibilidad en las normativas para conectar los sistemas de cogeneración a la red.
- ✓ La adopción de una metodología unificada para la medición de los ahorros energéticos y beneficios medioambientales de las instalaciones de cogeneración y trigeneración.

Los sistemas de trigeneración incluyen la utilización de diferentes componentes, tales como los equipos de cogeneración, de recuperación de calor (que transfieren el calor residual a los distintos componentes) y los de refrigeración activadas térmicamente que utilizan el calor residual. El nivel de temperatura y el tipo de calor residual dependen de la capacidad o potencia de cogeneración. Para satisfacer la demanda de calor de un edificio utilizando un sistema de trigeneración es posible utilizar el calor proveniente del sistema de cogeneración o el excedente de calor resultante después de activar una tecnología de refrigeración.

Las configuraciones de trigeneración pueden clasificarse en básicas y avanzadas. Las configuraciones básicas son aquellas en las cuales el equipo de refrigeración es activado indirectamente utilizando equipos de recuperación de calor. Estos equipos suelen usar agua caliente o aceite térmico como fluido térmico, habiéndose aumentado su temperatura gracias al calor residual de los gases de escape y del agua caliente

proveniente de las camisas del motor en su caso. En las configuraciones de trigeneración básicas se utilizan sistemas de recuperación de calor como intercambiadores de calor tipo aire/agua, aire/aceite, agua/agua para producir agua caliente o aceite térmico; o generadores de vapor HRSG.

Por su parte, las configuraciones de trigeneración avanzadas son aquellas en donde los equipos de refrigeración térmica se activan directamente usando los gases de escape del sistema de cogeneración o de forma simultanea utilizando directamente los gases de escape y el agua caliente proveniente de las camisas de refrigeración del motor. En la Figura 12 se muestra un esquema general de las posibles configuraciones de trigeneración formadas por tecnologías de cogeneración, equipos de recuperación de calor y tecnologías de refrigeración por absorción activadas térmicamente, dependiendo del nivel de temperatura del calor residual disponible.

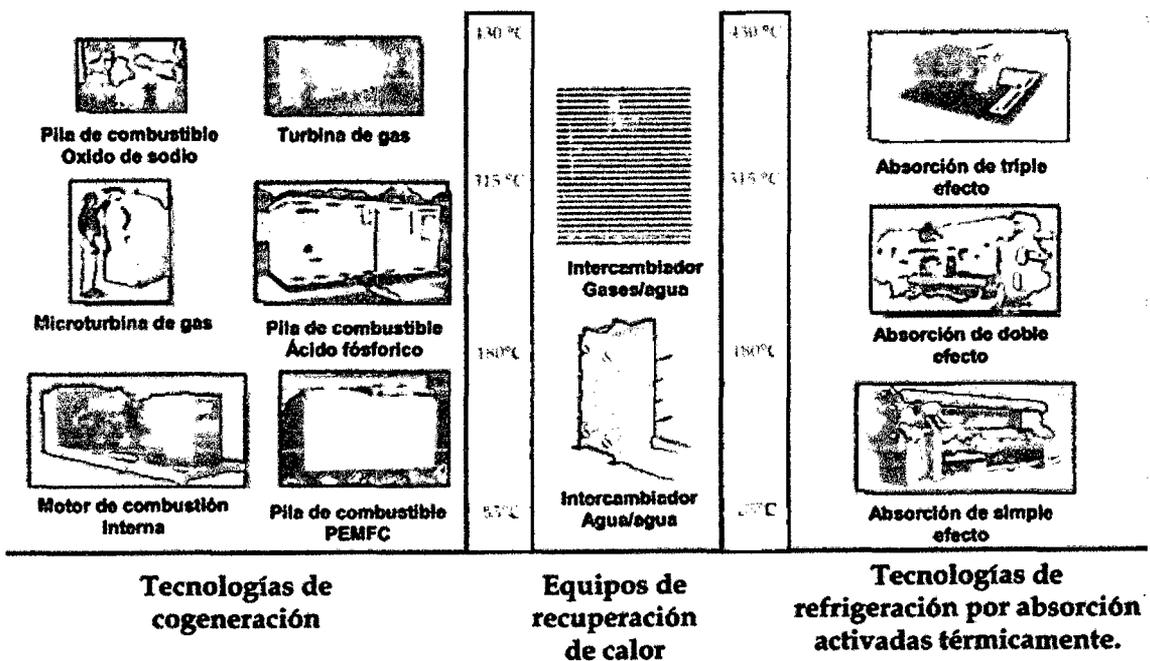


Figura N° 14 Integración de equipos de recuperación y refrigeración.

Fuente: Carrier

b. APLICACIONES DE LA TRIGENERACION.

Son usuarios potenciales de sistemas de trigeneración aquellas plantas industriales que reúnen las siguientes características:

- ✓ Demandas de calor, frío y electricidad simultáneas y continuas.
- ✓ Disponibilidad de combustibles de calidad.
- ✓ Calendario laboral de, al menos, 4.500 h-5.000 h anuales.
- ✓ Espacio suficiente y legalización adecuada para la ubicación de los nuevos equipos.
- ✓ Efluentes térmicos de calidad.

Son los sectores del papel y del refino de petróleo los más atractivos para la instalación de este tipo de plantas, debido a sus altos requerimientos de energía primaria.

Hay otros sectores donde la cogeneración puede también reportar importantes beneficios, como los sectores químico y cerámico.

Por otro lado, las máquinas de absorción tienen unas aplicaciones muy determinadas en aquellos proyectos en los que existe la posibilidad de obtener efluentes térmicos gratuitos.

En caso contrario, los estudios de viabilidad demuestran periodos de amortización más largos que las máquinas de compresión convencionales, ya que los COP obtenidos en máquinas de absorción sólo son rentables si la energía térmica de calentamiento no tiene coste económico ninguno. Los tres grandes grupos de usuarios en el mercado del frío industrial peruano son:

Industria agroalimentaria.

Aplicaciones industriales no alimentarias.

Transporte refrigerado.

Industria de harina de pescado con instalaciones frigoríficas.

c. IMPORTANCIA DE LA TRIGENERACION.

- Ahorro de energía, al obtenerse energía útil desde un misma fuente de energía primaria, con una eficiencia similar a la de una planta de cogeneración del 85%.
- Aplicación del concepto de integración de procesos , al utilizar corrientes de fluidos y sus gradientes de temperatura en procesos inmediatos, dando un valor agregado a la producción de energía eléctrica y a la disipación de calor de calores de deshecho.

- Reducción de la facturación de los insumos energéticos, básicamente la supresión de la facturación de energía eléctrica del suministrador externo de energía. Tan solo se contabiliza una sola facturación de energía por concepto del combustible el cual se destina íntegramente para la generación de energía eléctrica en un primer escalón, y seguidamente se genera el calor útil de procesos y para la generación de frío.
- Reducción de las emisiones gaseosas producto de la combustión de combustibles, básicamente del dióxido de carbono.
- Obtención de energía de calidad, sostenible y de administración directa de la misma Planta Consumidora de Energía.

2.3.2 CONFIGURACIONES DE SISTEMAS DE TRIGENERACION DE ENERGIA:

a. PLANTAS DE TRIGENERACION CON TURBINAS A GAS:

Son ideales su montaje cuando operan como centrales de cogeneración de cabecera o topping cycles, con la generación de energía eléctrica como primera prioridad, siendo su combustible por excelencia el gas natural.

Tienen la gran ventaja de una fácil recuperación del calor, que se encuentra concentrado en su práctica totalidad en los gases de escape de una turbina a gas . Al estar a una temperatura de más de 400°C estos gases son idóneos para producir vapor en un generador de recuperación.

Si este vapor se produce a la presión de utilización del usuario se define como ciclo simple, y si se genera a alta presión y temperatura para su expansión previa en una turbina de vapor, se definen como ciclo combinado.

Las Plantas con turbinas a gas presentan mayor versatilidad en la operación y modulación a la variación de la carga.

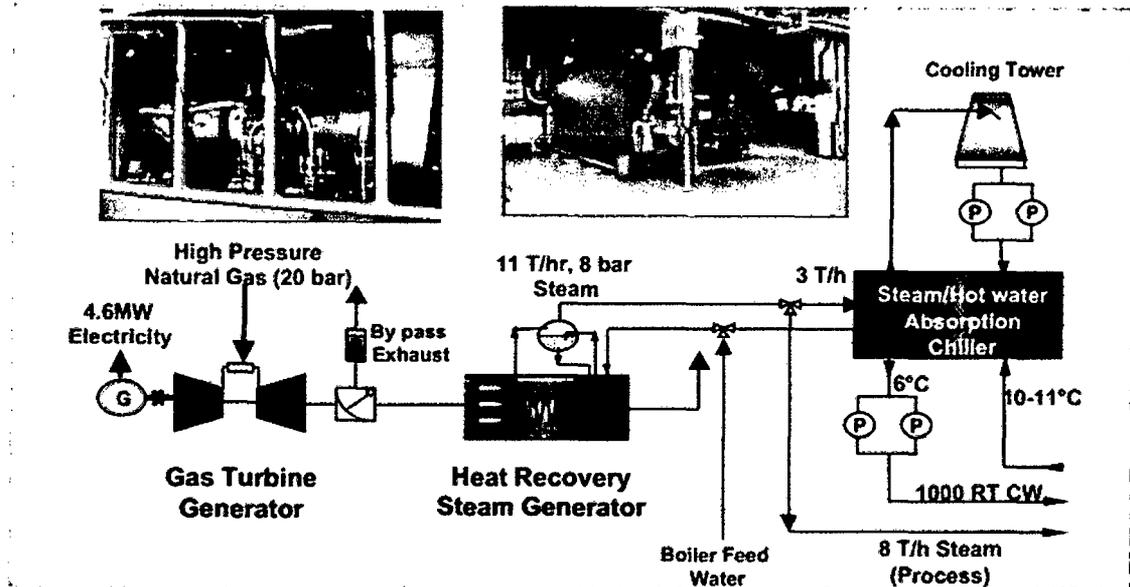


Figura N° 15 Diagrama de Bloques de una Planta de Trigeneración con Turbinas a gas.

Fuente: PFIZER

b. PLANTAS DE TRIGENERACION CON MOTORES DE COMBUSTION INTERNA:

Los motores producen potencia térmica con su funcionamiento que recuperamos en 2 sistemas de recuperación, uno en los gases de escape y otro en la refrigeración de las camisas.

El calor de alta temperatura de los gases de escape lo aprovechamos en un circuito cerrado que lo entrega o bien a una máquina de absorción o bien cede el calor en un intercambiador para el circuito principal de agua caliente o calefacción. En el segundo sistema, el de refrigeración del motor, el calor lo entregamos a un segundo intercambiador que lo cede al circuito principal de agua caliente para calefacción. Cuando la potencia térmica del agua de refrigeración no sea toda requerida se disipará la potencia sobrante en un Aero enfriador (también se pueden emplear torres de refrigeración). En aquéllos momentos en que no se necesite tanta potencia de los gases de escape se podrá actuar sobre una válvula en la salida de los gases de escape y enviar los gases sobrantes a la atmósfera.

3.2.1.1 Esquema de funcionamiento de la planta

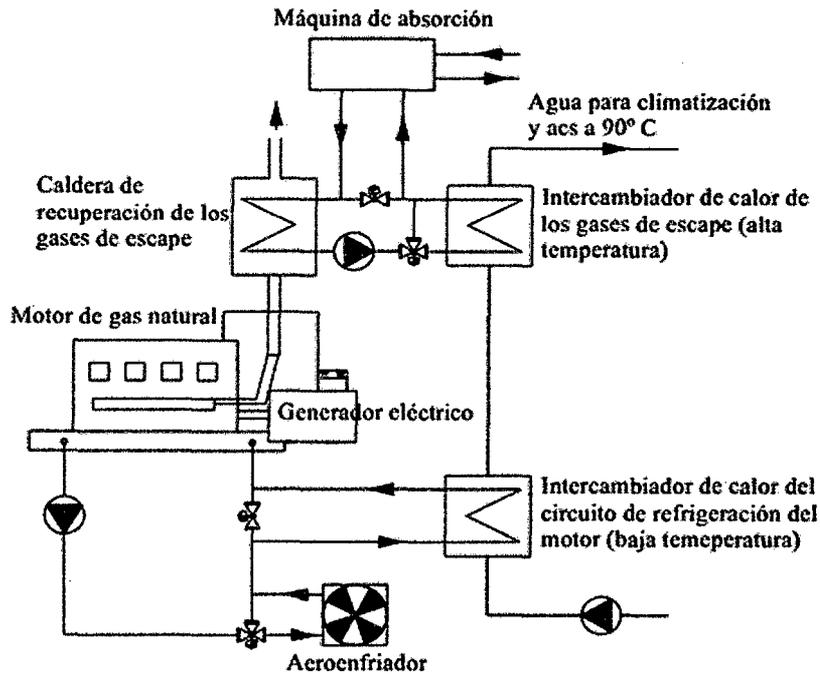


Figura N° 16 Diagrama de Bloques de una Planta de Trigeneración con MCI.

Fuente: Comisión Nacional de Energía (España)

2.3.3 SISTEMAS DE TRIGENERACION EXISTENTES:

Muchos estudios se han llevado a cabo acerca de configuraciones de trigeneración, utilizando motores de combustión interna. Entre ellos se encuentra el realizado por Midment y Tozer en 2002 donde se realizó la evaluación de cinco configuraciones con motor y diferentes enfriadoras de absorción [52]. El estudio reveló que el uso de configuraciones de trigeneración puede ser atractiva en términos de ahorro de energía primaria y de reducción de emisiones de CO₂, en comparación con la producción de energía de sistemas convencionales. Otro estudio en el cual se incluyen un análisis energético y económico fué realizado por Chicco y Mancarella en 2006, en el cuál se compara seis diseños diferentes para la producción de frío, donde uno de ellos, no es una configuración de trigeneración . En este estudio se examinó el efecto de la variación del precio de la electricidad y el gas natural en el período de retorno. El

análisis provee un marco razonable para el análisis de distintas configuraciones de trigeneración

Por otra parte el Instituto de Refrigeración y Criogenia de la Universidad de Shanghai Jiao Tong (SJTU), China, ha llevado a cabo una investigación de un sistema de trigeneración de pequeña potencia a partir de la integración de un motor de combustión interna y una enfriadora de agua por absorción. La localización de la instalación está situada en el Hotel Wuxi City en China. El motor de la instalación posee 155 kW y la enfriadora de absorción fue fabricada por la empresa china Jiangsu Shuangliang Air Conditioner Equipment Company con un COP alrededor de 1.2

La Universidad de Maryland, USA, se dispone de un centro de pruebas que cuenta con una enfriadora por absorción y una microturbina de gas para la producción de frío, calor y electricidad [71,72]. La microturbina es de la compañía Capstone, modelo C60, con una producción de 60 kW,. La enfriadora es de la compañía Broad, modelo BD6.4NF-15, de simple efecto con activación directa, la cuál puede producir 65 kW de potencia frigorífica con un COP de 0.65. El sistema también cuenta con un sistema de desecantes y una deshumidificadora. El rendimiento global de la instalación es alrededor de un 72 %.

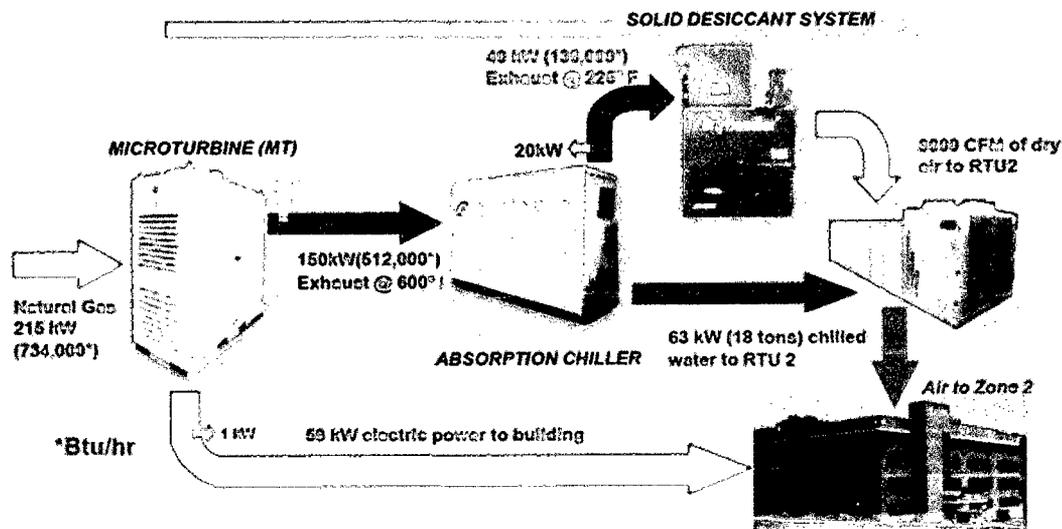


Figura N° 17 Instalación de trigeneración de la Universidad de Maryland

Fuente: Universidad de Maryland.

En el Centro de Investigaciones en Energía Aplicada de Bavaria, (ZAE Bayern), se ha desarrollado y aplicado el concepto de trigeneración, con enfriadoras de absorción con activación simultánea para la producción de frío, calor y electricidad. Las investigaciones han sido descritas en varios documentos, demostrando la aplicabilidad y la eficiencia en la producción de frío y calor . En la Figura 14 se describe una de las configuraciones estudiadas, en la cual es acoplado un motor alternativo y una enfriadora de simple/doble efecto, donde los gases de escape ingresan en el generador de alta temperatura y el agua caliente de motor activa el generador de baja, recibiendo calor previamente en un intercambiador externo, por donde fluyen los gases de escape y el vapor de agua producido en el generador de alta temperatura.

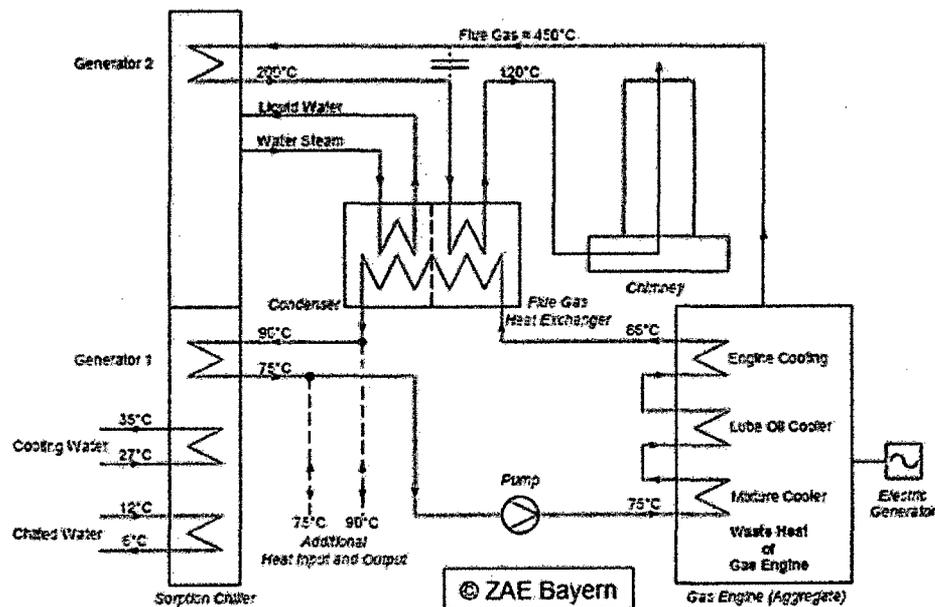


Figura N° 18 Instalación de trigeneración en Bayern

Fuente: Universidad de Maryland.

2.4 ESTADO DEL ARTE DE UN SISTEMA DE TRIGENERACION CON TURBINAS DE GAS CON GAS NATURAL:

2.4.1 CENTRAL DE ENERGIA CON TURBINAS DE GAS:

a. CICLO JOULE BRAYTON SIMPLE ABIERTO:

El modelo termodinámico de las turbinas de gas se fundamenta en el ciclo de Brayton, a pesar de que se generaliza como ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no cumple un ciclo completo en las turbinas de gas ya que este finaliza en un estado diferente al que tenía cuando inició los procesos, se podría decir que es un ciclo abierto. Las turbinas de gas de ciclo abierto simple utilizan una cámara de combustión interna para suministrar calor al fluido de trabajo y las turbinas de gas de ciclo cerrado simple utilizan un proceso de transferencia para agregar o remover calor del fluido de trabajo. El ciclo básico de Brayton en condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos:

1-2. Compresión isentrópica en un compresor.

2-3. Adición de calor al fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o una cámara de combustión.

3-4. Expansión isentrópica en una turbina.

Los gases que se expansionan en la turbina, todavía calientes en el escape, se pueden aprovechar para producir vapor de agua en una caldera, y utilizarlo posteriormente en una turbina de vapor. Si los gases de escape se hacen llegar a una tobera de descarga, la turbina de gas se convierte en una máquina de chorro.

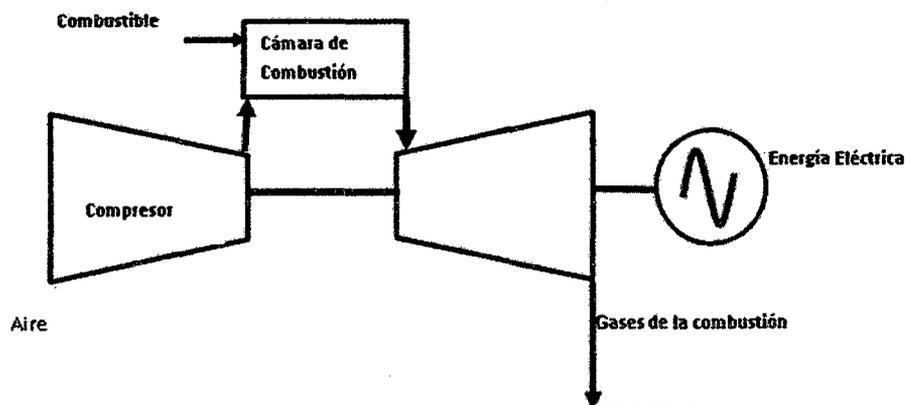


Figura N° 19 Ciclo Joule Brayton Simple Abierto

Fuente: Elaboración Propia

b. PROCESOS.

Los procesos son los siguientes:

- En el compresor se comprime un cierto flujo másico de aire desde las condiciones ambientales hasta una relación de compresión adecuada. Valores típicos para la relación de compresión son del orden de 8 a 17. En cuanto al flujo másico puede ser muy variado en función de la aplicación y de la potencia de la turbina de gas. Generalmente es aire a condiciones atmosféricas previamente filtrado.
- El aire es conducido hasta la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible y se produce una combustión isóbara, salvo las posibles pérdidas de carga. Generalmente los excesos de aire oscilan entre 200 a 350 % de exceso de aire.
En el proceso de inyección de aire se pueden distinguir tres fases que dan lugar a lo que se conoce : Como aire primario, aire secundario y aire terciario.
Aire primario: Corresponde aproximadamente con un 15% a 20% del aire total y se introduce alrededor del chorro de combustible creando una mezcla de aire-combustible relativamente rica con el objeto de obtener una temperatura elevada, necesaria para una combustión rápida.
Aire secundario: Corresponde aproximadamente con un 30% del aire total; se introduce a través de orificios practicados en el tubo de llama para completar la combustión; para que el rendimiento sea elevado, hay que inyectar el aire en los puntos adecuados a fin de evitar que la llama se enfríe localmente dando lugar a una drástica disminución de la velocidad de combustión en esa zona.
Aire terciario: El aire restante, 50% a 55%, se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de reducir su temperatura hasta la requerida a la entrada de la turbina. Hay que procurar una turbulencia suficiente para que las corrientes caliente y fría se mezclen a fondo y así conseguir una distribución de temperaturas a la salida prefijada de antemano.
- Los gases resultantes de la combustión, que pueden alcanzar temperaturas del orden de 1,300°C para turbinas de gas Tipo H , se expanden en la turbina hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica debido a las pérdidas de carga en el escape, liberándose a la atmosfera.

- La Turbina de Gas está unida solidariamente al compresor, el cual absorbe una fracción de la potencia mecánica desarrollada ($2/3$ aproximadamente) , mientras que la potencia mecánica restante se utiliza para accionar un generador eléctrica y generar la Potencia Efectiva de la central termoeléctrica.

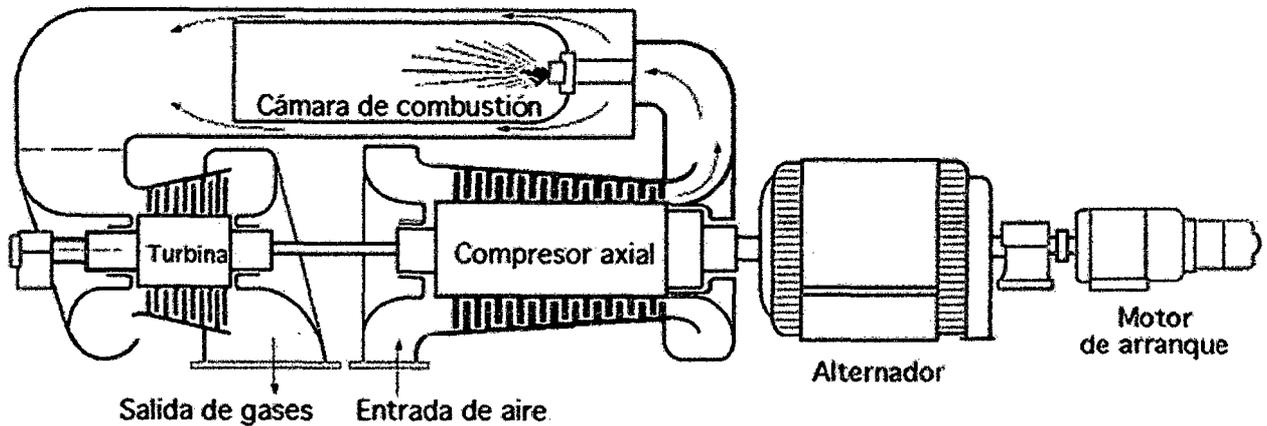


Figura N° 20 Esquema de equipos de Central Turbogas

Fuente: Manual de Turbinas a gas (Guevara)

c. COMPONENTES BASICOS:

• **COMPRESOR DE AIRE:**

El compresor es una turbomáquina absorbadora de potencia. La finalidad del compresor es proporcionar aire a presión que será utilizado más tarde en la cámara de combustión como aire comburente y como aire de refrigeración. La segunda finalidad del compresor es regular esa cantidad de aire, de manera que para cada carga se disponga de la masa de aire necesaria para un funcionamiento óptimo, ni más ni menos.

El compresor, que es de tipo axial, está compuesto por un total de 16 etapas. La relación de compresión más habitual es del orden 16:1, aunque los nuevos modelos de turbina pueden alcanzar relaciones mucho más exigentes (hasta 30:1). En cada etapa se eleva la presión algo más de 1 bar, de forma que el aumento de presión es suave y sucesivo, para mejorar el rendimiento del compresor, esto es, su consumo de energía mecánica.

Su función consiste en comprimir el aire de admisión, hasta la presión indicada para la turbina, para introducirla en la cámara de combustión. Su diseño es principalmente axial y necesita un gran número de etapas.

El diseño de los álabes está muy cuidado, y tiene en cuenta avanzados conceptos de aerodinámica, que permiten que la mayor parte de la energía mecánica aportada por el rotor se invierta en aumentar la presión del aire. El rendimiento del compresor es elevado y ronda el 88 %.

Cada etapa del compresor está formada por una fila de álabes fijos unidos a la carcasa, cuyo objetivo principal es canalizar o dirigir el flujo de aire en la dirección correcta, y una etapa de álabes móviles unidos al rotor.

Los Álabes fijos de los compresores son de acero AISI 410, mientras que los Álabes móviles son aleaciones de titanio con elevada resistencia específica, resistencia a la corrosión y resistencia a fatiga. Por ejemplo 6% Aluminio, 4% Vanadio, resto Titanio.

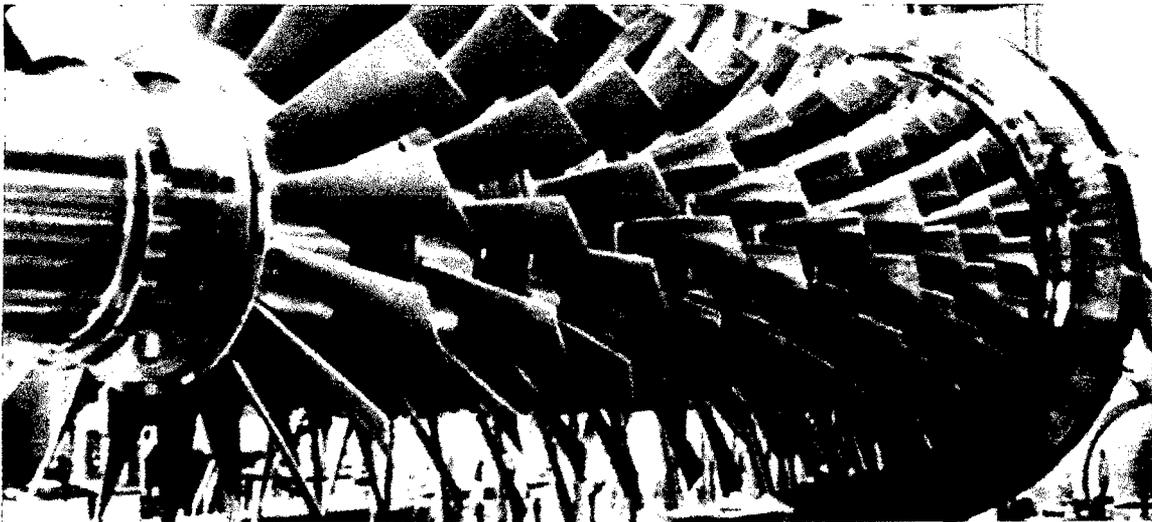


Figura N° 21 Compresor axial de 10 etapas

Fuente : Directy Industries

La relación de presión permite comparar la presión de salida y la presión de entrada dentro del compresor.

$$\text{Relacion de presiones : } r_p = \frac{P_2}{P_1} \dots \dots \dots (4)$$

- **CAMARA DE COMBUSTION:**

Es un equipo térmico en donde tiene lugar la combustión a presión constante del gas combustible junto con el aire.

Debido a las altas temperaturas que pueden alcanzarse en la combustión y para no reducir demasiado la vida útil de los elementos componentes de la cámara, se trabaja con un exceso de aire alto, utilizando del 250 al 400% del aire teórico necesario, con lo que se consigue por un lado reducir la temperatura de llama y por otro refrigerar las partes más calientes de la cámara. Parte del aire que procede del compresor, se dirige directamente hacia las paredes de la cámara de combustión para mantener su temperatura en valores convenientemente bajos. Otra parte se hace circular por el interior de los álabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes que crean una película sobre la superficie de los álabes.

Una cámara de combustión de turbina de gas consta de: Un armazón exterior que resiste las presiones de los gases y que puede ser de acero ferrítico y un armazón interior sometido a temperaturas elevadas que, al menos en su parte superior en las verticales, o donde van los quemadores en las horizontales, se debe construir de acero austenítico o de material refractario; la sustentación del armazón interior debe permitir la libertad de las dilataciones.

Los principales factores a tener en cuenta en el diseño de la cámara de combustión de una turbina de gas, dependen de sus condiciones operativas, de entre las que podemos destacar las siguientes:

La combustión tiene que ser estable, para permitir las fuertes variaciones de la relación aire-combustible

La velocidad del fluido oscila, en la mayor parte de los casos, entre 30 y 60 m/seg.

En las turbinas de gas de alta relación de compresión, el problema de la estabilidad de la llama es aún más complejo, a causa de la variación de las presiones de combustión debido a la altura, a la velocidad de vuelo, y al grado de carga (despegue, ascensión, aproximación).

Cuando el compresor es axial, resulta más adecuado utilizar una única cámara anular, la cual rodea al eje del compresor-turbina; dicha cámara consta de un solo tubo de llama, también anular, y una serie de inyectores cuyo número puede oscilar entre 12 y

20. De esta forma, el espacio comprendido entre el compresor y la turbina se aprovecha al máximo dando lugar a un motor de sección frontal más reducida, produciéndose en comparación con el anterior, menores pérdidas de carga.

Tienen un rendimiento más alto que las individuales, relacionándose mejor la mezcla aire-combustible y presenta menores pérdidas de presión, así como una mejor refrigeración de los gases durante la combustión.

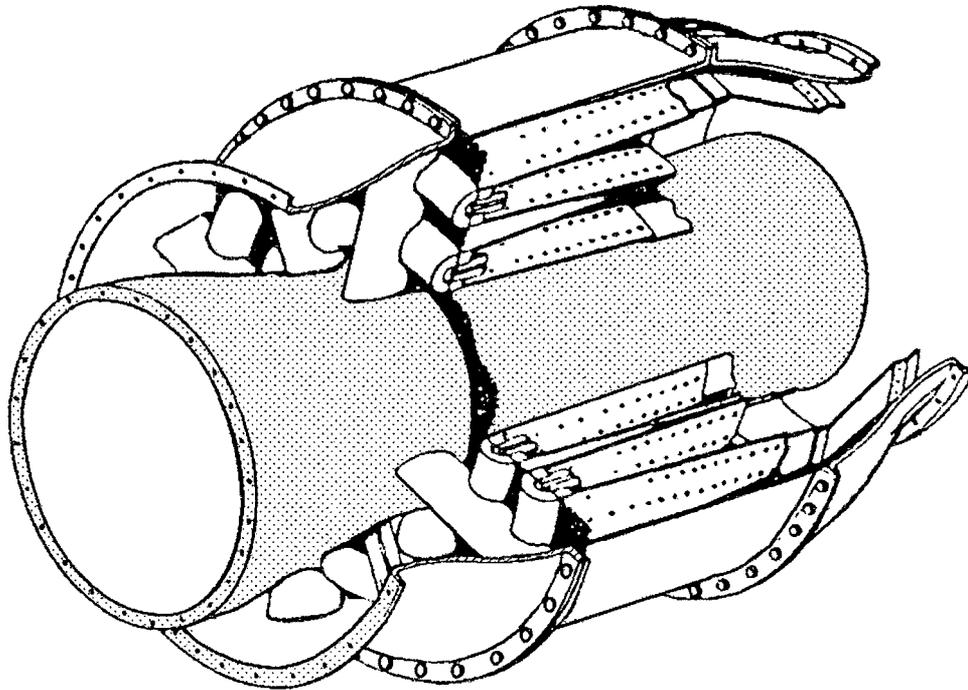


Figura N° 22 Cámara de combustión anular

Fuente : REDSAUCE.NET

Las pérdidas de carga que se producen en la cámara de combustión pueden ser:

Pérdidas hidráulicas: La velocidad del aire a la salida del compresor alcanza valores del orden de 175 m/seg; a fin de garantizar un proceso normal de combustión, la velocidad media del aire tiene que ser del orden de los 60 m/seg, por lo que para disminuir la velocidad del aire, se coloca un difusor al comienzo de la cámara de combustión. Las pérdidas hidráulicas en la cámara de combustión son debidas fundamentalmente a: Pérdidas en el difusor, Pérdidas en el torbellinador. Y Pérdidas en la mezcla de los chorros de aire secundario y terciario, con la corriente de aire

primario. Las pérdidas por rozamiento de la corriente con las paredes tienen poca importancia.

El rendimiento de la cámara de combustión depende de las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara y a la combustión incompleta, que viene ocasionada por los siguientes factores: Defectos de formación de la mezcla, debido a que los inyectores pueden dirigir las gotas de forma que se vean arrastradas a lo largo de las paredes del tubo de llama. Enfriamiento local de la llama en puntos de entrada del aire secundario, impidiendo el normal desplazamiento del equilibrio químico hacia la formación del CO₂. La influencia del equilibrio químico es poco importante si no se da la situación anterior.

Las Cámaras de combustión: HASTELLOY X (base níquel, cromo 22% Mo 9% Fe 18.5%)

Las cámaras de combustión actuales vienen diseñados con combustores de bajas emisiones de NO_x.

El límite metalúrgico evalúa la relación de temperaturas entre la temperatura a la salida de la cámara de combustión y la temperatura de ingreso del aire al compresor, con valores comerciales entre 4 a 5.2 para turbinas de gas tipo H.

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

- **TURBINA DE GAS:**

Las turbinas son turbomaquinas que desarrollan par y potencia en el eje como resultado de la variación de la cantidad de movimiento del fluido que pasa a través de ellas.

Está diseñada para aprovechar la velocidad de salida de los gases de combustión y convertir su energía cinética; en energía mecánica rotacional. Todas sus etapas son por lo tanto de reacción, y deben generar la suficiente energía para alimentar al compresor y la producción de energía eléctrica en el generador. Generalmente su número de etapas es entre 4 a 6 y todas son de reacción, cada una de ellas integrada por una corona de alabes con un adecuado diseño aerodinámico, que son los encargados de hacer girar el rotor. Además con un conjunto de alabes fijos sujetos a la carcasa, y cuya misión es redireccionar el aire de salida de la cámara de combustión

Para que el fluido alcance la alta velocidad requerida para que se produzcan variaciones útiles en el momento, debe haber una diferencia importante entre la presión a la entrada a la turbina y la de escape.

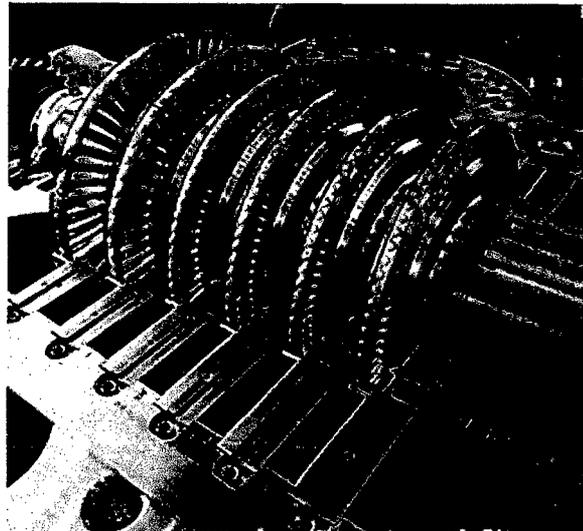


Figura N° 23 Turbina de Gas de 6 Etapas

Fuente : Siemens

Los alabes deben estar recubiertos por material cerámico para soportar las altas temperaturas, además, un flujo de aire refrigerador proveniente del compresor los atraviesa internamente, saliendo al exterior por pequeños orificios practicados a lo largo de toda su superficie.

Álabes fijos o toberas de la turbina son diseñados para evitar la erosión, oxidación, fisura por choque y falla térmica. Para estas causas de falla son ideales las aleaciones de Cobalto (Cr 21%, W 7%, resto Cobalto).

Para los Álabes móviles debido a los grandes esfuerzos mecánicos se utiliza Aleaciones similares y también base Níquel (Nimonic: Cr 15% Co 15% Mo 3.5% Ti 4% resto Níquel), además de Inconel 901 (Cr 13%, Mo 6 %, Ni 42%, resto hierro).

Son máquinas de alta eficiencia de hasta 90 %. Tecnológicamente se dividen en series : D, F , G y H (esta última se diferencia de las anteriores porque se utilizan en los ciclos combinados y son refrigerados con vapor saturado, con lo cual le permite obtener una temperatura de entrada de hasta 1,500 °C) Con generación de potencias de 30 KW para microturbinas y de 500 MW para grandes potencias.



Figura N° 24 Alabe móvil refrigerado por aire

Fuente: REDSAUCE.NET

d. TEMPERATURAS REALES DEL CICLO TERMODINAMICO:

Para poder caracterizar el ciclo termodinámico de las centrales termoeléctricas con turbinas a gas se tiene en cuenta la determinación de sus temperaturas en cada punto del ciclo:

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

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (6)$$

Donde k es el coeficiente politrópico del aire igual a 1.4.

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

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

η_c es la eficiencia del compresor.

- Determinación de la Temperatura 3 : Tomando el valor de limite metalúrgico que es la comparación entre las temperaturas máxima y mínima del ciclo, en función a las consideraciones de material de la turbina tenemos:

$$\frac{T_3}{T_1} = \theta \Rightarrow T_3 = T_1 * \theta \dots \dots \dots (8)$$

- Determinación de la Temperatura 4 ideal : Tomando el proceso de expansión dentro de la turbina de vapor como un proceso adiabático e isentrópico , tenemos la siguiente ecuación :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{kg-1}{kg}} = (r_{pg})^{\frac{kg-1}{kg}} \dots \dots \dots (9)$$

r_{pg} es la relación de presiones en la turbina de gas.

P_4 es la presión de salida de los gases de la combustión desde la turbina , generalmente a 1.1 Bar de presión.

k es el coeficiente politrópico del aire igual a 1.31.

- Corrección y determinación de la temperatura 4 real : Considerando un proceso real , por lo tanto la eficiencia de la turbina de gas tenemos que :

$$T_{4R} = T_3 - ((T_3 - T_4) * \eta_{TG}) \dots \dots \dots (10)$$

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

e. POTENCIAS CARACTERISTICAS:

- Continuidad en la cámara de combustión: Para el siguiente esquema:

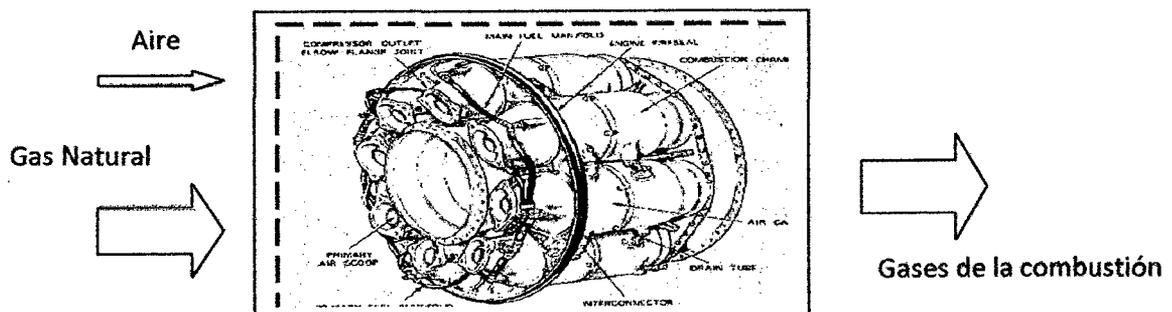


Figura N° 25 Balance de masas en una cámara de combustión

Fuente: Elaboración propia

Se cumple que:

$$\dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m}_g \dots \dots \dots (11)$$

- Potencia absorbida por el compresor:

Se determina según la siguiente ecuación:

$$P_c = \dot{m}_a * C_{p_{aire}} * (T_{2R} - T_1) \dots \dots \dots (12)$$

Dónde:

$$C_{p_{aire}} = 1.004 \text{ kJ/kg. aire-}^\circ\text{K.}$$

- Potencia generada por la turbina: Se determina según la siguiente ecuación:

$$P_{TG} = \dot{m}_g * C_{p_{gases}} * (T_3 - T_{4R}) \dots \dots \dots (13)$$

Dónde:

$$C_{p_{gases}} = 1.125 \text{ kJ/kg. aire-}^\circ\text{K.}$$

- Potencia neta del ciclo: Se determina según la siguiente ecuación:

$$P_N = P_{TG} - P_c \dots \dots \dots (14)$$

- Potencia efectiva de planta: Teniendo en cuenta la eficiencia de los generadores de energía eléctrica η_{ge} , los cuales están acoplados al eje del ciclo, la Potencia efectiva desarrollada por la Planta se determina con la siguiente ecuación:

$$P_E = P_N * \eta_{ge} \dots \dots \dots (15)$$

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

$$P_s = \dot{m}_c * P_{ci} \dots \dots \dots (16)$$

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

f. **INDICADORES DE PLANTA:** Son aquellos parámetros que permiten evaluar el desempeño de la Central Termoeléctrica, y tenemos los siguientes:

- Para la determinación de la Eficiencia de Planta , se tiene en cuenta el trabajo neto del ciclo y el calor suministrado , el cual varía entre 35-40% , según la siguiente ecuación :

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{P_E}{P_S} * 100\% \dots \dots (17)$$

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

$$H.R = \frac{m_c}{P_E} \left(\frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}} \right) \dots \dots (18)$$

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

$$CVC = H.R * \text{Precio del combustible} \left(\frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} \right) \dots \dots (19)$$

- Costos Variables No Combustibles: Son los costos asociados a la operación que incurren una central Termoeléctrica pero que no toman en cuenta, al combustible, y toman en cuenta los gastos de mantenimiento y otros gastos operativos. Según el Informe Nº 117-2014 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo Mayo 2014 a Abril del 2015 , los C.V.N.C para una Central con Turbinas a Gas es de 3.2 U\$/MWh.

- Los costos Variables totales son :

$$CVT = CVC + CVNC \dots \dots (20)$$

- El Costo de Producción en Generación de Energía estará en función de la siguiente ecuación:

$$CPGE = CVT * \text{Energía total anual generada} \dots \dots (21)$$

2.4.2 PLANTA DE REFRIGERACION POR ABSORCION:

Se tiene el siguiente representación de un sistema de refrigeración por absorción , en la cual se detallan los flujos másicos relacionados a este , componentes y sentido del flujo de calor.

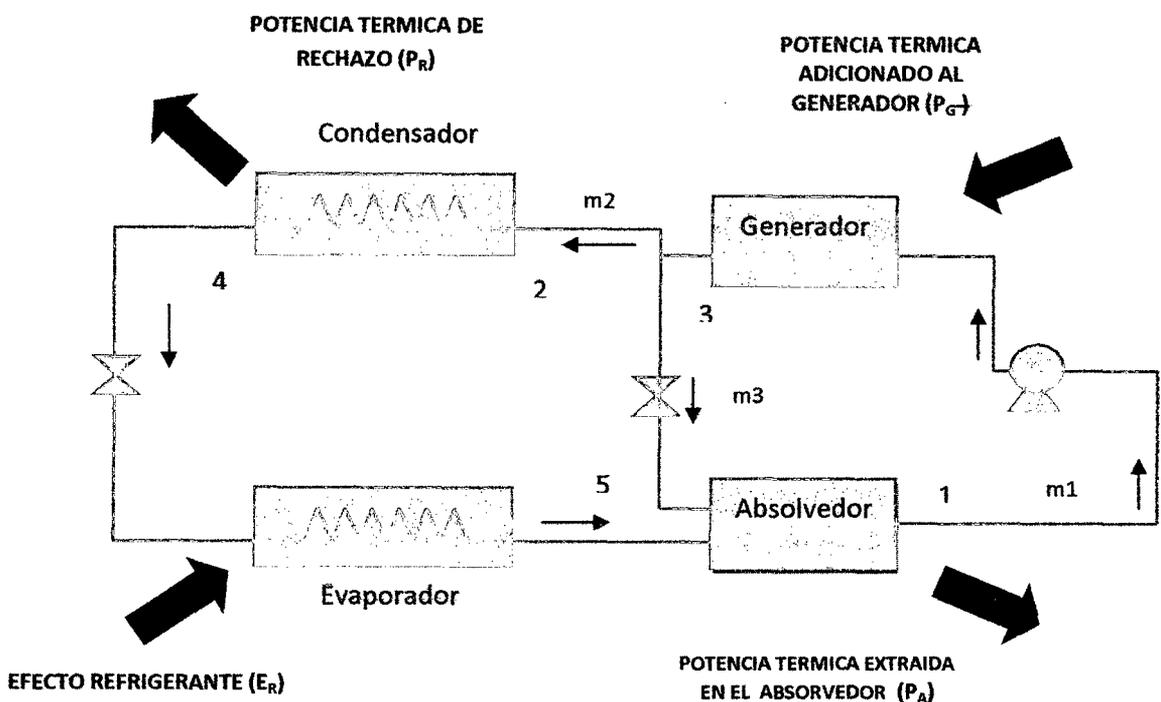


Figura N° 26 Distribución de Flujo de Energía en Sistema de Absorción

Fuente: Elaboración Propia

SE tienen las siguientes ecuaciones que permiten dimensionar la planta de refrigeración por absorción:

- Balance de energía en el absorvedor: En el absorvedor el amoniaco saliente del evaporador en estado de vapor saturado a condiciones de presión y temperatura del sistema al cual extrae el efecto refrigerante (10° C para las cámaras de conservación y 30°C para los túneles de congelación) es absorbido por el agua , formándose una

solución de agua amoniacal con determinado grado de concentración. Para esto se necesita extraer calor del sistema, a través de un proceso exotérmico.

$$P_A + (m1 * h1) = (m2 * h5) + (m3 * h3) \dots \dots (22)$$

Dónde:

h1 = Es la entalpia dela solución de agua amoniacal fuerte en amoniaco (alta concentración de amoniaco.

h3 = Es la entalpia dela solución de agua amoniacal débil en amoniaco (baja concentración de amoniaco.

h5 = Es la entalpia de vapor saturado del amoniaco a la presión del evaporador.

- Balance de energía en el generador: En el generador la solución fuerte de amoniaco a condiciones de presión y temperatura altas se separan generándose una solución débil de agua amoniacal que retorna al absorvedor. Mientras que el amoniaco se deriva hacia el condensador. El generador y el condensador se encuentran a la misma presión. Para esto es necesario adicionar calor de manera indirecto al generador a través de un proceso endotérmico.

$$P_G + (m1 * h1) = (m2 * h2) + (m3 * h3) \dots \dots (23)$$

Dónde:

h1 = Es la entalpia de la solución de agua amoniacal fuerte en amoniaco (alta concentración de amoniaco.

h3 = Es la entalpia dela solución de agua amoniacal débil en amoniaco en estado líquido(baja concentración de amoniaco)

h2 = Es la entalpia de la solución de agua amoniacal débil en amoniaco en estado de vapor.

- Balance de energía en el condensador: En el condensador se realiza la disipación de calor extraído o potencia térmica de rechazo del calor extraído del ambiente a refrigerar hacia el medio ambiente o medio exterior.

$$P_R + (m2 * h4) = (m2 * h2) \dots \dots \dots (24)$$

Dónde:

h_2 = Es la entalpia dela solución de agua amoniaca débil en estado vapor entrante al condensador

h_4 = Es la entalpia de la solución de agua amoniaca débil en amoniaco en estado de líquido saturado.

- Balance de energía en el evaporador. En el evaporador se realiza el efecto refrigerante en el cual se extrae calor del sistema a refrigerar:

$$E_R + (m_2 * h_4) = (m_2 * h_5) \dots \dots \dots (25)$$

- Balance de energía total. Se debe cumplir la siguiente condición:

$$E_R + P_G = P_A + P_R \dots \dots \dots (26)$$

- La Potencia térmica suministrada al generador V_{SA} : El calor aplicado al generador para provocar la separación del amoniaco de la solución fuerte de agua amoniaca es:

$$V_{SA} = \frac{P_G}{\text{Eficacia del generador}} \dots \dots \dots (27)$$

2.4.3 SISTEMA DE TRIGENERACION DE ENERGIA:

Se tiene el siguiente sistema consolidado:

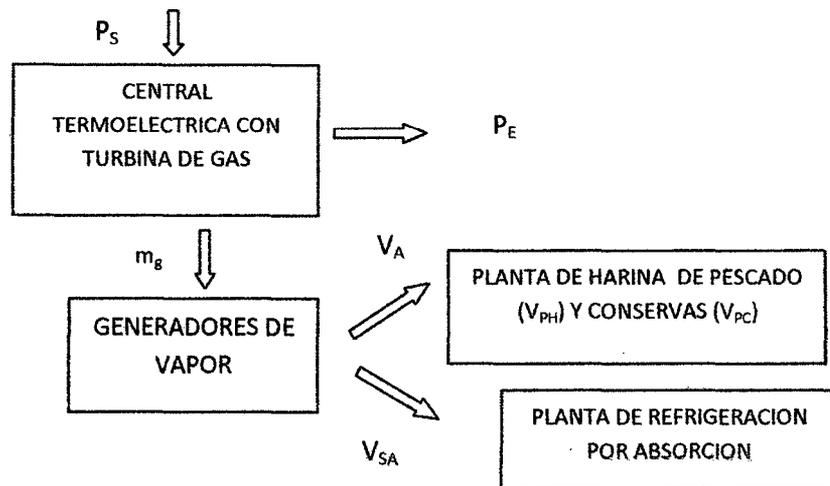


Figura N° 27 Distribución de Flujo de Potencia en Sistema de Trigeneración

Fuente: Elaboración Propia

DETERMINACION DE LA POTENCIA TERMICA UTIL (V):

- Para la determinación de la potencia térmica V se determina en función de la siguiente ecuación:

$$V = V_A + V_{SA} \dots \dots \dots (28)$$

- **Excedente de Potencia :**

La Potencia excedente se obtiene de la diferencia entre la potencia efectiva (generada) y la potencia asignada para su autoconsumo o máxima demanda de planta, se calcula según la siguiente ecuación:

$$\text{Ex. P.} = P_E - \text{Maxima Demanda de Planta} \dots \dots \dots (29)$$

- **Excedente de Energía :**

La energía excedente se obtiene multiplicando los excedentes de potencia por las horas mensuales de operación:

$$\text{Ex. E.} = \text{Ex. P.} * \text{Horas de operacion/mes} \dots \dots \dots (30)$$

2.5 CALIFICACION DE LAS CENTRALES DE COGENERACION EN EL PERU:

2.5.1 REGLAMENTO DE COGENERACION DEL PERU:

Que, con fecha 29 de diciembre de 2005 fue publicado el Decreto Supremo N° 064-2005-EM, en cuyo artículo 1º fue aprobado el Reglamento de Cogeneración con el objeto de promover el desarrollo de una tecnología que mejora la eficiencia energética y reduce el consumo de combustibles mediante la producción combinada de energía eléctrica y calor útil, que, durante el proceso de elaboración de los procedimientos para determinar los valores de potencia y energía firme de las unidades de las Centrales de Cogeneración Calificadas, así como los procedimientos de despacho, surgió la necesidad de introducir precisiones al texto del Reglamento, toda vez que se trata de una tecnología sin antecedente normativo ni de aplicación en el país.

De conformidad con lo dispuesto por el Decreto Legislativo N° 560, Ley del Poder Ejecutivo, y en el inciso 8) del Artículo 118º de la Constitución Política del Perú.

Están comprendidas dentro del alcance del presente Reglamento, las Centrales de Cogeneración Calificadas que operen conectadas a los sistemas eléctricos de distribución o transmisión normados por el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas, y su Reglamento, aprobado mediante Decreto Supremo N° 009-93-EM.

Este Reglamento tiene dos modificatorias :

Decreto Supremo N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007.

Decreto Supremo N° 052-2009-EM, publicado el 20/06/2009

2.5.2 SOLICITUD DE CALIFICACION (ARTICULO N° 4 DEL REGLAMENTO DE COGENERACION)

Para adquirir la calidad de Central de Cogeneración Calificada, el titular de la central de cogeneración debe presentar una solicitud de Calificación a la Dirección, acompañando lo siguiente:

- a. Informe técnico que sustente el cumplimiento de los valores mínimos a que se refiere el Artículo 5º, basándose en las características técnicas de los equipos y en el planeamiento anual de operación de la central de cogeneración.
- b. Balance energético sustentado de la central para las condiciones de operación en su máxima capacidad de cogeneración, indicándose la potencia eléctrica total a ser generada, la potencia mecánica, la potencia térmica utilizable y la potencia

suministrada por el combustible, todos expresados en MW; incluyendo un diagrama de Sankey que indique los respectivos flujos de energía.

- c. Memoria descriptiva de las instalaciones de la central, incluyendo diagramas y planos explicativos.
- d. Actividad productiva a la que se destina el Calor Útil.
- e. Potencia y energía eléctrica que se proyecta producir anualmente, y el desagregado entre la parte que será destinado al Autoconsumo y la que será entregada al Sistema Eléctrico.
- f. Autorización de generación, cuando la potencia instalada sea superior a 500 kW.

De existir deficiencias o si se hubiese omitido información, la Dirección observará la solicitud y notificará al solicitante para que la subsane dentro del plazo de quince (15) días hábiles de notificado, bajo apercibimiento de declarar improcedente la solicitud. La Dirección se pronunciará sobre la solicitud de Calificación de la central de cogeneración dentro del plazo de treinta (30) días hábiles desde la fecha de presentación. Vencido dicho plazo sin pronunciamiento alguno, se entenderá aprobada la solicitud. La Calificación deberá ser otorgada mediante Resolución Directoral de la Dirección General de Electricidad, la que será publicada por cuenta del Cogenerador. La Calificación entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el Diario Oficial El Peruano. El plazo otorgado para subsanar observaciones, no será computado para los efectos del plazo señalado en el párrafo anterior.

2.5.3 CRITERIOS DE CALIFICACION (ARTICULO N° 5 DEL REGLAMENTO DE COGENERACION)

Para efectos de la Calificación, los titulares de las centrales de cogeneración deberán acreditar valores mínimos de REE, según combustible y/o tecnología. Tratándose de centrales de cogeneración que utilicen como combustible el gas natural, además acreditarán valores de relación entre Energía Eléctrica y Calor Útil (C) iguales o superiores a los indicados en el cuadro siguiente en función a la ecuación 1 y 2 del presente capítulo:

Cuadro N° 2 Parámetros de Calificación

Tecnología	Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)	Relación de Cogeneración C=E/V
Turbina de Vapor de Contrapresión	0.7	0.15
Turbina de vapor de extracción simple	0.68	0.30
Turbina de gas de Ciclo Simple	0.55	0.40
Turbina de Gas de Ciclo Combinado	0.55	0.50
Motores de Combustión Interna	0.55	0.60
Biomasa(*)	0.30	

Fuente: DS N° 037-2006 EM

(*) Se entenderá por biomasa la fracción de los productos, subproductos y residuos agrícolas (incluidas sustancias de origen vegetal y de origen animal), forestales, así como residuos industriales y municipales Para aquellas centrales de cogeneración cuya potencia instalada sea menor o igual a tres (03) MW, el REE mínimo requerido será en un diez por ciento (10%) menor al que se indica en el Cuadro anterior, según corresponda.

La determinación del REE se efectuará para las condiciones de operación en su máxima capacidad de cogeneración durante dos (2) horas de operación continua.

2.5.4 BENEFICIOS ESTABLECIDOS PARA LA CENTRAL DE COGENERACION POR LA NORMATIVIDAD PERUANA.

- a. Tanto el precio de Gas Natural como las tarifas de Transporte y Distribución de Gas aplicables a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, serán los mismos que corresponden para "Generadores Eléctricos" conforme a lo dispuesto por la Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, Ley N° 27133 y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

El Cogenerador podrá contratar el suministro, transporte y distribución de gas natural que requiera para su uso propio y para el uso de la actividad productiva asociada a dicha cogeneración. Para estos efectos, se deberá contar con sistemas o equipos de medición independientes que permitan diferenciar el gas consumido tanto para cogeneración como para la actividad productiva asociada a dicha cogeneración.

- b. El programa de operación y despacho de las Centrales de Cogeneración Calificadas será establecido según los requerimientos de producción asociada de Calor Útil, y tendrá prioridad en el despacho. Para tal efecto, el Cogenerador deberá presentar su programa de generación a la Dirección de Operaciones del COES, para ser incluido en la programación del despacho, según la periodicidad establecida en los procedimientos del COES.
- c. El costo variable de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada, despachadas según el criterio anterior, no será considerado para la determinación del Costo Marginal de Corto Plazo a que se refiere los Artículos 105º y 106º del Reglamento de LCE.
- d. La valorización de la energía entregada y retirada por un Cogenerador, será efectuada según los procedimientos establecidos en el Artículo 107º del Reglamento. Para tal efecto, el COES considerará la producción de energía eléctrica de la Central de Cogeneración Calificada como entrega de energía al sistema y el Autoconsumo de Energía como un retiro de energía del sistema atribuible al propio Cogenerador.
La liquidación de los Egresos por Compra de Potencia y el Pago por Potencia de un Cogenerador integrante del COES se efectuará de conformidad con el Artículo 111º del Reglamento. Para tal efecto, el Autoconsumo de Potencia en la hora de máxima demanda mensual se considerará como una compra de potencia al sistema, que constituye un Egreso por Compra de Potencia atribuible al Cogenerador. Los Ingresos Adicionales por Potencia Generada en el Sistema de una Central de Cogeneración Calificada serán determinados conforme al Artículo 113º del Reglamento.
- e. Para el cálculo de las tarifas en barra, la oferta de las Centrales de Cogeneración Calificadas será proyectada como una constante que será igual a los valores históricos de producción de potencia y energía registrados de cada Central en el último año. Para la simulación del despacho se considerará los criterios establecidos en los numerales 7.1 y 7.2 del Artículo 7º.

- f. El acceso de Centrales de Cogeneración Calificadas a los sistemas de los concesionarios de transmisión y distribución, se sujeta a lo dispuesto en los Artículos 33º y 34º de la Ley, respectivamente; así como en el Artículo 62º del Reglamento, y demás normas aplicables.

El Cogenerador que opte por integrarse al COES, podrá comercializar su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres, tomando en cuenta lo especificado en los Artículos 101º y 102º del Reglamento. Las transferencias de energía que resulten de la operación económica del Sistema, serán liquidados según los procedimientos del COES.

- g. El Cogenerador que no sea integrante del COES, debe tener contratada la venta de la totalidad de su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres.

2.5.5 REESTRICCIONES DE LA COGENERACION:

- REESTRICCION PARA LA RELACION DE COGENERACION (C): De acuerdo al Cuadro N° 1, para Tecnologías con Turbinas de gas el valor mínimo para la relación de Cogeneración es 0.40. Por lo tanto :

$$C = \frac{E}{V} \geq 0.40 \dots \dots (31)$$

Si se mantiene constante el valor de V (Calor útil, entonces):

$$E \geq 0.40 * V \dots \dots \dots (32)$$

- REESTRICCION PARA EL RENDIMIENTO ELECTRICO EFECTIVO : La ecuación N° 2 toma el siguiente valor teniendo en cuenta los valores del Cuadro N° 1

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}} \geq 0.55 \dots \dots (33)$$

2.5.6 BENEFICIOS ECONOMICOS DE LA COGENERACION:

c. INGRESOS ECONOMICOS POR VENTA DE ENERGIA Y POTENCIA:

El Procedimiento N° 10 "Valorizaciones de transferencia de energía activa entre generadores integrantes del COES ". Para esto se tiene cuenta lo siguiente:

- Para el caso de la Energía, el valor que se tiene en cuenta para el precio del sistema, se toma en cuenta el costo variable total de la última central que cubre el pico de demanda operando al 100%. Por lo tanto los ingresos por venta de excedentes de energía se determinan según la siguiente ecuación:

$$\text{INGRESO POR VENTA DE ENERGIA(I. V. E)} = \text{Ex. E.} * \text{CVT}_{\text{Central marginal}} \dots \dots (34)$$

- Para el caso de la Potencia. Se toma en cuenta el Precio de la Potencia de la barra de referencia a la cual la Central de Cogeneración se acopla , en este caso el precio de referencia está relacionado a la Barra o Subestación de Chimbote(ubicado en la localidad de Cambio Puente). Los ingresos por venta de potencia mensual se determinan con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} &\text{INGRESO POR VENTA DE POTENCIA} \\ &= \text{Ex. P.} * \text{Precio de Potencia}_{\text{Barra de Referencia}} \dots \dots (35) \end{aligned}$$

- El Ingreso total por venta de energía y potencia es igual a:

$$\text{INGRESOS} = (\text{I. E} + \text{I. P}) - \text{CPGE} \dots \dots \dots (36)$$

2.6 INGRESOS POR MERCADO DE CARBONO:

2.6.1 FUNDAMENTO:

De acuerdo a lo establecido por el artículo 1, inciso 2 de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, el cambio climático se entiende como “un cambio de clima atribuido directa o indirectamente a la actividad humana que altera la composición de la atmósfera mundial y que se suma a la variabilidad natural del clima observada durante períodos de tiempo comparables. Como respuesta a la preocupación global sobre el cambio climático surgió el Protocolo de Kyoto, documento que determina los seis principales gases que producen el efecto invernadero en nuestro planeta y establece en relación a éstos últimos, políticas de mitigación. Los GEI(Gases de efecto invernadero) recogidos por el Protocolo de Kyoto son los siguientes: el dióxido

de carbono, metano, óxido nitroso, los hidrofluorocarbonos, los perfluorocarbonados y el hexafluoruro de azufre.

El Protocolo de Kyoto establece tres mecanismos a través de los cuales se busca mitigar los GEI(Gases de Efecto Invernadero):

✓ Implementación Conjunta.

El presente mecanismo se encuentra definido en el artículo 6 del Protocolo de Kyoto y es de aplicación exclusiva para los países desarrollados. A través de la Implementación Conjunta, se permite que los países desarrollados inviertan entre sí en proyectos que reduzcan las emisiones de GEI con la finalidad de que estos últimos puedan cumplir con los compromisos que adoptaron en el Protocolo de Kyoto

✓ Comercio Internacional de Emisiones .

El presente mecanismo se encuentra definido en el artículo 17 del Protocolo de Kyoto y es de aplicación exclusiva para los países desarrollados. A través de este mecanismo se negocia la transferencia de las reducciones de carbono entre los países desarrollados, las mismas que se basan en la compra de derechos de emisión a aquellos países que se encuentran por debajo de sus cuotas de emisión.

✓ Mecanismo de Desarrollo Limpio (MDL).

Es el único mecanismo que permite la interacción y participación de los países en vías de desarrollo con los países desarrollados. A través de este mecanismo se permite que los países desarrollados o sus empresas, realicen proyectos de inversión en países en vías de desarrollo con el fin de mitigar la emisión o secuestrar GEI. A través de éste mecanismo, los países en vías de desarrollo se benefician de la inversión, nueva tecnología, y de la obtención de beneficios económicos adicionales a partir de la venta de los Certificados de Emisiones Reducidas (en adelante CERs).

Al ser éste el único mecanismo que admite la participación de países en vías de desarrollo como el Perú, es que nuestro análisis se centrará sólo en la aplicación y consecuencias de este mecanismo y sobre los CERs. Es importante tener en

consideración que las condiciones para que un proyecto sea considerado como un Proyecto MDL son las siguientes:

- ✓ La reducción de emisiones de GEI debe ser cuantificable, de largo plazo y real.
- ✓ La participación del país en desarrollo debe ser voluntaria y el proyecto debe contribuir a su desarrollo sostenible.
- ✓ La reducción de emisiones debe ser adicional.
- ✓ El 2% del valor de los Certificados de Reducción de Emisiones obtenidos en el proyecto deberán destinarse a financiar la adaptación de los países en desarrollo.

Otro de los requisitos indispensables que debe tener un Proyecto MDL radica en la necesidad de que éste ayude al desarrollo sostenible del país en el que se implementa. Los criterios para determinar si un proyecto cumple o no con este requisito deberán ser implementados por el país en el que se realizará el proyecto en éste caso el Perú. El FONAM ha establecido algunos lineamientos en base a los cuales se determina si un proyecto cumple o no con este requisito, las cuales citamos a continuación:

- ✓ El proyecto debe ser tecnológicamente viable. Esto podrá ser demostrado citando una experiencia previa exitosa a nivel nacional o internacional, también podrá demostrarse a través de un estudio de factibilidad técnica que cuente con aprobación gubernamental.
- ✓ El proyecto debe ser social y ambientalmente responsable.
- ✓ El proyecto debe cumplir con todos los requisitos legales (nacionales, sectoriales, regionales y locales) para su ejecución.

2.6.2 MERCADO INTERNACIONAL DE CARBONO:

El Mercado Internacional de Carbono es el conjunto de operaciones a través de las cuales se negocian los derechos de emisión, reducción y captura de GEI. En este mercado se recogen las operaciones de compra y venta de derechos de emisiones (los cuales pueden surgir de distintos sistemas) entre países en vías de desarrollo y/o industrializados, para que éstos últimos puedan cumplir con los compromisos adoptados en el Protocolo de Kyoto.

Los Certificados son los documentos a través de los cuales se acredita la reducción de emisiones de GEI ya sea a través de la mitigación o captura de dióxido de carbono. Como ya hemos señalado, la unidad base es una tonelada de dióxido de carbono, por lo que cada Certificado equivale a esta unidad base.

Los Certificados, también conocidos como bonos de carbono, son emitidos de manera exclusiva por la Junta Ejecutiva de la Organización de las Naciones Unidas; y, en el caso que nos interesa, es decir, en el caso de Proyectos MDL, se generan durante la última fase del Ciclo MDL y constituyen documentos negociables y transferibles dentro del mercado de carbono. Como hemos mencionado anteriormente, los CERs no se encuentran legislados de forma nacional, sino que más bien su tratamiento deriva de una norma internacional que sería el Protocolo de Kyoto. Por su parte, en el ámbito local, la FONAM ha definido a los CERs de la siguiente manera: "Un CER representa una tonelada de CO₂ que se deja de emitir a la atmósfera. Es una unidad de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, la cual ha sido generada y certificada bajo el esquema del Mecanismo de Desarrollo Limpio."

Según el servicio eléctrico de derechos de negociación de emisiones de dióxido de carbono de la Bolsa Europea de Derechos de Emisión de Dióxido de Carbono (EUAs) y Créditos de Carbono (CERs) se tiene el siguiente costo del CER y EUAs:

Cuadro N° 3 Costos de Mercado de Carbono

PRECIOS CO₂		14/10/2014
Precios	EUA (Spot)	CER (Spot)
Cierre	6,04 € +0,17 %	0,08 € -20,00 %
Máximo	6,11 €	0,10 €
Mínimo	5,98 €	0,08 €
Media (30 días)	5,86 €	0,13 €
Volumen Día	0	0
Volumen Año	0	0

Fuente: SENDECO₂

2.6.3 CUANTIFICACION DE LOS BONOS DE CARBONO:

El Precio de la Tonelada de dióxido de carbono dejado de emitir según la Bolsa Europea de Derechos de Emisión de Dióxido de Carbono es de 5.86 Euros/Ton. de CO₂ o 7.41 U\$/ Ton. de CO₂ .

Para poder cuantificar las emisiones de dióxido de carbono dejadas de emitir al sustituir el consumo de petróleo residual 500 por gas natural, debe tener en cuenta la siguiente ecuación:

$$TCDE = TCEPR500 - TCEGN \dots \dots (37)$$

Donde:

TCDE = Toneladas de Carbono dejadas de emitir.

TCEPR500 = Toneladas de Carbono emitidas por la combustión de Petróleo residual 500.

TCEGN = Toneladas de carbono emitidas por la combustión de gas natural.

Se cuantifican las toneladas de CO₂ dejadas de emitir utilizamos la siguiente ecuación:

$$TCO_2DE = TCDE * \frac{\bar{M}_{CO_2}}{\bar{M}_C} \left(\frac{kg \cdot CO_2}{hora} \right) \dots \dots (38)$$

Donde el término:

$\frac{\bar{M}_{CO_2}}{\bar{M}_C}$ = Relacion de pesos moleculares del CO₂ y el Carbono.

La cuantificación de los Bonos de Carbono (BC) se determina según la siguiente ecuación:

$$BC = TCO_2DE * \text{Precio Internacional de los Bonos de Carbono} \left(\frac{U\$}{t CO_2} \right) \dots \dots (39)$$

2.7 EVALUACION ECONOMICA:

2.7.1 GENERALIDADES:

Su finalidad es analizar el entorno financiero y cumple básicamente tres funciones:

- ✓ Determina la factibilidad en que todos los costos pueden ser cubiertos oportunamente.
- ✓ Mide la rentabilidad de la inversión.
- ✓ Genera la información necesaria para realizar una comparación del Proyecto con otras oportunidades de inversión.

Los métodos actuales de evaluación de proyectos que consideran el valor del dinero a través del tiempo como lo son la Tasa Interna de Rendimiento (TIR) , el Valor Presente Neto (VAN) y el Pay Back.

Flujo de caja de ingresos y egresos se representa de la siguiente forma:

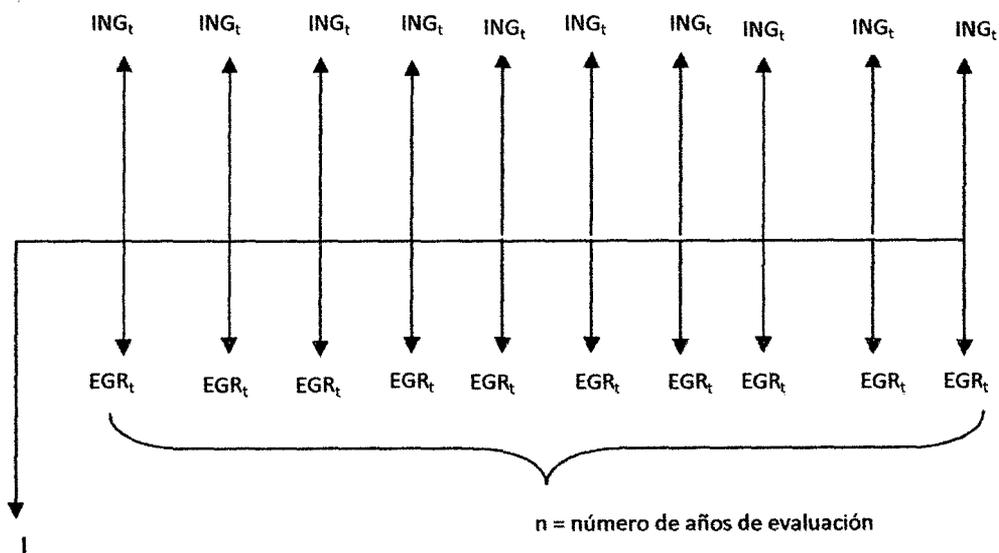


Figura N° 28 Flujo de Caja en periodo de tiempo "n" de análisis

Fuente: Elaboración Propia

Dónde:

- La Inversión Inicial (I): Corresponde al Valor Inicial o Egreso que la empresa hará en el momento de contraer la inversión. En este monto se incluyen el valor de los activos fijos, la inversión y el capital de trabajo.

- Los Flujos de Caja (FC): Corresponde a los flujos de caja futuro en la que la empresa incurre anualmente u en otro periodo de tiempo, y se estima a través de un flujo de caja anual entre los ingresos y egresos.

Para la determinación del flujo de caja se tiene la siguiente ecuación:

$$FC = ING_t - EGR_t \dots (40)$$

Dónde:

ING_t = Ingresos por venta de energía y potencia, ahorro de combustible e ingresos por bonos de carbono.

EGR_t = Egresos por Costos de Operación y Mantenimiento, gastos por combustible anual.

2.8.2 INDICADORES DE RENTABILIDAD:

a. VALOR ACTUAL NETO:

El Valor Actual Neto (VAN) es un indicador de rentabilidad que representa la diferencia que existe entre el valor actual de los flujos de fondos de la inversión y el capital inicial necesario para realizarla.

- El VAN permite traer los flujos de caja futuros al valor presente, descontados a una tasa de descuento específica, para así poder compararlos con la inversión.

Al evaluar el valor del VAN se debe tener en cuenta las siguientes condiciones:

Si $VAN > 0$: El proyecto es rentable.

Si $VAN = 0$: El proyecto es postergado.

Si $VAN < 0$: El proyecto no es rentable.

A la hora de elegir entre dos proyectos, elegiremos aquel que tenga el mayor VAN.

La fórmula para calcular el Valor Actual Neto (VAN):

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} - I \dots \dots \dots (40)$$

- La tasa de descuento: Es la tasa de inversión del mercado igual a 12 %.

b. TASA INTERNA DE RETORNO:

La tasa interna de retorno (TIR), representa la tasa que iguala el valor presente neto a cero. Es la tasa que iguala la suma de los flujos descontados a la inversión inicial. La TIR es la tasa de interés real que genera el proyecto en “n” períodos.

La evaluación de los proyectos de inversión cuando se hace con base en la Tasa Interna de Retorno, toman como referencia la tasa de descuento. Se tiene los siguientes criterios de decisión:

Si $TIR > i$: El proyecto es rentable.

Si $VAN \leq 0$: El proyecto se debe rechazar.

Matemáticamente se evalúa a través de la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} \dots \dots \dots (41)$$

c. PAY BACK:

Es un indicador económico que nos permite determinar el periodo de retorno de la inversión teniendo solo en cuenta la recuperación de la inversión con los ahorros generados en el proyecto, comparando el flujo de caja entre la inversión realizada.

$$\text{Pay back} = \frac{FC}{I} \dots \dots \dots (42)$$

CAPITULO III:

MATERIALES Y METODO

3.1 MATERIALES:

3.1.1 SUSTANCIAS:

a. GAS NATURAL:

Es un hidrocarburo de origen fósil, que se encuentra normalmente en el subsuelo continental o marino. Para el Perú la principal reserva es de 17 TCF ubicada en la localidad de Camisea, lotes 88 y 56.

El gas natural se puede encontrar en forma "asociado", cuando en el yacimiento aparece acompañado de petróleo, o gas natural "no asociado" cuando está acompañado únicamente por pequeñas cantidades de otros hidrocarburos o gases. La composición del gas natural incluye diversos hidrocarburos gaseosos, con predominio del metano, en un 87 % ,etano 12 % y 1% en proporciones menores etano, propano, butano, pentano y pequeñas proporciones de gases inertes como dióxido de carbono y nitrógeno.

El suministro del gas natural se puede realizar mediante gasoductos físicos con un costo de 1'000,000 U\$/km o por medio de gasoductos virtuales en forma de GNC(Gas Natural Comprimido a 200 Bar y 20 °C) o como GNL (Gas Natural Licuado a 1 Bar y - 161 °C)

Las propiedades más saltantes del gas natural son las siguientes:

Cuadro N° 4 Propiedades fisicoquímicas del Gas Natural del Perú

N°	Propiedad	Unidad
1	Densidad promedio a 1 Bar y 15 °C	0.664 kg/m ³
2	Poder calorífico inferior	50.0 Mj/kg
3	Relación de conversión	28 m ³ /MMBTU
4	Numero de Octano	130
5	Precio de Venta Consumidor Lima	4.6 U\$/MMBTU
6	Precio de Venta Generador Lima	2.65 U\$/MMBTU
7	Precio de Venta Consumidor Chimbote	5.8 U\$/MMBTU
8	Precio de Venta Generador Chimbote	3.25 U\$/MMBTU

Fuente: OSINERGMIN

- b. **VAPOR SATURADO:** Es vapor a la temperatura de ebullición del líquido. Es el vapor que si desprende cuando el líquido hierve. Se obtiene en calderas de vapor. El vapor se utiliza en multitud de procesos industriales difícil de señalar de un vistazo, pues interviene en procesos físicos, químicos y otros, en la obtención de múltiples

elemento. También es el método mas efectivo y e menor costo para esterilizar la mayoría de los objetos de uso hospitalario, mediante autoclaves. Se utiliza el vapor saturado a presión atmosférica en la hidrodestilacion, que son procesos donde por ejemplo: se obtiene el aceite esencial de una planta aromática. En labores de limpieza con vapor. En la pasteurización de alimentos y bebidas, etc. en sistemas de calefacción central urbana, etc.

- c. **AMONIACO:** Como refrigerante se le conoce como R-707. Es una sustancia muy corrosiva y tóxica por lo que su manejo requiere medidas de seguridad para evitar daños a la salud e incluso la muerte. El amoniaco líquido es un refrigerante muy eficiente que se emplea en máquinas frigoríficas y en la fabricación de Hielo. Cuando se evapora, 1 g de líquido absorbe 1330 J (a -20°C), calor necesario para congelar casi 4 g de agua. Se disuelve con facilidad en agua formando el agua amoniacal.

- d. **SOLUCION ACUOSA DE AGUA AMONIAL:** El agua a ciertas condiciones de presión y temperatura tiende a absorber al amoniaco , formándose el hidróxido de amonio , luego este a condicione de presión y temperatura mayores tiende a liberar al amoniaco. Es el fluido que permite trasladar al amoniaco a través de una bomba en estado líquido.

3.1.2 INSTRUMENTACION:

a. DE PLANTA:

Manómetros de alta y baja en compresores de amoniaco.

Termómetros en puntos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Manómetros en generadores de vapor pirotubulares.

Manómetros para vapor saturado en centros de consumo.

Termómetros para vapor saturado en centros de consumo.

Termómetros para agua y petróleo en el Área de Calderos.

Medidores de tensión , frecuencia , corriente y potencia en Subestación eléctrica.

b. EXTERNA:

Medidor de flujo ultrasonido para refrigerante y vapor.

Analizador digital de redes.

3.1.3 SOFTWARE A UTILIZAR:

a. COOLPACK :

CoolPack es una colección de programas de simulación que se puede utilizar para el diseño, dimensionamiento, el análisis y la optimización de los sistemas de refrigeración. Los programas de simulación en CoolPack se dividen en seis categorías - cada una representada por una pestaña en la barra de herramientas de arriba. Se puede obtener una visión general de los programas de una categoría haciendo clic en su ficha Barra de herramientas. Al hacer clic en los iconos de la barra de herramientas se inicia los programas individuales. El desarrollo de CoolPack fue financiado inicialmente por la Agencia Danesa de Energía.

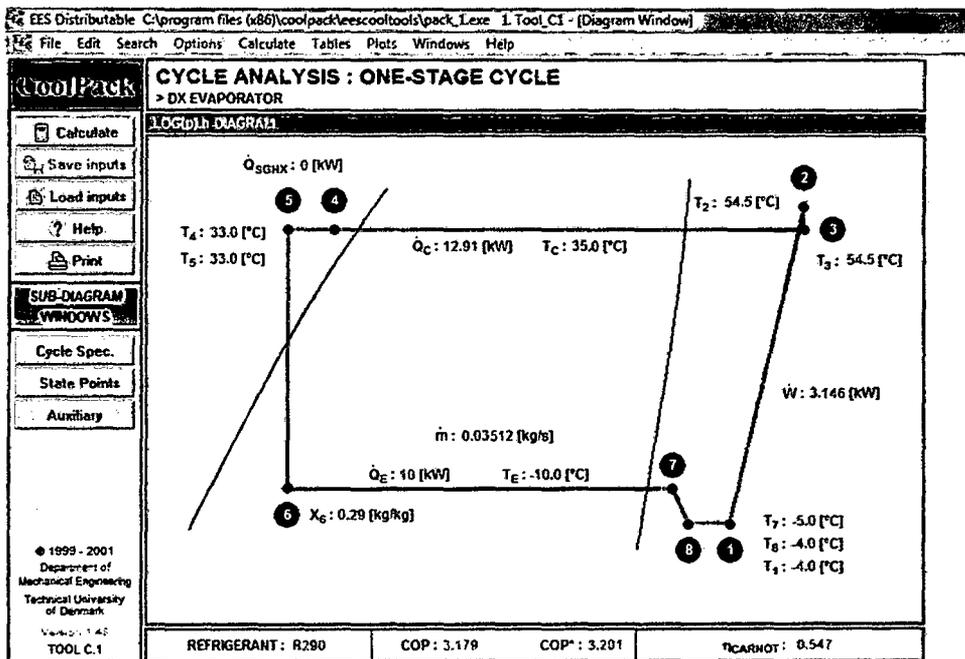


Figura N° 29 Entorno del Coolpack

Fuente: Elaboración Propia

- b. FIGENER: FIGENER ha desarrollado un software para determinar las propiedades termodinámicas del agua. El software se basa en las ecuaciones desarrolladas por "1967 IFC formulación para uso industrial". La Tabla de vapor proporciona la entalpía, la entropía y el volumen específico del vapor, después de haber entrado en la temperatura y la presión en el intervalo de vapor sobrecalentado o líquido comprimido, o tomar e introducido bajo condiciones de temperatura o de presión para el rango de saturación. Diagramas de Mollier, Ts y Th también se proporcionan con la visualización de puntos introducidos.

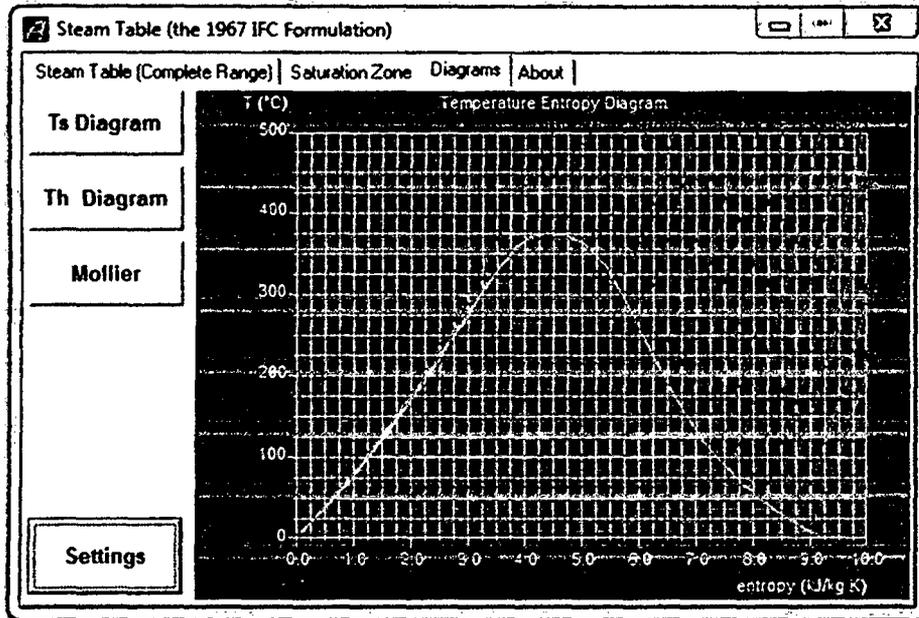


Figura N° 30 Entorno del Figener

Fuente: Elaboración Propia

- c. ENTORNO PROPIO: Para el cálculo de la central termoeléctrica a gas se ha desarrollado un entorno informático dentro de la hoja de cálculo, relacionando las variables que permiten el dimensionamiento del sistema de cogeneración y el sistema de refrigeración por absorción.

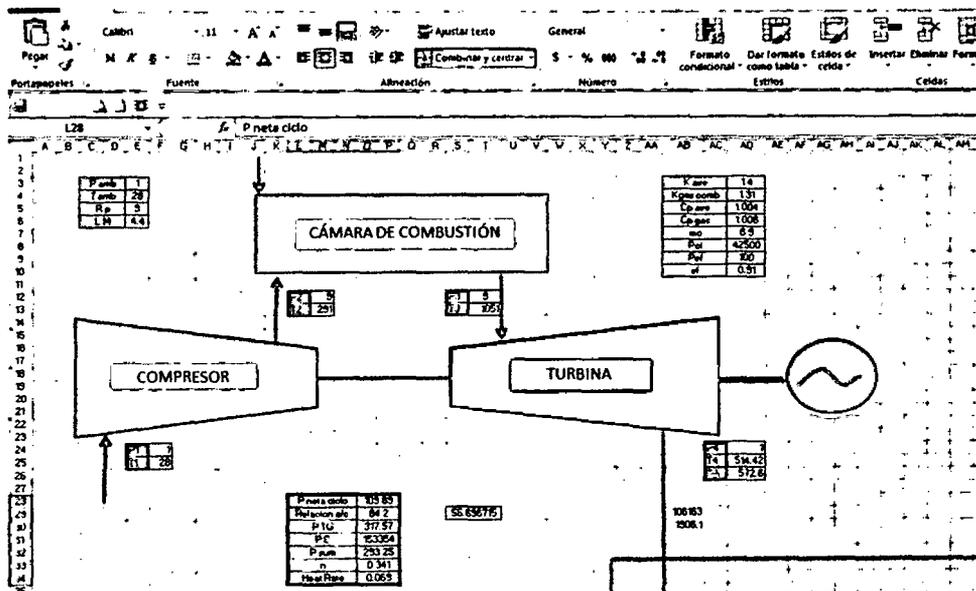


Figura N° 31 Entorno del Excel

Fuente: Elaboración Propia

3.1.4 INVENTARIO DE PLANTA:

Para las Instalaciones de la Empresa Austral Group S.A.A, se tienen 3 unidades de negocio: Harina de Pescado, Conservas de Pescado y Frio. Se presentan los valores medidos de las variables predominantes en los centros de consumo de energía, planta de generación de vapor, tableros eléctricos y subestaciones de recepción de energía eléctrica.

Cuadro Nº 5 Detalles Planta de Harina de Pescado Austral Group S.A.A - COISHCO

DATOS CENTRAL	PARAMETROS
Capacidad	80 TM/h
Tipo de Harina	Secado a vapor o Prime
Ratio Productivo	4.0
Antigüedad	20 Años
Máxima Demanda Eléctrica	2.85 MW
COCCION	
Tipo	Indirecta
Cocinador 1	
Marca	Atlas Stord
Capacidad	40 TM/h
Presión de Vapor	4 Bar
Velocidad	4.2 rpm
Requerimiento de Vapor	6.5 Ton/h de vapor saturado
Cocinador 3	
Marca	Atlas Stord
Capacidad	40 TM/h
Presión de Vapor	4 Bar
Velocidad	4.2 rpm
Requerimiento de Vapor	6.5 Ton/h de vapor saturado
TOTAL VAPOR	13.0 Ton/h de vapor saturado
SECADORES A VAPOR	
Tipo	Indirectos a Vapor
Nº de Secadores Rotadiscos	8
Capacidad	10 TM/h
Requerimiento de vapor	30 Ton/h de vapor saturado
Presión	4 Bar
TOTAL VAPOR	30 Ton/h de vapor saturado
SERVICIOS AUXILIARES	
10 % del Total de Planta para el calentamiento de licores de proceso, sanguaza y combustible.	4.3 Ton/ h de vapor saturado
TOTAL VAPOR PLANTA	47.3 Ton/h de vapor saturado

Fuente: Dpto. de Producción.

La Planta de frio cuenta con 2 Plantas independientes una de otra, la primera para congelado en túneles de congelamiento hasta -40 °C y la otra conformadas por cámaras frigoríficas y plantas de hielo hasta -20 °C en el evaporador.

Cuadro Nº 6: Especificaciones de Consumo de Energía en Planta de Frio

DATOS CENTRAL	PARAMETROS
PLANTA DE CONGELADO	
Capacidad	354 TON de Refrigeración
Máxima Demanda Eléctrica	0.32 MW
Refrigerante	Amoniaco
COP	3.5
Temperatura refrigerante en Cámara	-30°C
Temperatura media condensador	40 °C
PLANTA DE CONSERVACION	
Capacidad	476 TON de Refrigeración
Máxima Demanda Eléctrica	0.43 MW
Refrigerante	Amoniaco
COP	0.75 MW
Temperatura refrigerante en Cámara	-20°C
Temperatura media condensador	40 °C

Fuente: Dpto. de Producción.

La planta de generación de vapor esta compuesta por 5 Calderos pirotubulares con un total de 4,400 BHP instalados, de los cuales 3,600 BHP están instalados en planta de harina y el restante en planta de conservas.

Cuadro Nº 7: Especificaciones de Generadores de Vapor

DATOS CENTRAL	PARAMETROS
PLANTA DE HARINA	
Tipo	Generadores de Vapor PIROTUBULARES
Detalles de flujo	Vapor saturado generado a 8 Bar
Capacidad	3,600 BHP (4 Generadores de 900 BHP)
Eficiencia Promedio	85 %
Consumo de combustible total	800 Galones/hora
Ratio Energético	40 Galones de Petróleo R500/Ton. Harina
PLANTA DE CONSERVAS	
Tipo	Generadores de Vapor PIROTUBULARES
Detalles de flujo	Vapor saturado generado a 2 Bar
Capacidad	800 BHP (1 Generadores de 800 BHP)
Eficiencia Promedio	85 %
Consumo de combustible total	114 Galones/hora
Ratio Energético	0.3 Galones de Petróleo R500/Caja de conserva

Fuente: Dpto. de Mantenimiento.

Cuadro N° 8: Especificaciones de Planta de Conservas

DATOS CENTRAL	PARAMETROS
Tipo	Conservas de pescado circular y oval.
Capacidad	15,000 cajas/turno
Detalles de flujo	Vapor saturado generado a 2 Bar
Flujo másico	5.6 Ton/h de vapor saturado
Demanda Eléctrica	1,800 KW

Fuente: Dpto. de Producción conservas

Cuadro N° 9: Especificaciones de Acometidas Eléctrica

DATOS CENTRAL	PARAMETROS
Suministrador	HIDRANDINA
Acometidas	4
Máxima Demanda	5.4 MW
Potencia Contratada	6.4 MW
Tarifa	Cliente Regulado en Tarifa MT3 Calificación Variable
Acometida 1 (Planta de frio)	0.75 MW
Acometida 2 (Conservas)	1.80 MW
Acometida 3 (Harina)	1.30 MW
Acometida 4 (Harina)	1.55 MW

Fuente: Dpto. de Mantenimiento

3.2 METODO DE INVESTIGACION:

3.2.1 OPERACIÓN CONDICIONES ACTUALES:

La Empresa Austral Group S.A.A Coishco tiene las siguientes características de suministro de energía:

a. ENERGÍA ELÉCTRICA :

4 suministros en Tarifa MT3 con una máxima Demanda de 5.4 MW y una Potencia Contratada de 6.4 MW, con lo cual su factor de planta es de 79.8 %.

El Suministro de Energía en su totalidad cubre los requerimientos de energía en las plantas de : harina, conserva y frio.

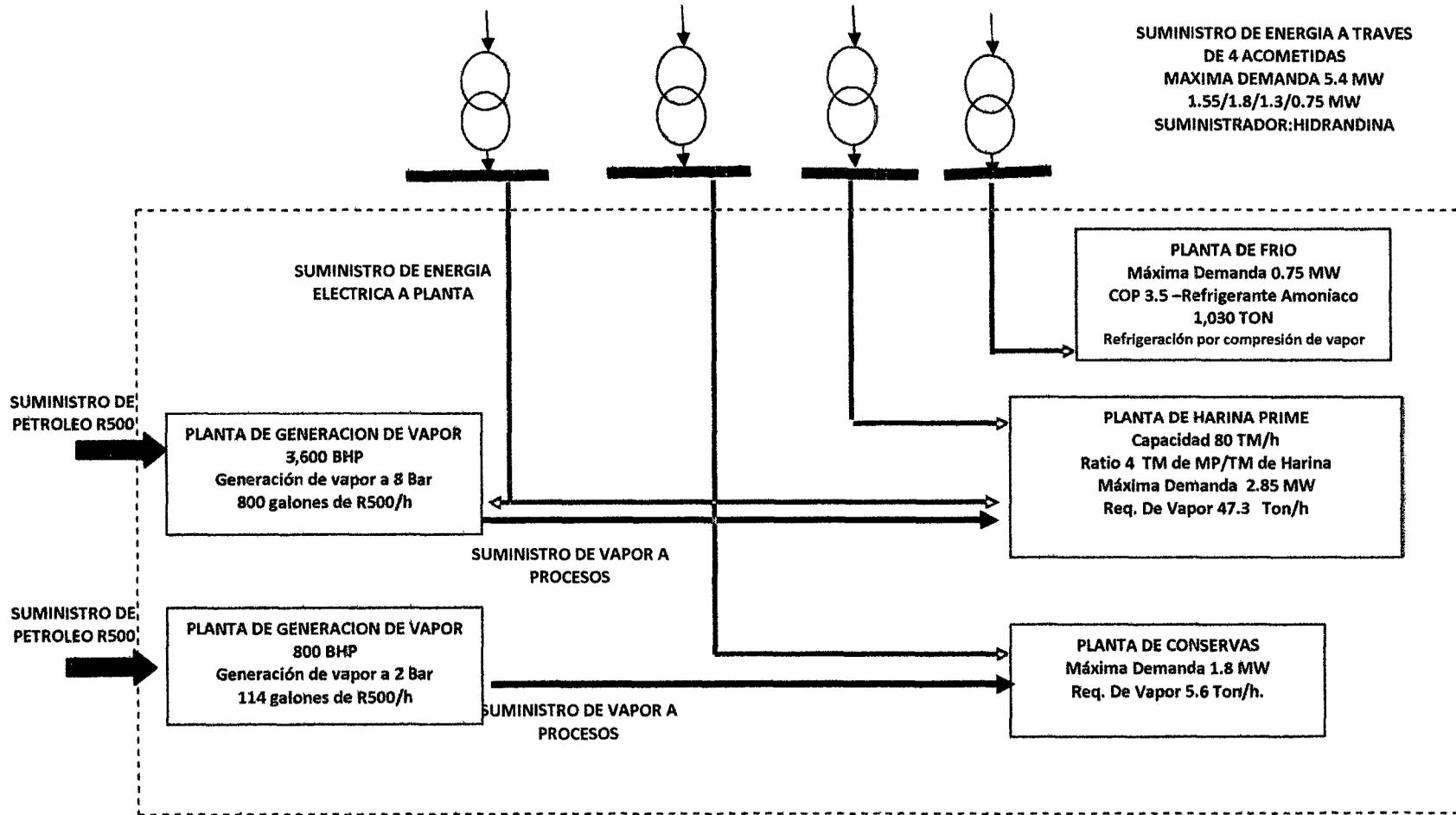
La Planta de Frio opera con sistemas de refrigeración por compresión de vapor, donde el ingreso de energía se realiza en los compresores de tornillo de marca Sabroe, Frick y Vilter.

• Energía Térmica:

Se cuenta con una Planta de Vapor Saturado compuesto por 5 Generadores de Vapor del tipo pirotubular de 3 pasos cada uno de ellos marca Cleaver Broks con una eficiencia promedio de 85% , operando con un Indicador Energético de 40 Galones de Petróleo/Tonelada de harina producida.

La Capacidad Instalada es de 3600 BHP , a plena carga, con una generación de vapor saturado de 47.3 Toneladas/hora suministrado a la Planta de Harina de pescado , mientras que 5.6 Toneladas/hora son suministradas a la planta de conservas.

Figura N°32 Suministro de Energía Primaria en Empresa Austral Group S.A.A



Fuente: Elaboración Propia

3.2.2 OPERACIÓN CONDICIONES DE SUMINISTRO DE ENERGIA CON PLANTA DE TRIGENERACION:

a. GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA:

Se plantea instalar una central termoeléctrica con turbinas de gas operando en la actualidad de central de cabeza o topping cycles.

El suministro de la fuente de energía primaria se realiza con gas natural vía gasoducto virtual.

El dimensionamiento de la Central de Trigeneración permitirá abastecer en su totalidad de energía eléctrica a la Empresa Austral Group S.A.A y los excedentes de energía electiva serán comercializados al Sistema Eléctrico Interconectado nacional, previo cumplimiento del Reglamento de cogeneración del Perú.

La Máxima Demanda de 0.75 MW eléctricos consumidos por los compresores de tornillo de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor , es reemplazada por el consumo de vapor en un generador de un sistema de refrigeración por absorción para las Plantas de Congelado y Conservación.

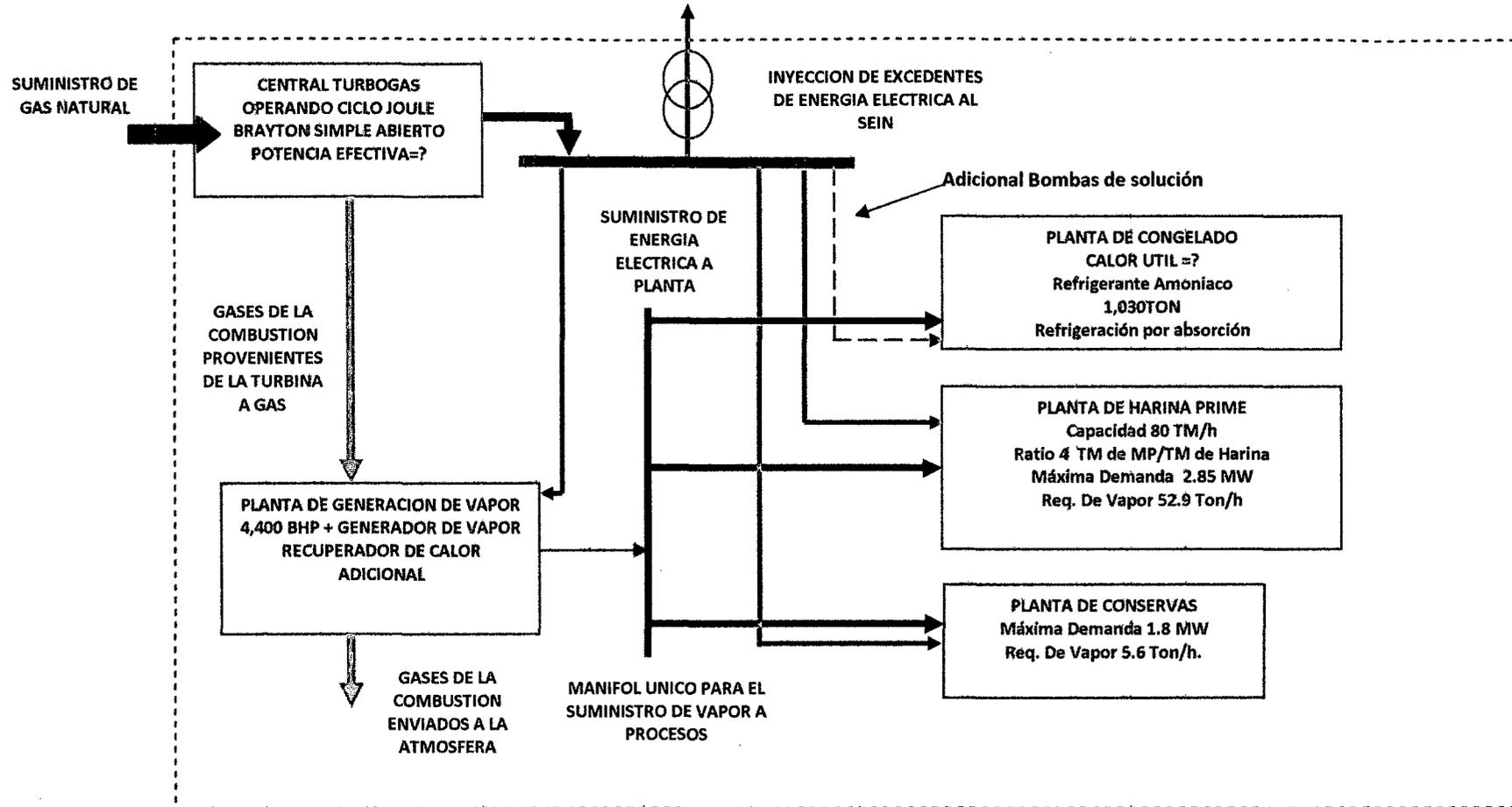
La Nueva Máxima Demanda es = $5.4 - 0.75 = 4.65$ MW

b. SUMINISTRO DE ENERGIA TERMICA:

Los gases de la combustión expulsados de la turbina de gas se utilizan como fuente de energía calorífica en los actuales generadores de vapor, los cuales operan como intercambiadores de calor para el generador el vapor necesario a 8 Bar. Para esto se debe verificar que su factor de carga, para analizar la posibilidad de darse el caso, la adquisición de un caldero adicional.

Se debe estimar un flujo de vapor adicional que debe ser suministrado al generador de la planta de frio operando con un sistema de refrigeración por absorción.

Figura N°33 Suministro de Energía planteado con Sistema de Trigeneración de energía



Fuente: Arias Antaurco-Espinoza Asencios.

3.3 METODOLOGIA DE CÁLCULO:

Para la determinación de la metodología de cálculos para el dimensionamiento de la planta de trigeneración de energía , que integre una central termoeléctrica con turbinas a gas y una planta de refrigeración por absorción , tiene en cuenta el siguiente diagrama de flujo:

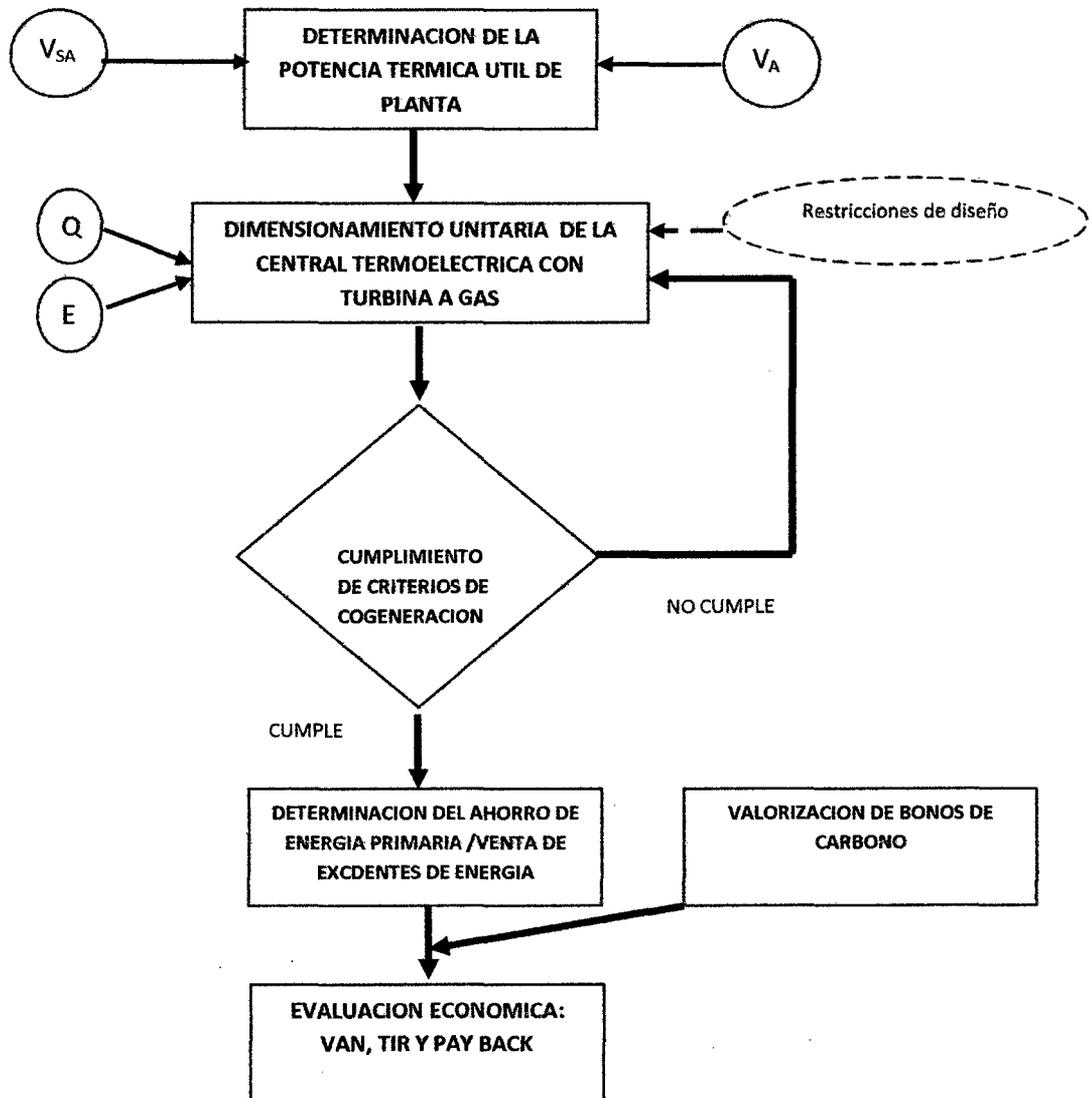


Figura N°34 Flujograma de Trabajo para Sistema de Trigeneración, viabilidad técnica económica

Fuente : Elaboración propia

CAPITULO IV:
CALCULOS
Y
DISCUSION DE RESULTADOS

4.1 DETERMINACION DE LA POTENCIA TERMICA UTIL DE PLANTA DE HARINA, CONSERVAS Y FRIO.

a) DETERMINACION DE LA POTENCIA TERMICA UTIL PLANTA ACTUALL:

Se tienen 4 centros de consumo de energía térmica final , para lo cual se tiene en cuenta la siguiente expresión :

$$V_i = \dot{m}_{vi} * (h_g - h_f) \dots \dots \dots (43)$$

$(h_g - h_f)$ Es la variación de entalpia de vapor saturado al estado de líquido saturado del vapor saturado a la presión de servicio del equipo consumidor de energía térmica.

\dot{m}_{vi} = Representa el flujo de vapor , según los Cuadros N° 4 y 11.

Se presentan los siguientes cálculos:

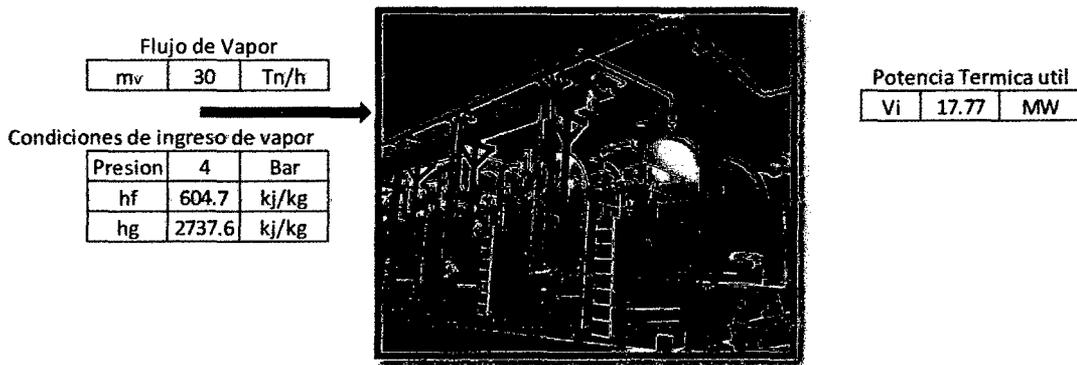


Figura N°35 Determinación de Potencia Térmica Útil en Secadores
Fuente: Elaboración propia



Figura N°36 Determinación de Potencia Térmica Útil en Cocinadores
Fuente: Elaboración propia



Figura N°37 Determinación de Potencia Térmica Útil en Servicios Auxiliares
Fuente: Elaboración propia

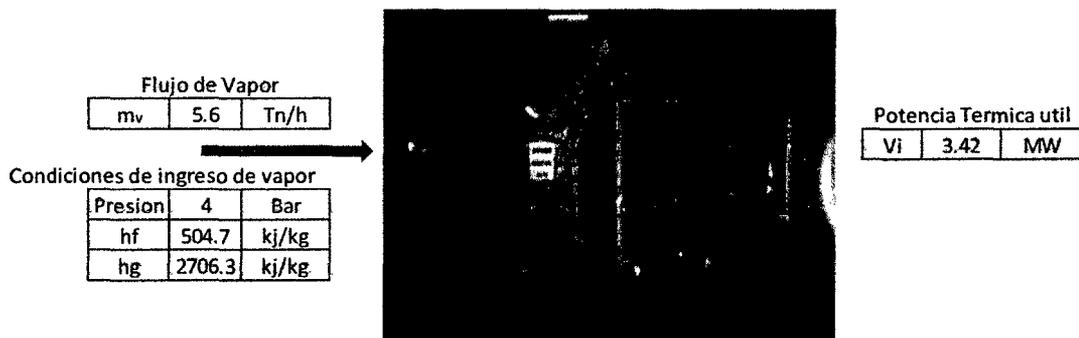


Figura N°38 Determinación de Potencia Térmica Útil en Planta de Conservas
Fuente: Elaboración propia

El valor de la Potencia Térmica útil actual es:

$$V_A = 17.77 + 7.70 + 2.63 + 3.42 = 31.52 \text{ MW}$$

b) DETERMINACION DE LA POTENCIA UTIL EN EL EVAPORADOR DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR :

- PARA LA PLANTA DE CONSERVACION: Según la ecuación N° 3 y los valores del Cuadro N° 5 , para un COP de Refrigeración de 3.5 se determina el efecto Refrigerante para la Planta de conservación (cámaras frigoríficas) a -20°C.

$$3.5 = \frac{\text{EFECTO REFRIGERANTE}}{0.43}$$

$$\text{EFECTO REFRIGERANTE} = 1.51 \text{ MW}$$

- **PARA LA PLANTA DE CONGELADO :** Según la ecuación N° 3 y los valores del Cuadro N° 5 , para un COP de Refrigeración de 3.5 se determina el efecto Refrigerante para la Planta de conservación (cámaras frigoríficas) a -40°C.

$$3.5 = \frac{\text{EFECTO REFRIGERANTE}}{0.32}$$

$$\text{EFECTO REFRIGERANTE} = 1.12 \text{ MW}$$

c) BALANCE DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION ASOCIADO A LA PLANTA DE CONSERVACION:

Se tienen las presiones de los compresores que definen las condiciones de temperatura de la Planta de Conservación:

Presión de alta: 1103 kPa

Presión de Baja : 207 kPa

Las Temperaturas apropiadas para la operación del sistema de refrigeración por absorción teniendo como referencia el Texto de Ingeniería Termodinámica de BURGHARDT recomienda:

Temperatura en el generador: 104.4 °C (A presión del condensador)

Temperatura en el absorbedor: 26.6 °C (A la presión del evaporador)

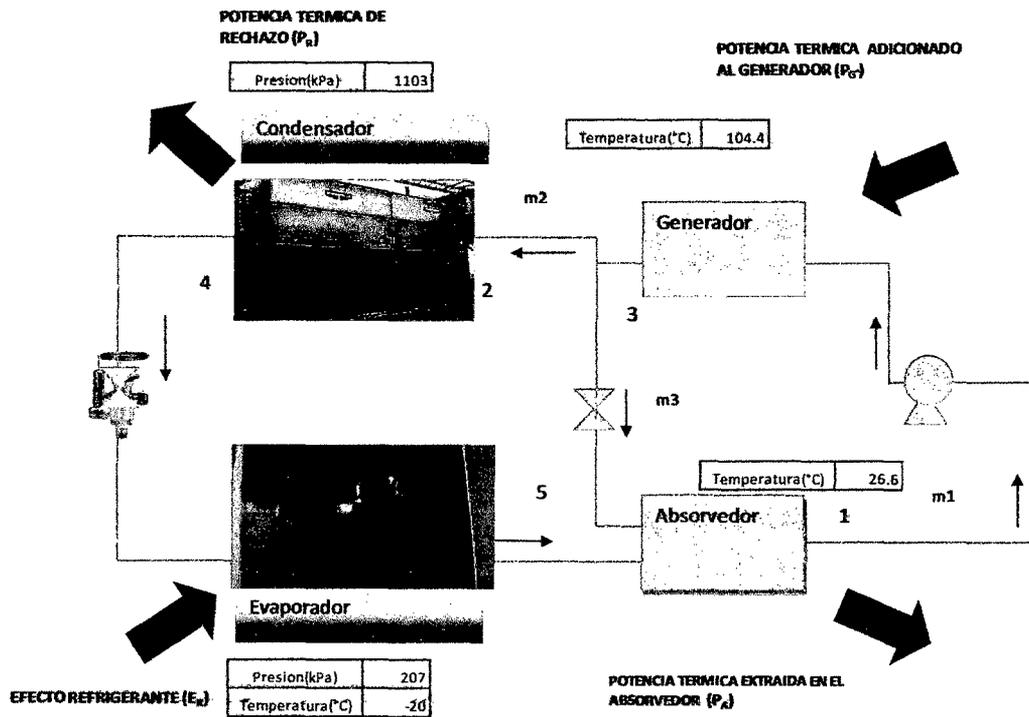


Figura N°39 Balance de Energía en Sistema de Refrigeración por Absorción asociada a la Planta de Conservación
Fuente: Elaboración propia

Se determinan los valores de entalpia para cada punto del sistema:

A la salida del absorvedor (Punto 1) en condiciones de solución fuerte de agua amoniacal en estado líquido a la presión de baja del sistema:

$$T_1 = 26.6 \text{ °C}, P = 207. \text{ kPa}, x^I = 0.41, h_{1L} = -140 \text{ kJ/kg}$$

A la entrada del generador (Punto 2) en condiciones de solución fuerte de agua amoniacal a la presión de alta y en estado de vapor del sistema:

$$T_2 = 104.4 \text{ °C}, P = 1103 \text{ kPa}, x^{II} = 0.92, h_v = 1,580 \text{ kJ/kg}$$

A la salida del generador (Punto 3) en condiciones de presión del condensador, solución débil de agua amoniacal en estado líquido saliendo del generador:

$$T_3 = 104.4 \text{ °C}, P = 1103 \text{ kPa}, x^{III} = 0.31, h_L = 280 \text{ kJ/kg}$$

Solución débil de agua amoniacal a la salida del condensador, como liquido (Punto 4):

$$P = 1103 \text{ kPa}, x^4 = x^{II} = 0.92$$

Se conoce además que los valores de P y x^l , entonces en la carta de agua amoniacal se halla:

$$T = 30.5 \text{ } ^\circ\text{C y } h_4 = 84 \text{ kJ/kg}$$

Amoniaco en estado de vapor saliente del evaporador (Punto 5), con mínima concentración de agua:

$$T_5 = -20^\circ\text{C}, P = 207 \text{ kPa}, x^4 = x^{ll} = x^5 = 0.92$$

En el punto 5, la mezcla contiene 92% de NH_3 y 8% de H_2O . El agua no puede ser vaporizada, por lo cual ha de eliminarse. Dicha agua se conoce como "líquido de purga" (l.p). En un sistema real se tiene una tubería para descargar este líquido. La evaluación de la entalpia en el punto 5 se debe realizar determinando la masa de amoniaco y de agua para después calcular la entalpia de la mezcla.

En el caso del líquido de purga, a $P = 207 \text{ kPa}$.

$$T_1 = -20^\circ\text{C}, x^{5l} = 0.62, h_{5l} = -232 \text{ kJ/kg}$$

Para el vapor de purga a $P = 207 \text{ kPa}$

$$T_1 = -20^\circ\text{C}, x^{5v} = 0.9999, h_{5v} = 1284 \text{ kJ/kg}$$

La masa del amoniaco que sale del evaporador es:

$$1 * x^{ll} = m_{lp} * x^{5l} + (1 - m_{lp}) * x^{5v}$$

Dónde:

$m_{l,p}$ representa la masa de líquido de purga en 1 kg de mezcla.

$$1 * 0.92 = m_{lp} * 0.62 + (1 - m_{lp}) * 0.999$$

$$m_{l,p} = 0.208$$

Para el equilibrio en un mezclador adiabático se tiene la siguiente figura:

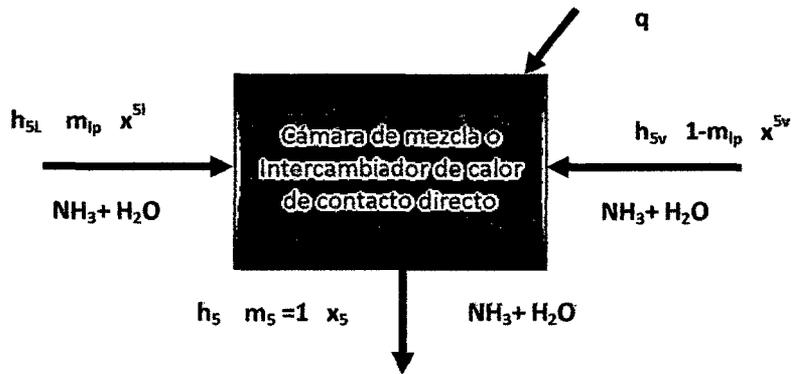


Figura N°40 Balance de Energía en Cámara de mezcla
Fuente: Elaboración propia

Aplicando la ecuación de continuidad para un sistema abierto y la ecuación de conservación de la energía para un sistema adiabático se tienen las siguientes expresiones:

$$x_5 = \frac{m_{1p} * x^{5l} + (1 - m_{1p}) * x^{5v}}{m_1 + (1 - m_{1p})} \dots \dots \dots (44)$$

$$h_5 = \frac{m_{1p} * h_{5L} + (1 - m_{1p}) * h_{5v}}{m_{1p} + (1 - m_{1p})} \dots \dots \dots (45)$$

Se tiene el valor de la entalpia h_3 .

$$h_5 = ((0.208) * (-232)) + ((1 - 0.208) * 1284) = 967 \text{ kJ/kg}$$

Habiéndose determinado todas las entalpias necesarias se puede calcular la circulación o flujo de sustancia por Tonelada de refrigeración.

Para 1 Tonelada de Refrigeración = 3.516 kW

$$m_2 = m_4 = m_5 = \frac{3.516 \frac{\text{kW}}{\text{Ton.de Refrigeracion}}}{(h_5 - h_4) \text{kJ/kg}} = 0.003982 \frac{\text{kg}}{\text{sg - Ton de Refrig.}}$$

Para determinar los flujos másicos circulantes se realiza un balance de masa total y un balance de amoniaco con respecto al generador.

Balance de la masa total:

$$m_2 + m_3 = m_1$$
$$m_3 = m_1 - m_2 = m_1 - 0.00398$$

Balance de amoniaco:

$$m_1 * x^I = (m_2 * x^{II}) + (m_3 * x^{III})$$
$$(0.003982 + m_3) * 0.41 = ((0.003982 * 0.92) + ((m_3 * 0.31)$$
$$m_3 = 0.020309$$

Finalmente el valor de:

$$m_1 = 0.024291$$

Seguidamente se determinan cada una de las Potencias térmicas asociadas a los componentes del sistema de refrigeración por absorción de vapor:

✓ PARA EL GENERADOR: Según la ecuación N° 23.

$$P_G + (0.024291 * -140) = (0.00398 * 1580) + (0.0203 * 280)$$
$$P_G = 15.37 \text{ kW}$$

✓ PARA EL ABSORVEDOR: Según la ecuación N° 22.

$$P_A + (0.024291 * -140) = (0.0203 * 280) + (0.0039826 * 967)$$
$$P_A = 12.94 \text{ kW}$$

✓ PARA EL CONDENSADOR : Según la ecuación N° 24:

$$P_R + (0.00398 * 84) = (0.00398 * 1580)$$
$$P_R = 5.95 \text{ kW}$$

✓ PARA EL EVAPORADOR : Según la ecuación N° 25:

$$E_R + (0.00398 * 84) = (0.00398 * 967)$$

$$E_R = 3.516 \text{ kW}$$

Para una Potencia de 1,510 KW o 1.51 MW como Efecto Refrigerante se tiene la Potencia térmica del Generador del sistema de refrigeración por absorción de vapor:

Si 15.37 kW3.516 kW

Entonces x1,510 kW

$$x = \frac{1,510 * 15.37}{3.516} = 6,600 \text{ kW} = 6.6 \text{ MW}$$

d) BALANCE DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION ASOCIADO A LA PLANTA DE CONGELADO:

Se tienen las presiones de los compresores que definen las condiciones de temperatura de la Planta de Conservación:

Presión de alta: 1103 kPa

Presión de Baja : 70 kPa

Las Temperaturas apropiadas para la operación del sistema de refrigeración por absorción teniendo como referencia el Texto de Ingeniería Termodinámica de BURGHARDT recomienda:

Temperatura en el generador: 104.4 °C (A presión del condensador)

Temperatura en el absorvedor: 26.6 °C (A la presión del evaporador)

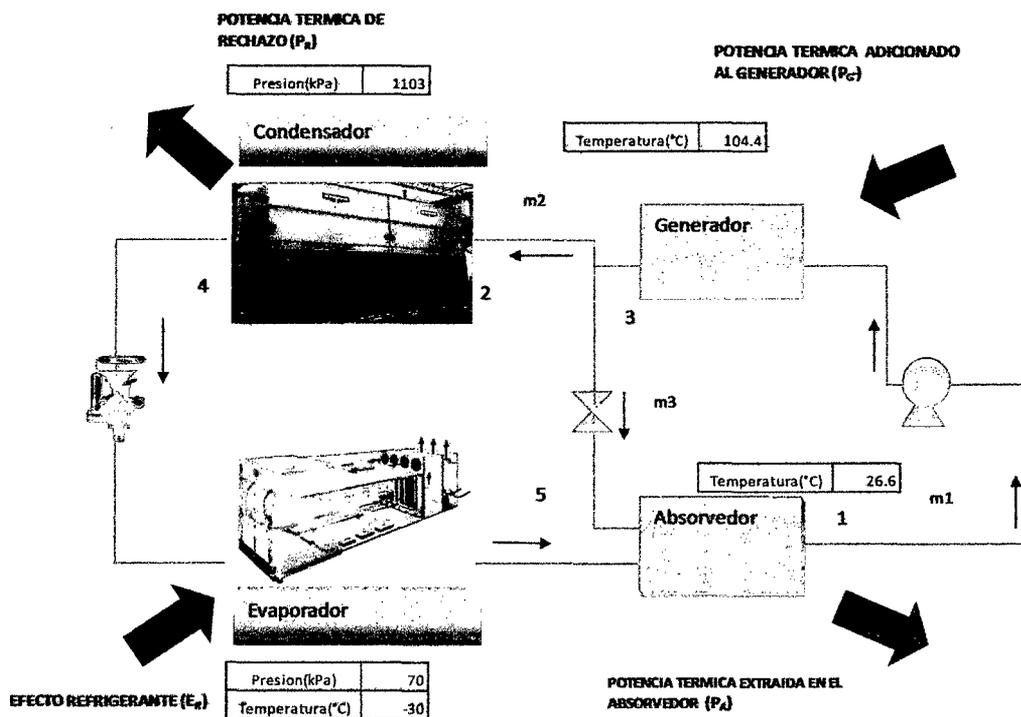


Figura N°41 Balance de Energía en Sistema de Refrigeración por Absorción asociada a la Planta de Congelado
Fuente: Elaboración propia

Se determinan los valores de entalpia para cada punto del sistema:

A la salida del absorvedor (Punto 1) en condiciones de solución fuerte de agua amoniacal en estado líquido a la presión de baja del sistema:

$$T_1 = 26.6 \text{ °C}, P = 207. \text{ kPa}, x^I = 0.41, h_{1L} = -140 \text{ kJ/kg}$$

A la entrada del generador (Punto 2) en condiciones de solución fuerte de agua amoniacal a la presión de alta y en estado de vapor del sistema:

$$T_2 = 104.4 \text{ °C}, P = 1103 \text{ kPa}, x^{II} = 0.92, h_v = 1,580 \text{ kJ/kg}$$

A la salida del generador (Punto 3) en condiciones de presión del condensador, solución débil de agua amoniacal en estado líquido saliendo del generador:

$$T_3 = 104.4 \text{ °C}, P = 1103 \text{ kPa}, x^{III} = 0.31, h_L = 280 \text{ kJ/kg}$$

Solución débil de agua amoniacal a la salida del condensador, como líquido (Punto 4):

$$P = 1103 \text{ kPa}, x^4 = x^{II} = 0.92$$

Se conoce además que los valores de P y x^1 , entonces en la carta de agua amoniaca se halla:

$$T = 30.5 \text{ } ^\circ\text{C y } h_4 = 84 \text{ kJ/kg}$$

Amoniaco en estado de vapor saliente del evaporador (Punto 5), con mínima concentración de agua:

$$T_5 = -20^\circ\text{C}, P = 207 \text{ kPa}, x^4 = x^{ll} = x^5 = 0.92$$

En el punto 5, la mezcla contiene 92% de NH_3 y 8% de H_2O . El agua no puede ser vaporizada, por lo cual ha de eliminarse. Dicha agua se conoce como "líquido de purga" (l.p). En un sistema real se tiene una tubería para descargar este líquido. La evaluación de la entalpia en el punto 5 se debe realizar determinando la masa de amoniaco y de agua para después calcular la entalpia de la mezcla.

En el caso del líquido de purga, a $P = 207 \text{ kPa}$.

$$T_1 = -20^\circ\text{C}, x^{5l} = 0.62, h_{5L} = -232 \text{ kJ/kg}$$

Para el vapor de purga a $P = 207 \text{ kPa}$

$$T_1 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}, x^{5v} = 0.9999, h_{5v} = 1284 \text{ kJ/kg}$$

La masa del amoniaco que sale del evaporador es:

$$1 * x^{ll} = m_{lp} * x^{5l} + (1 - m_{lp}) * x^{5v}$$

Dónde:

$m_{l,p}$ representa la masa de líquido de purga en 1 kg de mezcla.

$$1 * 0.92 = m_{lp} * 0.90 + (1 - m_{lp}) * 0.999$$

$$m_{l,p} = 0.208$$

Para el equilibrio en un mezclador adiabático se tiene la siguiente figura:

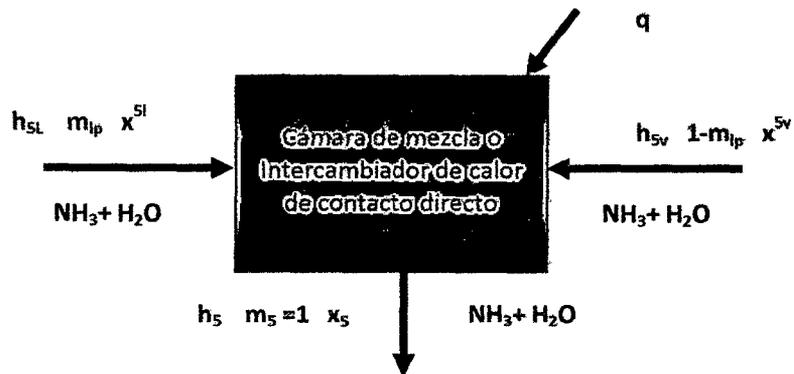


Figura N°42 Balance de Energía en Cámara de mezcla
Fuente: Elaboración propia

Aplicando la ecuación de continuidad para un sistema abierto y la ecuación de conservación de la energía para un sistema adiabático se tienen las siguientes expresiones:

$$x_5 = \frac{m_{lp} * x^{5l} + (1 - m_{lp}) * x^{5v}}{m_{lp} + (1 - m_{lp})} \dots \dots \dots (44)$$

$$h_5 = \frac{m_{lp} * h_{5L} + (1 - m_{lp}) * h_{5v}}{m_{lp} + (1 - m_{lp})} \dots \dots \dots (45)$$

Se tiene el valor de la entalpia h_3 .

$$h_5 = ((0.208) * (-232)) + ((1 - 0.208) * 1284)) = 967 \text{ kJ/kg}$$

Habiéndose determinado todas las entalpias necesarias se puede calcular la circulación o flujo de sustancia por Tonelada de refrigeración.

Para 1 Tonelada de Refrigeración = 3.516 kW

$$m_2 = m_4 = m_5 = \frac{3.516 \frac{\text{kW}}{\text{Ton.de Refrigeracion}}}{(h_5 - h_4) \text{ kJ/kg}} = 0.003982 \frac{\text{kg}}{\text{sg - Ton de Refrig.}}$$

Para determinar los flujos másicos circulantes se realiza un balance de masa total y un balance de amoniaco con respecto al generador.

Balance de la masa total:

$$m_2 + m_3 = m_1$$
$$m_3 = m_1 - m_2 = m_1 - 0.00398$$

Balance de amoniaco:

$$m_1 * x^I = (m_2 * x^{II}) + (m_3 * x^{III})$$
$$(0.003982 + m_3) * 0.41 = ((0.003982 * 0.92) + ((m_3 * 0.31)$$
$$m_3 = 0.020309$$

Finalmente el valor de:

$$m_1 = 0.024291$$

Seguidamente se determinan cada una de las Potencias térmicas asociadas a los componentes del sistema de refrigeración por absorción de vapor:

✓ PARA EL GENERADOR: Según la ecuación N° 23.

$$P_G + (0.024291 * -140) = (0.00398 * 1580) + (0.0203 * 280)$$
$$P_G = 15.37 \text{ kW}$$

✓ PARA EL ABSORVEDOR: Según la ecuación N° 22.

$$P_A + (0.024291 * -140) = (0.0203 * 280) + (0.0039826 * 967)$$
$$P_A = 12.94 \text{ kW}$$

✓ PARA EL CONDENSADOR : Según la ecuación N° 24:

$$P_R + (0.00398 * 84) = (0.00398 * 1580)$$
$$P_R = 5.95 \text{ kW}$$

✓ PARA EL EVAPORADOR : Según la ecuación N° 25:

$$E_R + (0.00398 * 84) = (0.00398 * 967)$$

$$E_R = 3.516 \text{ kW}$$

Para una Potencia de 1,120 KW o 1.12 MW como Efecto Refrigerante se tiene la Potencia térmica del Generador del sistema d refrigeración por absorción de vapor:

Si 15.37 kW3.516 kW
 Entonces x1, 120 kW

$$x = \frac{1,120 * 15.37}{3.516} = 4,900 \text{ kW} = 4.9 \text{ MW}$$

d) DETERMINACION DE LA POTENCIA TERMICA UTIL DE PLANTA:

El valor de la potencia térmica util se toma en función a la suma del calor útil de planta actual y la potencia termica útil en el generador del sistema de refrigeración por absorción.

$$V = 31.52 + (6.6 + 4.9) = 43.02 \text{ MW o } 43.02 \text{ MWh}$$

4.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA CENTRAL DE ENERGIA DE COGENERACION.

4.2.1 REESTRICCIONES:

- ✓ LIMITE METALURGICO MAXIMO : 4.8
- ✓ EXCESO DE AIRE : 300 %
- ✓ RELACION AIRE/COMBUSTIBLE : 68.64 kg aire/kg de combustible.
- ✓ EFICIENCIA DE PLANTA MAXIMA : 37 %
- ✓ RELACION DE PRESION MINIMA : 9 (VALOR MINIMO CONSTRUCTIVO)
- ✓ RELACION DE PRESIONES MAXIMA : 17 (VALOR MAXIMO PARA GENERACION DE POTENCIA)
- ✓ EFICIENCIA DE COMPRESOR : 90 %
- ✓ EFICIENCIA DE TURBINA : 90 %
- ✓ CAIDA DE PRESION CAMARA : 20 kPa
- ✓ PRESION DE SALIDA DE LA TURBINA : 1.1 Bar

4.2.2 PROPIEDADES DEL AIRE Y GASES DE LA COMBUSTION:

- ✓ Propiedades del aire y de los gases de la combustión definidas en el Capítulo II.
- ✓ Propiedades del Gas Natural detalladas en el Capítulo III.

4.2.3 DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS CARACTERISTICAS DEL CICLO TERMODINAMICO:

- ✓ Aplicando la ecuación N°6 para determinar la temperatura ideal a la salida del compresor:

$$\frac{T_2}{(273 + 20)} = \left(\frac{9}{1}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \text{ luego } T_2 = 548.92 \text{ }^\circ\text{K} = 275.92 \text{ }^\circ\text{C}$$

- ✓ Determinación de la Temperatura real a la salida del compresor, para lo cual se aplica la ecuación N° 7:

$$T_{2R} = (273 + 25) + \frac{(548.92 - (273 + 25))}{0.90} = 577.35 \text{ }^\circ\text{K} = 304.35 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

$$P_3 = P_2 - 0.20$$

$$P_3 = 9 - 0.20 = 8.8 \text{ Bar}$$

- ✓ En función al límite metalúrgico se determina el valor de la máxima temperatura del ciclo ,utilizando la ecuación N° 8 :

$$\frac{T_3}{(273 + 20)} = 4.8 \Rightarrow T_3 = 1,406 \text{ }^\circ\text{K} = 1,133 \text{ }^\circ\text{C}$$

- ✓ Determinación de la Temperatura 4 ideal : Según la ecuación N°9 se tiene el siguiente resultado :

$$\frac{1,406}{T_4} = \left(\frac{8.8}{1.1}\right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} \Rightarrow T_4 = 859.8 \text{ °K} = 586.8 \text{ °C}$$

- ✓ Determinando la temperatura 4 real según la eficiencia de la turbina de gas y la ecuación N° 10 :

$$T_{4R} = 1,406 - ((1,406 - 859.8) * 0.9) = 914.5 \text{ °K} = 641.5 \text{ °C}$$

- ✓ Resumen de los valores reales de temperaturas del ciclo:

Cuadro N° 10 Temperaturas características del Ciclo Termodinámico

TEMPERATURA	°C
Admisión del aire al Compresor T ₁	20
Salida del Compresor T _{2R}	304.35
Entrada a la turbina de gas T ₃	1,133
Salida de la turbina de gas T _{4R}	641.5

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.3 CARACTERIZACION DE LOS FLUJOS MASICOS:

Se asume un flujo másico de combustible de : 1.621 kg/sg

- Se determina el flujo másico de aire:

$$m_a = R_{a/c} * m_c$$

$$m_a = 68.64 * 1.621 = 111.3 \text{ kg/sg}$$

- Aplicando la ecuación N° 11 para hallar el flujo másico de gases de la combustión:

$$111.3 + 1.621 = \dot{m}_g = 112.886 \text{ kg/sg}$$

4.2.4 DETERMINACION DE LAS POTENCIAS DEL CICLO TERMODINAMICO:

- ✓ Potencia absorbida por el compresor: Se determina según la siguiente ecuación N° 12 :

$$P_c = 111.3 * 1.004 * \frac{(304.35 - 20)}{1000} = 31.8 \text{ MW}$$

- ✓ Potencia generada por la turbina: Se determina según la ecuación N° 13:

$$P_{TG} = 112.886 * 1.125 * \frac{(1,133 - 641.5)}{1000} = 62.5 \text{ MW}$$

- ✓ Potencia neta del ciclo: Se determina según la ecuación N°14 :

$$P_N = 62.5 - 31.8 = 33.33 \text{ MW}$$

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

$$P_E = 33.33 * 0.9 = 30 \text{ MW}$$

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

$$P_s = 1,621 * 50 = 81.05 \text{ MW}$$

4.2.5 DETERMINACION DE INDICADORES DE PLANTA:

- Para la determinación de la Eficiencia de Planta , se tiene en cuenta la ecuación N° 17:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{30}{81.05} * 100\% = 37.01 \%$$

- El Heat Rate o Tasa de Calor (H.R) : SE determina según la ecuación n° 18:

Utilizando los factores de conversión para el Gas Natural:

$$1 \text{ MMBTU} = 28 \text{ m}^3$$

$$\text{Densidad del Gas Natural} = 0.664 \text{ kg/m}^3$$

Hallando el flujo másico de combustible en MMBTU/h:

$$\dot{m}_{\text{GN}} = \frac{1.621 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}}{28 \frac{\text{m}^3}{\text{MMBTU}}} * \frac{3600 \frac{\text{sg}}{\text{hora}}}{0.664 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 313.88 \text{ MMBTU/h}$$

$$\text{H. R} = \frac{313.88}{30} = 10.46 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}}$$

- Costo Variable combustible : Se determina según el precio de venta de gas natural de 2.84 U\$/MMBTU (10 % del precio de venta en lima que es 2.58 U\$/MMBTU)

$$\text{CVC} = 10.46 * 2.84 = 29.71 \left(\frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} \right)$$

- Costos Variables No Combustibles: Según el Informe N° 117-2014 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo Mayo 2014 a Abril del 2015 , los C.V.N.C para una Central con Turbinas a Gas es de 3.2 U\$/MWh.

- Los costos Variables totales son :

$$\text{CVT} = 29.71 + 3.2 = 32.91 \text{ U\$/MWh}$$

Se presentan los resultados para las Relaciones de Presión : 9,10,11,12,13

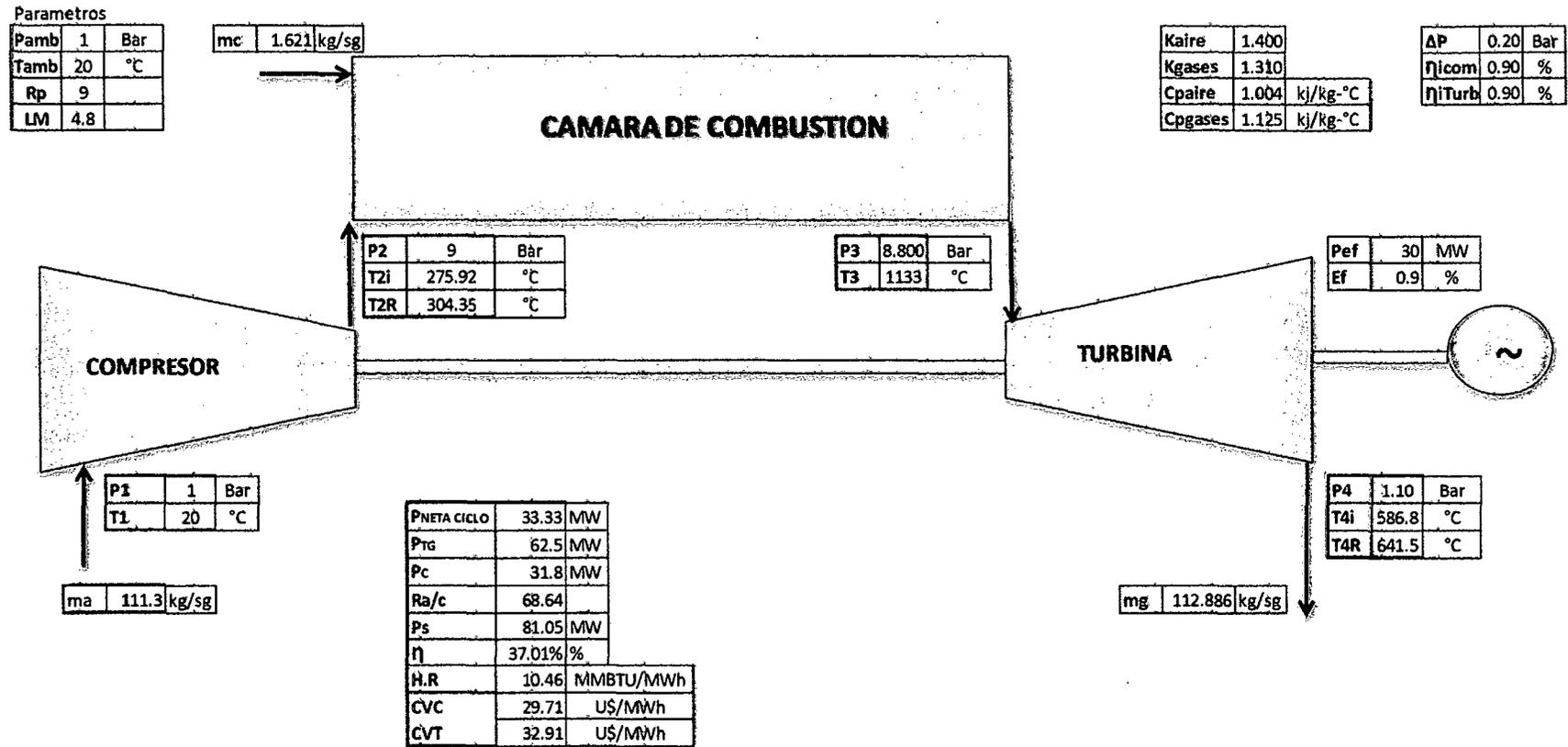


Figura N°43 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 9.
Fuente: Elaboración propia

Parametros

Pamb	1	Bar
Tamb	20	°C
Rp	10	
LM	4.8	

mc	1.621	kg/sg
----	-------	-------

Kaire	1.400	
Kgases	1.310	
Cpaire	1.004	kJ/kg-°C
Cpgases	1.125	kJ/kg-°C

AP	0.20	Bar
η_{icom}	0.90	%
η_{iTurb}	0.90	%

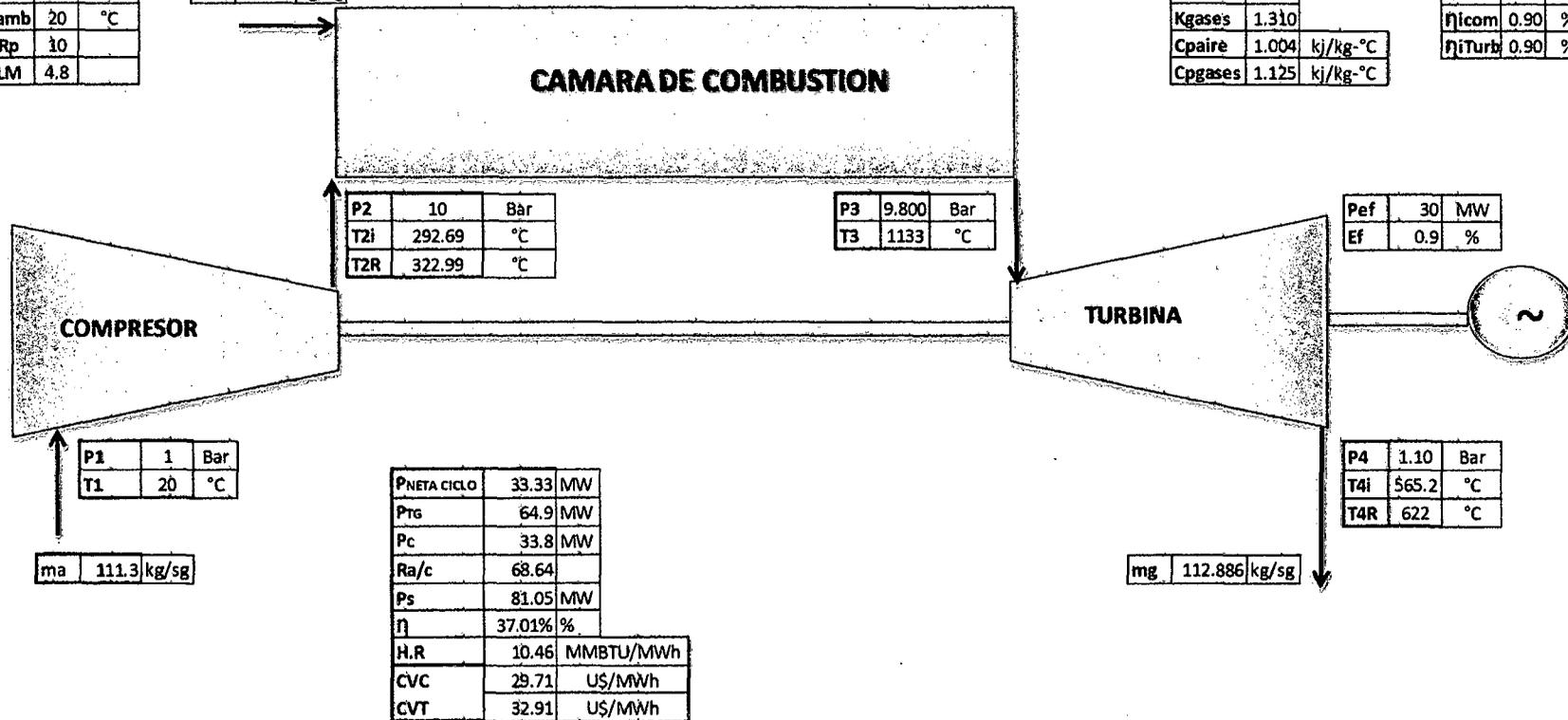


Figura N°44 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 10.

Fuente: Elaboración propia

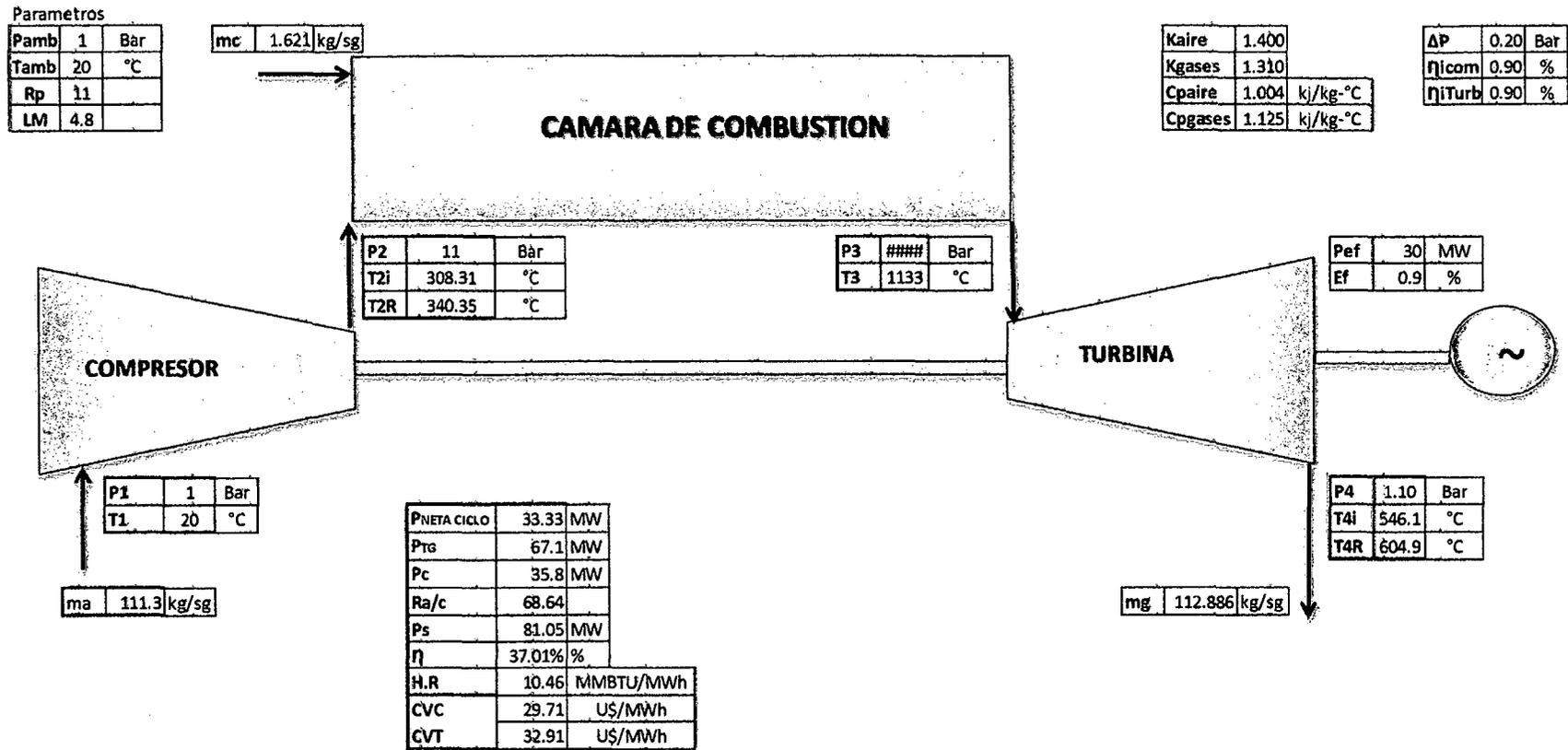


Figura N°45 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 11.
Fuente: Elaboración propia

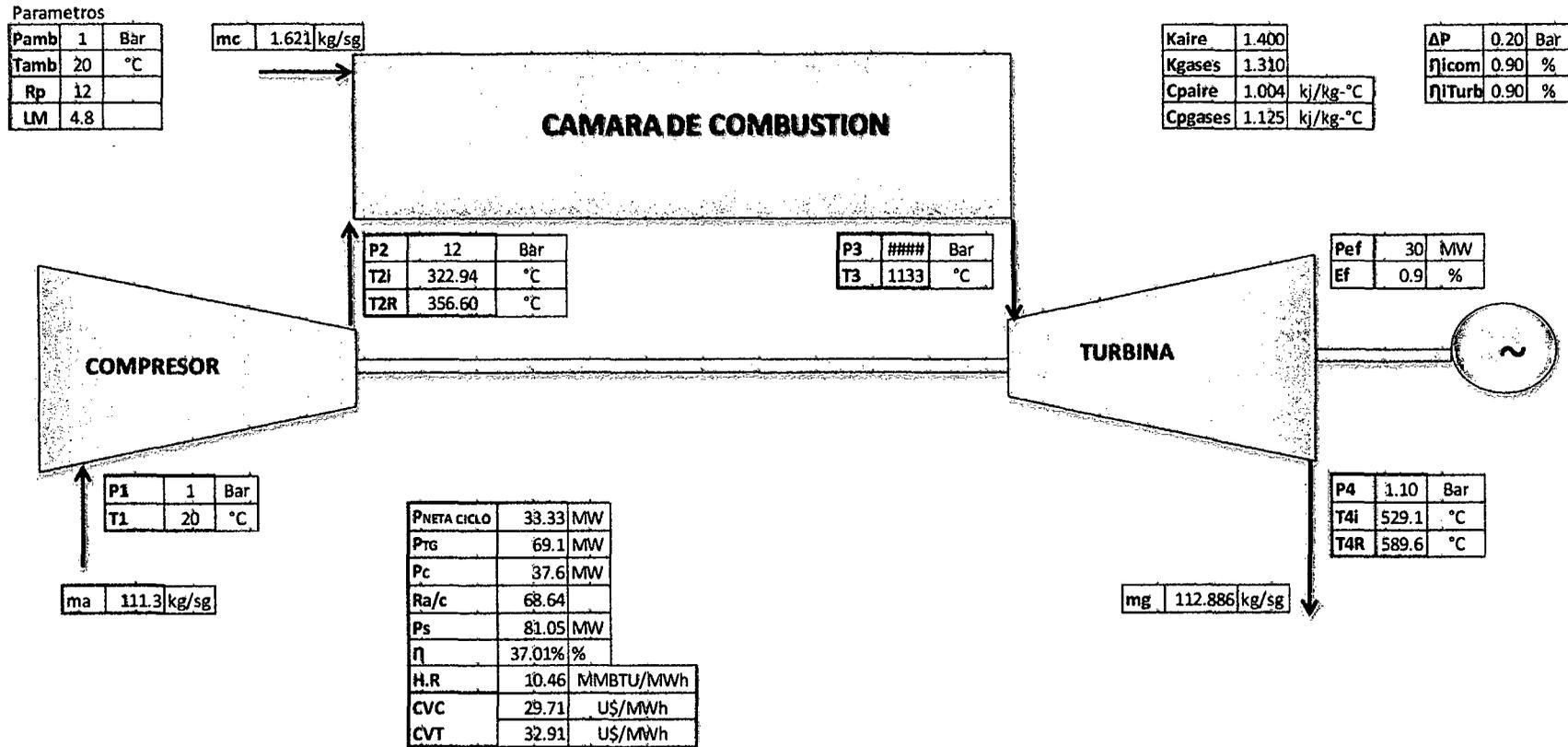


Figura N°46 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 12.
Fuente: Elaboración propia

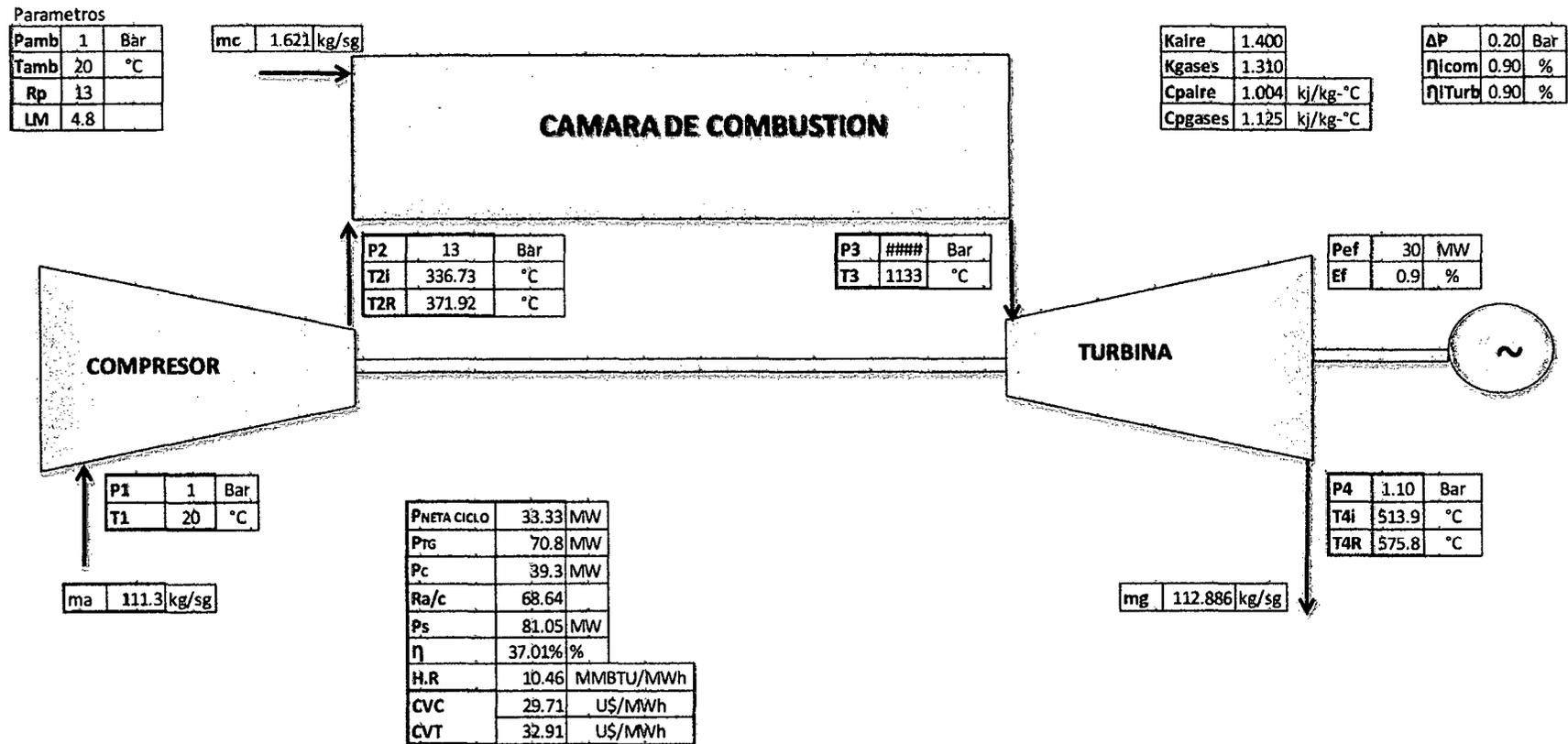


Figura N°47 Estado del Arte Central Termoeléctrica con gas natural con relación de presión igual a 13.
Fuente: Elaboración propia

4.3 CARACTERIZACION DE LA CENTRAL DE TRIGENERACION:

4.3.1 VERIFICACION DE LA POTENCIA TERMICA SUMINISTRADA PARA LA GENERACION DE LA POTENCIA TERMICA UTIL:

Se determina en función a la siguiente figura:

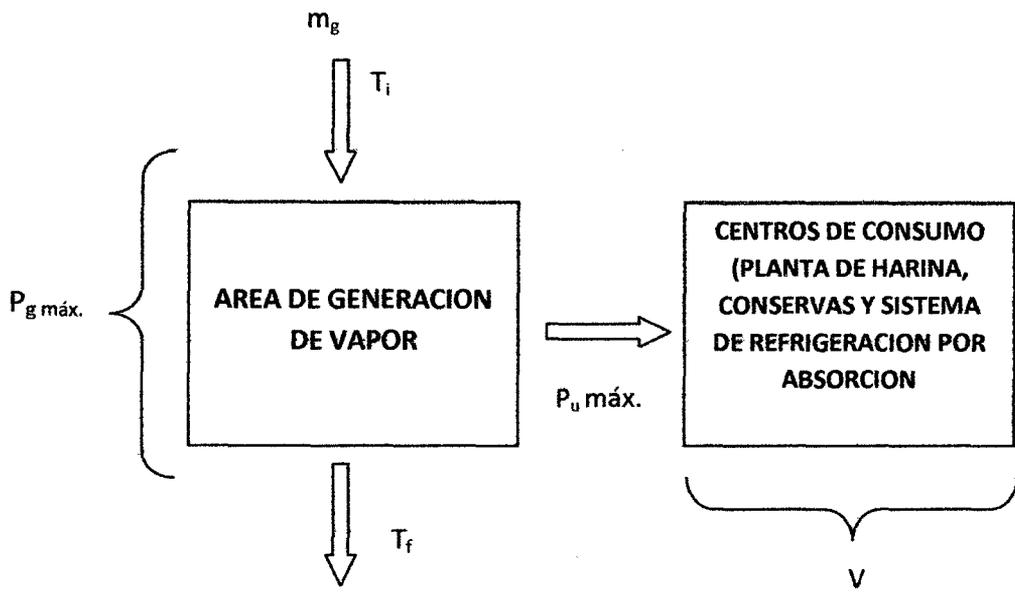


Figura N°48 Verificación de la Potencia térmica generada por los gases de la combustión.

Fuente: Elaboración propia

✓ POTENCIA TERMICA MAXIMA QUE SUMINISTRAN LOS GASES DE LA COMBUSTION:

Se cuenta con total de flujo de gases de la combustión salientes de la turbina de gas de :

$$\dot{m}_g = 112.866 \text{ kg/sg}$$

La potencia térmica máxima que pueden brindar los gases de la combustión es función de la siguiente ecuación:

$$P_{g \text{ max}} = m_g * C_{p_g} * \frac{T_i - T_f}{1000} \text{ MW}$$

Donde las restricciones de temperatura están dadas por los siguientes valores:

T_i = Es la temperatura T_{4R} , a la salida de la turbina de gas la cual es 641.5 °C

T_f = Es la temperatura de los gases de la combustión a la salida de los generadores de vapor, restringido por la temperatura de generación de vapor la cual es de 170 °C (correspondiente a una presión de 8 Bar), se toma un valor de 10°C superior, con lo cual el valor de T_f es 180 °C

$$P_{g \max} = 112.866 * 1.125 * \frac{641.5 - 180}{1000} = 58.60 \text{ MW}$$

Tomando una eficiencia promedio de generación de vapor del 85 % se determina la Potencia térmica útil máxima generada:

$$\eta_{GV} = \frac{P_{u \max}}{P_{g \max}} * 100\%$$

$$85 \% = \frac{P_{u \max}}{58.6} * 100\%$$

$$P_{u \max} = 49.8 \text{ MW}$$

Este último valor se compara con la Potencia térmica útil de la Empresa que es 43.02 MW.

$$P_{u \max} > V \quad \text{o} \quad 49.8 > 43.02$$

Con los cálculos realizados se tiene un margen de reserva de :

Si 100% 43.02 MW

Entonces x 49.8 MW

$$x = \frac{49.8 * 100 \%}{43.02} = 115.76 \%$$

Los cálculos realizados nos da un margen de reserva de Potencia térmica útil de 15.76 %.

4.3.2 VERIFICACION DE LOS CRITERIOS DE CALIFICACION:

✓ CARACTERISTICAS DE LA CENTRAL DE TRIGENERACION

$$E = 30 \text{ MWh}$$

$$Q = 81.05 \text{ MWh}$$

$$V = 43.02 \text{ MWh}$$

✓ REESTRICCION PARA LA RELACION DE COGENERACION (C): Según la ecuación N° 1.

$$C = \frac{E}{V} \geq 0.40$$

$$C = \frac{30}{43.02} = 0.6974 \quad \text{SI CUMPLE}$$

✓ REESTRICCION PARA EL RENDIMIENTO ELECTRICO EFECTIVO : La ecuación N° 2.

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}} \geq 0.55$$

$$REE = \frac{30}{81.05 - \frac{43.02}{0.9}} = 0.902 \quad \text{SI CUMPLE}$$

4.4 AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA:

4.4.1 ENERGIA PRIMARIA SISTEMA CONVENCIONAL:

✓ ENERGIA ELECTRICA:

Se tienen un total de 5.4 MW de Máxima Demanda según el Cuadro N° 12 , lo que representa la sumatoria de las máximas demandas de las 4 acometidas eléctricas de la empresa , para 1 hora de operación a máxima demanda se tiene una energía primaria entrante de:

$$EEE = 5.4 \text{ MWh} * 3.6 \frac{TJ}{\text{MWh}} = 19.44 \text{ TJ}$$

✓ **ENERGIA TERMICA:**

Se tiene un ingreso de 114 Galones/hora para la planta de conservas y 800 galones/hora para la planta de harina de pescado.

El Poder calorífico del Petróleo R500 (Fuente: OSINERGMIN) es de 143,421 BTU/galón.(151.32 MJ/Galón)

$$ETE = (800 + 114) \frac{\text{galon}}{\text{hora}} * 151.32 \frac{\text{MJ}}{\text{galon}} = 138,306 \frac{\text{MJ}}{\text{hora}}$$

Para 1 hora de operación a máxima demanda térmica se tiene una energía térmica entrante de :

$$ETE = 138.306 \text{ Tj}$$

✓ **ENERGIA PRIMARIA ENTRANTE:**

La Energía entrante en el sistema convencional de suministro de energía para la Empresa es :

$$EPSC = 19.44 + 138.306 = 157.746 \text{ Tj}$$

4.4.2 ENERGIA PRIMARIA ENTRANTE SISTEMA TRIGENERACION:

Para la determinación de la energía primaria asociada a la producción de las actividades que realiza a la empresa está en función a la energía eléctrica asociada a la cobertura de su máxima demanda eléctrica, esto es para una máxima demanda de 5.4 MW. Además La Potencia térmica suministrada a la cámara de combustión es de 81.05 MW.

Se tiene la siguiente relación:

Si	30 MW	81.05MW
Entonces	5.4 MW	x

$$x = \frac{5.4 * 81.05}{30} = 14.58 \text{ MW}$$

Para 1 hora de operación a máxima demanda se tiene una energía primaria entrante de:

$$EPSTrg = 14.58 \text{ MWh} * 3.6 \frac{TJ}{\text{MWh}} = 52.49 \text{ TJ}$$

4.4.3 AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA:

Aplicando la ecuación n° 1 se tiene el Ahorro de energía primaria al implantar un sistema de trigeneración es de:

$$A. E. P = \frac{157.746 - 52.49}{157.746} * 100\% = 66.76 \%$$

4.5 BENEFICIOS DE LA COGENERACION: Teniendo en cuenta

4.5.1 REFERENTE A LOS BENEFICIOS DE COGENERACION CALIFICADA:

a. COSTO DE OPERACIÓN:

- ✓ La operación del sistema de trigeneración estará en función a la operación de la Planta de frio , cuya operación es constante en relación al operación de la Planta de Harina de Pescado (que es función de las cuotas de pesca) y la Planta de Conservas(cuyo nivel y ritmo de producción anual se ha reducido)
- ✓ Para una Planta de frio por lo general permanece operativa el 75 % del tiempo de un día , mientras que el 25% permanecen los compresores apagados (con o cual los sistemas de conservación y congelado están diseñados con sistemas de insulado el mantenimiento de las bajas temperaturas.
- ✓ El criterio de los sistemas de cogeneración es : “solo se podrá inyectar excedentes de energía a la red si es que se operando la planta generándose calor útil”.
- ✓ El Costo de operación para un total del 75 % de 720 horas al mes es:

$$C. O = 32.91 \frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} * (0.75 * 720) \frac{h}{\text{mes}} * 30 \text{ MW} = 533,142.00 \frac{\text{U\$}}{\text{mes}}$$

- ✓ Con referencia al abastecimiento de gas natural se tienen dos alternativas:

PERIODO ACTUAL HASTA 2016:

$$\text{Flujo de Gas Natural} = \frac{1.621 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}}{0.664 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} * 3600 \frac{\text{sg}}{\text{h}} = 8,788.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ de Gas Natural}$$

Cada Módulo de transporte gas natural tiene una capacidad de transporte de 10,000 m³

El N° de Viajes por Modulo de Gas Natural mensual se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$N^{\circ} \text{ de Modulos mes} = 8,788.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * (0.75 * 720) \frac{\text{h}}{\text{mes}} * \frac{1 \text{ modulo}}{10000 \text{ m}^3}$$

$$N^{\circ} \text{ de Modulos mes} = 474 \text{ Modulos/mes}$$

PERIODO 2016- HACIA EL FUTURO:

En junio del año 2013 se ha firmado la concesión del proyecto GAS NATURAL PARA TODO EL NORTE del Perú (para las ciudades de Lambayeque, Chiclayo, Pacasmayo, Trujillo , Chimbote , Huaraz y Cajamarca) ,la cual estará a cargo de la Empresa PROMIGAS de Colombia , se estima para inicios del año 2016 la llegada del gas natural a Chimbote vía gasoducto virtual , con la construcción de plantas de regasificación y construcción de sistemas aislados de distribución de gas natural, en donde uno de ellos contempla la construcción de un red aislada de distribución de gas natural en la Zona Industrial del Distrito de Coishco.

Con o cual la empresa tendría abastecimiento de gas natural via gasoducto físico con un consumo mensual de 4'745,790 m³/mes a precio de generación (2.84 U\$/MMBTU) al tener la calificación como Central de Cogeneración Calificada.

b. INGRESOS POR INYECCION DE ENERGIA Y POTENCIA AL SISTEMA INTERCONECTADO NACIONAL:

✓ Para el caso de la Energía, el valor que se tiene es 42.23 U\$/MWh (según informe del Sector Eléctrico Agosto 2014 , el cual es el precio promedio ponderado de la energía Precio Regulado) .

✓ El excedente de energía mensual se determina por la siguiente expresión :

$$\text{Ex. E} = 540 \text{ horas/mes} * (30 - 5.4)\text{MW} = 13,284 \text{ MWh/mes}$$

✓ El Ingreso por inyección de energía es:

$$\text{INGRESO POR ENERGIA(I. E)} = 13,284 * 42.23 \frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} = 560,983.32 \text{ U\$/mes}$$

✓ Para el caso de la Potencia. Se toma en cuenta el Precio de la Potencia de la barra de referencia a la cual la Central de Cogeneración se acopla , para este caso la barra más cercana es la S.E.P Chimbote (ubicada en la localidad de Cambio Puente) de 500 kV, cuyo precio de potencia es 17.94 S/ kW-mes o 6.38 U\$/KW-mes (Informe N°0117-2014 OSINERGMIN)

$$\text{INGRESO POR POTENCIA} = (30,000 - 5,400) * 6.38 = 156,948 \text{ U\$/mes}$$

✓ El Ingreso por Inyección al Sistema Eléctrico Interconectado nacional anual :

$$\text{INGRESOS} = (560,983.32 + 156,948) * 12 = 8'615,175.84 \text{ U\$/año}$$

4.5.2 REFERENTE AL MERCADO DE BONOS DE CARBONO:

a. CUANTIFICACION DE LAS EMISIONES DE DIOXIDO DE CARBONO POR CONSUMO DE PETROLEO R500: EDC – PR500

- ✓ Según los consumos de petróleo R500 detallados en el Anexo referente a los consumos mes del año 2013 se tiene un consumo de 591,635 Galones/año.
Equivalencia: 1 Galón de Petróleo R 500 = 3.785 litros , 1 litro= $10^{-3}m^3$.

$$\dot{m}_c = \frac{591,635 * 3.785}{1000} = 2,239 \frac{m^3}{año}$$

- ✓ Las emisiones de dióxido de carbono generadas debido a la combustión de Petróleo Residual 500, se determina teniendo en cuenta las siguientes equivalencia del Balance de Energía del Año 2009 del Perú:
Equivalencia del Petróleo (EP) de $38.7 \text{ TJ}/10^3 \text{ m}^3$ y un factor de Emisiones de Carbono (FEC) para el Petróleo Residual 500 equivalente a 21.1 tc/Tj

$$\text{EDC – PR500} = \frac{2,239 * 38.7 * 21.1}{1000} = 1,828.3 \text{ tC/año}$$

b. EMISIONES POR CONSUMO DE GAS NATURAL EN COGENERACION:

- ✓ No se consideran las emisiones de gas natural reemplazada debido a que actualmente las centrales termoeléctricas se encuentran cubriendo la punta del sistema energético del Perú.

c. CUANTIFICACION DE LOS BONOS DE CARBONO:

Se cuantifica las toneladas de carbono de la siguiente manera:

Aplicando un precio de 7.41 U\$ por tonelada de CO₂.

$$\text{BC} = 1,828.3 * 7.41 = 13,547.70 \text{ U\$/año}$$

4.6 EVALUACION ECONOMICA:

4.6.1 INGRESOS:

- ✓ El Ingreso por Inyección al Sistema Eléctrico Interconectado nacional anual :
 $8'615,175.84 \text{ U\$/año}$
- ✓ Ingresos por Bonos de Carbono = $13,547.70 \text{ U\$/año}$
- ✓ Ahorro por Facturación de Energía Eléctrica = $3'162,133.08 = 1'125,314.30 \text{ U\$/año}$
- ✓ Ahorro por Facturación de Petróleo R500 : Precio del Petróleo $4.2 \text{ U\$/galón}$,
consumo anual = $519,635 \text{ galones/año}$.

$$519,635 * 4.2 = 2'182,467 \text{ U\$/año}$$

- ✓ INGRESOS TOTALES: $11'936,505.04 \text{ U\$/año}$

4.6.2 EGRESOS:

- ✓ El Costo de operación anual (en el cual está incluido el costo variable combustible y el costo variable de no combustible) según el ítem 4.5.1 es:

$$C.O = 533,142.00 \frac{\text{U\$}}{\text{mes}} * 12 = 6'397,704 \text{ U\$/año}$$

- ✓ Costo por Inversión de la certificación por bonos de Carbono : $100,000 \text{ U\$}$,un solo monto.
- ✓ Inversión de los Componentes de la central de Trigeneración de Energía:
Central Termoeléctrica de 30 MW con turbinas a gas: $22'000,000.00 \text{ U\$}$
(Similar a la central Termoeléctrica con Gas natural El Tablazo de 30 MW)
Generador de vapor Recuperador de Calor : $3'000,000 \text{ U\$}$
Sistema de Refrigeración por Absorción: $4'000,000 \text{ U\$}$
Planta de Descompresión de Gas Natural: $1'000,000 \text{ U\$}$
Unidad de Regulación y medición de gas natural: $700,00 \text{ U\$}$
TOTAL INVERSION: $30'700,000 \text{ U\$}$.

4.6.3 PARAMETROS ECONOMICOS:

- ✓ Tasa de interés. : 12 %
- ✓ Vida Útil: 20 años.

4.6.4 VALOR ACTUAL NETO:

Para la determinación del Flujo de Caja (V_t) se tiene la siguiente ecuación:

$$FC = \text{INGRESOS} - \text{EGRESOS}$$

$$FC = 11'936,505.04 - 6'397,704.00 = 5'538,801.04 \text{ U\$}$$

Aplicando la ecuación N° 40 y tomando en cuenta las consideraciones del ítem anterior se tiene el siguiente cálculo:

$$VAN = \sum_{t=1}^{10} \frac{5'538,801.04}{(1 + 0.12)^t} - (30'700,000 + 100,000) = 22'441,197.18 \text{ U\$}$$

4.6.5 TASA INTERNA DE RETORNO:

Determinación del TIR (Tasa Interna de Retorno) , según la ecuación N° 41:

$$0 = \sum_{t=1}^{10} \frac{5'538,801.04}{(1 + i)^t} - (30'700,000 + 100,000)$$

$$TIR = 12.39 \%$$

4.6.6 PAY BACK:

Determinación del PAY BACK , según la ecuación N° 42:

$$\text{Pay back} = \frac{30'700,000 + 100,000}{5'538,801.04} = 5.5 \text{ años}$$

4.7 DISCUSION DE RESULTADOS:

4.7.1 REFERENTE A LOS TEXTOS DE CONSULTA Y A LOS ANTECEDENTES:

- a. Según el Texto: Cogeneración de Fraile-Chico se considera para una central de Trigeneración un ahorro de energía primaria del 60 %, en relación al presente informe se ha obtenido un valor de 66.76 %, con un valor mejorado del 12.66 %. Con lo cual se demuestra que el Ahorro de Energía primaria está dentro de los rangos que establece el mencionado texto para centrales de trigeneración.
- b. Realizando un comparativo con la tesis de Arias Antaurco y Espinoza Asencio, en la primera se planteó diseñar una central de Trigeneración de 62 MW para la Empresa Hayduk S.A operando con una Central Termoeléctrica con turbina a gas con una eficiencia del 37.21 %, para nuestro caso se tiene una central de trigeneración de 30 MW con una eficiencia de planta del orden de 37.01 %. Con lo cual se demuestra que para este tipo Centrales Termoeléctricas al margen del tamaño de la unidad, estas mantienen una eficiencia máxima del 37 %. Pero a diferencia de la primera en que tan solo se generó 57.28 MWh de calor útil necesario para la planta, en el presente estudio tan solo fue necesario tener una potencia térmica máxima de los gases de la combustión de 58.605 MWh para generar 49.08 MWh de potencia térmica útil máxima para poder cubrir una demanda de 43.02 MWh de calor útil de planta.

$$\textit{Relacion de Potencias Electricas} = \frac{62}{30} = 2.066$$

$$\textit{Relacion de Potencias Utiles} = \frac{57.28}{43.02} = 1.33$$

- c. El presente informe de tesis se complementa con el trabajo realizado por Alberto Fushimi, en el cual se determinan los beneficios para la sociedad de los Sistemas de Trigeneración, lo cual se demuestra en la aplicación de una tecnología de generación de energía con centrales termoeléctricas con gas natural y un sistema de refrigeración por absorción de vapor, mediante el cual desplaza el consumo de petróleo residual 500 en calderos, los cuales tienen un efecto sobre el medio ambiente por las emisiones de gases de efecto invernadero (cuantificados en el presente informe en un valor de 1,828.3 Toneladas de CO₂ /año

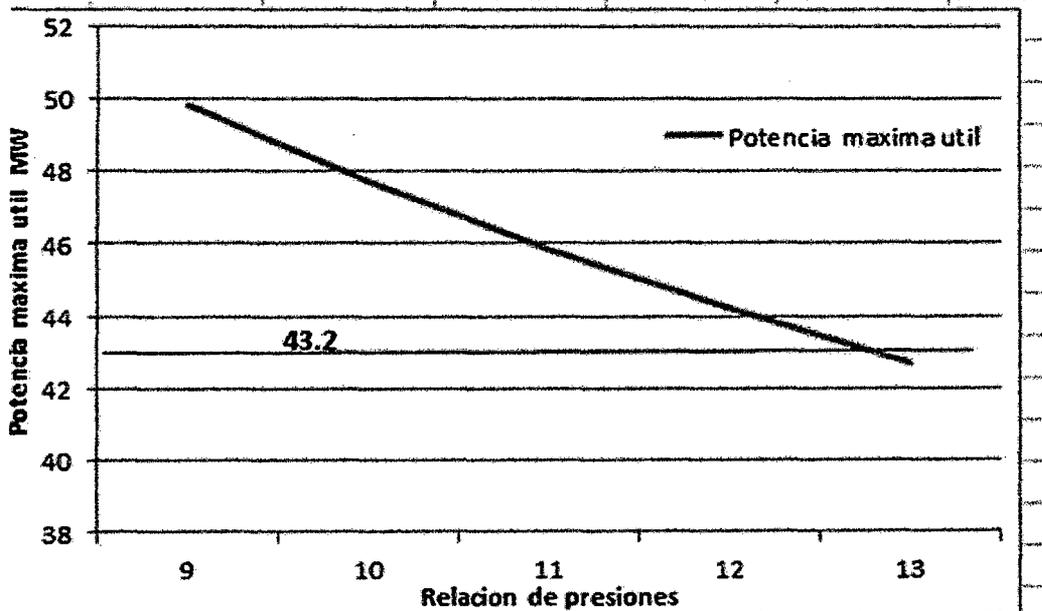
- d. Con relación a la tesis de Miguel Sarimon Sarmiento, en el cual la central base de generación de energía de la central de trigeneración se realizó teniendo en cuenta la curva monótona, para nuestro estudio se tomaron las restricciones actuales en la relación de compresión del compresor conformante (variable en el rango de 9 a 17), mientras que se optó por el máximo valor del límite metalúrgico con un valor de 4.8, con la finalidad de poder conseguir una mayor temperatura al final de la turbina de gas , en este caso es de 641 °C.
- Para el periodo de retorno de la inversión la tesis de Sarimon Sarmiento realizada en España tiene un pay back de 4.6 años, mientras que para nuestro caso es de 5.5 años, esto debido a las precios de los componentes del sistema de trigeneración en el mercado del Perú.
- e. En la Tesis de José Ramón Saravia, realizada el sistema de trigeneración para el sector residencial hace uso de metodologías y técnicas para cumplir con la normatividad vigente en España para centrales de cogeneración Ley N° 24/2013, mientras que para nuestro caso la metodología de cálculo para centrales de cogeneración que deseen calificar para venta de energía eléctrica a la red externa se basa en el Reglamento de Cogeneración N° 037-2006 EM, en donde los parámetros de restricción son el Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE) y la Relación de Cogeneración (C)
- f. La presente tesis complementa a lo concluido en la Tesis de Carlos Quispe Chanampa, ya que enuncia que los sistemas de cogeneración puede ser utilizado en cualquier tipo de industria, sin importar el tamaño. Para nuestro caso se ha diseñado una Central de Trigeneración de Energía (Sistema convencional de suministro de energía eléctrica externa incluido un sistema de refrigeración por compresión de vapor por un sistema de Cogeneración acoplado a un sistema de refrigeración por absorción), con la categoría de Cogeneración Calificada para una Empresa que incluye dentro de sus instalaciones Plantas de Harina de Pescado, Conservas y Frio (conservación y congelamiento).

4.7.2 REFERENTE AL DISEÑO DE LA CENTRAL DE TRIGENERACION DE ENERGIA:

Se realizaron dimensionamientos de la Central Termoeléctrica con turbinas de gas operando como combustible gas natural, teniendo como una única variante la relación de presiones desde 9 a 13, y con un límite metalúrgico de 4.8 (el máximo valor admisible para los materiales de las turbinas a gas) y un exceso de aire de 300 %.

En el siguiente Cuadro se puede observar la variación de la potencia térmica útil que pueden brindar los gases de la combustión para la generación de vapor, teniendo en cuenta que la Potencia térmica útil de planta es de 43.2 MW. En el caso de tener una relaciones de presiones igual a 9 se alcanza el mayor valor de la potencia térmica máxima útil que generan los gases de la combustión, con un margen de reserva de 15.76 %, mientras que para el caso de una relación de presiones de 13, el valor de la potencia térmica máxima útil es menor a potencia útil requerida por planta, con lo cual se hace inviable técnicamente el sistema de trigeneración diseñado.

Grafico N° 1 Comportamiento de la Relación de presiones y la Potencia útil máxima



Fuente: Elaboración propia

Asi mismo tal como se observa en los Anexos, al mantener constante la relacion de presiones (9) pero al variar el limite metalurgico, en este caso a un valor de 4.6 (inferior a 4.8), se tiene que la temperatura final de los gases de la combustion se reducen desde 641 a 603 °C, reduciendose la Potencia termica util maxima desde 49.81 MW a 45.701 MW (reduciendose el nivel de reserva, sabiendo que se necesita 43.02 MW), se demuestra que al optar por el mayor valor del limite metalurgico se consigue las mejores condiciones para la generacion de Potencia termica util.

Del mismo modo al mantenerse constante la relacion de presiones (9) pero al variar el exceso de aire a 250 % (inferior a 300%), se tiene que el flujo de gases de la combustion expulsados desde la turbina de gas disminuyen, desde un valor de 112.89 kg/sg hasta un valor de 98.978 kg/sg, y reduciendose la Potencia termica util maxima desde 49.81 MW a 43.67 MW (reduciendose el nivel de reserva, sabiendo que se necesita 43.02 MW), con lo cual se demuestra que el exceso de aire de 300 % es el valor optimo para este diseño

CONCLUSIONES
Y
RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. Se determinó la Potencia térmica útil actual en la Planta de Harina y Conservas la cual es de 31.52 MW, esto representa la demanda de flujo de calor utilizado en los procesos de cocción, secado, calentamiento de fluidos y en la planta de conservas a través del uso de vapor saturado.
2. Al dimensionarse el Sistema de refrigeración por absorción en reemplazo de los sistemas convencionales de refrigeración por compresión de vapor, se determinaron las potencias térmicas útiles adicionales, obteniéndose un valor de 11.5 MW adicionales que debe generarse para el proceso exotérmico dentro del generador del sistema de refrigeración por absorción, donde 6.6 MW corresponden a la planta de conserva, mientras que 4.9 MW corresponden a la planta de congelado.
Por lo tanto la Potencia térmica útil total es de 43.02 MW.
3. Las características de diseño de la Central termoeléctrica de 30 MW de potencia efectiva con turbinas a gas son: relación de presiones 9, límite metalúrgico 4.8 y exceso de aire de 300%, con el cual se consigue una eficiencia de planta de 37.01 %, una Tasa de calor de 10.46 MMBTU/MWh y un Costo Variable Total de 32.91 U\$/MWh, los cuales son valores óptimos para centrales termoeléctricas de este tipo de tecnología de última generación.
4. De la turbina de gas se extraen 112.89 kg/sg de gases de la combustión a una temperatura de 641 °C, los cuales son aprovechados en la generación de vapor saturado para la cobertura de los 43.02 MW de Potencia térmica útil de planta. Los gases de la combustión pueden generar hasta un valor de Potencia térmica máxima útil de 49.184 MW (valor superior al requerido, con un margen de reserva de 15.76 %).
5. Se obtiene un ahorro de energía primaria del orden 66.76 %, muy superior al valor de 60 % recomendado en el texto de Cogeneración de Fraile Chico, y así mismo se contrasta y verifica que se ha superado lo planteado en la hipótesis, la cual era de un ahorro de energía primaria de 50 %.

6. La Central de trigeneración se ajusta a un modelo de central de cogeneración calificada según el Reglamento de Cogeneración del Perú, al cumplir con los dos criterios que establece la normatividad, en este caso se tiene una Relación de cogeneración igual a 0.6974 (siendo el valor mínimo igual a 0.4), mientras que el Rendimiento eléctrico efectivo REE conseguido es de 0.9023, superior al valor de 0.5 (mínimo requerido para el REE). Con estas condiciones la central de trigeneración de energía está calificada para inyectar y comercializar sus excedentes de energía eléctrica y potencia al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

7. Se ha evaluado la rentabilidad económica de la instalación de la planta de trigeneración de energía, obteniéndose un valor actual neto de 22'441,197 U\$, una Tasa Interna de Retorno de 12.39 % y un pay back de 5.5 años para la recuperación de la inversión. Los indicadores económicos cumplen con los criterios para que un proyecto sea rentable.

RECOMENDACIONES:

1. Los sistemas de trigeneración representan una tecnología energética no utilizada en forma comercial y masiva en el Perú, se deben buscar los mecanismos que permitan su difusión y ventajas al aplicarlo en los centro de consumo de energía, el estado por lo tanto debe tener un rol protagónico en su difusión.
2. Se puede optar por mejorar las condiciones de potencia efectiva de la central bases de la planta de trigeneración, que en este caso es la central termoeléctrica con turbinas de gas, esto se puede conseguir inyectando vapor en una cámara previa a la cámara de combustión.
3. Se recomienda verificar los límites de calificación del Reglamento de Cogeneración, con la finalidad determinar si los mencionados criterios se ajustan a nuestra tecnología de planta que las empresas tienen en el Perú, y si es necesario aumentar o disminuir los criterios de la Relación de Cogeneración y el Rendimiento Eléctrico Efectivo.
4. Es necesario la realización de eventos de difusión de esta tecnología y el uso de combustibles alternos tal como el Gas Licuado de Petróleo, los cuales podrían adaptarse con facilidad al sector industrial.
5. En el Plan de Estudios de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería en Energía se deben incluir temas referentes a despacho y operaciones de sistemas energéticos que permitan optimizar y controlar la operación de la generación al mínimo costo, ya sea en los Cursos de Plantas Generadoras de Potencia como en Sistemas Eléctricos de Potencia.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

TEXTOS

- BERMÚDEZ, Vicente. TECNOLOGIA ENERGETICA. Ed. Universidad Politécnica de Valencia. España. 2000.303 p.
ISBN 8477218684
- BURGHARDT, David. INGENIERIA TERMODINAMICA. Editorial HARLA. México. 1990.
560 pp.
ISBN 9686034374
- DÍAZ GARAY. ESQUEMAS DE COGENERACION. Comisión Nacional de Ahorro de Energía de México .1995. 105 p.
- DÍAZ GARAY. DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACION. Comisión Nacional de Ahorro de Energía de México .1995. 125 p.
- GARCIA ALIMAÑA. INSTALACIONES DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO. Editorial Marcombo. México. 2008.162 p
ISBN 8426714730
- GARCIA GARRIDO. COGENERACIÓN: DISEÑO, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE PLANTAS DE COGENERACIÓN. Editorial Díaz de Santos. España.2008. 564 p.
ISBN 8479788453
- GONZALES CHAVEZ, Salome. COGENERACIÓN. Ediciones UNI. Perú. 2012. 125 p.
- HERNANDEZ GORIBOR, Eduardo. FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN. Editorial LIMUSA. 4° Edición. México. 2009. 461 p.
ISBN 9681806042
- JIMENEZ BOULAMGER, Francisco. INGENIERÍA ECONÓMICA. Editorial Tecnológica. 2° Edición. Costa Rica. 2007. 325 p.
ISBN 997766188X

- MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS. D.S N° 037-2006-EM REGLAMENTO DE COGENERACION DEL PERU Y SUS MODIFICATORIAS. MEM.Peru. 2006. 15 pp.
- MORAN & SHAPIRO. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TÉCNICA. Tomo II. Editorial Reverte. Mexico.2005. 888 p.
ISBN 8429143130
- MOTT, Robert. MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA. Editorial Pearson Education. 4ªEdicion. Mexico.2006. 596 p.
ISBN 9688805424
- OSINERGMIN. "Informe N° 117-2014 Publicación de los precios de barra vigente periodo mayo 2014 a Abril del 2015". OSINERGMIN- Perú. 2014. 512 p.
- SERRANO, Jorge. MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN INDUSTRIAL TOMO I-II. Editorial Mc Graw Hill. 2ª Edicion. España. 2013. 998 p.
ISBN 0988629836
- VILLARRES, Mario. COGENERACIÓN. Editorial Confemetal. España. 2002. 293 p.
ISBN 8495428911

CITAS WEB

- **AEDIE.** "Estudio comparativo de una instalación de trigeneración con microturbina de gas y un sistema convencional con bomba de calor en un complejo hotelero". España.2012. [Consulta: 24 de setiembre del 2014]. Disponible en:
<http://www.aedie.org/9CHLIE-paper-send/402-MASSAGUES.pdf>
- **DIAZ CELERY, Ignacio.** "Análisis técnico de la cogeneración aplicado a la Empresa Minera". Universidad de Chile.2012. [Consulta: 10 de setiembre del 2014]. Disponible en:
<http://www.tesis.uchile.cl/handle/2250/103476>

- **FERNANDEZ MARTIN, María.** “Estudio de viabilidad técnico económica de una planta de trigeneración en el sector lácteo”. España . 2011.[Consulta: 12 de agosto del 2014]. Disponible en:
http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/11745/PFC_Maria_Fernandez_Martin.pdf?sequence=1

TESIS

- **ARIAS ANTAURCO y ESPINOZA ASENCIOS.** “Estudio de los parámetros de dimensionamiento de una Planta de Trigeneración con Gas natural para el autoabastecimiento de energía. Caso Empresa Hayduk S.A ” . Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad nacional del Santa. Perú. 2012. 120 p.
- **FUSHIMI, Alberto.** “Análisis económico y energético del potencial de cogeneración de una planta petroquímica”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad Nacional de la Plata. Argentina. 2005. 120 p.
- **MARIMON SARMIENTO, Luis Ángel.** “Modelización y análisis energético de configuraciones de trigeneración en edificios”. Tesis para optar el título de Doctor en ingeniería Mecánica de la Universitat de Rovira, en Tarragona, España 2011. 284 p.
- **RAMON SARAVIDA, Julio Cesar.** “Operación del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial comercial”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico de la Universidad de Zaragoza, España. 2012.218 p.
- **QUISPE CHANAMPA, Carlos.** “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”. Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico Eléctrico de la Universidad de Piura.210.166 p.

ANEXOS

ANEXO N°1 Reglamento de Cogeneración del Perú DS N° 037-2006 EM

ANEXO N°2 Modificatoria Reglamento de Cogeneración del Perú DS N° 082-2007 EM

ANEXO N°3 Modificatoria Reglamento de Cogeneración del Perú DS N° 052-2009 EM

ANEXO N°4 Estado del Arte: Limite Metalúrgico 4.6 y Relación de Presiones 9

ANEXO N°5 Estado del Arte : Exceso de Aire 250 % y Relación de Presiones 9

ANEXO N°6 Cargas térmicas frigoríficas

ANEXO N°7 Capacidades de Equipos de Proceso

ANEXO N°8 Reporte de Producción 2013

ANEXO N°9 Reporte por consumo de combustible 2013

APRUEBAN SUSTITUCIÓN DEL REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

EL PRESIDENTE DE LA REPUBLICA

CONSIDERANDO:

Que, con fecha 29 de diciembre de 2005 fue publicado el Decreto Supremo N° 064-2005-EM, en cuyo artículo 1° fue aprobado el Reglamento de Cogeneración con el objeto de promover el desarrollo de una tecnología que mejora la eficiencia energética y reduce el consumo de combustibles mediante la producción combinada de energía eléctrica y calor útil;

Que, durante el proceso de elaboración de los procedimientos para determinar los valores de potencia y energía firme de las unidades de las Centrales de Cogeneración Calificadas, así como los procedimientos de despacho, surgió la necesidad de introducir precisiones al texto del Reglamento, toda vez que se trata de una tecnología sin antecedente normativo ni de aplicación en el país;

De conformidad con lo dispuesto por el Decreto Legislativo N° 560, Ley del Poder Ejecutivo, y en el inciso 8) del Artículo 118° de la Constitución Política del Perú;

DECRETA:

Artículo 1°.- Sustitución del Reglamento de Cogeneración

Sustitúyase el Reglamento de Cogeneración aprobado por el artículo 1° del Decreto Supremo N° 064-2005-EM, por el Reglamento de Cogeneración que forma parte del presente Decreto Supremo, que consta de quince (15) Artículos.

Artículo 2°.- Adecuación de los procedimientos del COES

El COES propondrá al Ministerio de Energía y Minas, para su aprobación, la adecuación de sus procedimientos para determinar los valores de potencia y energía firme de las unidades de las Centrales de Cogeneración Calificadas, y de sus procedimientos internos de operación a lo establecido en el presente Decreto Supremo, dentro del plazo máximo de sesenta (60) días calendarios desde su publicación.

Artículo 3°.- Derogatoria

Dejar sin efecto las normas que se opongan a lo dispuesto en el presente Decreto Supremo.

Artículo 4°.- Vigencia de la norma

El presente Decreto Supremo entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el diario oficial El Peruano.

Artículo 5°.- Refrendo

El presente Decreto Supremo será refrendado por el Ministro de Energía y Minas.

REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

Artículo 1°.- Objeto

El presente Reglamento tiene por objeto definir los criterios a considerar en la Cogeneración, así como establecer los requisitos y condiciones para que las centrales de cogeneración participen en el mercado eléctrico.

Artículo 2°.- Ámbito

Están comprendidas dentro del alcance del presente Reglamento, las Centrales de Cogeneración Calificadas que operen conectadas a los sistemas eléctricos de distribución o transmisión normados por el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas, y su Reglamento, aprobado mediante Decreto Supremo N° 009-93-EM.

Los aspectos no previstos en el presente Reglamento, se sujetan a las disposiciones de la Ley de Concesiones Eléctricas, su Reglamento y demás normas aplicables a las actividades eléctricas.

Artículo 3°.- Definiciones y Glosario de Términos

Cuando en el presente Reglamento se utilicen los siguientes términos en singular o plural, tendrán el significado que a continuación se indica:

- 3.1 **Autoconsumo de Potencia.**- Es la potencia eléctrica destinada al consumo del proceso productivo del Cogenerador y que no es materia de transacción comercial entre agentes. Será medido y registrado de manera independiente para efecto de las valorizaciones del COES.
- 3.2 **Autoconsumo de Energía.**- Es la energía eléctrica destinada al consumo del proceso productivo del Cogenerador y que no es materia de transacción comercial entre agentes. Será medido y registrado de manera independiente para efecto de las valorizaciones del COES.
- 3.3 **Calificación.**- Es el procedimiento por el cual una central de cogeneración adquiere la calidad de Central de Cogeneración Calificada.
- 3.4 **Calor Útil (V).**- Es la energía térmica proveniente de un proceso de cogeneración, destinada a la actividad productiva.
- 3.5 **Cogeneración.**- Es el proceso de producción combinada de energía eléctrica y Calor Útil, que forma parte integrante de una actividad productiva, en el cual la energía eléctrica es destinada al consumo de dicha actividad productiva y cuyo excedente es comercializado en el mercado eléctrico.
- 3.6 **Central de Cogeneración Calificada.**- Es la calidad que obtiene una central de cogeneración cuando cumple los requisitos establecidos en los artículos 4° y 5° del presente Reglamento.
- 3.7 **Cogenerador.**- Es la persona natural o jurídica, nacional o extranjera, que es titular de una Central de Cogeneración Calificada. Las personas jurídicas deberán estar constituidas con arreglo a las leyes peruanas.
- 3.8 **Dirección.**- Es la Dirección General de Electricidad del Ministerio de Energía y Minas.
- 3.9 **Ley.**- Es el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas.

**Sustitución Reglamento de Cogeneración
D.S. N° 037-2006-EM (07-07-2006)**

- 3.10 **Reglamento.**- Es el Reglamento de la Ley de Concesiones Eléctricas, aprobado por el Decreto Supremo N° 009-93-EM.
- 3.11 **SEIN.**- Es el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.
- 3.12 **COES.**- Es el Comité de Operación Económica del Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

Otros términos no comprendidos en el presente Artículo tendrán el significado establecido en la Ley y el Reglamento. Cuando se haga referencia a un Artículo sin mencionar la norma a la que pertenece, debe entenderse referido al Reglamento de Cogeneración.

Artículo 4°.- Solicitud de Calificación de Centrales de Cogeneración

Para adquirir la calidad de Central de Cogeneración Calificada, el titular de la central de cogeneración debe presentar una solicitud de Calificación a la Dirección, acompañando lo siguiente:

- 4.1 Informe técnico que sustente el cumplimiento de los valores mínimos a que se refiere el Artículo 5°, basándose en las características técnicas de los equipos y en el planeamiento anual de operación de la central de cogeneración.
- 4.2 Balance energético sustentado de la central para las condiciones de operación en su máxima capacidad de cogeneración, indicándose la potencia eléctrica total a ser generada, la potencia mecánica, la potencia térmica utilizable y la potencia suministrada por el combustible, todos expresados en MW; incluyendo un diagrama de Sankey que indique los respectivos flujos de energía.
- 4.3 Memoria descriptiva de las instalaciones de la central, incluyendo diagramas y planos explicativos.
- 4.4 Actividad productiva a la que se destina el Calor Útil.
- 4.5 Potencia y energía eléctrica que se proyecta producir anualmente, y el desagregado entre la parte que será destinado al Autoconsumo y la que será entregada al Sistema Eléctrico.
- 4.6 Autorización de generación, cuando la potencia instalada sea superior a 500 kW.

De existir deficiencias o si se hubiese omitido información, la Dirección observará la solicitud y notificará al solicitante para que la subsane dentro del plazo de quince (15) días hábiles de notificado, bajo apercibimiento de declarar improcedente la solicitud.

La Dirección se pronunciará sobre la solicitud de Calificación de la central de cogeneración dentro del plazo de treinta (30) días hábiles desde la fecha de presentación. Vencido dicho plazo sin pronunciamiento alguno, se entenderá denegada la solicitud. La Calificación será otorgada mediante Resolución Directoral, la que será publicada por cuenta del Cogenerador. La Calificación entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el diario oficial El Peruano.

El plazo otorgado para subsanar observaciones, no será computado para los efectos del plazo señalado en el párrafo anterior.

Artículo 5°.- Valores mínimos de Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE) y relación entre Energía Eléctrica y Calor Útil (C).

Para efectos de la Calificación, los titulares de las centrales de cogeneración deberán acreditar valores de REE y C iguales o superiores a los indicados en el Cuadro siguiente, según la tecnología empleada y el nivel de tensión de su conexión al Sistema Eléctrico:

Tecnología	REE según tensión de conexión al Sistema Eléctrico			C = E / V
	Menor a 1kV	Entre 1k V y 33 kV	Mayor a 33 kV	
Motores de combustión interna	0.52	0.54	0.55	0.87
Turbinas de gas de ciclo combinado	0.52	0.54	0.55	0.77
Turbinas de gas de ciclo simple	0.53	0.55	0.56	0.60
Turbinas de vapor de extracción	0.56	0.58	0.59	0.33
Turbinas de vapor de contrapresión	0.68	0.72	0.73	0.15

El REE se calculará de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

y el valor C se calcula según la siguiente expresión:

$$C = E / V$$

Donde:

- E** = Energía eléctrica generada en bornes de alternador, expresada en MWh.
- Q** = Energía suministrada por el combustible utilizado, calculada en MWh y con base a su poder calorífico inferior.
- V** = Calor Útil, expresado en MWh.

Los valores de REE y C se calculan para las condiciones de operación en su máxima capacidad de cogeneración y una (01) hora de operación continua.

Artículo 6°.- Precio de Gas Natural aplicable a los Cogeneradores

El precio del Gas Natural aplicable a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, es el mismo precio que corresponde para "Generadores Eléctricos" conforme a la Ley N° 27133, Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

Artículo 7°.- Optimización, operación y producción de energía eléctrica

Tratándose de Centrales de Cogeneración Calificadas integrantes del SEIN, se deberá cumplir con las siguientes reglas para la aplicación de los Artículos 92° a 99°, y 105°, 106° y 124° del Reglamento:

**Sustitución Reglamento de Cogeneración
D.S. N° 037-2006-EM (07-07-2006)**

- 7.1 El programa de operación y despacho de las Centrales de Cogeneración Calificadas será establecido según los requerimientos de producción asociada de Calor Útil, y tendrá prioridad en el despacho. Para tal efecto, el Cogenerador deberá presentar su programa de generación a la Dirección de Operaciones del COES, para ser incluido en la programación del despacho, según la periodicidad establecida en los procedimientos del COES.
- 7.2 El costo variable de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada, despachadas según el criterio anterior, no será considerado para la determinación del Costo Marginal de Corto Plazo a que se refiere los Artículos 105° y 106° del Reglamento.
- 7.3 La valorización de la energía entregada y retirada por un Cogenerador, será efectuada según los procedimientos establecidos en el Artículo 107° del Reglamento. Para tal efecto, el COES considerará la producción de energía eléctrica de la Central de Cogeneración Calificada como entrega de energía al sistema y el Autoconsumo de Energía como un retiro de energía del sistema atribuible al propio Cogenerador.

Artículo 8°.- Energía y Potencia Firme de Centrales de Cogeneración Calificada

Para determinar la Energía Firme a que se refiere el inciso b) del Artículo 103° del Reglamento, para las Centrales de Cogeneración Calificadas se empleará la energía eléctrica que se proyecta entregar al SEIN en cada año calendario. El COES adecuará el Procedimiento correspondiente.

La Potencia Firme a que se refiere el inciso a) del Artículo 110° del Reglamento para las Centrales de Cogeneración Calificadas, se calculará como el promedio de las potencias medidas en bornes de las unidades de generación eléctrica durante el mes de evaluación.

Para la aplicación de lo establecido en los párrafos precedentes, el COES deberá tener en consideración los límites determinados por la producción asociada de Calor Útil de la Central de Cogeneración Calificada.

Artículo 9°.- Egresos y pagos por Potencia eléctrica

La liquidación de los Egresos por Compra de Potencia y el Pago por Potencia de un Cogenerador integrante del COES se efectuará de conformidad con el Artículo 111° del Reglamento. Para tal efecto, el Autoconsumo de Potencia en la hora de máxima demanda mensual se considerará como una compra de potencia al sistema, que constituye un Egreso por Compra de Potencia atribuible al Cogenerador. Los Ingresos Adicionales por Potencia Generada en el Sistema de una Central de Cogeneración Calificada serán determinados conforme al Artículo 113° del Reglamento.

Artículo 10°.- Oferta de Cogeneración en el cálculo de Tarifas en Barra

Para el cálculo de las tarifas en barra, la oferta de las Centrales de Cogeneración Calificadas será proyectada como una constante que será igual a los valores históricos de producción de potencia y energía registrados de cada Central en el último año. Para la simulación del despacho se considerará los criterios establecidos en los numerales 7.1 y 7.2 del Artículo 7°.

Artículo 11°.- Acceso a los Sistemas de Transmisión y Distribución

El acceso de Centrales de Cogeneración Calificadas a los sistemas de los concesionarios de transmisión y distribución, se sujeta a lo dispuesto en los Artículos 33° y 34° de la Ley, respectivamente; así como en el Artículo 62° del Reglamento, y demás normas aplicables.

Artículo 12°.- Compensación por Conexión a los Sistemas Transmisión y Distribución

El Peaje de Conexión que le corresponde pagar a un Cogenerador se determinará según lo estipulado en el Artículo 137° del Reglamento; para este efecto, su Autoconsumo de Potencia será considerado como la entrega a un cliente atribuible a dicho Cogenerador.

Las compensaciones por el uso de los Sistemas Secundarios de Transmisión o los Sistemas de Distribución, se sujetan a lo dispuesto en el Artículo 62° de la Ley y el Artículo 139° del Reglamento.

Artículo 13°.- Comercialización de la Potencia y Energía Entregada al Sistema

- 13.1 El Cogenerador que opte por integrarse al COES, podrá comercializar su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres, tomando en cuenta lo especificado en los Artículos 101° y 102° del Reglamento. Las transferencias de energía que resulten de la operación económica del Sistema, serán liquidados según los procedimientos del COES.
- 13.2 El Cogenerador que no sea integrante del COES, debe tener contratada la venta de la totalidad de su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres.

Artículo 14°.- Tratamiento de una Central de Cogeneración Calificada sin producción de Calor útil asociado

Cuando una Central de Cogeneración Calificada no esté operando para producir Calor Útil, estará sujeta a las mismas reglas y procedimientos aplicables a las unidades termoeléctricas del SEIN. Para este efecto, el Cogenerador deberá informar al COES si la central está o no disponible para operar en estas condiciones. El COES adecuará los procedimientos correspondientes para tomar en consideración las distintas modalidades de operación de las Centrales de Cogeneración Calificadas.

Artículo 15°.- Fiscalización

Corresponde al OSINERG la fiscalización del cumplimiento de las obligaciones del Cogenerador.

El OSINERG efectuará periódicamente pruebas para determinar los valores reales de REE y C de las Centrales de Cogeneración Calificadas, en la cual los valores de E, Q y V indicados en el artículo 5°, serán medidos durante un período ininterrumpido no menor a dos (02) horas de funcionamiento a su máxima capacidad de cogeneración.

El informe de fiscalización correspondiente será notificado por el OSINERG al Cogenerador y a la Dirección.

Si dentro del plazo de treinta (30) días hábiles de ser requerido por la Dirección, el Cogenerador no cumple con subsanar las observaciones formuladas por el OSINERG, la Calificación será cancelada mediante Resolución Directoral. La subsanación será acreditada con un nuevo informe de fiscalización.

APRUEBA SUSTITUCIÓN DEL REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

DECRETO SUPREMO Nº 037-2006-EM

Publicado en el Diario Oficial El Peruano el 07/07/2006.

Modificatorias:

1. Decreto Supremo Nº 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007.

EL PRESIDENTE DE LA REPÚBLICA

CONSIDERANDO:

Que, con fecha 29 de diciembre de 2005 fue publicado el Decreto Supremo Nº 064-2005-EM, en cuyo artículo 1º fue aprobado el Reglamento de Cogeneración con el objeto de promover el desarrollo de una tecnología que mejora la eficiencia energética y reduce el consumo de combustibles mediante la producción combinada de energía eléctrica y calor útil;

Que, durante el proceso de elaboración de los procedimientos para determinar los valores de potencia y energía firme de las unidades de las Centrales de Cogeneración Calificadas, así como los procedimientos de despacho, surgió la necesidad de introducir precisiones al texto del Reglamento, toda vez que se trata de una tecnología sin antecedente normativo ni de aplicación en el país;
De conformidad con lo dispuesto por el Decreto Legislativo Nº 560, Ley del Poder Ejecutivo, y en el inciso 8) del Artículo 118º de la Constitución Política del Perú;

DECRETA:

Artículo 1º.- Sustitución del Reglamento de Cogeneración

Sustitúyase el Reglamento de Cogeneración aprobado por el artículo 1º del Decreto Supremo Nº 064-2005-EM, por el Reglamento de Cogeneración que forma parte del presente Decreto Supremo, que consta de quince (15) Artículos.

Artículo 2º.- Adecuación de los procedimientos del COES

El COES propondrá al Ministerio de Energía y Minas, para su aprobación, la adecuación de sus procedimientos para determinar los valores de potencia y energía firme de las unidades de las Centrales de Cogeneración Calificadas, y de sus procedimientos internos de operación a lo establecido en el presente Decreto Supremo, dentro del plazo máximo de sesenta (60) días calendarios desde su publicación.

Artículo 3º.- Derogatoria

Dejar sin efecto las normas que se opongan a lo dispuesto en el presente Decreto Supremo.

Artículo 4º.- Vigencia de la norma

El presente Decreto Supremo entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el Diario Oficial El Peruano.

Artículo 5º.- Refrendo

El presente Decreto Supremo será refrendado por el Ministro de Energía y Minas.
Dado en la Casa de Gobierno, en Lima, a los cinco días del mes de julio del año dos mil seis.

ALEJANDRO TOLEDO, Presidente Constitucional de la República. GLODOMIRO SÁNCHEZ MEJÍA, Ministro de Energía y Minas.

REGLAMENTO DE COGENERACIÓN

Artículo 1º.- Objeto

El presente Reglamento tiene por objeto definir los criterios a considerar en la Cogeneración, así como establecer los requisitos y condiciones para que las centrales de cogeneración participen en el mercado eléctrico.

Artículo 2º.- Ámbito

Están comprendidas dentro del alcance del presente Reglamento, las Centrales de Cogeneración Calificadas que operen conectadas a los sistemas eléctricos de distribución o transmisión normados por el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas, y su Reglamento, aprobado mediante Decreto Supremo N° 009-93-EM.

Los aspectos no previstos en el presente Reglamento, se sujetan a las disposiciones de la Ley de Concesiones Eléctricas, su Reglamento y demás normas aplicables a las actividades eléctricas.

Artículo 3º.- Definiciones y Glosario de Términos

Cuando en el presente Reglamento se utilicen los siguientes términos en singular o plural, tendrán el significado que a continuación se indica:

3.1 Autoconsumo de Potencia.- Es la potencia eléctrica destinada al consumo del proceso productivo del cual forma parte integrante el proceso de Cogeneración. Será medido y registrado de manera independiente para efecto de las valorizaciones del COES.¹

3.2 Autoconsumo de Energía.- Es la energía eléctrica destinada al consumo del proceso productivo del cual forma parte integrante el proceso de Cogeneración. Será medido y registrado de manera independiente para efecto de las valorizaciones del COES.²

3.3 Calificación.- Es el procedimiento por el cual una central de cogeneración adquiere la calidad de Central de Cogeneración Calificada.

3.4 Calor Útil (V).- Es la energía térmica proveniente de un proceso de cogeneración, destinada a la actividad productiva.

3.5 Cogeneración.- Es el proceso de producción combinada de energía eléctrica y Calor Útil, que forma parte integrante de una actividad productiva, en el cual la energía eléctrica es destinada al consumo de dicha actividad productiva y cuyo excedente es comercializado en el mercado eléctrico.

3.6 Central de Cogeneración Calificada.- Es la calidad que obtiene una central de cogeneración cuando cumple los requisitos establecidos en los artículos 4º y 5º del presente Reglamento.

¹ Numeral modificado por disposición del Art. 1º del D.S. N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007, cuyo texto rige en la actualidad.

El texto anterior era el siguiente:

3.1 Autoconsumo de Potencia.- Es la potencia eléctrica destinada al consumo del proceso productivo del Cogenerador y que no es materia de transacción comercial entre agentes. Será medido y registrado de manera independiente para efecto de las valorizaciones del COES.

² Numeral modificado por disposición del Art. 1º del D.S. N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007, cuyo texto rige en la actualidad.

El texto anterior era el siguiente:

3.2 Autoconsumo de Energía.- Es la energía eléctrica destinada al consumo del proceso productivo del Cogenerador y que no es materia de transacción comercial entre agentes. Será medido y registrado de manera independiente para efecto de las valorizaciones del COES.

3.7 Cogenerador.- Es la persona natural o jurídica, nacional o extranjera, que es titular de una Central de Cogeneración Calificada. Las personas jurídicas deberán estar constituidas con arreglo a las leyes peruanas.

3.8 Dirección.- Es la Dirección General de Electricidad del Ministerio de Energía y Minas.

3.9 Ley.- Es el Decreto Ley N° 25844, Ley de Concesiones Eléctricas.

3.10 Reglamento.- Es el Reglamento de la Ley de Concesiones Eléctricas, aprobado por el Decreto Supremo N° 009-93-EM.

3.11 SEIN.- Es el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

3.12 COES.- Es el Comité de Operación Económica del Sistema Eléctrico Interconectado Nacional. Otros términos no comprendidos en el presente Artículo tendrán el significado establecido en la Ley y el Reglamento. Cuando se haga referencia a un artículo sin mencionar la norma a la que pertenece, debe entenderse referido al Reglamento de Cogeneración.

Artículo 4º.- Solicitud de Calificación de Centrales de Cogeneración

Para adquirir la calidad de Central de Cogeneración Calificada, el titular de la central de cogeneración debe presentar una solicitud de Calificación a la Dirección, acompañando lo siguiente:

4.1 Informe técnico que sustente el cumplimiento de los valores mínimos a que se refiere el Artículo 5º, basándose en las características técnicas de los equipos y en el planeamiento anual de operación de la central de cogeneración.

4.2 Balance energético sustentado de la central para las condiciones de operación en su máxima capacidad de cogeneración, indicándose la potencia eléctrica total a ser generada, la potencia mecánica, la potencia térmica utilizable y la potencia suministrada por el combustible, todos expresados en MW; incluyendo un diagrama de Sankey que indique los respectivos flujos de energía.

4.3 Memoria descriptiva de las instalaciones de la central, incluyendo diagramas y planos explicativos.

4.4 Actividad productiva a la que se destina el Calor Útil.

4.5 Potencia y energía eléctrica que se proyecta producir anualmente, y el desagregado entre la parte que será destinado al Autoconsumo y la que será entregada al Sistema Eléctrico.

4.6 Autorización de generación, cuando la potencia instalada sea superior a 500 kW.

De existir deficiencias o si se hubiese omitido información, la Dirección observará la solicitud y notificará al solicitante para que la subsane dentro del plazo de quince (15) días hábiles de notificado, bajo apercibimiento de declarar improcedente la solicitud.

La Dirección se pronunciará sobre la solicitud de Calificación de la central de cogeneración dentro del plazo de treinta (30) días hábiles desde la fecha de presentación. Vencido dicho plazo sin pronunciamiento alguno, se entenderá aprobada la solicitud. La Calificación deberá ser otorgada mediante Resolución Directoral de la Dirección General de Electricidad, la que será publicada por cuenta del Cogenerador. La Calificación entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el Diario Oficial El Peruano³.

³ Tercer párrafo modificado por el Artículo 1 del Decreto Supremo N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007, cuyo texto rige en la actualidad.

El texto original del mencionado tercer párrafo era el siguiente.

La Dirección se pronunciará sobre la solicitud de Calificación de la central de cogeneración dentro del plazo de treinta (30) días hábiles desde la fecha de presentación. Vencido dicho plazo sin pronunciamiento alguno, se entenderá denegada la solicitud.

El plazo otorgado para subsanar observaciones, no será computado para los efectos del plazo señalado en el párrafo anterior.

Artículo 5°.- Valores Mínimos de Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)

Para efectos de la Calificación, los titulares de las centrales de cogeneración deberán acreditar valores mínimos de REE, según combustible y/o tecnología. Tratándose de centrales de cogeneración que utilicen como combustible el gas natural, además acreditarán valores de relación entre Energía Eléctrica y Calor Útil (C) iguales o superiores a los indicados en el cuadro siguiente:

Tecnología / Combustible	Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)	C = E/V
Turbina de vapor a contrapresión	0,70	0,15
Turbina de vapor de extracción	0,58	0,30
Turbina de gas de ciclo simple	0,55	0,40
Turbina de gas de ciclo combinado	0,55	0,50
Motores de combustión interna	0,55	0,60
Biomasa (*)	0,30	-

(*) Se entenderá por biomasa la fracción de los productos, subproductos y residuos agrícolas (incluidas sustancias de origen vegetal y de origen animal), forestales, así como residuos industriales y municipales. Para aquellas centrales de cogeneración cuya potencia instalada sea menor o igual a tres (03) MW, el REE mínimo requerido será en un diez por ciento (10%) menor al que se indica en el Cuadro anterior, según corresponda.

El REE se calculará de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$REE = \frac{E}{\frac{Q}{0,9} - V}$$

Donde:

E : Energía eléctrica generada medida en bornes de generador, expresada en MW.h.

Q : Energía suministrada por el combustible utilizado, calculada en MW.h y con base a su poder calorífico inferior.

V : Calor Útil, expresado en MW.h.

La determinación del REE se efectuará para las condiciones de operación en su máxima capacidad de cogeneración durante dos (2) horas de operación continua. ⁴

Artículo 6°.- Precio de gas natural aplicable al Cogenerador

Tanto el precio de Gas Natural como las tarifas de Transporte y Distribución de Gas aplicables a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, serán los mismos que corresponden

La Calificación será otorgada mediante Resolución Directoral, la que será publicada por cuenta del Cogenerador. La Calificación entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el Diario Oficial El Peruano.

⁴ Artículo modificado por disposición del Art. 1° del D.S. N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007, cuyo texto rige en la actualidad.

El texto del artículo original tiene otras tablas, valores, etc.

para "Generadores Eléctricos" conforme a lo dispuesto por la Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, Ley N° 27133 y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

El Cogenerador podrá contratar el suministro, transporte y distribución de gas natural que requiera para su uso propio y para el uso de la actividad productiva asociada a dicha cogeneración. Para estos efectos, se deberá contar con sistemas o equipos de medición independientes que permitan diferenciar el gas consumido tanto para cogeneración como para la actividad productiva asociada a dicha cogeneración.

Lo establecido en el primer párrafo del presente artículo es aplicable únicamente al volumen de gas consumido para la cogeneración.⁵

Artículo 7º.- Optimización, operación y producción de energía eléctrica

Tratándose de Centrales de Cogeneración Calificadas integrantes del SEIN, se deberá cumplir con las siguientes reglas para la aplicación de los Artículos 92º a 99º, y 105º, 106º y 124º del Reglamento:

7.1 El programa de operación y despacho de las Centrales de Cogeneración Calificadas será establecido según los requerimientos de producción asociada de Calor Útil, y tendrá prioridad en el despacho. Para tal efecto, el Cogenerador deberá presentar su programa de generación a la Dirección de Operaciones del COES, para ser incluido en la programación del despacho, según la periodicidad establecida en los procedimientos del COES.

7.2 El costo variable de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada, despachadas según el criterio anterior, no será considerado para la determinación del Costo Marginal de Corto Plazo a que se refiere los Artículos 105º y 106º del Reglamento.

7.3 La valorización de la energía entregada y retirada por un Cogenerador, será efectuada según los procedimientos establecidos en el Artículo 107º del Reglamento. Para tal efecto, el COES considerará la producción de energía eléctrica de la Central de Cogeneración Calificada como entrega de energía al sistema y el Autoconsumo de Energía como un retiro de energía del sistema atribuible al propio Cogenerador.

Artículo 8º.- Energía y Potencia Firme de Centrales de Cogeneración Calificada

Para determinar la Energía Firme a que se refiere el inciso b) del Artículo 103º del Reglamento, para las Centrales de Cogeneración Calificadas se empleará la energía eléctrica que se proyecta entregar al SEIN en cada año calendario. El COES adecuará el Procedimiento correspondiente.

La Potencia Firme a que se refiere el inciso a) del Artículo 110º del Reglamento para las Centrales de Cogeneración Calificadas, se calculará como el promedio de las potencias medidas en bornes de las unidades de generación eléctrica durante el mes de evaluación.

Para la aplicación de lo establecido en los párrafos precedentes, el COES deberá tener en

⁵ Artículo modificado por disposición del Art. 1º del D.S. N° 052-2009-EM, publicado el 20/06/2009, cuyo texto rige en la actualidad.

El Artículo original era el siguiente:

Artículo 6º.- Precio de Gas Natural aplicable a los Cogeneradores

El precio del Gas Natural aplicable a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, es el mismo precio que corresponde para "Generadores Eléctricos" conforme a la Ley N° 27133, Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

Artículo modificado por el Artículo 1 del Decreto Supremo N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/ 2007, cuyo texto era el siguiente:

Artículo 6.- Precio de gas natural aplicable al Cogenerador

Tanto el precio de Gas Natural como las tarifas de la Red Principal aplicables a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, serán los mismos que corresponden para "Generadores Eléctricos" conforme a la Ley N° 27122 (*se refiere a la Ley 27133*), Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

consideración los límites determinados por la producción asociada de Calor Útil de la Central de Cogeneración Calificada.

Artículo 9º.- Egresos y pagos por Potencia eléctrica

La liquidación de los Egresos por Compra de Potencia y el Pago por Potencia de un Cogenerador integrante del COES se efectuará de conformidad con el Artículo 111º del Reglamento. Para tal efecto, el Autoconsumo de Potencia en la hora de máxima demanda mensual se considerará como una compra de potencia al sistema, que constituye un Egreso por Compra de Potencia atribuible al Cogenerador. Los Ingresos Adicionales por Potencia Generada en el Sistema de una Central de Cogeneración Calificada serán determinados conforme al Artículo 113º del Reglamento.

Artículo 10º.- Oferta de Cogeneración en el cálculo de Tarifas en Barra

Para el cálculo de las tarifas en barra, la oferta de las Centrales de Cogeneración Calificadas será proyectada como una constante que será igual a los valores históricos de producción de potencia y energía registrados de cada Central en el último año. Para la simulación del despacho se considerará los criterios establecidos en los numerales 7.1 y 7.2 del Artículo 7º.

Artículo 11º.- Acceso a los Sistemas de Transmisión y Distribución

El acceso de Centrales de Cogeneración Calificadas a los sistemas de los concesionarios de transmisión y distribución, se sujeta a lo dispuesto en los Artículos 33º y 34º de la Ley, respectivamente; así como en el Artículo 62º del Reglamento, y demás normas aplicables.

Artículo 12º.- Compensación por Conexión a los Sistemas de Transmisión y Distribución

El peaje de conexión que le corresponda pagar a un Cogenerador se determinará según lo establecido en el Artículo 137º del Reglamento; para este efecto, no se considerará su Autoconsumo de Potencia.

El uso de los Sistemas Secundarios y Complementarios de Transmisión o de los Sistemas de Distribución, será pagado por el Cogenerador considerando únicamente el costo incremental incurrido.⁶

Artículo 13º.- Comercialización de la Potencia y Energía Entregada al Sistema

13.1 El Cogenerador que opte por integrarse al COES, podrá comercializar su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres, tomando en cuenta lo especificado en los Artículos 101º y 102º del Reglamento. Las transferencias de energía que resulten de la operación económica del Sistema, serán liquidados según los procedimientos del COES.

13.2 El Cogenerador que no sea integrante del COES, debe tener contratada la venta de la totalidad de su Potencia y Energía Entregada al Sistema con distribuidores, generadores y/o clientes libres.

Artículo 14º.- Tratamiento de una Central de Cogeneración Calificada sin producción de Calor útil asociado

Cuando una Central de Cogeneración Calificada no esté operando para producir Calor Útil, estará sujeta a las mismas reglas y procedimientos aplicables a las unidades termoeléctricas del SEIN. Para este efecto, el Cogenerador deberá informar al COES si la central está o no disponible para operar en estas condiciones. El COES adecuará los procedimientos correspondientes para tomar en

⁶ Artículo modificado por disposición del Art. 1º del D.S. N° 082-2007-EM, publicado el 24/11/2007, cuyo texto rige en la actualidad.

El texto original era el siguiente:

Artículo 12º.- Compensación por Conexión a los Sistemas Transmisión y Distribución

El Peaje de Conexión que le corresponde pagar a un Cogenerador se determinará según lo estipulado en el Artículo 137º del Reglamento; para este efecto, su Autoconsumo de Potencia será considerado como la entrega a un cliente atribuible a dicho Cogenerador.

Las compensaciones por el uso de los Sistemas Secundarios de Transmisión o los Sistemas de Distribución, se sujetan a lo dispuesto en el Artículo 62º de la Ley y el Artículo 139º del Reglamento.

consideración las distintas modalidades de operación de las Centrales de Cogeneración Calificadas.

Artículo 15º.- Fiscalización

Corresponde al OSINERG la fiscalización del cumplimiento de las obligaciones del Cogenerador.

El OSINERG efectuará periódicamente pruebas para determinar los valores reales de REE y C de las Centrales de Cogeneración Calificadas, en la cual los valores de E, Q y V indicados en el artículo 5º, serán medidos durante un período ininterrumpido no menor a dos (2) horas de funcionamiento a su máxima capacidad de cogeneración.

El informe de fiscalización correspondiente será notificado por el OSINERG al Cogenerador y a la Dirección.

Si dentro del plazo de treinta (30) días hábiles de ser requerido por la Dirección, el Cogenerador no cumple con subsanar las observaciones formuladas por el OSINERG, la Calificación será cancelada mediante Resolución Directoral. La subsanación será acreditada con un nuevo informe de fiscalización.

ENERGIA Y MINAS

Modifican Reglamento de Cogeneración

**DECRETO SUPREMO
N° 052-2008-EM**

EL PRESIDENTE DE LA REPÚBLICA

CONSIDERANDO:

Que, mediante Decreto Supremo N° 037-2006-EM, publicado el 07 de julio de 2006, se aprobó la sustitución del Reglamento de Cogeneración, y que mediante Decreto Supremo N° 082-2007-EM se aprobó su modificación;

Que, la cogeneración permite el ahorro de energía primaria, la reducción de pérdidas en la red eléctrica, la mejora de la eficiencia productiva de los agentes orientados al uso simultáneo de calor y electricidad, y en la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero;

Que, a fin de promover el uso más eficiente de la energía y de las Centrales de Cogeneración es necesario precisar el trato que corresponde dar a los Cogeneradores y titulares de actividades productivas en los casos que el titular de la actividad productiva a la que se destina el Calor Útil sea a su vez consumidor de gas natural;

De conformidad con las atribuciones previstas en los numerales 8) y 24) del Artículo 118° de la Constitución Política del Perú;

DECRETA:

Artículo 1°.- Modificación del Artículo 6° del Reglamento de Cogeneración

Modifíquese el artículo 6° del Reglamento de Cogeneración, aprobado por Decreto Supremo N° 037-2006-EM, en los términos siguientes:

"Artículo 6.- Precio de gas natural aplicable al Cogenerador

Tanto el precio de Gas Natural como las tarifas de Transporte y Distribución de Gas aplicables a los Cogeneradores para las Centrales de Cogeneración Calificadas, serán los mismos que corresponden para "Generadores Eléctricos" conforme a lo dispuesto por la Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas Natural, Ley N° 27133 y su Reglamento aprobado por el Decreto Supremo N° 040-99-EM.

El Cogenerador podrá contratar el suministro, transporte y distribución de gas natural que requiera para su uso propio y para el uso de la actividad productiva asociada a dicha cogeneración. Para estos efectos, se deberá contar con sistemas o equipos de medición independientes que permitan diferenciar el gas consumido tanto para cogeneración como para la actividad productiva asociada a dicha cogeneración.

Lo establecido en el primer párrafo del presente artículo es aplicable únicamente al volumen de gas consumido para la cogeneración."

Artículo 2°.- Vigencia y refrendo

El presente Decreto Supremo será refrendado por el Ministro de Energía y Minas y entrará en vigencia a partir del día siguiente de su publicación en el Diario Oficial El Peruano.

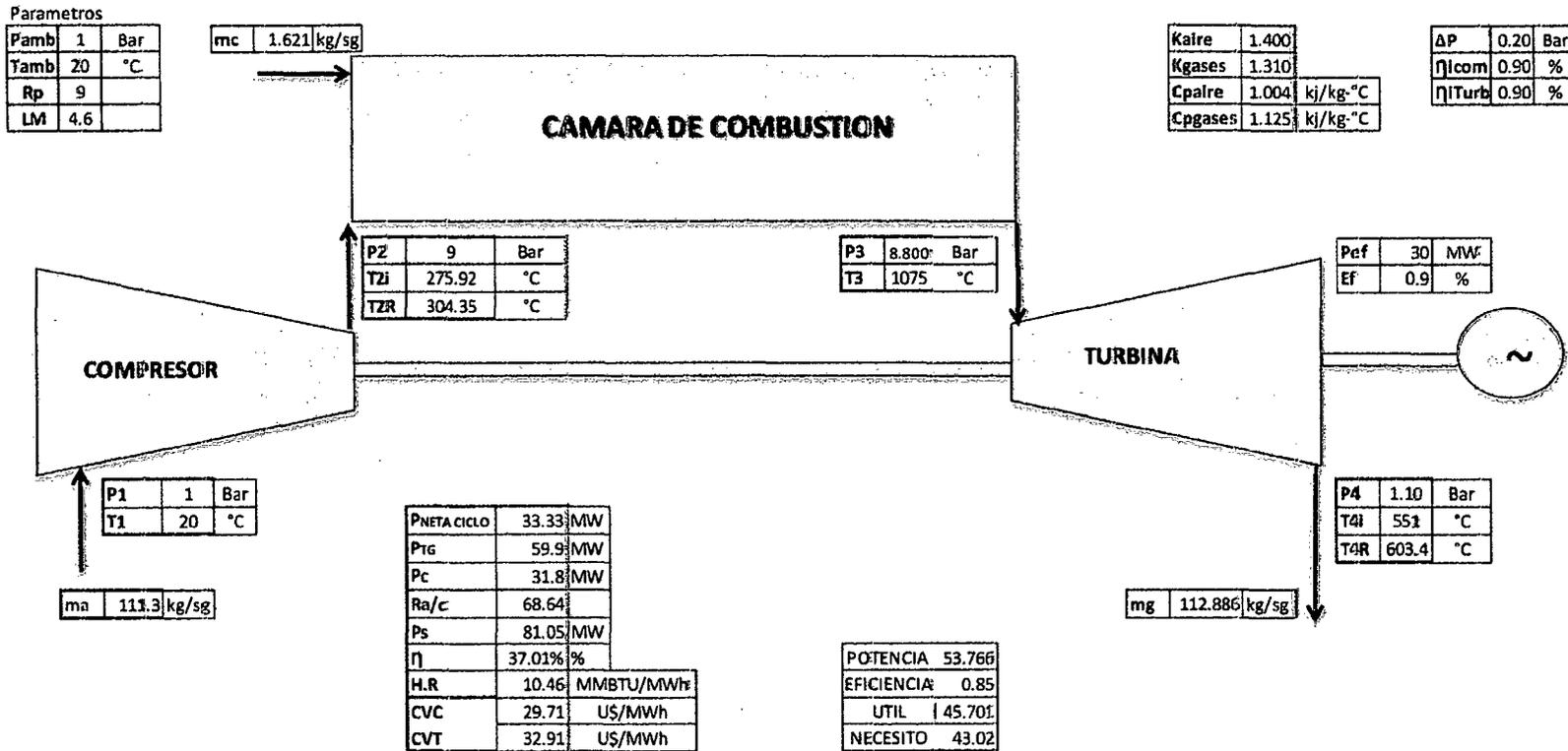
Dado en la Casa de Gobierno, en Lima, a los diecinueve días del mes de junio del año dos mil nueve.

ALAN GARCÍA PÉREZ
Presidente Constitucional de la República

PEDRO SÁNCHEZ GAMARRA
Ministro de Energía y Minas

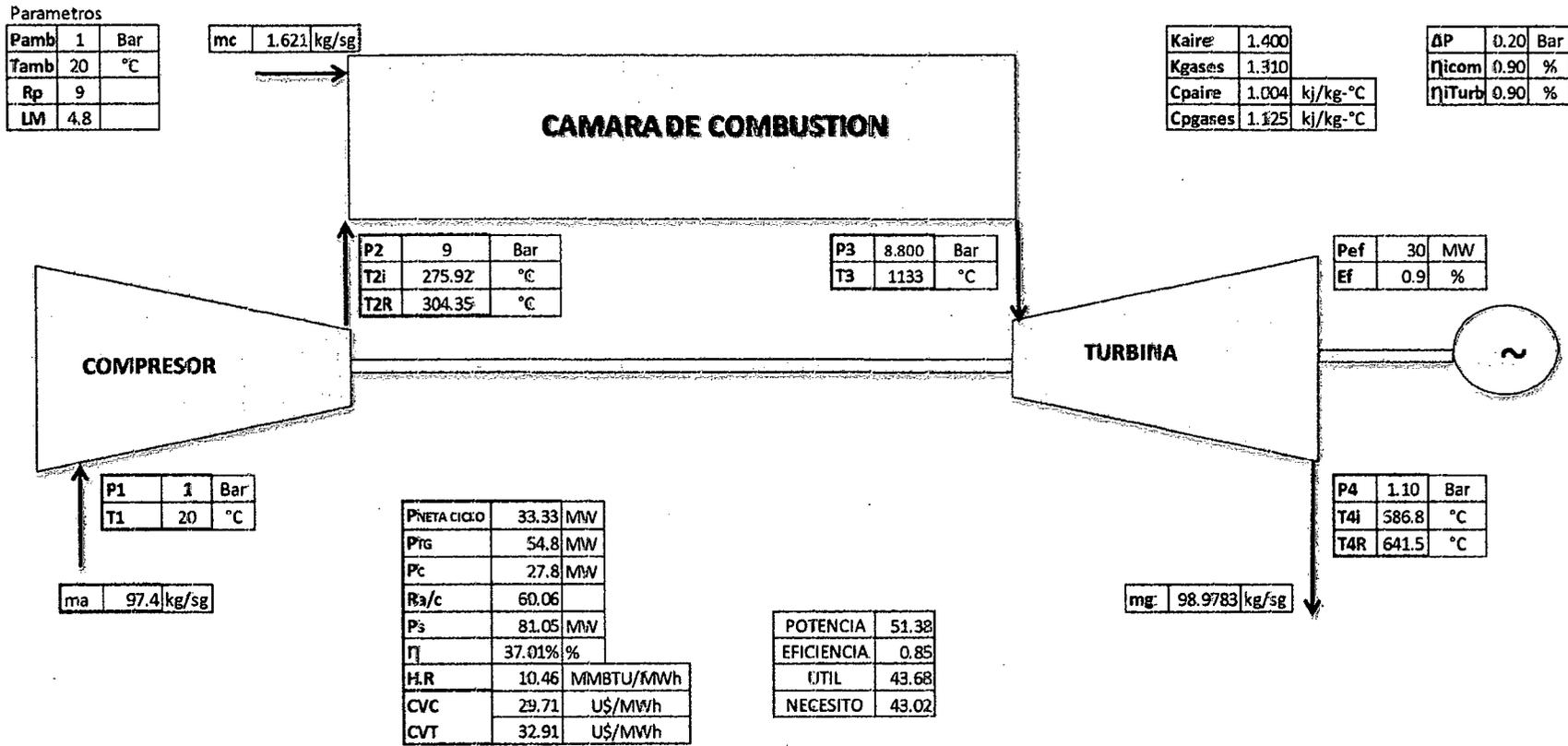
363499-3

ANEXO N°4 Estado del Arte: Limite Metalúrgico 4.6 y Relación de Presiones 9



Fuente: Elaboración Propia

ANEXO N°5 Estado del Arte : Exceso de Aire 250% y Relación de Presiones 9



Fuente: Elaboración Propia

ANEXO N°6 Cargas térmicas frigoríficas

PLANTA DE CONGELADO - CARGAS TERMICAS FRIGORIFICAS																			
USUARIO	COMPRESORES			MOTOR E°		CAPACIDAD			CAPACIDAD EVAPORACION				CAPACIDAD CONDENSACION				CAPACIDAD FRIGORIFICA COMPRESOR		
	MARCA	MODELO	N°	Kw	HP	Kw	Kcal/h	TR	Kw	Kcal/h	TR	T° Ev.	Kw	Kcal/h	TR	Tcond.	Kw	Kcal/h	TR
Congelado en Bolsa	SABROE	VMY-336H	02	288	384	362	311320	103	362	311320	103	-18	561	482460	160	35°C	240	206400	68
Camara de Almacenamiento N° 01, 02 y 03	FRICK	RXF 101 H	03	149.14	199					0	0	-37		0	0	35°C	183.7	157982	52
	FRICK	RXF 50 H	07	93.2	124	393	337980	112	393	337980	112		643	552980	183		93.8	80668	27
Climatización de Sala de Proceso y Despacho	SABROE	SAB-110	08	86	115	70	60200	20	70	60200	20	-14	176	151360	50	35°C	82	70520	23
Tunel de Congelado N° 01, 02, 03	SABROE	VMY-336H	01	288	384	501	430860	142	501.3	431118	143	-40	999	859140	284	35°C	240	206400	68
	SABROE	VMY-336M	09	362	483					0	0			0	0		826.1	710446	235
Tunel de Congelado N° 04, 05	MYCON	200 VLD	10	261	348	371	319060	106	742	638120	211	-40	1397	1201420	397	35°C	231	198660	66
	FRICK	RWF II 177	11	250	333	371	319060	106		0	0			0	0		330	283800	94
	FRICK	RWF II 134	12	196	261					0	0			0	0		255	219300	73
Sistema RSW Conservas	VILTER	VMC-446	04	94	125	1005	864300	286		0	0	0	1050	903000	299	35°C	286	280000	93
	VILTER	VMC-446	05	75	100					0	0			0	0		286	280000	93
	VILTER	VMC-446	06	75	100					0	0			0	0		286	280000	93
Productor de Hielo	VILTER	VMC-446	13	75	100	255	219300	73	255	219300	73	-14	352	302720	100	35°C	183	157380	52
Sistema RSW Descargas	FRICK	RXF 85 H	14	176.25	235	489	420540	139	604.79	520119.4	172	-5	675	580500	192	35°C	673.3	579038	191
				2468.6	3291	3817	3282620	1086	2928	2518157	833		5853	5033580	1665		4196	3710594	1227

Fuente : AUSTRAL GROUP

ANEXO N°7 Capacidades de Equipos de Proceso

 CAPACIDADES DE EQUIPOS DE PROCESO					
AREA / EQUIPO	MARCA	MODELO	N° SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
DES CARGA MATERIA PRIMA					
Bomba de pescado # 1	NEZT SCH	NT-200-CH		180 TM/Hr	
Bomba de pescado # 2	TRANSVAC	VG-20-CH	1376	250 TM/Hr	
RECEPCION M. P.	MARCA	MODELO	N° SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Balanza (lado sur) 1	RICE LAKE WEIGHING SYSTEMS	920 i-4B	1344800027	2000 Kg	
Balanza (lado norte) 2	RICE LAKE WEIGHING SYSTEMS	920 i-4B	1344500022	2000 Kg	
TRAT. AGUA BOMBEO	MARCA	MODELO	N° SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Trommel 1	REGAINER	TRT-1565	RT-002-199	500 m ³ /Hr (operación)	Malla Jhonsson de 0.5mm
Trommel 2	FABTECH			600 m ³ /Hr (operación)	Malla Jhonsson de 0.5mm
Trommel 3	FIMA			300 m ³ /Hr (operación)	Malla de hueco redonda de 1mm
Celdas de Flotación	FABTECH	500 WT		270 M ³	equipo formado x 4 celdas
Tricanter	FLOTTWEG	Z4D-4/441	006-337-02	12000 Lts/Hr	
Tricanter	FLOTTWEG	Z 4D - 3/401	902430	10000 L/Hr	Traslado de Chancay
ALMACENAMIENTO M. P.	LARGO	ANCHO	VOLUMEN	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Poza N° 01	20 m	4.1 m		250 TM	
Poza N° 02	20 m	4.1 m		250 TM	
Poza N° 03	20 m	5.95 m		350 TM	
Poza N° 04	20 m	5.95 m		350 TM	
Poza N° 05	20 m	2.95 m		350 TM	
COCINAS	MARCA	TIPO	LONGITUD	DIAMETRO	CAPACIDAD
Cocina N° 01	FIMA ATLAS	AF-60	16.23 m	1.49 m	60 TM/Hr
Cocina N° 02	FIMA ATLAS	AF-50	13.70 m	1.49 m	50 TM/Hr
PRENSAS	MARCA	MODELO	SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Prensa N° 01	ATLAS ST ORD	RS-64F	1323	45 TM/Hr	
Prensa N° 02	ATLAS ST ORD	RS-64F	1294	45 TM/Hr	

Fuente: AUSTRAL GROUP

					
MOLINO HUMEDO	MARCA	MODELO	Nº MARTILLOS	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Molino N° 1	ENERCOM		234 PZ	80 TM/Hr	
SECADORES A VAPOR	MARCA	MODELO	AREA TRANS. CALOR	CAPAC. EVAPOR.	CAPAC. TMP/H
Secador Vap. N° 01	ENERCOM	SV-30	1 350 m2	7200 KG EVAP./Hr	30 TM/Hr
Secador Vap. N° 02	ENERCOM	SV-30	1 350 m2	7200 KG EVAP./Hr	30 TM/Hr
SEC. AIRE CALIENTE	MARCA	MODELO	VOLUMEN	CAPAC. TMP/H	OBSERVACIONES
Sec. Aire Caliente N° 1	ENERCOM			5000 KG EVAP./Hr (20 TN/H)	
CALDERA FLUIDO TERM.	MARCA	MODELO	ACEITE TERMICO	°C ACEITE TERMICO	CAPAC. BTU/H
CALDERA FLUIDO TERM. N° 1	ENERCOM	CFT 5000	MARLOT HERM	320	19' 850, 000
MOLINO SECO	MARCA	MODELO	Nº MARTILLOS	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Molino N° 1	TIEJEN	GD-12	138	20 TM/Hr	
VENTILADOR	MARCA	MODELO	Nº SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
TRANSP. NEUMATICO	FIMA	Centrif. Neumat.	T-22395-3-25936	50 000 CFM	
SALA DE ACEITE	MARCA	MODELO	Nº SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Separadora No. 1	ALFA LAVAL	FPNX-934B-31G	501-9836	40 000 LT/H	AUTOMATICA
Separadora No. 2	ALFA LAVAL	FPNX-934B-31G	205-9830	40 000 LT/H	AUTOMATICA
Separadora No. 3	ALFA LAVAL	NX728		25 000 LT/H	MECANICA
Centrifuga No. 1	ALFA LAVAL	AFPX-517XGV	4091473	30 000 LT/H	AUTOMATICA
Centrifuga No. 2	ALFA LAVAL	AFPX-517XGV	4091472	30 000 LT/H	AUTOMATICA
Centrifuga No. 3	ALFA LAVAL	AFPX-210XGV	4081131	10 000 LT/H	MECANICA
Pulidora	ALFA LAVAL	AFPX-513		12 000 LT/H	
PTA. EVAPORADORA	MARCA	MODELO	Nº EFECTOS	AREA TRANSF. CALOR	CAPAC. TMP/H
	ESMITAL	FD-1400	4 + FINISHER	2 211 m2	48 000 Lt agua cola/Hr
SALA DE CALDERAS	MARCA	MODELO	BHP	CAPAC. VAPOR	OBSERVACIONES
Caldero N° 01	DISTRAL	D3B-900-150	900 BHP	31 050 LB vapor/H	PIROTUBULARES
Caldero N° 02	DISTRAL	D3B-900-150	900 BHP	31 050 LB vapor/H	PIROTUBULARES
Caldero N° 03	DISTRAL	D3B-900-150	900 BHP	31 050 LB vapor/H	PIROTUBULARES
Caldero N° 04	DISTRAL	D3B-900-150	900 BHP	31 050 LB vapor/H	PIROTUBULARES
ENSAQUE	MARCA	MODELO	Nº SERIE	CAPACIDAD	OBSERVACIONES
Balanza de sacos	RICE LAKE WEIGHING SYSTEMS	920 i	1384700036	20 Toneladas	AUTOMATICA

Fuente: AUSTRAL GROUP

ANEXO N°8 Reporte de Producción 2013

MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día
ENERO	01/01/2012	281.97	FEBRERO	01/02/2012	7.29	MARZO	01/03/2012	-	ABRIL	01/04/2012	-
ENERO	02/01/2012	246.08	FEBRERO	02/02/2012	27.06	MARZO	02/03/2012	-	ABRIL	02/04/2012	-
ENERO	03/01/2012	301.38	FEBRERO	03/02/2012	-	MARZO	03/03/2012	-	ABRIL	03/04/2012	29.99
ENERO	04/01/2012	222.73	FEBRERO	04/02/2012	5.61	MARZO	04/03/2012	-	ABRIL	04/04/2012	-
ENERO	05/01/2012	220.18	FEBRERO	05/02/2012	-	MARZO	05/03/2012	-	ABRIL	05/04/2012	49.82
ENERO	06/01/2012	178.15	FEBRERO	06/02/2012	24.79	MARZO	06/03/2012	-	ABRIL	06/04/2012	-
ENERO	07/01/2012	229.53	FEBRERO	07/02/2012	-	MARZO	07/03/2012	-	ABRIL	07/04/2012	-
ENERO	08/01/2012	80.57	FEBRERO	08/02/2012	-	MARZO	08/03/2012	-	ABRIL	08/04/2012	-
ENERO	09/01/2012	49.73	FEBRERO	09/02/2012	-	MARZO	09/03/2012	-	ABRIL	09/04/2012	61.52
ENERO	10/01/2012	-	FEBRERO	10/02/2012	-	MARZO	10/03/2012	10.24	ABRIL	10/04/2012	15.87
ENERO	11/01/2012	-	FEBRERO	11/02/2012	-	MARZO	11/03/2012	-	ABRIL	11/04/2012	71.59
ENERO	12/01/2012	-	FEBRERO	12/02/2012	-	MARZO	12/03/2012	-	ABRIL	12/04/2012	7.92
ENERO	13/01/2012	-	FEBRERO	13/02/2012	-	MARZO	13/03/2012	-	ABRIL	13/04/2012	27.60
ENERO	14/01/2012	13.54	FEBRERO	14/02/2012	-	MARZO	14/03/2012	-	ABRIL	14/04/2012	35.78
ENERO	15/01/2012	-	FEBRERO	15/02/2012	-	MARZO	15/03/2012	-	ABRIL	15/04/2012	48.41
ENERO	16/01/2012	-	FEBRERO	16/02/2012	-	MARZO	16/03/2012	-	ABRIL	16/04/2012	56.58
ENERO	17/01/2012	-	FEBRERO	17/02/2012	-	MARZO	17/03/2012	20.49	ABRIL	17/04/2012	-
ENERO	18/01/2012	-	FEBRERO	18/02/2012	-	MARZO	18/03/2012	-	ABRIL	18/04/2012	-
ENERO	19/01/2012	12.77	FEBRERO	19/02/2012	-	MARZO	19/03/2012	-	ABRIL	19/04/2012	-
ENERO	20/01/2012	18.41	FEBRERO	20/02/2012	-	MARZO	20/03/2012	-	ABRIL	20/04/2012	-
ENERO	21/01/2012	11.37	FEBRERO	21/02/2012	-	MARZO	21/03/2012	5.62	ABRIL	21/04/2012	80.48
ENERO	22/01/2012	-	FEBRERO	22/02/2012	-	MARZO	22/03/2012	10.22	ABRIL	22/04/2012	-
ENERO	23/01/2012	-	FEBRERO	23/02/2012	-	MARZO	23/03/2012	11.77	ABRIL	23/04/2012	-
ENERO	24/01/2012	10.49	FEBRERO	24/02/2012	-	MARZO	24/03/2012	11.13	ABRIL	24/04/2012	-
ENERO	25/01/2012	-	FEBRERO	25/02/2012	-	MARZO	25/03/2012	-	ABRIL	25/04/2012	-
ENERO	26/01/2012	28.10	FEBRERO	26/02/2012	-	MARZO	26/03/2012	-	ABRIL	26/04/2012	35.77
ENERO	27/01/2012	2.81	FEBRERO	27/02/2012	-	MARZO	27/03/2012	4.09	ABRIL	27/04/2012	20.44
ENERO	28/01/2012	16.49	FEBRERO	28/02/2012	-	MARZO	28/03/2012	-	ABRIL	28/04/2012	-
ENERO	29/01/2012	-	FEBRERO	29/02/2012	16.65	MARZO	29/03/2012	26.64	ABRIL	29/04/2012	12.55
ENERO	30/01/2012	-				MARZO	30/03/2012	-	ABRIL	30/04/2012	-
ENERO	31/01/2012	-				MARZO	31/03/2012	65.32			
ENERO	TOTAL	1,924.34	FEBRERO	TOTAL	81.40	MARZO	TOTAL	165.52	ABRIL	TOTAL	554.32
ENERO	PROMEDIO	106.91	FEBRERO	PROMEDIO	16.28	MARZO	PROMEDIO	18.39	ABRIL	PROMEDIO	39.59

MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día
MAYO	01/05/2012	-	JUNO	01/06/2012	-	JULIO	01/07/2012	-	AGOSTO	01/08/2012	-
MAYO	02/05/2012	-	JUNO	02/06/2012	-	JULIO	02/07/2012	-	AGOSTO	02/08/2012	-
MAYO	03/05/2012	37.17	JUNO	03/06/2012	-	JULIO	03/07/2012	-	AGOSTO	03/08/2012	-
MAYO	04/05/2012	74.74	JUNO	04/06/2012	-	JULIO	04/07/2012	-	AGOSTO	04/08/2012	-
MAYO	05/05/2012	62.60	JUNO	05/06/2012	-	JULIO	05/07/2012	-	AGOSTO	05/08/2012	-
MAYO	06/05/2012	-	JUNO	06/06/2012	-	JULIO	06/07/2012	-	AGOSTO	06/08/2012	-
MAYO	07/05/2012	104.38	JUNO	07/06/2012	75.36	JULIO	07/07/2012	-	AGOSTO	07/08/2012	-
MAYO	08/05/2012	40.79	JUNO	08/06/2012	91.46	JULIO	08/07/2012	-	AGOSTO	08/08/2012	-
MAYO	09/05/2012	120.99	JUNO	09/06/2012	109.84	JULIO	09/07/2012	-	AGOSTO	09/08/2012	-
MAYO	10/05/2012	130.53	JUNO	10/06/2012	123.37	JULIO	10/07/2012	-	AGOSTO	10/08/2012	-
MAYO	11/05/2012	130.15	JUNO	11/06/2012	77.73	JULIO	11/07/2012	-	AGOSTO	11/08/2012	-
MAYO	12/05/2012	207.66	JUNO	12/06/2012	17.88	JULIO	12/07/2012	-	AGOSTO	12/08/2012	-
MAYO	13/05/2012	184.39	JUNO	13/06/2012	-	JULIO	13/07/2012	-	AGOSTO	13/08/2012	-
MAYO	14/05/2012	98.39	JUNO	14/06/2012	106.70	JULIO	14/07/2012	-	AGOSTO	14/08/2012	-
MAYO	15/05/2012	101.91	JUNO	15/06/2012	163.01	JULIO	15/07/2012	-	AGOSTO	15/08/2012	-
MAYO	16/05/2012	228.92	JUNO	16/06/2012	292.23	JULIO	16/07/2012	-	AGOSTO	16/08/2012	-
MAYO	17/05/2012	-	JUNO	17/06/2012	205.12	JULIO	17/07/2012	-	AGOSTO	17/08/2012	-
MAYO	18/05/2012	-	JUNO	18/06/2012	170.03	JULIO	18/07/2012	-	AGOSTO	18/08/2012	-
MAYO	19/05/2012	-	JUNO	19/06/2012	-	JULIO	19/07/2012	-	AGOSTO	19/08/2012	-
MAYO	20/05/2012	9.34	JUNO	20/06/2012	-	JULIO	20/07/2012	-	AGOSTO	20/08/2012	-
MAYO	21/05/2012	120.59	JUNO	21/06/2012	-	JULIO	21/07/2012	-	AGOSTO	21/08/2012	-
MAYO	22/05/2012	225.61	JUNO	22/06/2012	-	JULIO	22/07/2012	-	AGOSTO	22/08/2012	-
MAYO	23/05/2012	266.12	JUNO	23/06/2012	-	JULIO	23/07/2012	-	AGOSTO	23/08/2012	-
MAYO	24/05/2012	235.99	JUNO	24/06/2012	-	JULIO	24/07/2012	161.25	AGOSTO	24/08/2012	-
MAYO	25/05/2012	246.33	JUNO	25/06/2012	-	JULIO	25/07/2012	168.59	AGOSTO	25/08/2012	-
MAYO	26/05/2012	162.24	JUNO	26/06/2012	-	JULIO	26/07/2012	88.15	AGOSTO	26/08/2012	-
MAYO	27/05/2012	70.79	JUNO	27/06/2012	-	JULIO	27/07/2012	138.77	AGOSTO	27/08/2012	-
			JUNO	28/06/2012	-	JULIO	28/07/2012	27.91	AGOSTO	28/08/2012	-
			JUNO	29/06/2012	-	JULIO	29/07/2012	-	AGOSTO	29/08/2012	-
			JUNO	30/06/2012	-	JULIO	30/07/2012	-	AGOSTO	30/08/2012	-
						JULIO	31/07/2011	-	AGOSTO	31/08/2012	35.86
MAYO	TOTAL	2,859.62	JUNO	TOTAL	1,432.729	JULIO	TOTAL	584.659	AGOSTO	TOTAL	35.861
MAYO	FROMEDIO	136.17	JUNO	FROMEDIO	130.248	JULIO	FROMEDIO	116.932	AGOSTO	FROMEDIO	35.861

MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día	MES	FECHA	Ton/día
SETIEMBRE	01/09/2012	-	OCTUBRE	01/10/2012	-	NOVIEMBRE	01/11/2012	-	DICIEMBRE	01/12/2012	286.88
SETIEMBRE	02/09/2012	-	OCTUBRE	02/10/2012	-	NOVIEMBRE	02/11/2012	-	DICIEMBRE	02/12/2012	277.00
SETIEMBRE	03/09/2012	-	OCTUBRE	03/10/2012	-	NOVIEMBRE	03/11/2012	-	DICIEMBRE	03/12/2012	223.02
SETIEMBRE	04/09/2012	-	OCTUBRE	04/10/2012	-	NOVIEMBRE	04/11/2012	-	DICIEMBRE	04/12/2012	278.06
SETIEMBRE	05/09/2012	-	OCTUBRE	05/10/2012	25.55	NOVIEMBRE	05/11/2012	-	DICIEMBRE	05/12/2012	218.19
SETIEMBRE	06/09/2012	-	OCTUBRE	06/10/2012	-	NOVIEMBRE	06/11/2012	-	DICIEMBRE	06/12/2012	278.56
SETIEMBRE	07/09/2012	-	OCTUBRE	07/10/2012	-	NOVIEMBRE	07/11/2012	-	DICIEMBRE	07/12/2012	280.30
SETIEMBRE	08/09/2012	-	OCTUBRE	08/10/2012	-	NOVIEMBRE	08/11/2012	-	DICIEMBRE	08/12/2012	267.29
SETIEMBRE	09/09/2012	-	OCTUBRE	09/10/2012	-	NOVIEMBRE	09/11/2012	-	DICIEMBRE	09/12/2012	266.60
SETIEMBRE	10/09/2012	-	OCTUBRE	10/10/2012	-	NOVIEMBRE	10/11/2012	-	DICIEMBRE	10/12/2012	268.49
SETIEMBRE	11/09/2012	-	OCTUBRE	11/10/2012	-	NOVIEMBRE	11/11/2012	-	DICIEMBRE	11/12/2012	259.29
SETIEMBRE	12/09/2012	-	OCTUBRE	12/10/2012	-	NOVIEMBRE	12/11/2012	-	DICIEMBRE	12/12/2012	237.04
SETIEMBRE	13/09/2012	-	OCTUBRE	13/10/2012	-	NOVIEMBRE	13/11/2012	-	DICIEMBRE	13/12/2012	209.56
SETIEMBRE	14/09/2012	-	OCTUBRE	14/10/2012	-	NOVIEMBRE	14/11/2012	-	DICIEMBRE	14/12/2012	192.69
SETIEMBRE	15/09/2012	-	OCTUBRE	15/10/2012	-	NOVIEMBRE	15/11/2012	-	DICIEMBRE	15/12/2012	318.22
SETIEMBRE	16/09/2012	-	OCTUBRE	16/10/2012	-	NOVIEMBRE	16/11/2012	-	DICIEMBRE	16/12/2012	285.82
SETIEMBRE	17/09/2012	-	OCTUBRE	17/10/2012	-	NOVIEMBRE	17/11/2012	-	DICIEMBRE	17/12/2012	209.99
SETIEMBRE	18/09/2012	-	OCTUBRE	18/10/2012	-	NOVIEMBRE	18/11/2012	-	DICIEMBRE	18/12/2012	161.08
SETIEMBRE	19/09/2012	-	OCTUBRE	19/10/2012	-	NOVIEMBRE	19/11/2012	-	DICIEMBRE	19/12/2012	160.96
SETIEMBRE	20/09/2012	-	OCTUBRE	20/10/2012	-	NOVIEMBRE	20/11/2012	-	DICIEMBRE	20/12/2012	160.61
SETIEMBRE	21/09/2012	-	OCTUBRE	21/10/2012	-	NOVIEMBRE	21/11/2012	-	DICIEMBRE	21/12/2012	6.39
SETIEMBRE	22/09/2012	-	OCTUBRE	22/10/2012	-	NOVIEMBRE	22/11/2012	-	DICIEMBRE	22/12/2012	162.15
SETIEMBRE	23/09/2012	-	OCTUBRE	23/10/2012	-	NOVIEMBRE	23/11/2012	84.44	DICIEMBRE	23/12/2012	-
SETIEMBRE	24/09/2012	-	OCTUBRE	24/10/2012	-	NOVIEMBRE	24/11/2012	294.34	DICIEMBRE	24/12/2012	-
SETIEMBRE	25/09/2012	-	OCTUBRE	25/10/2012	-	NOVIEMBRE	25/11/2012	146.84	DICIEMBRE	25/12/2012	-
SETIEMBRE	26/09/2012	-	OCTUBRE	26/10/2012	-	NOVIEMBRE	26/11/2012	52.89	DICIEMBRE	26/12/2012	-
SETIEMBRE	27/09/2012	-	OCTUBRE	27/10/2012	-	NOVIEMBRE	27/11/2012	242.78	DICIEMBRE	27/12/2012	119.47
SETIEMBRE	28/09/2012	-	OCTUBRE	28/10/2012	-	NOVIEMBRE	28/11/2012	128.14	DICIEMBRE	28/12/2012	296.24
SETIEMBRE	29/09/2012	-	OCTUBRE	29/10/2012	-	NOVIEMBRE	29/11/2012	298.41	DICIEMBRE	29/12/2012	222.62
SETIEMBRE	30/09/2012	-	OCTUBRE	30/10/2012	-	NOVIEMBRE	30/11/2012	248.65	DICIEMBRE	30/12/2012	106.84
			OCTUBRE	31/10/2012	-				DICIEMBRE	31/12/2012	214.98
SETIEMBRE	TOTAL	-	OCTUBRE	TOTAL	25.549	NOVIEMBRE	TOTAL	1,496.500	DICIEMBRE	TOTAL	5,968.36
SETIEMBRE	PROMEDIO	-	OCTUBRE	PROMEDIO	25.549	NOVIEMBRE	PROMEDIO	187.062	DICIEMBRE	PROMEDIO	221.05

Fuente : AUSTRAL GROUP

ANEXO N°9 Reporte por consumo de combustible 2013

MES	FECHA	R-500 (gal/día)	MES	FECHA	R-500 (gal/día)	MES	FECHA	R-500 (gal/día)	MES	FECHA	R-500 (gal/día)
ENERO	01/01/2012	11,028.00	FEBRERO	01/02/2012	285.00	MARZO	01/03/2012	-	ABRIL	01/04/2012	-
ENERO	02/01/2012	9,639.00	FEBRERO	02/02/2012	1,060.00	MARZO	02/03/2012	-	ABRIL	02/04/2012	-
ENERO	03/01/2012	11,757.00	FEBRERO	03/02/2012	-	MARZO	03/03/2012	-	ABRIL	03/04/2012	1,170.00
ENERO	04/01/2012	8,731.00	FEBRERO	04/02/2012	220.00	MARZO	04/03/2012	-	ABRIL	04/04/2012	-
ENERO	05/01/2012	8,618.00	FEBRERO	05/02/2012	-	MARZO	05/03/2012	-	ABRIL	05/04/2012	1,950.00
ENERO	06/01/2012	6,971.00	FEBRERO	06/02/2012	970.00	MARZO	06/03/2012	-	ABRIL	06/04/2012	-
ENERO	07/01/2012	9,016.00	FEBRERO	07/02/2012	-	MARZO	07/03/2012	-	ABRIL	07/04/2012	-
ENERO	08/01/2012	3,180.00	FEBRERO	08/02/2012	-	MARZO	08/03/2012	-	ABRIL	08/04/2012	-
ENERO	09/01/2012	1,940.00	FEBRERO	09/02/2012	-	MARZO	09/03/2012	-	ABRIL	09/04/2012	2,400.00
ENERO	10/01/2012	-	FEBRERO	10/02/2012	-	MARZO	10/03/2012	400.00	ABRIL	10/04/2012	620.00
ENERO	11/01/2012	-	FEBRERO	11/02/2012	-	MARZO	11/03/2012	-	ABRIL	11/04/2012	2,800.00
ENERO	12/01/2012	-	FEBRERO	12/02/2012	-	MARZO	12/03/2012	-	ABRIL	12/04/2012	310.00
ENERO	13/01/2012	-	FEBRERO	13/02/2012	-	MARZO	13/03/2012	-	ABRIL	13/04/2012	1,080.00
ENERO	14/01/2012	530.00	FEBRERO	14/02/2012	-	MARZO	14/03/2012	-	ABRIL	14/04/2012	1,400.00
ENERO	15/01/2012	-	FEBRERO	15/02/2012	-	MARZO	15/03/2012	-	ABRIL	15/04/2012	1,900.00
ENERO	16/01/2012	-	FEBRERO	16/02/2012	-	MARZO	16/03/2012	-	ABRIL	16/04/2012	2,207.00
ENERO	17/01/2012	-	FEBRERO	17/02/2012	-	MARZO	17/03/2012	800.00	ABRIL	17/04/2012	-
ENERO	18/01/2012	-	FEBRERO	18/02/2012	-	MARZO	18/03/2012	-	ABRIL	18/04/2012	-
ENERO	19/01/2012	500.00	FEBRERO	19/02/2012	-	MARZO	19/03/2012	-	ABRIL	19/04/2012	-
ENERO	20/01/2012	720.00	FEBRERO	20/02/2012	-	MARZO	20/03/2012	-	ABRIL	20/04/2012	-
ENERO	21/01/2012	445.00	FEBRERO	21/02/2012	-	MARZO	21/03/2012	220.00	ABRIL	21/04/2012	3,150.00
ENERO	22/01/2012	-	FEBRERO	22/02/2012	-	MARZO	22/03/2012	400.00	ABRIL	22/04/2012	-
ENERO	23/01/2012	-	FEBRERO	23/02/2012	-	MARZO	23/03/2012	460.00	ABRIL	23/04/2012	-
ENERO	24/01/2012	410.00	FEBRERO	24/02/2012	-	MARZO	24/03/2012	435.00	ABRIL	24/04/2012	-
ENERO	25/01/2012	-	FEBRERO	25/02/2012	-	MARZO	25/03/2012	-	ABRIL	25/04/2012	-
ENERO	26/01/2012	1,100.00	FEBRERO	26/02/2012	-	MARZO	26/03/2012	-	ABRIL	26/04/2012	1,400.00
ENERO	27/01/2012	110.00	FEBRERO	27/02/2012	-	MARZO	27/03/2012	160.00	ABRIL	27/04/2012	800.00
ENERO	28/01/2012	650.00	FEBRERO	28/02/2012	-	MARZO	28/03/2012	-	ABRIL	28/04/2012	-
ENERO	29/01/2012	-	FEBRERO	29/02/2012	650.00	MARZO	29/03/2012	1,040.00	ABRIL	29/04/2012	490.00
ENERO	30/01/2012	-				MARZO	30/03/2012	-	ABRIL	30/04/2012	-
ENERO	31/01/2012	-				MARZO	31/03/2012	2,550.00			
ENERO	TOTAL	75,345.00	FEBRERO	TOTAL	3,185.00	MARZO	TOTAL	6,465.00	ABRIL	TOTAL	21,677.00
ENERO	PROMEDIO	4,185.83	FEBRERO	PROMEDIO	637.00	MARZO	PROMEDIO	718.33	ABRIL	PROMEDIO	1,548.36

MES	FECHA	R-500 (gal/dia)	MES	FECHA	R-500 (gal/dia)	MES	FECHA	R-500 (gal/dia)	MES	FECHA	R-500 (gal/dia)
MAYO	01/05/2012	-	JUNIO	01/06/2012	-	JULIO	01/07/2012	-	AGOSTO	01/08/2012	-
MAYO	02/05/2012	-	JUNIO	02/06/2012	-	JULIO	02/07/2012	-	AGOSTO	02/08/2012	-
MAYO	03/05/2012	1,450.00	JUNIO	03/06/2012	-	JULIO	03/07/2012	-	AGOSTO	03/08/2012	-
MAYO	04/05/2012	2,930.00	JUNIO	04/06/2012	-	JULIO	04/07/2012	-	AGOSTO	04/08/2012	-
MAYO	05/05/2012	2,450.00	JUNIO	05/06/2012	-	JULIO	05/07/2012	-	AGOSTO	05/08/2012	-
MAYO	06/05/2012	-	JUNIO	06/06/2012	-	JULIO	06/07/2012	-	AGOSTO	06/08/2012	-
MAYO	07/05/2012	4,100.00	JUNIO	07/06/2012	2,960.00	JULIO	07/07/2012	-	AGOSTO	07/08/2012	-
MAYO	08/05/2012	1,610.00	JUNIO	08/06/2012	3,610.00	JULIO	08/07/2012	-	AGOSTO	08/08/2012	-
MAYO	09/05/2012	4,720.00	JUNIO	09/06/2012	4,285.00	JULIO	09/07/2012	-	AGOSTO	09/08/2012	-
MAYO	10/05/2012	5,100.00	JUNIO	10/06/2012	4,820.00	JULIO	10/07/2012	-	AGOSTO	10/08/2012	-
MAYO	11/05/2012	5,090.00	JUNIO	11/06/2012	3,040.00	JULIO	11/07/2012	-	AGOSTO	11/08/2012	-
MAYO	12/05/2012	8,130.00	JUNIO	12/06/2012	700.00	JULIO	12/07/2012	-	AGOSTO	12/08/2012	-
MAYO	13/05/2012	7,215.00	JUNIO	13/06/2012	-	JULIO	13/07/2012	-	AGOSTO	13/08/2012	-
MAYO	14/05/2012	3,850.00	JUNIO	14/06/2012	4,175.00	JULIO	14/07/2012	-	AGOSTO	14/08/2012	-
MAYO	15/05/2012	4,000.00	JUNIO	15/06/2012	6,398.00	JULIO	15/07/2012	-	AGOSTO	15/08/2012	-
MAYO	16/05/2012	8,930.00	JUNIO	16/06/2012	11,400.00	JULIO	16/07/2012	-	AGOSTO	16/08/2012	-
MAYO	17/05/2012	-	JUNIO	17/06/2012	8,010.00	JULIO	17/07/2012	-	AGOSTO	17/08/2012	-
MAYO	18/05/2012	-	JUNIO	18/06/2012	6,650.00	JULIO	18/07/2012	-	AGOSTO	18/08/2012	-
MAYO	19/05/2012	-	JUNIO	19/06/2012	-	JULIO	19/07/2012	-	AGOSTO	19/08/2012	-
MAYO	20/05/2012	365.00	JUNIO	20/06/2012	-	JULIO	20/07/2012	-	AGOSTO	20/08/2012	-
MAYO	21/05/2012	4,720.00	JUNIO	21/06/2012	-	JULIO	21/07/2012	-	AGOSTO	21/08/2012	-
MAYO	22/05/2012	8,828.00	JUNIO	22/06/2012	-	JULIO	22/07/2012	-	AGOSTO	22/08/2012	-
MAYO	23/05/2012	10,400.00	JUNIO	23/06/2012	-	JULIO	23/07/2012	-	AGOSTO	23/08/2012	-
MAYO	24/05/2012	9,220.00	JUNIO	24/06/2012	-	JULIO	24/07/2012	6,300.00	AGOSTO	24/08/2012	-
MAYO	25/05/2012	9,629.00	JUNIO	25/06/2012	-	JULIO	25/07/2012	6,590.00	AGOSTO	25/08/2012	-
MAYO	26/05/2012	6,350.00	JUNIO	26/06/2012	-	JULIO	26/07/2012	3,450.00	AGOSTO	26/08/2012	-
MAYO	27/05/2012	2,770.00	JUNIO	27/06/2012	-	JULIO	27/07/2012	5,430.00	AGOSTO	27/08/2012	-
			JUNIO	28/06/2012	-	JULIO	28/07/2012	1,100.00	AGOSTO	28/08/2012	-
			JUNIO	29/06/2012	-	JULIO	29/07/2012	-	AGOSTO	29/08/2012	-
			JUNIO	30/06/2012	-	JULIO	30/07/2012	-	AGOSTO	30/08/2012	-
						JULIO	31/07/2011	-	AGOSTO	31/08/2012	1,400.00
MAYO	TOTAL	111,857.00	JUNIO	TOTAL	56,048.000	JULIO	TOTAL	22,870.000	AGOSTO	TOTAL	1,400.000
MAYO	PROMEDIO	5,326.52	JUNIO	PROMEDIO	5,095.273	JULIO	PROMEDIO	4,574.000	AGOSTO	PROMEDIO	1,400.000

MES	FECHA	R-500 (gal/dia)	MES	FECHA	R-500 (gal/dia)	MES	FECHA	R-500 (gal/dia)	MES	FECHA	R-500 (gal/dia)
SETIEMBRE	01/09/2012	-	OCTUBRE	01/10/2012	-	NOVIEMBRE	01/11/2012	-	DICIEMBRE	01/12/2012	11,220.00
SETIEMBRE	02/09/2012	-	OCTUBRE	02/10/2012	-	NOVIEMBRE	02/11/2012	-	DICIEMBRE	02/12/2012	10,850.00
SETIEMBRE	03/09/2012	-	OCTUBRE	03/10/2012	-	NOVIEMBRE	03/11/2012	-	DICIEMBRE	03/12/2012	8,700.00
SETIEMBRE	04/09/2012	-	OCTUBRE	04/10/2012	-	NOVIEMBRE	04/11/2012	-	DICIEMBRE	04/12/2012	10,900.00
SETIEMBRE	05/09/2012	-	OCTUBRE	05/10/2012	1,000.00	NOVIEMBRE	05/11/2012	-	DICIEMBRE	05/12/2012	8,540.00
SETIEMBRE	06/09/2012	-	OCTUBRE	06/10/2012	-	NOVIEMBRE	06/11/2012	-	DICIEMBRE	06/12/2012	10,900.00
SETIEMBRE	07/09/2012	-	OCTUBRE	07/10/2012	-	NOVIEMBRE	07/11/2012	-	DICIEMBRE	07/12/2012	11,010.00
SETIEMBRE	08/09/2012	-	OCTUBRE	08/10/2012	-	NOVIEMBRE	08/11/2012	-	DICIEMBRE	08/12/2012	10,550.00
SETIEMBRE	09/09/2012	-	OCTUBRE	09/10/2012	-	NOVIEMBRE	09/11/2012	-	DICIEMBRE	09/12/2012	10,400.00
SETIEMBRE	10/09/2012	-	OCTUBRE	10/10/2012	-	NOVIEMBRE	10/11/2012	-	DICIEMBRE	10/12/2012	10,490.00
SETIEMBRE	11/09/2012	-	OCTUBRE	11/10/2012	-	NOVIEMBRE	11/11/2012	-	DICIEMBRE	11/12/2012	10,141.00
SETIEMBRE	12/09/2012	-	OCTUBRE	12/10/2012	-	NOVIEMBRE	12/11/2012	-	DICIEMBRE	12/12/2012	9,280.00
SETIEMBRE	13/09/2012	-	OCTUBRE	13/10/2012	-	NOVIEMBRE	13/11/2012	-	DICIEMBRE	13/12/2012	8,200.00
SETIEMBRE	14/09/2012	-	OCTUBRE	14/10/2012	-	NOVIEMBRE	14/11/2012	-	DICIEMBRE	14/12/2012	7,540.00
SETIEMBRE	15/09/2012	-	OCTUBRE	15/10/2012	-	NOVIEMBRE	15/11/2012	-	DICIEMBRE	15/12/2012	12,490.00
SETIEMBRE	16/09/2012	-	OCTUBRE	16/10/2012	-	NOVIEMBRE	16/11/2012	-	DICIEMBRE	16/12/2012	11,150.00
SETIEMBRE	17/09/2012	-	OCTUBRE	17/10/2012	-	NOVIEMBRE	17/11/2012	-	DICIEMBRE	17/12/2012	8,200.00
SETIEMBRE	18/09/2012	-	OCTUBRE	18/10/2012	-	NOVIEMBRE	18/11/2012	-	DICIEMBRE	18/12/2012	6,300.00
SETIEMBRE	19/09/2012	-	OCTUBRE	19/10/2012	-	NOVIEMBRE	19/11/2012	-	DICIEMBRE	19/12/2012	6,300.00
SETIEMBRE	20/09/2012	-	OCTUBRE	20/10/2012	-	NOVIEMBRE	20/11/2012	-	DICIEMBRE	20/12/2012	6,280.00
SETIEMBRE	21/09/2012	-	OCTUBRE	21/10/2012	-	NOVIEMBRE	21/11/2012	-	DICIEMBRE	21/12/2012	250.00
SETIEMBRE	22/09/2012	-	OCTUBRE	22/10/2012	-	NOVIEMBRE	22/11/2012	-	DICIEMBRE	22/12/2012	6,345.00
SETIEMBRE	23/09/2012	-	OCTUBRE	23/10/2012	-	NOVIEMBRE	23/11/2012	3,300.00	DICIEMBRE	23/12/2012	-
SETIEMBRE	24/09/2012	-	OCTUBRE	24/10/2012	-	NOVIEMBRE	24/11/2012	11,500.00	DICIEMBRE	24/12/2012	-
SETIEMBRE	25/09/2012	-	OCTUBRE	25/10/2012	-	NOVIEMBRE	25/11/2012	5,740.00	DICIEMBRE	25/12/2012	-
SETIEMBRE	26/09/2012	-	OCTUBRE	26/10/2012	-	NOVIEMBRE	26/11/2012	2,070.00	DICIEMBRE	26/12/2012	-
SETIEMBRE	27/09/2012	-	OCTUBRE	27/10/2012	-	NOVIEMBRE	27/11/2012	9,500.00	DICIEMBRE	27/12/2012	4,675.00
SETIEMBRE	28/09/2012	-	OCTUBRE	28/10/2012	-	NOVIEMBRE	28/11/2012	5,050.00	DICIEMBRE	28/12/2012	11,675.00
SETIEMBRE	29/09/2012	-	OCTUBRE	29/10/2012	-	NOVIEMBRE	29/11/2012	11,650.00	DICIEMBRE	29/12/2012	8,691.00
SETIEMBRE	30/09/2012	-	OCTUBRE	30/10/2012	-	NOVIEMBRE	30/11/2012	9,700.00	DICIEMBRE	30/12/2012	4,168.00
			OCTUBRE	31/10/2012	-				DICIEMBRE	31/12/2012	8,393.00
SETIEMBRE	TOTAL	-	OCTUBRE	TOTAL	1,000.000	NOVIEMBRE	TOTAL	58,510.000	DICIEMBRE	TOTAL	233,638.00
SETIEMBRE	PROMEDIO	-	OCTUBRE	PROMEDIO	1,000.000	NOVIEMBRE	PROMEDIO	7,313.750	DICIEMBRE	PROMEDIO	8,653.28

Fuente: AUSTRAL GROUP



*“Año de la Diversificación Productiva y del
Fortalecimiento de la Educación”*



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

OFICINA CENTRAL DE INVESTIGACIÓN

“CATÁLOGO DE TRABAJOS DE INVESTIGACIÓN - TIPRO”

RESOLUCIÓN N° 1562 – 2006 – ANR

REGISTRO DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

I. DATOS GENERALES (PRE GRADO):

- Universidad: **“UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA”**
- Escuela o Carrera Profesional: **INGENIERÍA EN ENERGÍA**
- Título del Trabajo: **“AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA MEDIANTE EL DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRIGENERACION EN LA EMPRESA AUSTRAL GROUP”**
- Área de Investigación: **APLICACIÓN DE NUEVAS TECNOLOGÍAS.**
- Autor(es):

DNI	Apellidos y Nombres
41346707	Crispín German Raúl Diógenes
45260767	Haro Lynch Jhonny Frank

- Título profesional a que conduce: **INGENIERO EN ENERGÍA**
- Año de aprobación de la sustentación: **2015**

II. CONTENIDO DEL RESUMEN

- **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

¿En qué porcentaje, el diseño de una planta de Trigeneración permitirá el ahorro de energía primaria, en la empresa austral Group S.A?

- **OBJETIVOS.**

OBJETIVO GENERAL.

Realizar un estudio para el ahorro de energía primaria mediante del diseño de una Planta de Trigeneración en la Empresa Austral Group S.A-Planta Coishco

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Realizar un Balance de Energía en la Empresa Austral Group S.A-Planta Coishco para determinar las Potencias térmicas útiles de la Planta de Harina, Conservas y frío.
- Determinar las características y parámetros de operación de una central de Trigeneración para la autogeneración total de energía para la empresa Austral Group S.A-Planta Coishco.
- Cuantificar los ahorros de energía primaria y reducción de costos, al instalar una planta de Trigeneración para la Empresa Austral Group S.A-Planta Coishco.
- Evaluar la Rentabilidad Económica de la instalación de una Planta de Trigeneración para la Empresa Pesquera Austral Group S.A-Planta Coishco.

- **HIPÓTESIS.**

“Mediante el diseño de una planta de Trigeneración en la Empresa Austral Group S.A. se obtendrá un ahorro de energía primaria del 50%”.

- **BREVE REFERENCIAL AL MARCO TEÓRICO (10 A 20 LÍNEAS).**

La Empresa Pesquera Austral Group S.A, perteneciente al Grupo Económico Noruego Austevoll Seafood, tiene instaladas en el Perú 7 Plantas de Harina de Pescado, de donde adicionalmente tres de ellas cuentan con plantas de conservas y dos de ellas con plantas de congelado, de donde la Planta Coishco cuenta con las tres unidades productivas: fabricación de harina de pescado, elaboración de conservación y frío para congelamiento. La Planta Coishco, cuenta con una potencia instalada operativa térmica equivalente a 4,400 BHP en generadores de vapor del tipo piro tubular, de los cuales 3,600 BHP están instaladas en 4 equipos en la fábrica de pescado y 800 BHP en 1 equipo en la planta de elaboración de conservas. El suministro de energía eléctrica es brindado por la empresa distribuidora de la zona, en este caso Hidrandina S.A, con una máxima demanda de 1,812 KW en la Planta de elaboración de conservas, 752 KW en las Instalaciones frigoríficas y de 2,754 KW en la Planta de Harina de Pescado, sumando en total 5,318 KW como máxima demanda coincidente en la Planta Coishco.

La tecnología de cogeneración permite la generación simultánea de energía eléctrica y energía térmica de manera simultánea, mejorando los rendimientos de planta y obteniéndose ahorros promedio de 30 % de energía primaria, ya que permite a las empresas autogenerarse su propia energía, y optar por convertir una Planta consumidora de energía, en este caso la Empresa Austral Group S.A.A., en una empresa generadora de energía, con posibilidades de inyectar sus excedentes de energía eléctrica a la red externa de energía.

Los sistemas de refrigeración por absorción, permiten reemplazar el consumo de energía eléctrica en el compresor por un sistema térmico que utiliza como elemento impulsor, calor residual de un proceso.

- **CONCLUSIONES Y/O RECOMENDACIONES.**

- **CONCLUSIONES**

- Se determinó la Potencia térmica útil actual en la Planta de Harina y Conservas la cual es de 31.52 MW, esto representa la demanda de flujo de calor utilizado en los procesos de cocción, secado, calentamiento de fluidos y en la planta de conservas a través del uso de vapor saturado.
- Al dimensionarse el Sistema de refrigeración por absorción en reemplazo de los sistemas convencionales de refrigeración por compresión de vapor, se determinaron las potencias térmicas útiles adicionales, obteniéndose un valor de 11.5 MW adicionales que debe generarse para el proceso exotérmico dentro del generador del sistema de refrigeración por absorción, donde 6.6 MW corresponden a la planta de conserva, mientras que 4.9 MW corresponden a la planta de congelado.
Por lo tanto la Potencia térmica útil total es de 43.02 MW.
- Las características de diseño de la Central termoeléctrica de 30 MW de potencia efectiva con turbinas a gas son: relación de presiones 9, límite metalúrgico 4.8 y exceso de aire de 300%, con el cual se consigue una eficiencia de planta de 37.01 %, una Tasa de calor de 10.46 MMBTU/MWh y un Costo Variable Total de 32.91 US\$/MWh, los cuales son valores óptimos para centrales termoeléctricas de este tipo de tecnología de última generación.
- De la turbina de gas se extraen 112.89 kg/sg de gases de la combustión a una temperatura de 641 °C, los cuales son aprovechados en la generación de vapor saturado para la cobertura de los 43.02 MW de Potencia térmica útil de planta. Los gases de la combustión pueden generar hasta un valor de Potencia térmica máxima útil de 49.184 MW (valor superior al requerido, con un margen de reserva de 15.76 %).
- Se obtiene un ahorro de energía primaria del orden 66.76 %, muy superior al valor de 60 % recomendado en el texto de Cogeneración de Fraile Chico, y así mismo se contrasta y verifica que se ha superado lo planteado en la hipótesis, la cual era de un ahorro de energía primaria de 50 %.

- La Central de Trigeneración se ajusta a un modelo de central de cogeneración calificada según el Reglamento de Cogeneración del Perú, al cumplir con los dos criterios que establece la normatividad, en este caso se tiene una Relación de cogeneración igual a 0.6974 (siendo el valor mínimo igual a 0.4), mientras que el Rendimiento eléctrico efectivo REE conseguido es de 0.9023, superior al valor de 0.5 (mínimo requerido para el REE). Con estas condiciones la central de Trigeneración de energía está calificada para inyectar y comercializar sus excedentes de energía eléctrica y potencia al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.
- Se ha evaluado la rentabilidad económica de la instalación de la planta de Trigeneración de energía, obteniéndose un valor actual neto de 22'441,197 US\$, una Tasa Interna de Retorno de 12.39 % y un pay back de 5.5 años para la recuperación de la inversión. Los indicadores económicos cumplen con los criterios para que un proyecto sea rentable.

RECOMENDACIONES

- Los sistemas de Trigeneración representan una tecnología energética no utilizada en forma comercial y masiva en el Perú, se deben buscar los mecanismos que permitan su difusión y ventajas al aplicarlo en los centro de consumo de energía, el estado por lo tanto debe tener un rol protagónico en su difusión.
- Se puede optar por mejorar las condiciones de potencia efectiva de la central bases de la planta de Trigeneración, que en este caso es la central termoeléctrica con turbinas de gas, esto se puede conseguir inyectando vapor en una cámara previa a la cámara de combustión.
- Se recomienda verificar los límites de calificación del Reglamento de Cogeneración, con la finalidad determinar si los mencionados criterios se ajustan a nuestra tecnología de planta que las empresas tienen en el Perú, y si es necesario aumentar o disminuir los criterios de la Relación de Cogeneración y el Rendimiento Eléctrico Efectivo.

- Es necesario la realización de eventos de difusión de esta tecnología y el uso de combustibles alternos tal como el Gas Licuado de Petróleo, los cuales podrían adaptarse con facilidad al sector industrial.
- En el Plan de Estudios de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería en Energía se deben incluir temas referentes a despacho y operaciones de sistemas energéticos que permitan optimizar y controlar la operación de la generación al mínimo costo, ya sea en los Cursos de Plantas Generadoras de Potencia como en Sistemas Eléctricos de Potencia.
- **BIBLIOGRAFÍA.**

TEXTOS

 - BERMÚDEZ, Vicente. TECNOLOGIA ENERGETICA. Ed. Universidad Politécnica de Valencia. España. 2000.303 p.
ISBN 8477218684
 - BURGHARDT, David. INGENIERIA TERMODINAMICA. Editorial HARLA. México. 1990. 560 pp.
ISBN 9686034374
 - DÍAZ GARAY. ESQUEMAS DE COGENERACION. Comisión Nacional de Ahorro de Energía de México .1995. 105 p.
 - DÍAZ GARAY. DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACION. Comisión Nacional de Ahorro de Energía de México .1995. 125 p.
 - GARCIA ALIMAÑA. INSTALACIONES DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO. Editorial Marcombo. México. 2008.162 p
ISBN 8426714730
 - GARCIA GARRIDO. COGENERACIÓN: DISEÑO, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE PLANTAS DE COGENERACIÓN. Editorial Díaz de Santos. España.2008. 564 p.
ISBN 8479788453

- GONZALES CHAVEZ, Salome. COGENERACIÓN. Ediciones UNI. Perú. 2012. 125 p.
- HERNANDEZ GORIBOR, Eduardo. FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN. Editorial LIMUSA. 4° Edicion. México. 2009. 461 p.
ISBN 9681806042
- JIMENEZ BOULAMGER, Francisco. INGENIERÍA ECONÓMICA. Editorial Tecnológica. 2° Edicion. Costa Rica. 2007. 325 p.
ISBN 997766188X
- MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS. D.S N° 037-2006-EM REGLAMENTO DE COGENERACION DEL PERU Y SUS MODIFICATORIAS. MEM.Peru. 2006. 15 pp.
- MORAN & SHAPIRO. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TÉCNICA. Tomo II. Editorial Reverte. Mexico.2005. 888 p.
ISBN 8429143130
- MOTT, Robert. MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA. Editorial Pearson Education. 4°Edicion. Mexico.2006. 596 p.
ISBN 9688805424
- OSINERGMIN. “Informe N° 117-2014 Publicación de los precios de barra vigente periodo mayo 2014 a Abril del 2015”. OSINERGMIN- Perú. 2014. 512 p.
- SERRANO, Jorge. MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN INDUSTRIAL TOMO I-II. Editorial Mc Graw Hill. 2° Edicion. España. 2013. 998 p.
ISBN 0988629836

- VILLARRES, Mario. COGENERACIÓN. Editorial Confemetal. España. 2002. 293 p.
ISBN 8495428911

CITAS WEB

- **AEDIE.** “Estudio comparativo de una instalación de trigeneración con microturbina de gas y un sistema convencional con bomba de calor en un complejo hotelero”. España.2012. [Consulta: 24 de setiembre del 2014].Disponible en:
<http://www.aedie.org/9CHLIE-paper-send/402-MASSAGUES.pdf>
- **DIAZ CELERY, Ignacio.** “Análisis técnico de la cogeneración aplicado a la Empresa Minera”. Universidad de Chile.2012. [Consulta: 10 de setiembre del 2014].Disponible en:
<http://www.tesis.uchile.cl/handle/2250/103476>
- **FERNANDEZ MARTIN, Maria.** “Estudio de viabilidad técnico económica de una planta de trigeneración en el sector lácteo”. España . 2011.[Consulta: 12 de agosto del 2014].Disponible en:
http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/11745/PFC_Maria_Fernandez_Martin.pdf?sequence=1

TESIS

- ARIAS ANTAURCO y ESPINOZA ASENCIOS. “Estudio de los parámetros de dimensionamiento de una Planta de Trigeneración con Gas natural para el autoabastecimiento de energía. Caso Empresa Hayduk S.A ”. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad nacional del Santa. Perú. 2012. 120 p.
- FUSHIMI, Alberto. “Análisis económico y energético del potencial de cogeneración de una planta petroquímica”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad Nacional de la Plata. Argentina. 2005. 120 p.

- MARIMON SARMIENTO, Luis Ángel. “Modelización y análisis energético de configuraciones de trigeneración en edificios”. Tesis para optar el título de Doctor en ingeniería Mecánica de la Universitat de Rovira, en Tarragona, España 2011. 284 p.
- RAMON SARAVIA, Julio Cesar. “Operación del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial comercial”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico de la Universidad de Zaragoza, España. 2012.218 p.
- QUISPE CHANAMPA, Carlos. “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”. Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico Eléctrico de la Universidad de Piura.210.166 p.