

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

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

**“RELACION ENTRE LA CAPACIDAD DE COGENERACION
Y LA COBERTURA DE LA DEMANDA EN EMPRESA
CANTARANA S.A”**

AUTORES :

Bach. Leiner Rubiri Rojas Díaz

ASESOR :

Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán

NUEVO CHIMBOTE, MAYO DEL 2021

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



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

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

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA

**“RELACION ENTRE LA CAPACIDAD DE COGENERACION Y LA
COBERTURA DE LA DEMANDA EN EMPRESA CANTARANA S.A”**

AUTORES :

Bach. Leiner Rubiri Rojas Díaz

Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
ASESOR

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

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los once días del mes de junio del año dos mil veintiuno, siendo las once treinta horas de la mañana, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°047-2021-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- > Mg. JOEL HERRADDA VILLANUEVA : PRESIDENTE
- > M.Sc. HUGO ROLANDO CALDERON TORRES : SECRETARIO
- > Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN : INTEGRANTE

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "RELACION ENTRE LA CAPACIDAD DE COGENERACION Y LA COBERTURA DE LA DEMANDA EN EMPRESA CANTARANA S.A.", elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: LEINER RUBIRI ROJAS DIAZ, con código de matrícula N° 0200211026, teniendo como asesor al docente Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán designado mediante Resolución Decanal N° 102-2020-UNS-FI de fecha 08.07.2020.

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

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

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
LEINER RUBIRI ROJAS DIAZ	Diciseis (16)	Buena

Siendo la una de la tarde del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.

Mg. Joel Herradda Villanueva
PRESIDENTE

M.Sc. Hugo R. Calderón Torres
SECRETARIO

Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
INTEGRANTE

DEDICATORIA

A mis queridos Padres
Francisco Siguenza y Margarita Diaz
Por su gran amor y ejemplo
y por ser los artífices de mi vida en
todos sus aspectos.

A mi esposa Ydania
por su amor, comprensión y cariño
en este proyecto de vida familiar.

A mis hijos Joe y Ayumi
por ser la razón y el motor
para que cada día me supere.

A mis hermanos Kelvin y Aldrin,
para que esta investigación algún día les sirva de ejemplo.

A Dios por su gracia infinita y por ser nuestro guía
en nuestra carrera y la luz en nuestra vida.

L.R.R.D

RECONOCIMIENTO

Al Mg. Robert Guevara
por sus oportunos consejos
y apoyo profesional en la realización de esta investigación.

A todos los Profesores de la
E.P de Ingeniería en Energía
por sus enseñanzas
en nuestro paso por la UNS.

Para la promoción 2002 de la
Escuela de Ingeniería en Energía
quienes están siempre presente.

Atentamente,

.

L.R.R.D.

INDICE

INDICE

RESUMEN

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	3
1.3 Justificación	6
1.4 Hipótesis	7
1.5 Objetivos	7
CAPITULO II: MARCO TEORICO	8
2.1 Cogeneración	9
2.2 Modos de cogeneración	18
2.3 Cogeneración calificada	21
2.4 Estado del arte	26
2.5 Análisis de la rentabilidad.	41
CAPITULO III: MATERIALES Y METODO	44
3.1 Material	45
3.2 Método	49
CAPITULO IV: CALCULOS Y RESULTADOS	53
4.1 Determinación de la potencia térmica útil de planta	54
4.2 Capacidad de cogeneración con cobertura total de 100 % de la Demanda eléctrica	64
4.3 Capacidad de cogeneración con cobertura de 100% de la demanda Térmica.	70
4.4 Evaluación de la calificación de la cogeneración	76
4.5 Evaluación económica	80
4.6 Discusión de resultados	82
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	84
Conclusiones	85
Recomendaciones	87
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	88
ANEXOS	95

FIGURAS

Figura N.º 1 Comparativo entre sistema convencional y sistema de cogeneración	10
Figura N.º 2 Diagrama de bloques de Topping Cycles	13
Figura N.º 3 Diagrama de bloques de Bottoming Cycles	14
Figura N.º 4 Cogeneración con turbinas de gas	15
Figura N.º 5 Cogeneración con turbinas de vapor	17
Figura N.º 6 Cogeneración parcial	19
Figura N.º 7 Cogeneración total	19
Figura N.º 8 Cogeneración con excedentes	20
Figura N.º 9 Cogeneración con turbinas de gas	28
Figura N.º 10 Ciclo termodinámico Joule Brayton Simple Abierto	29
Figura N.º 11 Balance de energía en un HRSG	37
Figura N.º 12: Disposición de flujos secador Rotadiscos	38
Figura N.º 13 Balance de masa en Cocinadores	47
Figura N.º 14 Balance de masa en secadores	48
Figura N.º 15 Características de licor de prensa entrante a separadoras	48
Figura N.º 16 Características de licor de separadoras entrante a centrifugas	49
Figura N.º 17 Suministro de energía - condición inicial	50
Figura N.º 18 Suministro de energía mediante cogeneración	52
Figura N.º 19 Cogeneración con cobertura de 100 % de la demanda eléctrica al 100 % y cobertura parcial de la demanda térmica	68
Figura N.º 20 Determinación de la potencia térmica útil disponible de gases de la combustión	69
Figura N.º 21 Cogeneración con cobertura de 100 % de la demanda térmica y con excedentes de energía eléctrica	74
Figura N.º 22 Comportamiento de la Potencia efectiva y del Heat Rate en función a la variación de la relación de presiones	75
Figura N.º 23 Facturación por suministro convencional de energía para cobertura de demanda térmica y eléctrica	77
Figura N.º 24 Facturación por cogeneración con cobertura 100 % de demanda eléctrica y cobertura parcial de demanda térmica	78

Figura N°25 Facturación por cogeneración con cobertura 100 % de demanda eléctrica y cobertura parcial de demanda térmica	79
--	----

TABLAS

Tabla N° 1 Criterios de Calificación	22
Tabla N° 2 Características Operativas de Calderos de la empresa	46
Tabla N° 3 Valores utilizados en cálculo de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda eléctrica	64
Tabla N° 4 Valores utilizados en cálculo de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda térmica	70
Tabla N° 5 Benchmarking entre los modos de cobertura de demanda	76
Tabla N° 6 Indicadores de rentabilidad	81

RESUMEN

La cogeneración es una tecnología energética que permite la generación simultánea de energía eléctrica y térmica, para este caso en una Empresa productora de harina de Pescado de 120 TM/hora de capacidad productiva, que ha migrado su matriz energética al consumo de gas natural en reemplazo del petróleo residual 500 y además el suministro de energía eléctrica lo realiza la empresa distribuidora de la zona como cliente regulado con una máxima demanda eléctrica de 2.4 MW. En la presente investigación se determina la influencia de la capacidad de la planta de cogeneración con turbinas de gas en la cobertura de la demanda térmica y eléctrica.

La presente investigación es del tipo descriptiva, cuantitativa y no experimental, la población y muestra es única, en este caso la Empresa Cantarana SAC, en la cual se dimensiona la capacidad de la planta de cogeneración en función a la cobertura del 100 % de la demanda eléctrica y en función a la cobertura del 100 % de la demanda térmica, del mismo modo la calificación está restringida por la relación de cogeneración y el rendimiento eléctrico efectivo según el reglamento de cogeneración del Perú.

Dentro de los resultados, la capacidad de la planta de cogeneración según el modo de la cobertura del 100 % de la demanda térmica permite cubrir con el 100 % de la demanda térmica y eléctrica de planta, y con excedentes de energía, los cuales pueden ser inyectados a la red eléctrica externa al tener valores de la relación de cogeneración de 0.467 y un rendimiento eléctrico efectivo de 1.436, valores superiores a los definidos por el reglamento de cogeneración, con un ahorro económico del 68 %.

PALABRA CLAVE: Cogeneración, parámetros de calificación, cobertura de demanda.

ABSTRACT

Cogeneration is an energy technology that allows the simultaneous generation of electrical and thermal energy, in this case in a company that produces fishmeal with 120 MT / hour of productive capacity, which has migrated its energy matrix to the consumption of natural gas in replacement of residual oil 500 and also the supply of electricity is provided by the distribution company in the area as a regulated customer with a maximum electricity demand of 2.4 MW. In the present investigation the influence of the capacity of the cogeneration plant with gas turbines in the coverage of the thermal and electrical demand is determined.

This research is descriptive, quantitative and non-experimental, the population and sample is unique, in this case the Cantarana SAC Company, in which the capacity of the cogeneration plant is dimensioned based on the coverage of 100% of the electricity demand and depending on the coverage of 100% of the thermal demand, in the same way the qualification is restricted by the cogeneration relationship and the effective electrical performance according to the cogeneration regulations of Peru.

Among the results, the capacity of the cogeneration plant according to the mode of coverage of 100% of the thermal demand allows covering with 100% of the thermal and electrical demand of the plant, and with energy surpluses, which can be injected into the external electrical network as they have values of the cogeneration ratio of 0.467 and an effective electrical performance of 1.436, values higher than those defined by the cogeneration regulation, with an economic saving of 68%.

KEY WORD: Cogeneration, qualification parameters, demand coverage.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

La Empresa Cantarana S.A.C (Ex Unidad Operativa 1313 perteneciente a PESCA PERU) ubicada en la Zona Industrial del 27 de Octubre en Chimbote es un gran centro consumidor de Energía, teniendo una máxima demanda eléctrica sobre los 3.0 MW como cliente regulado, así mismo cuenta con una capacidad instalada de 6800 BHP compuesto por 9 generadores de vapor del tipo pirotubular que operan con Petróleo R500 a una presión de 80 psig de generación , estos últimos suministran el calor útil necesario para los procesos de cocción, secado y calentamiento de fluidos de procesos en menor proporción. Así mismo se encuentra en un proceso de instalar el suministro de gas natural en su planta industrial en reemplazo del petróleo R500.

La Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria del Gas natural N° 27133 (promulgada el año 1999) establece las condiciones específicas para la promoción del desarrollo de la industria del gas natural y el Reglamento de Cogeneración del Perú (D.S N° 037-2007 y sus modificatorias) establecen los criterios tecnológicos para las empresas consumidoras de energía que deseen cogenerar y calificar puedan vender sus excedentes de energía y potencia al sistema Eléctrico Interconectado Nacional, pero en la actualidad solo se cuentan con 03 empresas que han podido instalar gas natural y acondicionar sus instalaciones para la aplicación de la cogeneración calificada, las cuales se encuentran dentro de sus limitaciones de aplicación el cumplimiento de parámetros técnicos como la relación de cogeneración y el rendimiento eléctrico efectivo, parámetros que requieren un estudio minucioso para cada centro de consumo, que muchas empresas aún no han optado en realizarlas, básicamente por falta de asesoría técnica para realizar estos estudios y su aplicación. El proceso de elaboración de estos productos se realiza con equipos que de un modo u otro necesitan energía para su funcionamiento, ya sea combustibles fósiles o energía eléctrica. De los cuales una parte se pierde, ya sea por malas instalaciones, el uso inadecuado de tuberías de vapor, etc.; siendo el principal motivo de pérdidas las fugas de vapor y la falta de aislamiento de superficies calientes, así como el indebido uso de la energía térmica, cuando no se tiene cuantificado el flujo de energía o de combustible. El aprovechamiento adecuado del recurso energético es muy importante ya que de él depende la productividad de la planta de la Empresa UO 1313 S.A, por ello, hoy en día las empresas están poniendo en práctica el hábito de conservación y optimización de la energía con la finalidad de incrementar dicha productividad económica y mejorar la

eficiencia global de la planta, para ello una herramienta muy eficaz es el balance de energía con la finalidad de poder cubrir de manera eficiente y económica su demanda térmica y eléctrica.

Teniendo en cuenta lo enunciado se plantea el siguiente problema:

¿Cuáles son los parámetros que restringen la relación entre la capacidad de cogeneración calificada en la cobertura de la demanda en la empresa Cantarana S.A.?

1.2 ANTECEDENTES:

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

Según Arias, E. y Espinoza, L. (2013) en su tesis titulada Estudio de los parámetros de dimensionamiento de una planta de trigeneración con gas natural para el autoabastecimiento de energía. Caso Empresa Hayduk S.A, para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa, Perú, dentro de sus resultados tenemos que la Central de Cogeneración de 62 MW de generación de Potencia Efectiva se suministra con un calor de 175.17 MWh , con el cual los Indicadores de calificación son :Rendimiento Eléctrico Efectivo de 0.556 y una Relación de Cogeneración de 1.047, parámetros que superan los valores establecidos para calificar según el Reglamento de cogeneración N° 037-2006 EM. La tasa de calor obtenida para la central de cogeneración es de 12.21 MMBTU/h , lo que permite obtener un costo variable total de 41.39 U\$/MWh , repartidos en 38.88 U\$/MWh como Costo Variable combustible y 2.51 U\$/MWh como Costo Variable No Combustible a un precio de 3.185 U\$/MMBTU. Concluyo en que el Costo de Generación de Energía con un Precio Unitario de 41.39 U\$/MWh, de 1'231,766.40 U\$/mes, para lo cual es necesario un total de 17,320 m³/h de Gas natural.

Del mismo modo Castañeda, W. (2015) titulada "Determinación técnico económica de la conversión energética a ciclo Brayton con recuperación de calor, de la empresa Ribaud S.A.A., para reducir costos de energía eléctrica" para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo, Perú Se determinó que para producir 2 MW de energía eléctrica, la instalación de una turbina

a gas consumiría 351,21 Kg/hora de gas natural, del Catálogo KAWASAKI se seleccionó la turbina a gas modelo: Turbina a gas KAWASAKI, M1T-13ª con una potencia instalada de 2850 KW, del catálogo WEB se seleccionó el generador eléctrico modelo: GTA561 con potencia en bornes de 2131 KW. Se concluye que el costo unitario de generación de energía eléctrica es de 47 U\$/MWh. El valor actual neto y la tasa interna de retorno del presente proyecto son: U\$ 5 520 477 y 61% con una tasa de interés del 11 % en un periodo de 15 años.

Godos, R. (2011) en su tesis titulada Ahorro de energía en la empresa corporación Lindley-planta callao a través del diseño de una central de cogeneración con gas natural, para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa ,Perú, en su resultado determino el tipo de tecnología más adecuada para el abastecimiento de energía a través de una planta de Cogeneración para la Empresa Corporación Lindley-planta Callao es a través de una Central de Cogeneración con Turbinas a gas (Ciclo Joule Brayton Simple Abierto).Las condiciones favorables se dan en los precios diferenciados del Gas Natural desde 4.2 U\$/MMBTU para Empresas Consumidoras de Energía y de 2.3633 U\$/MMBTU para empresas que cogeneran y califican utilizando Gas Natural como combustible , tal como se establece en el Decreto Supremo N° 037-2007 -EM y sus modificatorias. Concluyo que el modelo de Cogeneración de mejor diseño técnico y económico es el Modelo SM6-10 la cual opera con un exceso de aire del 300 %, un límite metalúrgico de 3.8 y una relación de compresión de 7 con la cual alcanza una eficiencia igual a 34.27 % , un consumo de gas natural de 0.3256 Kg/seg, generando 5.3 MW con una Tasa de calor o Heat Rate igual a 11.896 MMBTU/MWh.

Del mismo modo Haro, J. y Crispín, R. (2015) en su tesis titulada Ahorro de energía primaria mediante el diseño de un sistema de trigeneración en la empresa Austral Group, para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa de Perú . 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 concluyó que se tuvo 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 superación la hipótesis planteada la cual era de un ahorro de energía primaria de 50 %.

Así mismo Santana, D. (2009) en su tesis titulada Diseño de una central de cogeneración con gas natural para un centro comercial, para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Pontificia Universidad Católica en Perú, concluye lo siguiente: La Instalación de Cogeneración diseñada, cubre de forma total los requerimientos de electricidad y aire acondicionado demandados por el Centro Comercial, por ende, es viable técnicamente. El análisis de sensibilidad realizado en un escenario optimista, muestra que el proyecto será viable técnicamente y económicamente cuando la Instalación de Cogeneración diseñada opere como tal, durante todo el año, un mínimo de 4320 horas, lo que implica un aumento de los requerimientos térmicos del Centro Comercial por la apertura de nuevos negocios que generaran ingresos por la venta de energía en forma de vapor y agua caliente, logrando obtenerse un VAN positivo, con un TIR de 19.78%,y un período de recuperación de inversión de 9 años y 2 meses.

Por lo consiguiente Yábar, Y. (2016) en su tesis titulada Reducción de costos de energía y mitigación de gases de efecto invernadero en una planta industrial mediante la cogeneración con gas natural para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Nacional Mayor de San Marcos en Lima, Perú, en sus resultados determino que se genera valor en el ahorro de costos energéticos y en la venta de energía térmica en forma de vapor y agua caliente. El uso de gas natural frente a otros combustibles fósiles permite la reducción de costos energéticos en una planta industrial. La planta de cauchos y metalmecánica podría obtener un ahorro de S/ 332,730 en un año. Concluye que las tecnologías de eficiencia energética como la cogeneración, contribuyen a asegurar el suministro de energía, mediante el uso racional de fuentes no renovables como el gas natural; mejoran la competitividad de las industrias en el país, al reducir sus costos de generación de energía y reducen el impacto ambiental. La inversión en proyectos de conversión a suministro de gas

natural y proyectos de eficiencia energética como la cogeneración, son rentables para los accionistas.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La justificación es la siguiente:

Dentro de sus beneficios tenemos la venta del Gas Natural a la Empresa Consumidora de Energía que cogenera a precio de generador con un ahorro superior del 50% en la facturación de Gas Natural.

En el año 2008 la Empresa Sudamericana de Fibras (SDF) ubicada en el Callao se convirtió en el Perú en la Primera Empresa Cogeneradora Calificada con Gas Natural, adecuando sus instalaciones a la cogeneración simultanea de energía térmica y eléctrica a través de su Central de Cogeneración de Oquendo de 26.2 MW.

La tecnología de la cogeneración se presenta como un mercado de oportunidad, con el cual las empresas pueden generar su propia energía tanto térmica y eléctrica de manera simultánea ,comprando el Gas Natural a un precio inferior al valor con el que actualmente lo compra , y más aún se presenta la posibilidad de poder vender sus excedentes de energía y potencia al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional con la obtención de divisas en función al precio de la Central Termoeléctrica que opera con Petróleo Diesel que cubre la máxima demanda del sistema y pone el precio marginal del sistema.

Dentro de la Política Energética Nacional al 2040 promulgada el 24.11.2010 toma como uno de los pilares del desarrollo de la Industria la implantación de la Tecnología de la Cogeneración y la Generación de Energía Distribuida para la confiabilidad y oportuna disponibilidad de la energía para los Centros de Consumo de Energía (Industria y de Servicios).

Esta investigación permitirá tener como base la adecuación futura de otras Plantas Consumidoras de Energía como Plantas Cogeneradoras de Energía incrementando su rentabilidad con los ahorros de energía primaria e ingresos económicos que resulten de esta, así como un valor agregado se presenta la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero.

1.4 HIPÓTESIS

La capacidad de cogeneración calificada en la cobertura de la demanda en la Empresa Cantarana S.A está restringida por el rendimiento eléctrico efectivo cuando su valor es mayor a 0.55 y por la relación de cogeneración cuando su valor es mayor a 0.4.

1.5 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL

Evaluar la relación entre la capacidad de cogeneración y la cobertura de la demanda en la Empresa Cantarana S.A.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Determinar la demanda térmica útil en la empresa Cantarana S.A.
- Dimensionar el tamaño de la planta de cogeneración para la Máxima cobertura de demanda eléctrica en la empresa.
- Dimensionar el tamaño de la planta de cogeneración para la Máxima cobertura de demanda térmica en la empresa.
- Comparar el sistema convencional de suministro de energía con el sistema de cogeneración.
- Realizar un análisis económico de la propuesta de implementación de una central de cogeneración para la empresa.

CAPITULO II
MARCO TEORICO

2.1 COGENERACION.

2.1.1 FUNDAMENTOS.

La cogeneración se define como la producción de energía eléctrica producida conjuntamente con vapor u otro tipo de energía térmica secundaria, o ambos; cuando la energía térmica no aprovechada en los procesos se utilice para la producción directa o indirecta de energía eléctrica o cuando se utilicen combustibles producidos en sus procesos para la generación directa o indirecta de energía eléctrica. Los sistemas de cogeneración de energía eléctrica alcanzan una eficiencia muy superior a los sistemas convencionales mediante el aprovechamiento de calor de desecho no aprovechado y reducción de pérdidas de energía innecesarias, permitiendo lograr ahorros considerables a mediano y largo plazo. (CONUEE, 2017)

La cogeneración se define como la producción secuencial y/o simultánea de energía eléctrica y/o mecánica y de energía térmica aprovechable (calor útil) en los procesos industriales de una Planta Consumidora de Energía a partir de una misma fuente de energía primaria. Es una alternativa como método de conservación de energía para la industria, acorde con las políticas de globalización económica regional y a la política internacional orientada a lograr un desarrollo sustentable. El ahorro de Energía primaria es del orden de $100-64 = 36\%$, ya que al generarse en forma simultánea el calor de procesos y la energía eléctrica reducen las unidades de energía primaria ingresantes a un sistema para generar la misma cantidad de 56 U. útiles de Energía. Dentro de los arreglos tecnológicos de cogeneración aplicados al sector industrial tenemos: con turbinas de gas, con turbinas de vapor y con motores de combustión interna. (Godos,2011)

En la mayor parte de las empresas del sector industrial y también empresas de servicio o entidades del estado, la energía térmica y eléctrica son insumos indispensables. Cuando estas dos formas de energía se requieren de manera conjunta en un proceso productivo, se presenta la oportunidad de implantar sistemas de cogeneración, lo cual lleva, de manera simultánea, a obtener una mayor eficiencia en el uso de combustibles fósiles y menor producción de emisiones contaminantes por unidad de energía útil. (CONUEE, 2017)

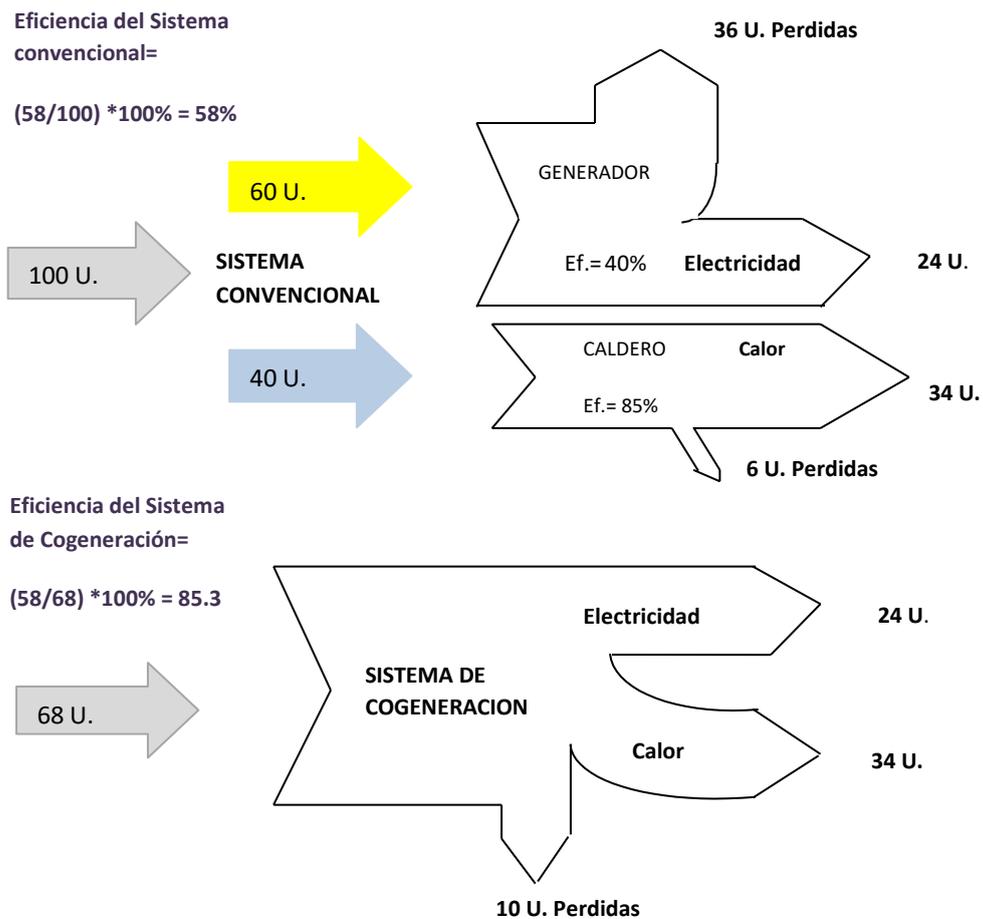


Figura N° 1 Comparativo entre sistema convencional y sistema de cogeneración
 Fuente: Tesis de Godos, Ricardo (2011)

2.1.2 BENEFICIOS.

La Cogeneración tiene los siguientes beneficios:

Reducción de las reservas de combustibles: Mediante la cogeneración se cuenta con tan solo una fuente de energía primaria (combustible) a diferencia de los sistemas convencionales que tienen dos flujos de energía entrante (combustible y energía eléctrica), de tal forma que la energía eléctrica externa dejada de consumir esta asociada a la generación termoeléctrica del sistema interconectado nacional.

Cambio climático: la cogeneración ahorra energía primaria. En el Perú supone menor importación de combustible para las plantas que utilizan petróleo BD2 o BD5 o GLP y menor consumo de gas natural para las industrias que ya cuentan con conexión a GN. Consecuentemente hay una disminución de emisiones de gases de efecto invernadero.

Seguridad de suministro: la cogeneración a diferencia de las tecnologías renovables, adicionalmente a la producción de energía, aporta también seguridad de suministro. Esta tecnología ofrece garantía de potencia gestionable de ser requerida por el operador del sistema. (Yábar, 2016)

Incrementa la competitividad de la industria: por la reducción de los costos de producción, al dejar de comprar energía eléctrica al distribuidor de electricidad y tener procesos de alta eficiencia energética para producir calor y electricidad.

Mejora de la intensidad energética: el uso de cogeneración es una gran oportunidad para mejorar la intensidad energética de nuestra economía por su alta eficiencia. Esta tecnología es la producción simultánea de calor y electricidad cerca de los puntos de consumo. Por lo tanto, es un sistema que aprovecha la energía primaria de un modo sustancialmente más eficiente que las tecnologías de producción separadas. (Yábar, 2016)

La cogeneración disminuye en todos los casos las emisiones de CO₂, así como el monóxido de carbono e hidrocarburos, por su mayor eficiencia tanto en la producción de energía eléctrica, como en el aprovechamiento de la energía primaria utilizada. Las emisiones de óxidos de nitrógeno, que son las más preocupantes por sus efectos en la salud, se reducen al aprovecharse mejor el combustible en los sistemas de cogeneración. Estudios realizados en la Unión Europea, comparando las emisiones con tecnologías y combustibles iguales, entre plantas de cogeneración y generación eléctrica y calderas por separado. (Erices, 2014)

Las pérdidas por transporte de electricidad en los sistemas de cogeneración, al producirse la electricidad donde se consume, son muy inferiores a las existentes en el sistema convencional. Las pérdidas por concepto de transporte de electricidad en el sistema convencional son del orden del 6 al 10% de la energía eléctrica disponible, mientras que en un sistema de autogeneración como la cogeneración estas pérdidas no sobrepasan el 2%. (Erices, 2014)

2.1.3 LA COGENERACION EN EL PERU.

Aunque no se han realizado estudios formales de potencial de cogeneración desde el año 2000, se estima que el potencial técnico está en torno a 500 MW, mientras que el

potencial económicamente viable podría estar sobre los 200 MW. De los diferentes sectores, el sector industrial es el sector que presenta el mayor potencial, seguido por las empresas de refino, luego minero-metalúrgico y por último el sector servicios, con un 4,7 % de potencial tecnológico. Así mismo el sector agroindustrial de elaboración de azúcar y alcohol ha venido haciendo uso de la cogeneración desde inicios de siglo XX , por ejemplo tenemos los ingenios azucareros de Cartavio, Paramonga, San Jacinto, Casagrande, entre otros. (Olade,2010)

Central de Cogeneración de Oquendo de 28.05 MW de Fibras Sudamericanas de Sudamericana de fibras es una empresa con experiencia en el uso de la cogeneración desde los 90s, cuando instala un sistema de cogeneración que requería de 3 500 m³/h de gas natural para un caldero que alimentaba a una turbina de vapor, produciendo 40 TM/h de vapor y 3 MW de electricidad para el proceso, sin embargo tenía que comprar al distribuidor de electricidad 1,5 MW para completar los requerimientos de electricidad de la planta. En esta empresa se compraron 7 500 m³/h de gas natural y se "queman" en la turbina 1, obteniéndose 28,05 MW de electricidad y el calor producido se usa en el caldero de recuperación HRSG para obtener 40 TM/h de vapor para la turbina de vapor y el proceso industrial. Se debe observar que se obtienen los 5,5 MW de electricidad y las 40 TM/h de vapor requeridos por la planta de SdF para su operación normal; así como 26,55 MW de electricidad para su venta a otros usuarios. Si se desea tener una idea de la electricidad producida, este excedente podría alimentar aproximadamente 10 veces la demanda de electricidad de la universidad o 5 instalaciones industriales cuya demanda sea similar a la de Sudamericana. (Vásquez, 2010)

La central térmica -ubicada en el distrito de Paramonga, provincia de Barranca (Lima). genera electricidad a partir de biomasa. Agroindustrial Paramonga es una empresa azucarera del Grupo Wong. El Comité de Operaciones Especiales del Sistema Interconectado Nacional (COES SINAC) aprobó el ingreso de Agro Industrial Paramonga a la operación comercial de la central de cogeneración Central Térmica Paramonga I, a partir de las 00:00 Horas del 17 de marzo del 2010, con una potencia efectiva de 20 MW y un rendimiento de 5.96 Kg de vapor /KWh. A mediados de febrero, la empresa junto a otras 15, se adjudicó un contrato en el concurso convocado por el Organismo de

Supervisión de la Inversión en Energía y Minería (Osinergmin) para suministro de electricidad con energías renovables. (Vásquez, 2010)

2.1.4 ARREGLOS DE COGENERACION.

a. TOPING CYCLES.

Los sistemas superiores de cogeneración, que son los más frecuentes, son aquellos en los que una fuente de energía primaria (como el gas natural, petróleo residual, carbón, bagazo u otro combustible similar) se utiliza directamente para la generación de energía eléctrica en el primer escalón, por lo cual se les conoce también como ciclos de cabeza. 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, 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 energía térmica están entre temperaturas de 250 ° C a 600 ° C. (Murillo y Flores, 2015)



Figura N° 2 Diagrama de bloques de Topping Cycles
Fuente: Tesis de Silva (2013)

En los sistemas superiores pueden emplearse turbinas de gas, motores Diesel, motores de encendido a chispa y distintos tipos de turbinas de vapor. También pueden usarse turbinas de gas, motores Diesel y motores de encendido a chispa, con algunas limitaciones, en combinación con turbinas de gas. Si se produce la energía motriz por medio de una turbina de gas y los gases de escape tienen un contenido de oxígeno bastante alto, los gases de escape pueden usarse también para precalentar el aire de combustión en calderas y bajar las necesidades de combustible. (Cifuentes, 2011)

b. BOTTOMING CYCLES.

En los sistemas inferiores la energía primaria se utiliza directamente para satisfacer los requerimientos térmicos del proceso del primer escalón y la energía térmica residual o de desecho, se usará para la generación de energía eléctrica en el segundo escalón, por lo cual se les conoce como ciclos de cola. Los ciclos inferiores están asociados con procesos industriales en los que se presentan altas temperaturas como el cemento, la siderúrgica, vidriera y química, por lo general deben contar con un horno de procesos que expulse los gases de la combustión a muy alta temperatura, luego estos deben ser aprovechados en una caldera recuperativa en la cual por lo general esta acoplada a una turbina de vapor para la generación de electricidad. En tales procesos resultan calores residuales del orden de 900 ° C que pueden ser utilizados para la producción de vapor y electricidad. (Murillo y Flores, 2015)

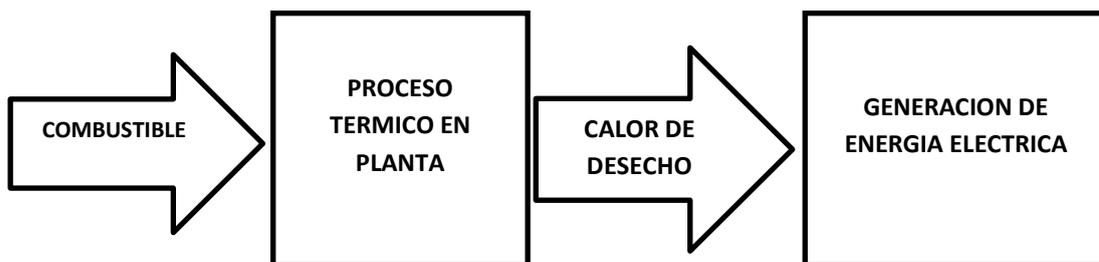


Figura N° 3 Diagrama de bloques de Bottoming Cycles
Fuente: Tesis de Silva (2013)

2.1.5 TECNOLOGIAS DE GENERACION USADAS EN LA COGENERACION.

Para cada tipo de sistema de cogeneración, pueden diseñarse muchas configuraciones diferentes con el equipo que se tenga disponible. La configuración del sistema necesario depende de las características específicas de la instalación, como por ejemplo, las siguientes:

Tamaño de la planta.

Tipo de combustible.

Calor del proceso o temperatura del vapor y requisitos del proceso.

Limitaciones de emisión.

Factores económicos. (Cifuentes,2011).

a. TECNOLOGIA CON TURBINAS DE GAS.

En una turbina de gas la energía residual, en forma de un caudal de gases calientes a elevada temperatura (sobre los 500°C) puede ser aprovechada para satisfacer, total o parcialmente, las necesidades térmicas de proceso. Los gases de escape pueden utilizarse directamente o bien en calderas de recuperación para generación de vapor a procesos. En ambos casos para poder ajustar la energía térmica proporcionada por el sistema de cogeneración con la demanda de la instalación, existe la posibilidad de incrementar el contenido energético de los gases mediante quemadores de postcombustión. La introducción de enfriadores evaporativos en el aire de entrada y la inyección directa de vapor en la cámara de combustión de la turbina permiten aumentar el rendimiento eléctrico y/o reducir las emisiones de NO_x. (Murillo y Flores, 2015)

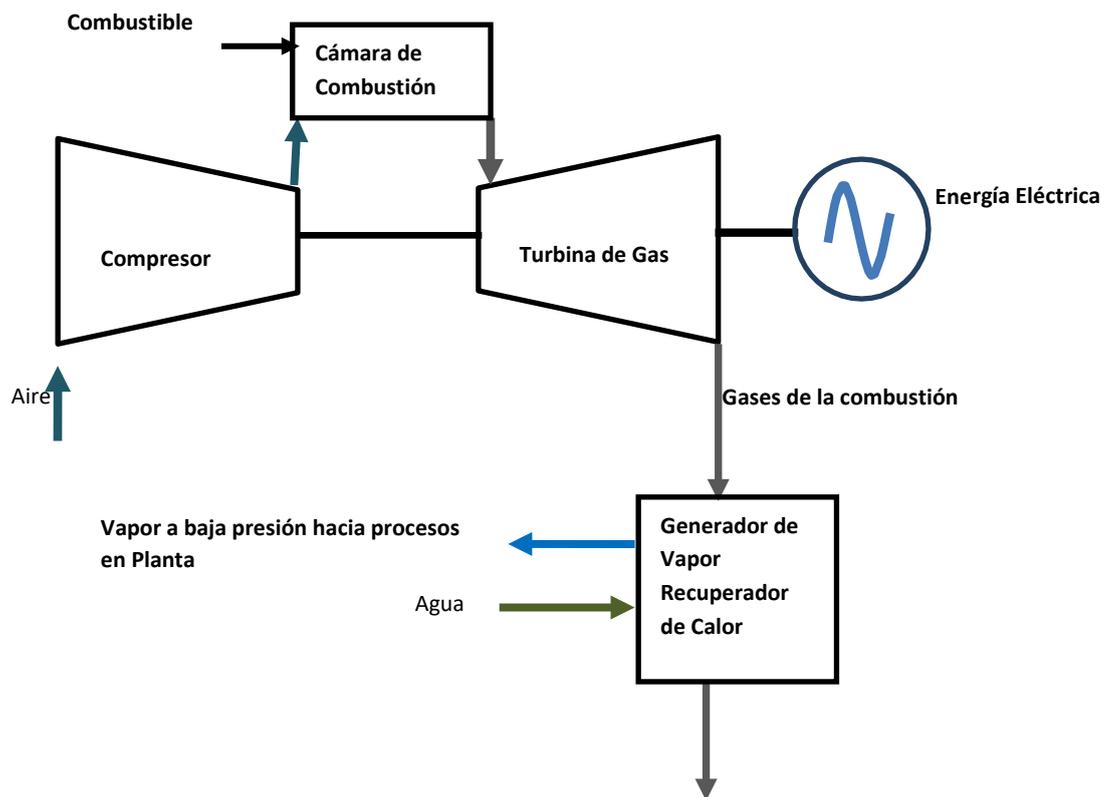


Figura N° 4 Cogeneración con turbinas de gas
Fuente: Tesis de Godos (2011)

Las turbinas a gas se adaptan a los Topping Cycles, que son los sistemas más frecuentes de cogeneración que 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, de harina de pescado, entre otras, donde sus requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250 °C a 600 °C. (Haro y Crispín, 2015).

b. TECNOLOGIA CON TURBINAS DE VAPOR.

En este tipo de tecnología se genera potencia mecánica en una turbina, mediante la expansión de vapor a alta presión generado en una caldera convencional, la energía mecánica se transforma en eléctrica mediante el acoplamiento de un generador eléctrico. Este esquema tiene eficiencias globales entre el 85 y 90 %, alta seguridad de operación y por lo general la vida útil del equipo es larga (aproximadamente 25 años); sin embargo, se requieren altos costos de inversión y el tiempo de arranque es lento. Las turbinas de vapor se dividen en tres tipos: a contrapresión, a extracción y a condensación. La característica principal en las turbinas a contrapresión es que el vapor a la salida de la turbina se envía directamente al proceso. (Gonzales, 2003)

En las turbinas de extracción/condensación una parte del vapor puede extraerse en uno o varios puntos (pasos de la turbina) antes de la salida al condensador obteniendo vapor a proceso a varias presiones, mientras que el resto del vapor se expande hasta la salida rumbo al condensador. Cuando la turbina es de extracción controlada, la presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal de vapor extraído por medio de un regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada de la turbina. Si la extracción es no controlada, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor a la salida de la turbina. Los esquemas con turbina de vapor funcionan generalmente bajo el ciclo Rankine. (Gonzales, 2003)

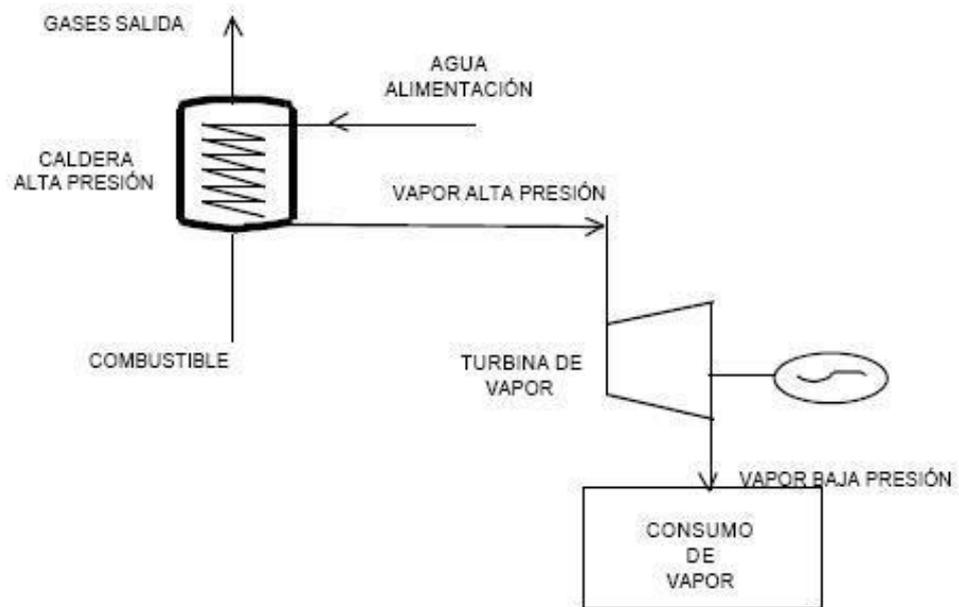


Figura N° 5 Cogeneración con turbinas de vapor
Fuente: Tesis de Vásquez (2010)

c. TECNOLOGIA CON MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

Aunque conceptualmente el sistema no difiere mucho del basado en turbinas de gas, existen sin embargo diferencias importantes. Este sistema arroja la mayor generación eléctrica por unidad de combustible consumido, alrededor del 34% al 40%, (pero tienen una mayor dificultad de aprovechamiento de la energía) aunque los gases residuales son a baja temperatura, 200°C a 250°C. Sin embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración alcanza valores similares a los de las turbinas de gas. Con los gases residuales, se puede producir vapor de baja presión (alrededor de 10 a 15 kg/cm²) o agua caliente de 80°C a 100°C. Presentan una mayor flexibilidad de funcionamiento, lo que permite responder de manera casi inmediata a las variaciones de potencia, sin que ello conlleve un gran incremento en el consumo específico del motor. (Murillo y Flores, 2015)

Los motores de combustión aplicados a la cogeneración derivan de los equipos electrógenos y, aunque la mayoría de ellos son motores Diésel de cuatro tiempos, en el mercado existen todas las variedades posibles: ciclo Otto o Diésel y de cuatro o dos tiempos. En estos motores se recupera el calor de refrigeración del motor y el calor

residual contenido en los gases de escape. Dicha recuperación de calor se realiza mediante intercambiadores de calor situados, uno en el circuito de refrigeración del motor y otro a la salida de los gases de escape. (Silva,2013)

2.2 MODOS DE COGENERACION.

2.2.1 DEMANDA.

La demanda de energía en una planta consumidora de energía se divide demanda térmica y demanda eléctrica. El suministro convencional para la cobertura de la demanda tiene las características siguientes:

- Cobertura de la demanda eléctrica, se realiza a través de la venta de energía desde una red de distribución o transmisión al usuario, mediante precios regulados o pactados libremente. En este caso la energía fluye desde el generador a través del sistema interconectado o un sistema aislado hacia una red de distribución, siendo este último generalmente el que realiza la comercialización de la energía y la potencia. Un Cliente libre de electricidad es aquella P.C.E que tiene una máxima demanda igual o mayor a 2.5 MW, mientras que un Cliente regulado está definido como aquel consumidor con un consumo de hasta 200 KW. Mientras que en el rango superior a 200 kW hasta un límite de potencia de 2.5 MW, una P.C.E consumidora puede elegir estar entre la categoría de cliente libre o cliente regulado.
- La cobertura de la demanda térmica lo realizan las empresas comercializadoras de combustibles, tal como QUAVII, PECSA, Costa Gas, Energigas, etc., las cuales comercializan GLP, GNC, Petróleo R500 o Biodiesel. Esta se transforma en calor útil para la generación de vapor saturado a baja presión para procesos industriales. (Guevara,2019)

2.2.2 COBERTURA DE LA DEMANDA ELECTRICA.

- a. COGENERACION PARCIAL. La cogeneración parcial esta referida a la generación de energía eléctrica que cubre una fracción de la máxima demanda eléctrica, de tal manera que es necesario comprar el déficit de energía eléctrica a la empresa distribuidora de la zona. (Guevara ,2019)

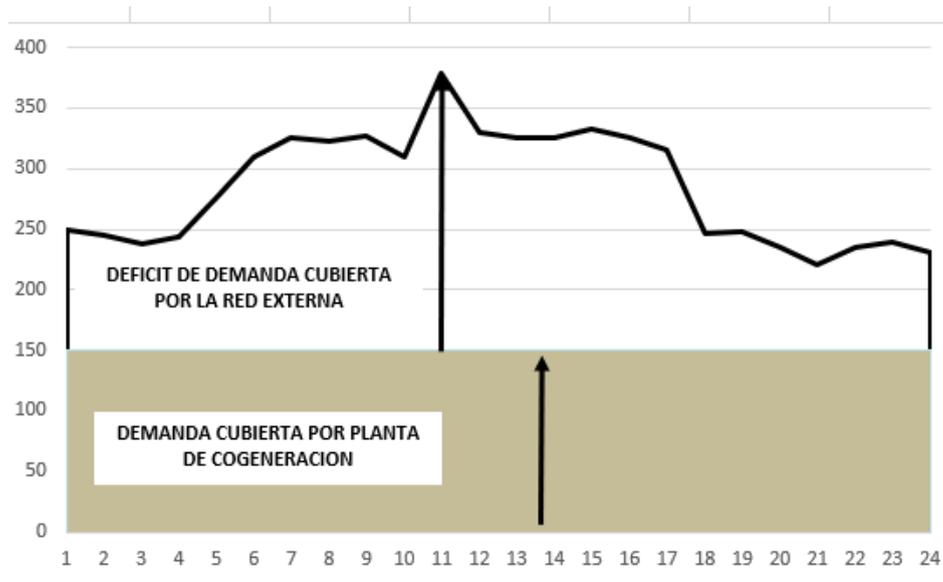


Figura N° 6 Cogeneración parcial
Fuente: Guevara (2019)

- b. **COGENERACION TOTAL.** La cogeneración total está referida a la generación de energía eléctrica que cubre la totalidad de la máxima demanda eléctrica, de tal forma que la planta de cogeneración modula su operación en función de la variabilidad del comportamiento de su demanda. (Guevara,2019)

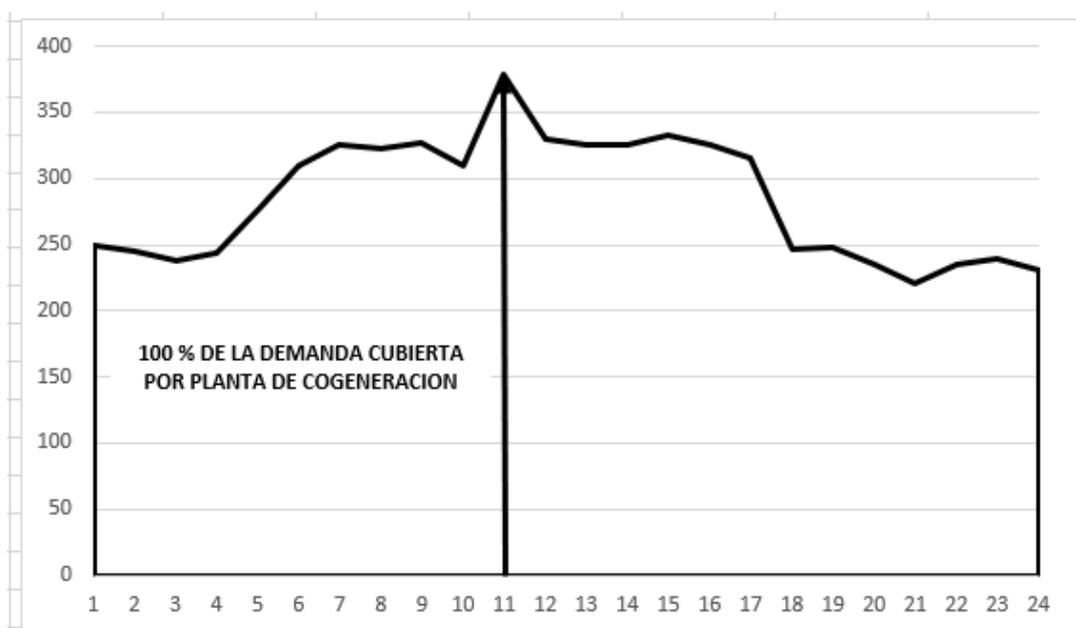


Figura N° 7 Cogeneración total
Fuente: Guevara (2019)

- c. **COGENERACION CON EXCEDENTES.** La cogeneración con excedentes de energía eléctrica está referida a la generación de energía eléctrica que cubre el 100 % de la máxima demanda eléctrica, y sus excedentes de energía lo inyecta a la red eléctrica externa, cumpliendo las normativas vigentes en cada país. (Panaspaco ,2011)

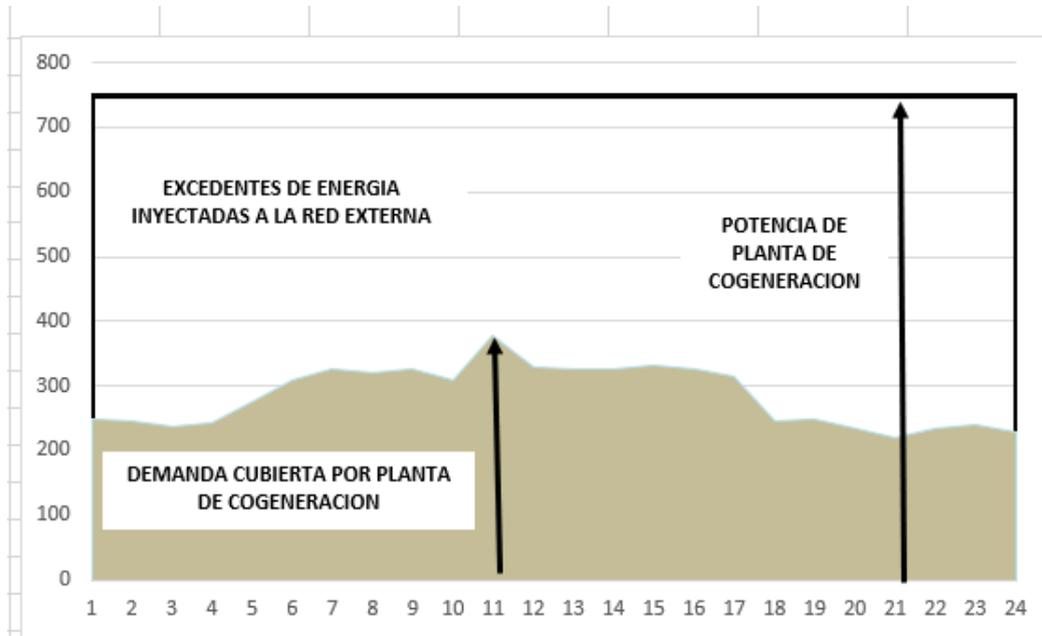


Figura N° 8 Cogeneración con excedentes
Fuente: Guevara (2019)

2.2.3 MODOS DE OPERACIÓN.

Según la demanda eléctrica. En este caso se elige la potencia eléctrica máxima del motor en la compra y el grado de carga en la operación del motor de manera que la potencia eléctrica generada por el motor sea exactamente igual a la demandada por la instalación. Con este modo de operación no hay ni importación ni exportación de electricidad, aunque habrá evacuación y generación de calor de apoyo. (Panaspaco, 2011)

Según la demanda térmica. Se elige la potencia térmica máxima del motor en la compra y el grado de carga en la operación del motor de manera que la potencia térmica generada por el motor sea exactamente igual a la demandada por la instalación. De esta manera no hay evacuación ni generación de calor en calderas de apoyo, aunque si habrá importación y/o exportación de electricidad. Con este modo de operación por no haber evacuación de calor se consigue el máximo rendimiento eléctrico equivalente. (Panaspaco, 2011)

Operación a carga constante. En este caso el motor funciona a carga constante,

normalmente a plena carga. Con este modo de operación, en función de la potencia del motor faltará - sobraré calor - electricidad. La ventaja de este modo de operación es que el motor va a funcionar en su punto de diseño y máximo rendimiento y de que es más fácil la regulación. (Panaspaco, 2011)

2.3 COGENERACION CALIFICADA.

2.3.1 ASPECTOS NORMATIVOS DEL PERU.

En el Perú referente a Cogeneración se promulgo el REGLAMENTO DE COGENERACION, el D.S N.º 037-2006 del 07.07.2006, el cual tiene 2 modificatorias el D.S N.º 082-2007 (24.11.2007) y el D.S N.º 052-2009 (20.06.2009). En el Reglamento se establece los requisitos y condiciones para que las Centrales de Cogeneración Calificadas. Se denomina Calificación al cumplimiento del presente reglamento, con lo cual se faculta la empresa que instalo a una planta de cogeneración a inyectar sus excedentes de energía y potencia al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional. Siendo las principales características las siguientes:

- De acuerdo a lo establecido en la Ley N.º 27133 “Ley de Promoción del Desarrollo de la Industria de gas Natural, el precio aplicable a las Empresas que Cogeneren y utilizan como combustible Gas Natural, pueden comprarlo a un precio similar a lo que compran las Empresas generadoras de energía.
- Las Centrales de Cogeneración que califiquen tienen prioridad en el despacho de energía, cuando tienen excedentes durante la generación de su energía útil , y su costo variable de las unidades de la Central de Cogeneración Calificada, despachadas no será considerado para la determinación del Costo Marginal de Corto Plazo
- Libre acceso a las Redes de Distribución. Para el pago del peaje de conexión a las Redes de Transmisión no se considera su potencia de autoconsumo.
- La venta de sus excedentes de energía y potencia están aseguradas en el mercado mayorista de energía a costo marginal del sistema.
- Puede vender sus excedentes de energía y potencia mediante contratos a los generadores, distribuidores o Clientes Libres. (Arias y Espinoza,2013)

Tabla N° 1 Criterios de Calificación

Tecnología/Combustible	Rendimiento Eléctrico Efectivo REE	Relación de Cogeneración C=E/V
Turbina de Vapor de Contrapresión	0.70	0.15
Turbina de vapor de condensación	0.68	0.30
Turbina de gas ciclo simple	0.55	0.40
Turbina de gas ciclo combinado	0.55	0.50
Motores de Combustión Interna	0.55	0.60
Biomasa	0.30	

Fuente: DS N° 037-2006 EM

2.3.2 PARAMETROS DE CALIFICACION.

- a. Relación de Cogeneración (C): se denomina Relación de Cogeneración a la relación existente entre la Energía Eléctrica generada en bornes del generador eléctrico y el Calor útil aprovechado en los centros de consumo de la Planta Consumidora de Energía. (Reglamento de cogeneración del Peru,2007)

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

Calor útil (V): Energía térmica, expresada en kWh, proveniente de un proceso de cogeneración que satisface una demanda térmica de una actividad productiva y que de no existir el proceso de cogeneración, la mencionada demanda debe ser satisfecha por otras fuentes energéticas o procesos. (Ministerio de Energía de Chile,2015)

- b. Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE). Este parámetro nos permite relacionar la energía eléctrica producida en bornes del generador, la diferencia de calor suministrados, en este casi el calor suministrado total a la unidad de cogeneración y el calor suministrado para generar el calor útil por medio de un generador de vapor cuya eficiencia es la máxima posible, en este caso 90%. (Reglamento de cogeneración del Peru,2007)

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

Para una relación E/V alta, el ciclo superior debe tener mayor énfasis en la eficiencia de conversión de potencia. Aquí, un motor reciprocante o un motor grande de turbina de gas debe ser indicado como motor primario. Esta razón puede ser usada en instalaciones donde la recuperación de calor de desperdicio se usa totalmente para una máxima generación de vapor, con quemadores suplementarios para el balance de vapor requerido. Los motores grandes Diesel se han vuelto populares recientemente para la generación de potencia en varias industrias, y presentan oportunidades atractivas para cogeneración a través del uso del proceso de vapor a baja presión. Los motores de gasolina, disponibles en tamaños más pequeños, pueden optimizar las conversiones de energía en aplicaciones comerciales ya sea en carga térmica para una cocina o lavandería o carga de enfriamiento con equipos de absorción para aire acondicionado. También se pueden tomar ventajas de esta relación E/V alta, del motor reciprocante, utilizando la potencia de la flecha para operar enfriadores centrífugos y usar el calor de desperdicio para los enfriadores de absorción y lograr una eficiencia de conversión de energía muy grande para los requerimientos de las grandes centrales de aire acondicionado. (Cifuentes, 2011)

Para una razón E/V media, las pequeñas turbinas de gas con quemadores suplementarios, son usadas como motores primarios con la recuperación del calor de desperdicio de los calentadores para la producción de vapor. Sin embargo, estas turbinas son motores de baja eficiencia (las turbinas más pequeñas normalmente sólo tienen entre 18 y 25 por ciento de eficiencia), por lo que existe un calor de desperdicio considerable disponible en la corriente de salida. Las turbinas de gas, con configuración del calentador de calor directo o de recuperación de calor, encuentran requerimientos de calor en cantidades adecuadas para muchos procesos en el sector industrial. En climas más cálidos, pueden proveer el balance correcto de calor para sistemas de aire acondicionado mediano y grande, especialmente para los hospitales, hoteles y aeropuertos, donde el servicio se requiere las 24 horas básicamente durante todo el año. (Cifuentes, 2011)

Para cargas de calor muy grandes en relación con los requerimientos de potencia, o una relación E/V baja, una turbina de vapor alimentada con vapor a baja, media o alta presión de los calentadores y uso de extracción a contrapresión o turbinas de extracción/condensación proveen las relaciones más flexibles. Esto es porque las

condiciones de la entrada de vapor y la eficiencia de la turbina pueden variar para obtener la combinación más económica para la carga de vapor deseada.

2.3.2 NORMAS DE COGENERACION EN OTROS PAISES.

- a. **México:** Ley de transición energética de México. Ley tiene por objeto regular el aprovechamiento sustentable de la energía, así como las obligaciones en materia de Energías Limpias y de reducción de emisiones contaminantes de la Industria Eléctrica, manteniendo la competitividad de los sectores productivos. Define las energías renovables, las cuales se diferencian de las energías limpias. En ese contexto la cogeneración se categoriza dentro del grupo de energías limpias. (Congreso de la Union,2015)

Según el Artículo 36 de la ley de servicio público de energía y el Artículo 103 de su Reglamento, existen tres formas distintas de Cogeneración de energía eléctrica:

La producción de energía eléctrica conjuntamente con vapor u otro tipo de energía térmica secundaria, o ambas (conocidos como sistemas superiores).

La producción directa o indirecta de energía eléctrica, a partir de energía térmica no provechada en los procesos de que se trate (conocidos como sistemas inferiores).

La producción directa o indirecta de energía eléctrica, utilizando combustibles producidos en los procesos de que se trate.

El impulso a la cogeneración representa una de las mayores oportunidades para lograr un mejor aprovechamiento en el consumo de energía en las empresas y reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. El mayor potencial de cogeneración se presenta en las instalaciones de Pemex y en otras grandes industrias con alto patrón de consumo de energía, pues requieren calor en sus procesos. Asimismo, existe un potencial relevante en sistemas de menor escala para pequeñas y medianas empresas. (CONUEE, 2017)

- b. **España:** La Ley 24/2013 del Sector Eléctrico, y el Real Decreto 413/2014 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos clasifican las plantas de cogeneración en los siguientes grupos y subgrupos:

Grupo a.1. Instalaciones que incluyan una central de cogeneración.

- Subgrupo a.1.1. Cogeneraciones que utilizan como combustible gas natural, si supone al menos el 95% de la energía primaria o al menos el 65% si el resto proviene de biomasa o biogás.
- Subgrupo a.1.2. Cogeneraciones que utilizan como combustible principal derivados de petróleo o carbón, siempre que suponga al menos el 95% de la energía primaria.
- Subgrupo a.1.3. Resto de cogeneraciones que utilicen gas natural o derivados de petróleo o carbón, y no cumplan los límites de consumo establecidos.

Grupo a.2. Instalaciones que incluyan una central que utilice energías residuales procedentes de cualquier instalación, máquina o proceso industrial cuya finalidad no sea la producción de energía eléctrica. (Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2017)

El Real Decreto 413/2014 define un marco retributivo para la venta de la energía eléctrica vertida a la red basado en el precio del mercado organizado de la energía eléctrica y dos térmicos retributivos adicionales:

- Retribución a la inversión, término retributivo por unidad de potencia que permite compensar los costes de inversión que no hayan sido recuperados y que no lo podrán ser mediante los ingresos de explotación previstos hasta alcanzar la vida útil regulatoria (25 años para el caso de cogeneración), todo ello para alcanzar la denominada 'rentabilidad razonable'. Es actualizada en cada semiperiodo regulatorio (3 años).
- Retribución a la operación, término retributivo por unidad de energía que junto con la estimación de ingresos de explotación iguala a los costes estimados de explotación. Es actualizada de forma semestral. (Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2017)

- c. **Chile:** Según el Reglamento que establece los requisitos que deben cumplir las instalaciones de cogeneración eficiente define:

Instalación de cogeneración eficiente: Instalación en la que se genera energía eléctrica y calor en un solo proceso de elevado rendimiento energético cuya potencia máxima suministrada al sistema eléctrico sea inferior a 20.0 kW.

Pequeños medios de generación o PMG: Medios de generación cuyos excedentes de potencia suministrables al sistema sean menores o iguales a 9.0 kW conectados a

instalaciones pertenecientes a un sistema de transmisión troncal, de subtransmisión o adicional.

Pequeños medios de generación distribuidos o PMGD: Medios de generación cuyos excedentes de potencia sean menores o iguales a 9.0 kW, conectados a instalaciones de una empresa concesionaria de distribución, o a instalaciones de una empresa que posea líneas de distribución de energía eléctrica que utilicen bienes nacionales de uso público. (Ministerio de Energía de Chile, 2015)

Las instalaciones de cogeneración cuyos excedentes de inyección al sistema de transmisión o distribución sean inferiores a 20.000 kilowatts, serán consideradas como instalaciones de cogeneración eficiente si utilizan el calor residual procedente de cualquier instalación, máquina o proceso industrial, cuya actividad principal no sea la producción de energía eléctrica. Requisitos de las instalaciones de cogeneración eficiente. Las instalaciones de cogeneración con capacidad instalada inferior o igual a 300 kilowatts serán consideradas como instalaciones de cogeneración eficiente si tienen un Rendimiento Global (RG) mayor o igual a 0,75. ((Ministerio de Energía de Chile, 2015)

Según la siguiente expresión:

$$RG = \frac{E + V}{Q} \dots \dots (3)$$

- d. **Brasil.** También es importante destacar a Brasil, como el actor más relevante dentro del contexto sudamericano, debido a las similitudes culturales y su presencia dentro del grupo G8+5 con mayor participación de la cogeneración en su matriz. Esto se debe en gran parte a la desarrollada industria azucarera la cual en su conjunto provee de un excedente energético cercano a 1800 MW, equivalentes al 3% de la potencia demandada del país. Se proyecta que esta capacidad aumente a 15000 MW hacia el 2020. (Erices,2014)

2.4 ESTADO DEL ARTE.

2.4.1 CICLO JOULE BRAYTON SIMPLE ABIERTO.

El Ciclo Joule Brayton fue propuesto por el ingeniero americano George Brayton en 1870 en su diseño de una maquina reciprocante que quemaba aceite. El proceso de un ciclo

real de gas es el siguiente: se introduce aire seco dentro de un compresor donde la presión y la temperatura se elevan, el aire de alta presión entra a la cámara de combustión donde se quema el combustible a presión constante, los gases de escape de alta temperatura entran a una turbina donde se expanden hasta a la presión de 1atm produciendo potencia. Los gases que salen de la turbina se expulsan fuera del sistema por lo que este ciclo se considera como un ciclo abierto. (Cengel y Boles,2015)

La eficiencia térmica de una máquina que trabaja en un ciclo Joule Brayton depende de la relación de presión en el compresor de aire y de la máxima temperatura que se alcanza en el ciclo termodinámico. En muchos diseños de turbinas de gas la relación de presión está en el rango de 11 a 16 para la generación de potencia eléctrica. El aire que se utiliza en las turbinas de gas cumple las funciones de suministrar el oxígeno necesario para que se realice la combustión y sirve como un refrigerante al mantener los componentes dentro de los límites de temperatura seguros. Las turbinas de gas tienen un amplio uso para la generación eléctrica como unidades independientes o en conjunto con turbinas de vapor en los ciclos combinados de generación de potencia o en las centrales de cogeneración. (Cengel y Boles,2015)

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. (Haro y Crispín, 2015)

La turbina de gas está formada por un compresor, un quemador la turbina propiamente dicha y el alternador que genera electricidad. Como se muestra en el esquema de la figura siguiente, el aire es aspirado por el compresor (C) que lo eleva a la presión de trabajo de la turbina, pasa a la cámara de combustión o quemador (CC) donde reacciona el combustible con un elevado exceso de aire (entre 200 a 350 %) y produce gases de combustión a alta temperatura, estos gases a presión y temperatura elevadas llegan a la turbina axial donde se expansionan hasta la presión de escape. Parte del trabajo generado por la turbina se utiliza para accionar el compresor y el resto se transmite al alternador que genera electricidad. Los gases calientes a presión y temperatura elevadas llegan a la turbina, donde se expansionan hasta la presión de escape. (Silva,2013)

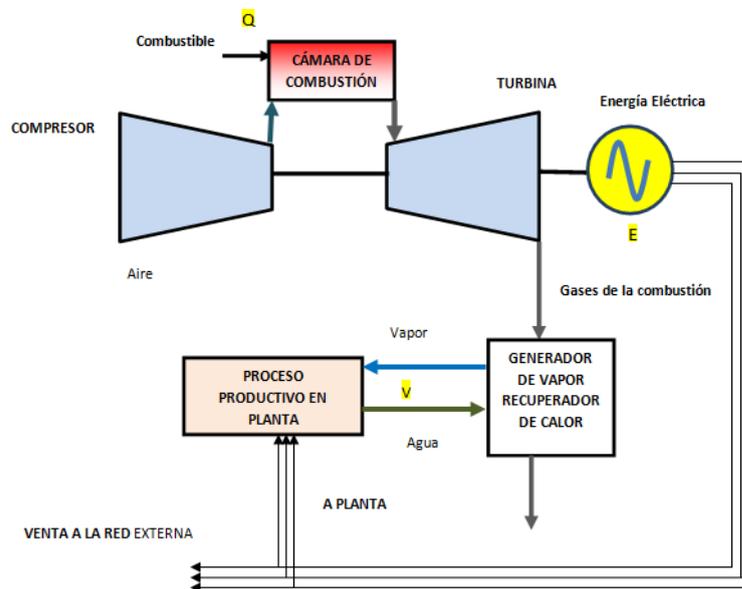


Figura N° 9 Cogeneración con turbinas de gas
Fuente: Tesis de Haro y Crispín (2015)

Las características de diseño de las TG, son las siguientes:

Rango de potencia: Desde 50 KW hasta 250 MW. Esto nos permite que sean instaladas en plantas de gran potencia como centrales térmicas o en industrias de consumo pequeño.

Flexibilidad de combustible: Los combustibles con los que trabaja principalmente son el gas natural, y los destilados ligeros del petróleo.

Fiabilidad: Las turbinas de gas modernas han demostrado ser generadoras de energía confiable dado el mantenimiento adecuado. Tiempo para revisar en general entre y horas.

Alta temperatura de los gases de escape: Entre 800 a 900 °C para las pequeñas turbinas

industriales y hasta 1200°C para las grandes turbinas, este calor de puede aprovechar con calderas de recuperación.

Tiempo de vida útil: Comprende desde 15 a 20 años.

Período de instalación: Desde 9 a 14 meses, para sistemas de gran tamaño puede incluso alcanzar los 2 años. (Silva,2013)

2.4.2 CICLO TERMODINAMICO JOULE BRAYTON SIMPLE ABIERTO.

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

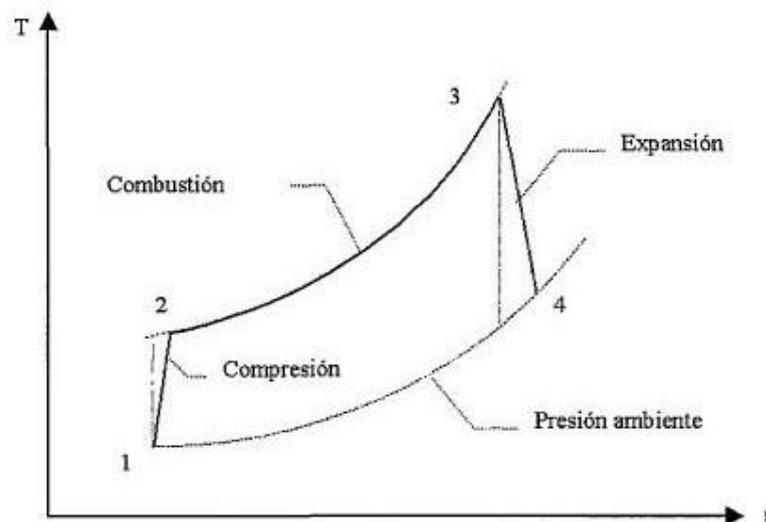


Figura N° 10 Ciclo termodinámico Joule Brayton Simple Abierto
Fuente: Tesis de Godos (2011)

Los procesos son los siguientes:

Proceso 1-2 : En el compresor se comprime el 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 16. En cuanto al flujo másico puede ser muy variado en función de la aplicación y de la potencia de la turbina de gas.

Proceso 2-3 : El aire comprimido ingresa a la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible y se produce una combustión isobárica, con una caída máxima de presión de 20 kPa. Generalmente los excesos de aire oscilan entre 200 a 350 % de exceso de aire. El combustible ideal para este proceso es el gas natural.

Proceso 3-4 : Los gases calientes de la combustión, que pueden alcanzar temperaturas del orden de 1200°C, se expanden en la turbina hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica debido a las pérdidas de carga en el escape, liberándose a la atmosfera.

La Turbina de Gas está acoplada al compresor, al cual acciona en una fracción del Trabajo realizado por la turbina de gas mientras que el trabajo restante le permite accionar un generador eléctrico. (Godos, 2011)

2.4.3 ETAPAS DE PROCESO.

a. PROCESO DE COMPRESION.

COMPRESOR.

El compresor es una turbomáquina consumidora de potencia del tipo axial. 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 está compuesto por un total de 16 etapas como máximo. La relación de compresión más habitual es del orden 12:1, aunque los nuevos modelos de turbina pueden alcanzar relaciones mucho más exigentes hasta 26:1 para propulsión aerea. 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. (Haro y Crispín, 2015)

Los compresores axiales tienen ventajas adicionales por ser más compactos y poseer pequeña área frontal, que son factores importantes de diseño para motores de la industria y la aviación, por ejemplo. Por esto, la mayoría de las turbinas de gas usan este tipo de compresor. Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos

fluir aumentando al mismo tiempo su presión. En esta última característica se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a bombas de fluidos incompresibles. (Nieves,2011)

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

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

Determinación de la Temperatura 2 ideal: Para un proceso isoentrópico adiabático, isentrópico y reversible se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (5)$$

Considerando un proceso real, y la eficiencia del compresor, tenemos la siguiente ecuación para calcular el valor real de la temperatura a la salida del compresor.

$$T_{2R} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_c} \dots \dots \dots (6)$$

Del mismo modo la potencia absorbida por el compresor es igual a.

$$P_c = \dot{M}_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} * (T_{2R} - T_1) \dots \dots \dots (7)$$

Donde:

M_{aire} , es el flujo masico de aire.

$C_{p_{\text{aire}}}$, calor especifico a presión constante del aire

b. PROCESO 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 200 al 350% 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. (Haro y Crispín, 2015)

Para que la combustión sea correcta y eficientemente en una turbina, la cámara debe cumplir con las siguientes funciones: → Proporcionar medios necesarios para la adecuada mezcla del aire a alta presión y combustible. → Quemar eficientemente la mezcla de aire y combustible. → Entregar a la turbina los gases con una temperatura uniforme que no sobrepase los límites de resistencia de los materiales con los cuales están construidos los álabes del rotor y estator. Para cumplir estos propósitos, el aire entregado por el compresor a la cámara se divide en dos flujos, primario y secundario. El primario es la porción de aire que se mezcla con el combustible y se quema; de 25 a 35% del aire que entra a la cámara es conducido a los alrededores del inyector para este fin. El flujo secundario entra por orificios dispuestos en las paredes de la cámara para mantenerlas frías, centrar la llama y combinarse con los productos de la combustión para disminuir y homogenizar la temperatura del flujo que entra a la turbina. (Nieves, 2011)

El límite metalúrgico es un parámetro que compara el valor máximo de la temperatura del ciclo (a la salida de la cámara de combustión) con el valor mínimo del ciclo (temperatura ambiental, que es la temperatura del aire al ser admitido al compresor). El valor máximo de la temperatura está en función de la máxima temperatura admisible en la turbina de gas que puede soportar los materiales de esta. Las Turbinas de Tecnología tipo G, operan a 1500 ° C, con lo que el valor de este límite metalúrgico alcanza a 6.05. (Haro y Crispín, 2015)

$$\theta = \frac{T_3}{T_4} \dots \dots (8)$$

La potencia térmica suministrada a la cámara de combustión es función de la siguiente ecuación:

$$Q_s = \dot{M}_{\text{combustible}} * PCI \dots \dots (9)$$

PCI, es el poder calorífico inferior del combustible.

c. PROCESO DE EXPANSION.

Las turbinas de gas son turbomáquina que, de un modo general, pertenecen al grupo de máquinas térmicas generadoras y cuya franja de operación va desde pequeñas potencias (30 KW para las micro turbinas) hasta 250 MW para los últimos desarrollos. Sus principales ventajas son su pequeño peso y volumen en relación a su potencia y la flexibilidad de su operación. Esto hace que sean máquinas cuyo uso para determinadas aplicaciones, especialmente las referidas a la generación de electricidad y a la propulsión de buques y aviones, esté en claro aumento. Al ser máquinas rotativas presentan una clara ventaja frente a los motores alternativos, por la ausencia de movimientos alternativos y de rozamientos entre superficies sólidas (como las que se dan entre pistón y camisa), lo que se traduce en menores problemas de equilibrado y menores consumos de aceite lubricante, que además no están en contacto con superficies calientes ni con productos de combustión.

El principio de una turbina de gas es el de canalizar los gases calientes que resultan de quemar el combustible y transformar su energía térmica en energía mecánica. Los productos de la combustión entran a la turbina y se expanden aproximadamente hasta la presión atmosférica. Usualmente la turbina y el compresor se encuentran montados en el mismo eje, unas dos terceras partes de la potencia de la turbina se usan para hacer funcionar el compresor, la otra tercera parte se usa para generación de potencia. Las turbinas se diferencian de los compresores en que tienen un número relativamente bajo de etapas. Se asume lo siguiente en cuanto a los procesos de expansión:

El proceso de expansión no es isentrópico y por ende es irreversible.

El valor de la eficiencia isentrópica de la turbina (87%) varía según diferentes parámetros como la temperatura ambiente, la relación de presión en el compresor, el flujo másico de aire, la velocidad de rotación y la temperatura de entrada a la turbina.

Las velocidades de la turbina y del compresor son las mismas ya que están en el mismo eje.

La velocidad de la turbina es constante durante su operación ya que éste es un requerimiento para la generación de electricidad.

La relación de presión en el compresor es mayor a la relación de presión en la turbina dado que hay pérdidas de presión en la cámara de combustión y en el generador de vapor. (Nieves,2011)

Tomando el proceso de expansión dentro de la turbina de vapor como un proceso adiabático e isentrópico, tenemos la siguiente ecuación para la determinación de la temperatura ideal de salida de los gases de la combustión de la turbina de gas.

$$\frac{T_3}{T_4} = (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (10)$$

Corrección y determinación de la temperatura 4 real, en función de la eficiencia de la turbina de gas:

$$T_{4R} = T_3 - ((T_3 - T_4) * \eta_{TG}) \dots \dots \dots (11)$$

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

$$P_{TG} = \dot{m}_g * C_{p_{gases}} * (T_3 - T_{4R}) \dots \dots \dots (12)$$

Dónde:

$C_{p_{gases}}$ = Calor específico de los gasses de la combustion.

2.4.4 INDICADORES DE DESEMPEÑO.

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

$$P_N = P_{TG} - P_C \dots \dots \dots (13)$$

La relación de potencias se define como la relación de potencias entre el compresor y la turbina de gas. Se alcanza el límite cuando este valor el valor igual a 1, lo que significa que la potencia que genera la turbina de gas es absorbida totalmente por el compresor, no habiendo potencia neta del ciclo.

$$\text{Relacion de Trabajos } P = \frac{P_c}{P_{TG}} \dots \dots \dots (14)$$

Potencia efectiva de planta: Teniendo en cuenta la eficiencia de los generadores de energía eléctrica η_{ge} , la Potencia efectiva desarrollada en bornes del generador eléctrico es igual a la siguiente ecuación:

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

Rendimiento de Planta, es la relación entre la potencia efectiva en el generador eléctrico y la potencia térmica suministrada a la cámara de combustión.

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_E}{Q_s} * 100\% \dots \dots (16)$$

El Heat Rate o Tasa de Calor (H.R) : Es el principal indicador de desempeño entre las centrales termoeléctricas , y compara el flujo de combustible entre la potencia efectiva desarrollada en bornes del generador eléctrico.

$$H. R = \frac{m_c}{P_E} \left(\frac{MMBTU}{MWh} \right) \dots \dots \dots (17)$$

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

$$CVC = H. R * \text{Precio del combustible} \left(\frac{U\$}{MWh} \right) \dots \dots \dots (18)$$

Costos Variables No Combustibles: Son los costos asociados a la operación que incurren una central Termoeléctrica pero que no toman en cuenta, al combustible, están relacionados a los gastos de mantenimiento y otros gastos operativos. Según el Informe N° 193-2020 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo Mayo 2020 a Abril del 2021, los C.V.N.C para una Central con Turbinas a Gas es de 2.0 U\$/MWh.

Los costos Variables totales son:

$$CVT = CVC + CVNC \dots \dots \dots (19)$$

Rendimiento Eléctrico (RE). Razón entre la potencia eléctrica producida y la potencia térmica suministrada en una instalación de cogeneración:

$$RE = \frac{E}{Q} \dots \dots \dots (20)$$

Rendimiento Térmico (RT). Razón entre la potencia térmica útil y la potencia térmica suministrada en una instalación de cogeneración:

$$RT = \frac{V}{Q} \dots \dots \dots (21)$$

2.4.5 POTENCIA TERMICA UTIL.

a. CALDERAS RECUPERATIVAS.

Las calderas de recuperación de calor son usadas para varias aplicaciones; en sistemas de cogeneración se acoplan a turbinas de gas y/o motores reciprocantes. Estas calderas pueden ser de convección forzada o natural. En las primeras, los tubos son horizontales y las calderas verticales; la circulación de la mezcla agua-vapor a través de los tubos del evaporador y el domo se efectúa por bombas. En las de convección natural, los tubos de la caldera son verticales y la diferencia de temperaturas entre el agua y la mezcla agua-vapor es la que produce la circulación en la caldera. Cuando la temperatura es baja, gran parte de la transferencia de calor es por convección. La diferencia de temperatura entre los gases de escape y el agua o vapor es pequeña, como para obtener un buen aprovechamiento de calor, por tanto, debe incrementarse el área de transferencia en el recuperador, lo que ocasiona una mayor caída de presión, perdiendo potencia en la turbina; sin embargo, se pueden poner tubos aleteados de menor diámetro por un mejor desempeño. (Gonzales, 2003)

Un 'HRSG' (Heat Recovery Steam Generator) se compone de tres secciones: sobrecalentador, evaporador y economizador. Los gases de escape de la turbina entran al sobrecalentador y salen por el economizador. El agua de alimentación entra al 'HRSG' por el economizador, y abandona éste en condiciones de saturación. Entra al evaporador y se evapora debido a la ganancia de calor de los gases, saliendo en estado de vapor saturado. El vapor saturado entra al sobrecalentador y lo abandona en condiciones de vapor

sobrecalentado. Todo esto se debe a que el flujo másico agua-vapor gana calor del flujo másico de los gases, mientras que éstos ceden el calor al agua-vapor. (Gonzales, 2003)

El diseño óptimo de una 'HRSG' debe obtener la mejor razón costo/beneficio. El costo depende en gran parte de la superficie del intercambiador (40 – 50 % del costo total). El indicador para el diseño es el punto 'pinch' o punto de pliegue del evaporador (diferencia de temperaturas entre los gases de combustión a la salida del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor generado en esa sección). Para un buen diseño el punto 'pinch' debe estar entre 8 y 10 °C. (Gonzales, 2003)

El balance de energía en una caldera recuperativa es la siguiente:

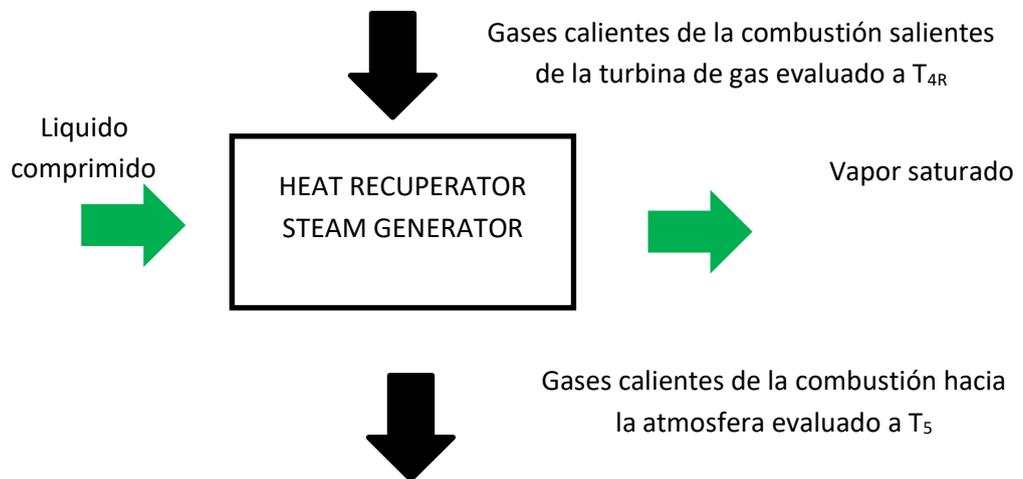


Figura N° 11 Balance de energía en un HRSG
Fuente: Elaboración propia

La eficiencia en un HRSG se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\eta_{HRSG} = \frac{\text{Potencia termica util en HRSG}}{\text{Pot. termica suministrada gases calientes}} * 100 \% \dots \dots (22)$$

Para la determinación de la potencia térmica suministrada por los gases de la combustión se tiene la siguiente ecuación:

$$\text{Pot. termica suministrada gases calientes} = \dot{m}_g * C_{p_{gases}} * (T_{4R} - T_5) \dots (23)$$

Del mismo modo se determina la potencia térmica útil en HRSG:

$$\text{Potencia termica util en HRSG} = \dot{m}_v * (h_a - h_b) \dots \dots (24)$$

Donde:

h_b = Entalpia del liquido comprimido entrante al HRSG

h_a = Entalpia del vapor saturado saliente del HRSG.

Así mismo también es igual a la sumatoria de las potencias térmicas individuales de los equipos consumidores de calor de la empresa.

$$\text{Potencia termica util en HRSG} = \sum V_i \dots \dots (25)$$

Para la determinación del flujo de calor útil (V) individual para cada equipo consumidor de calor, tiene la siguiente secuencia de cálculo para un secador rotadiscos:

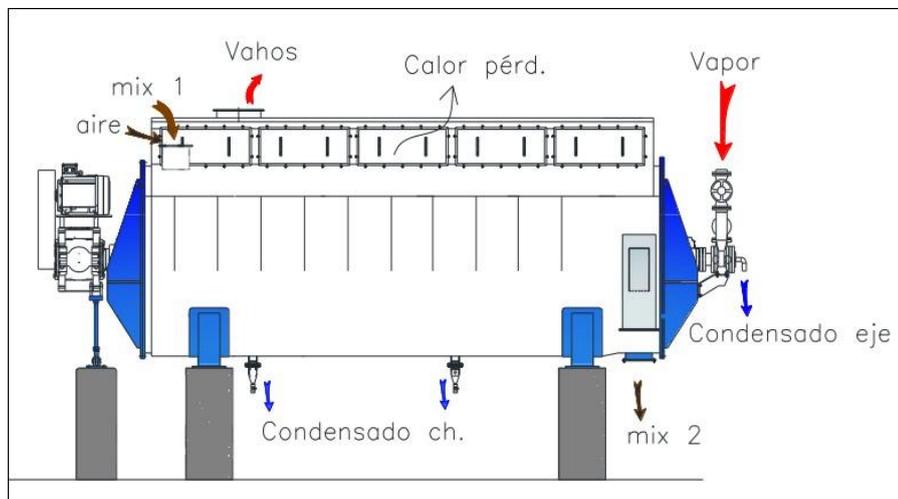


Figura N°12: Disposición de flujos secador Rotadiscos
Fuente: Carbajal (2013)

Potencia térmica útil para calentar el mix: Según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_1 = m_{mix} * C_{e_{mix}} * (T_f - T_i)_{mix} \dots \dots (26)$$

Se tienen los siguientes datos:

m_{mix} = Flujo masico del mix

$C_{e_{mix}} = 0.5 \% * \text{Solidos} + 0.4 \% * \text{Grasa} + 1.0 \% * \text{agua}$

$C_{e_{mix}}$ = Calor específico del mix en función a los % de sólidos, grasa y agua.

T_f = Temperatura final del mix

T_i = Temperatura inicial del mix

Esta misma ecuación se utiliza en los siguientes procesos unitarios:

Cocción indirecta en cocinadores.

Calentamiento de licores de proceso.

Calentamiento de sanguaza.

Potencia térmica útil para calentar el agua contenida en el mix y evaporarla. Se tienen dos componentes, la primera que cuantifica la potencia térmica útil para calentar la fracción de agua en el mix hasta los 100 °C mediante un proceso de variación de calor sensible y la potencia térmica útil para evaporar el agua contenido en él mix en un proceso de cambio de calor latente:

$$\dot{V}2 = m_w * C_{e_w} * (T_f - T_i)_w + m_w * \Delta h_{fg} \dots \dots (27)$$

Donde:

m_w = fracción de agua contenido en el mix liberada en el proceso de secado.

C_{e_w} = Calor específico del agua a presión constante

T_f = Temperatura final del agua antes de cambiar de fase a presión atmosférica

T_i = Temperatura inicial del agua al momento que se separa del mix e inicia su proceso previo a la evaporación o cambio de fase)

Δh_{fg} = Entalpia de vaporización del agua.

Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante del secador:

El secador está conformado por el rotor, discos y chaqueta, fabricadas de Acero Inoxidable, en un proceso de equilibrio térmico, absorben calor antes de transmitirlo al mix.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se evalúa según la siguiente ecuación:

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_{ext} - T_{amb}) \frac{Kcal}{m^2 * ^\circ C} \dots \dots (28)$$

De donde:

T_{ext} = temperatura exterior de las paredes del secador

T_{amb} = temperatura del medio ambiente

Se tienen los siguientes datos:

$$\dot{V}3 = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb}) \dots \dots (29)$$

Dónde:

T_{is} =Es la temperatura interior del secador evaluado a la presión del vapor saturado.

N = Numero de secadores

Área efectiva de transferencia de calor del secador en contacto con el vapor A_{tc}

Las pérdidas de potencia térmica por pérdidas por transferencia de calor de radiación se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}4 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb}) \dots \dots (30)$$

Dónde:

A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección.

$$U_{TTC} = h_c + h_r \dots \dots (31)$$

Dónde:

h_c = El coeficiente global de transferencia de calor por convección se evalúa según la siguiente ecuación obtenida del OJON TOJO (Problemas de Ingeniería Química-Capitulo de Secado)

$$h_c = 1.135 * \left(\frac{T_{ext} - T_{amb}}{D} \right)^{0.25} \dots \dots (32)$$

h_r = Es el coeficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * \epsilon * \left(\frac{(T_{ext} - T_{amb})^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right) \dots \dots (33)$$

Dónde:

ϵ = Coeficiente de emisividad del material

T_{ext} y T_{amb} están evaluados en valores de temperatura absoluta (°K)

La Potencia térmica útil en todo el equipo es:

$$\dot{V}_{EQ} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 + \dot{V}_4 \dots (34)$$

2.5 ANALISIS DE LA RENTABILIDAD.

2.5.1 VALOR ACTUAL NETO.

Uno de los parámetros más usados para evaluar un proyecto de inversión es el valor actual neto. Es el resultado de la suma algebraica de los beneficios y costos del proyecto debidamente actualizados. Es el indicador matemáticamente más poderoso para evaluación de proyectos. El valor presente neto es una cifra monetaria que resulta de comprar el valor presente de los ingresos con el valor presente de los egresos. En términos concretos, calcular el valor presente neto consiste en comparar los ingresos con los egresos en pesos de la misma fecha. Por convencionalismo, se ha determinado el momento cero para hacer esta comparación, pero es perfectamente válido hacerla en cualquiera otra fecha. (Infante,2018)

Basta con hallar VAN de un proyecto de inversión para saber si dicho proyecto es viable o no. El VAN también nos permite determinar cuál proyecto es el más rentable entre varias opciones de inversión. Incluso, si alguien nos ofrece comprar nuestro negocio, con este indicador podemos determinar si el precio ofrecido está por encima o por debajo de lo que ganaríamos de no venderlo. (Torres y Paredes, 2017)

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:

$$FC = ING_t - EGR_t \dots (35)$$

Dónde:

ING_t = Ingresos por venta de energía y potencia y ahorro de combustible.

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

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):

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} - I \dots (36)$$

2.5.2 TASA INTERNA DE RETORNO.

Otro de los indicadores de evaluación de proyectos de inversión es la tasa interna de retorno, Esta tasa se calculada sobre los flujos de caja anualizados y proyectados. Se define como el rendimiento implícito en el flujo temporal beneficios y costos del proyecto. Expresa un concepto de interés o rendimiento equivalente que generan los recursos de inversión, por ejecutar el proyecto. La Tasa interna de retorno como la tasa de interés que hace que el VAN sea igual a cero o, también, la tasa de interés que iguala el valor presente de los flujos descontados con la inversión. El TIR es que ella es la máxima tasa de interés a la que un inversionista está dispuesto a pedir prestado dinero para financiar la totalidad del proyecto, pagando con los beneficios la totalidad del capital y de sus intereses, sin perder un solo centavo. (Infante,2018)

La evaluación de los proyectos de inversión cuando se hace con base en la Tasa Interna de Retorno, toma 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.

Según la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} \dots \dots \dots (37)$$

2.5.3 PAY BACK.

El Pay-back, también denominado plazo de recuperación, es uno de los llamados métodos de selección estáticos. Se trata de una técnica que tienen las empresas para hacerse una idea aproximada del tiempo que tardarán en recuperar el desembolso inicial en una inversión. El Pay-back es el método por el cual una empresa al realizar una inversión o un proyecto dicta o dice cuánto tarda en recuperar dicha inversión sin tener en cuenta los flujos de caja el Pay-back lo único que tiene en cuenta es el tiempo por lo tanto es el tiempo que tarda antes en recuperarse dicha inversión. (Torres y Paredes,2017)

$$\text{Pay back} = \frac{FC}{I} \dots \dots \dots (38)$$

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 MATERIAL:

3.1.1 SUSTANCIAS:

Gas Natural: Es una mezcla de hidrocarburos livianos, donde el principal componente es el metano (CH₄) en un porcentaje del orden del 80%. El porcentaje restante esta constituido por etano, propano, butano y otros hidrocarburos más pesados tales como pentanos, hexanos y heptanos. Además de ser menos contaminante, el rendimiento de esta fuente de energía es mayor que el de combustibles como el carbón o el petróleo. Con la tecnología puede ser empleado en el hogar, en el sector comercial y en el industrial. Su poder calorífico es igual a 46,894 kJ/kg (Calidda Gas Natural) , densidad 0.64 kg/m³ y un factor de equivalencia de 28 m³= 1 MMBTU. (Osinergmin, 2019)

Petróleo Residual 500: Es un combustible netamente refinado en el Perú, su nombre se debe, porque su viscosidad no debe exceder a los 500 SSF (Segundos Saybolt Furol), a la temperatura de 122°F. La diferencia de este producto con el Petróleo Industrial N°6 muy pequeña, y normalmente, sí se le adiciona un 5% de Petróleo Diesel N°2 al Residual 500, podríamos obtener un combustible con propiedades del Petróleo N°6. Este combustible se obtiene o se prepara mezclando los residuales obtenidos de las diferentes operaciones de refinación cuyas viscosidades son muy superiores a los 500 SSF a 122°F, y los destilados más ligeros, reduciendo de esta forma su viscosidad hasta viscosidades menores o iguales a 500 SSF a 122°F como lo indican las normas vigentes. Su poder calorífico es 10130 kcal/kg y densidad 3.678 kg/galón. (Bocanegra, 2017)

Vapor Saturado: Es aquel vapor libre de humedad, el cual es utilizado como fluido caloportador en diversos procesos industriales, desde calentamiento de fluidos, evaporación, secado, esterilización, entre otros.

Energía Eléctrica: La energía eléctrica es la forma de energía que resulta de la existencia de una diferencia de potencial entre dos puntos, lo que permite establecer una corriente eléctrica entre ambos cuando se los pone en contacto por medio de un conductor eléctrico. La energía eléctrica se manifiesta como corriente eléctrica, es decir, como el movimiento de cargas eléctricas negativas, o electrones, a través de un cable conductor metálico como consecuencia de la diferencia de potencial que un generador esté aplicando en sus extremos.

Gases de la combustión: Los gases de escape generados en los procesos de combustión se denominan gases de combustión. Su composición depende del tipo de combustible y de las condiciones de combustión, ej. el valor del coeficiente de exceso de aire. Muchos de los componentes de los gases de combustión son contaminantes del aire y por tanto deben eliminarse de los gases de combustión con procedimientos especiales de limpieza extremadamente lentos y costosos, antes de liberar el gas a la atmósfera conforme a la normativa legal. Los gases de combustión en su estado original se conocen como gases brutos y como gas limpio una vez que han pasado por las fases de limpieza.

3.1.2 DETALLES DE PLANTA DE VAPOR:

Tabla N° 2 Características Operativas de Calderos de la empresa

Caldera	Marca	BHP	Eficiencia	Flujo de R500 Galón/h	Flujo de vapor (Ton/h)	Factor de carga
1	MANSER	800	84%	0	0	0
2	HURST	800	85%	180	9.95	84.43%
3	HURST	800	85%	180	9.95	84.43%
4	HURST	800	85%	175	9.68	82.14%
5	CLEAVER.B	600	84%	130	7.1	80.33%
6	CLEAVER.B	600	84%	0	0	0.00%
7	CLEAVER.B	800	85%	180	9.95	84.43%
8	CLEAVER.B	800	85%	180	9.95	84.43%
9	CLEAVER.B	800	85%	180	9.95	84.43%

Fuente: Elaboración Propia.

3.1.3 INFORMACION DE LA MAXIMA DEMANDA:

Tarifa contractual	: Tarifa MT3
Mercado eléctrico	: Mercado regulado.
Suministrador	: Empresa Distribuidora HIDRANDINA.
Potencia Contratada	: 2.5 MW
Máxima demanda eléctrica	: 2.4 MW
Calificación	: Potencia variable.

3.1.4 DETALLES DE EQUIPOS CONSUMIDORES DE CALOR:

Se tienen 4 áreas de consumo de energía térmica en la planta, la zona de cocción y la zona de secado.

Zona de Cocción:

03 cocinadores de contacto indirecto.

Flujo masico total: 120 TM/h

Figura N°13 Balance de masa en Cocinadores
Fuente: Gómez (2017)

Zona de Secado:

01 etapa con secadores rotadiscos con una humedad inicial de 55.6 % y una humedad final de 38%, con un flujo másico entrante de 55.46 TM/h de mix.

02 etapa con secadores rotatubos con una humedad inicial de 39 % y una humedad final de 39%, con un flujo másico entrante de 40.367 TM/h de mix.

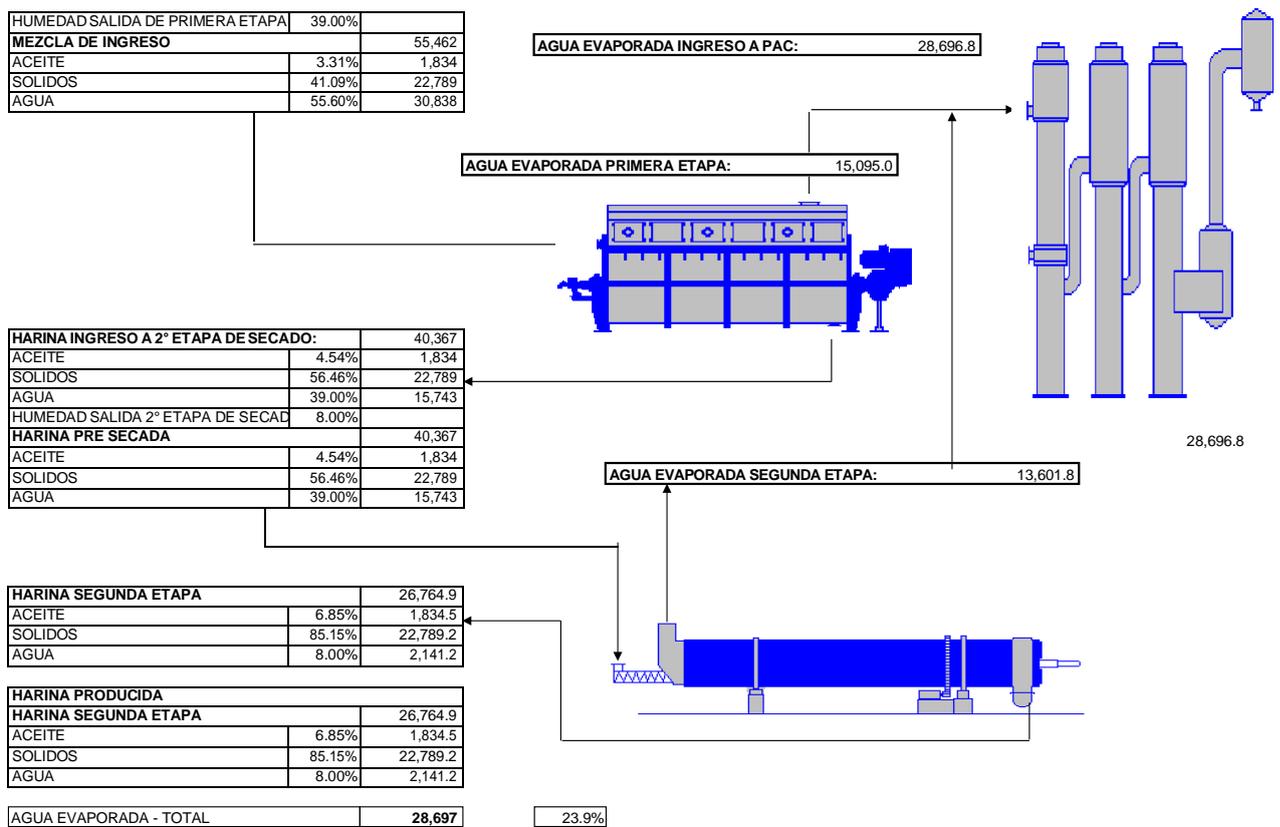


Figura N°14 Balance de masa en secadores
Fuente: Gómez (2017)

Zona de Calentamiento.

Licor de Prensa ingresante desde Prensa a separadoras desde 60 °C a 80 °C , flujo masico igual a 87.917 TM/h

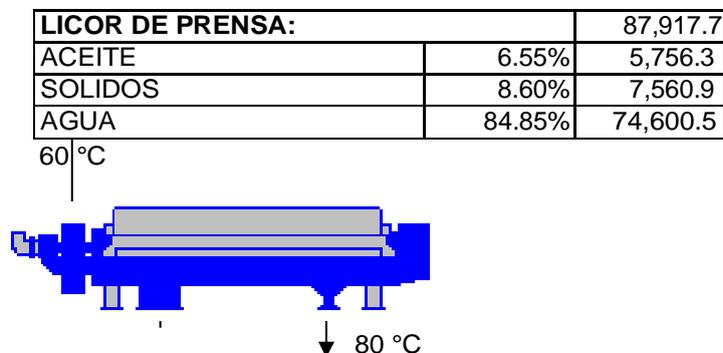


Figura N°15 Características de licor de prensa entrante a separadoras
Fuente: Gómez (2017)

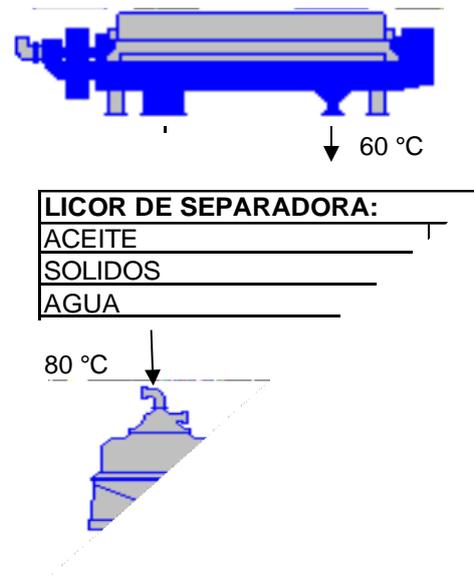


Figura N°16 Características de licor de separadoras entrante a centrifugas
Fuente: Gómez (2017)

3.2 METODO.

3.2.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN:

La Investigación es del tipo:

- Descriptiva: La Investigación es descriptiva ya que se empleó la información real referente a la máxima demanda térmica y eléctrica en la Empresa Pesquera Cantarana SAC para el dimensionamiento del sistema de cogeneración que reemplace al sistema actual de suministro de energía térmica y eléctrica de la empresa. Teniendo en cuenta que para inicios de este año 2021 ha cambiado su matriz energética desde Petróleo residual 500 a gas natural.
- Cuantitativa: Se establecen resultados cuantificables en función al efecto de la cogeneración con la cobertura de la demanda en la empresa.
- No experimental: Porque no se altera el objeto de la investigación.

3.2.2 PROCEDIMIENTO:

Se tiene la siguiente secuencia de cálculo para los resultados del informe:

- Determinación de la demanda térmica total térmica y eléctrica actual de la empresa.

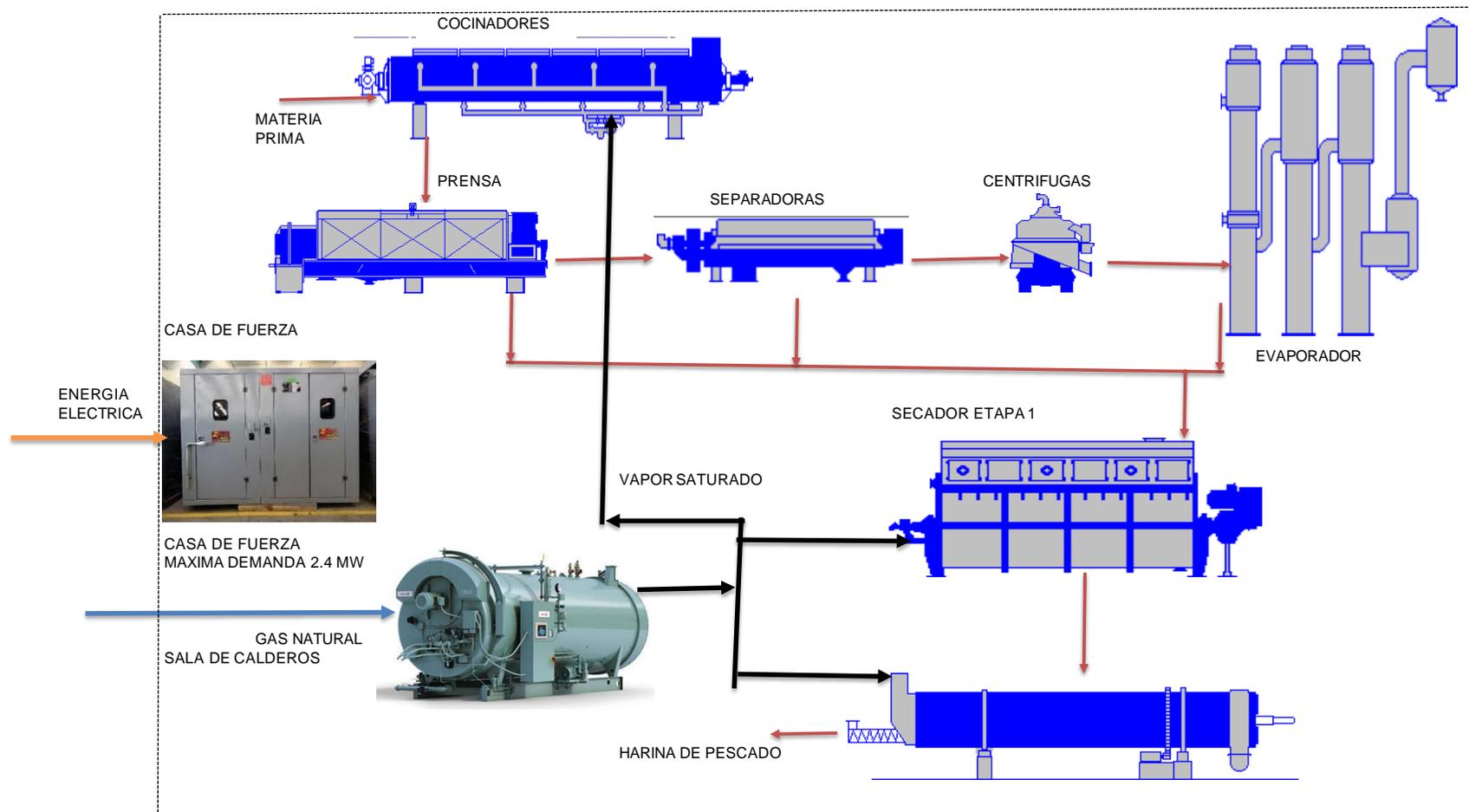


Figura N°17 Suministro de energía - condición inicial
Fuente: Elaboración propia

- Dimensionamiento de la capacidad de la central de cogeneración turbinas a gas para la cobertura de la demanda térmica total y la demanda eléctrica.

Caso 1: Cobertura de la demanda eléctrica al 100 % y Cobertura parcial de la demanda térmica, con compra de combustible para la planta de cogeneración y la planta de calderos.

Caso 2: Cobertura de la demanda térmica al 100 % y Cobertura del 100 % de la demanda eléctrica, cumplimiento con el reglamento de cogeneración del Perú, con compra de combustible solo para la planta de cogeneración e inyección de excedentes a la red eléctrica externa.

- Determinación de los beneficios de la cogeneración calificada.
- Realizar una evaluación económica para determinar la rentabilidad económica de la instalación de cogeneración.

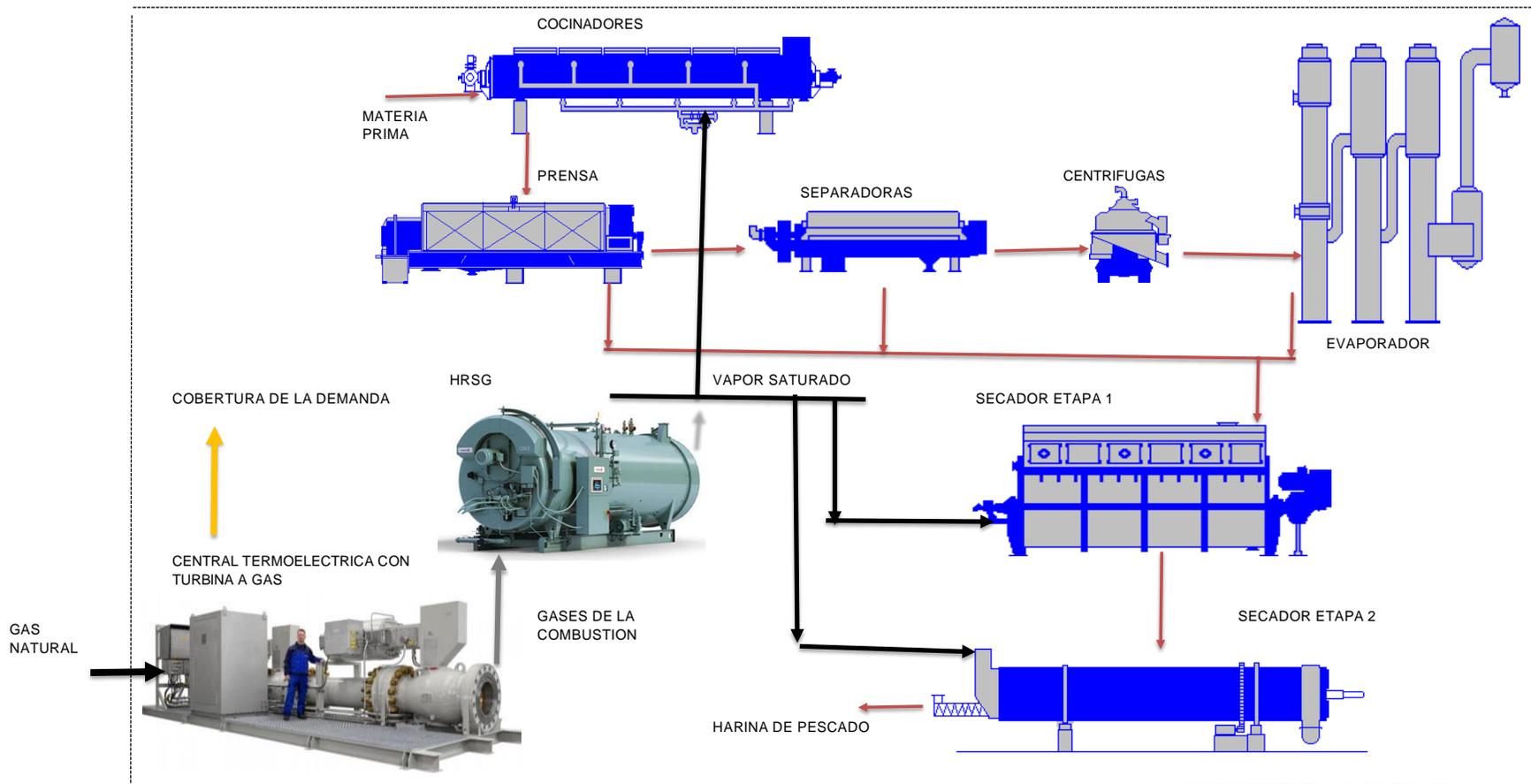


Figura N°18 Suministro de energía mediante cogeneración
Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV
CALCULOS Y RESULTADOS

4.1 Determinación de la Potencia térmica útil de planta.

4.1.1 Potencia térmica útil secadores.

a. Para los secadores rotadiscos.

Potencia térmica útil para calentar el mix.

$$\dot{V}1 = m_{mix} * C_{e_{mix}} * (T_f - T_i)_{mix}$$

Se tienen los siguientes datos:

m_{mix} = 55,462 kg/h entrante a la 1° Etapa de secado

$C_{e_{mix}}$ = 0.52 %*Sólidos + 0.4% *Grasa + 1.0 %*agua

Según los reportes de control de calidad se tienen los siguientes porcentajes:

ACEITE	3.31%	1,834
SOLIDOS	41.09%	22,789
AGUA	55.60%	30,838

$C_{e_{mix}}$ = 0.78 Kcal/kg

T_f = 95 °C

T_i = 70 °C

$$\dot{V}1 = 55\,462 * 0.78 * (95 - 70) = 1\,085,553.9 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica útil para calentar el agua contenido en el mix y evaporarla.

Se tienen los siguientes datos:

m_w = 15095 kg/h (fracción de agua contenido en el mix liberada en el proceso de secado.

C_{e_w} = 1.0 Kcal/kg °C (Calor específico del agua a presión constante)

T_f = 100 °C (Temperatura final del agua antes de cambiar de fase a presión atmosférica)

T_i = 95 °C (Temperatura inicial del agua al momento que se separa del SCRAP e inicia su proceso previo a la evaporación o cambio de fase)

Δh_{fg} = 538.97 kcal/kg (Entalpia de vaporización del agua a 1 Bar de Presión y 100 ° C de temperatura)

Reemplazando los valores en la ecuación anterior tenemos el siguiente cálculo:

$$\dot{V}2 = 15,095 * ((1 * (100 - 95)) + 538.97)$$

$$\dot{V}2 = 8\,211,202.9 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante del secador:

Se tienen los siguientes datos:

Área efectiva de transferencia de calor del secador en contacto con el vapor A_{tc} : 350 m^2 , según plano de secadores.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se evalúa según la siguiente ecuación:

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_{ext} - T_{amb})$$

De donde:

$T_{ext} = 40$ °C (referida a la temperatura exterior de las paredes del secador)

$T_{amb} = 20$ °C (Es la temperatura del medio ambiente)

Por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor es igual a :

$$U = 8.4 + 0.06 * (40 - 20) = 9.9 \frac{Kcal}{m^2 * ^\circ C}$$

Así mismo la Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante del secador se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}3 = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb})$$

Dónde:

$T_{is} = 143$ °C (Es la temperatura interior del secador evaluado a la presión del vapor saturado igual a 4 Bar)

$N = 5$ (Numero de secadores Rotadiscos)

Se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{V}3 = 5 * 350 * 9.9 * (143 - 20) = 2'130,975 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica por pérdidas por transferencia de calor de radiación.

Las pérdidas por transferencia de calor se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}4 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb})$$

Dónde:

- A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * D^2}{4} + \pi * D * L$$

Las Dimensiones del secador Rotadiscos son las siguientes:

Diámetro (D) = 2.28 m

Longitud (L) = 9.23 m

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * 2.28^2}{4} + \pi * 2.28 * 9.23 = 74.28 \text{ m}^2$$

Para 5 secadores se tiene un Area de = 371.4 m²

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección. Así tenemos:

$$U_{TTC} = h_c + h_r$$

Dónde:

h_c = El coeficiente global de transferencia de calor por convección se evalúa según la siguiente ecuación obtenida del OJON TOJO (Problemas de Ingeniería Química-Capitulo de Secado)

$$h_c = 1.135 * \left(\frac{T_{ext} - T_{amb}}{D} \right)^{0.25}$$

$$h_c = 1.135 * \left(\frac{40 - 20}{2.28} \right)^{0.25} = 1.953 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

h_r = Es el coeficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * \epsilon * \left(\frac{(T_{ext} - T_{amb})^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right)$$

Dónde:

ϵ = 0.9 Coeficiente de emisividad del material

T_{ext} y T_{amb} están evaluados en valores de temperatura absoluta (°K)

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * \epsilon * \left(\frac{(T_{ext} - T_{amb})^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right)$$

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * 0.9 * \left(\frac{(313^4 - 293^4)}{313 - 293} \right) = 4.89 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Finalmente:

$$U_{TTC} = 4.89 + 1.95 = 6.842 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

La Potencia térmica utilizada por pérdidas por transferencia de calor es :

$$\dot{V}_4 = 371.4 * 6.842 * (40 - 20) = 50,822.4 \text{ kcal/h}$$

La potencia térmica útil en los secadores rotadiscos es igual a:

$$V_{\text{secadores rotadiscos}} = 11'478,554.2 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 13.28 \text{ MW}$$

b. Para los secadores rotatubos.

Potencia térmica útil para calentar el mix.

$$\dot{V}_1 = m_{\text{mix}} * C_{e_{\text{mix}}} * (T_f - T_i)_{\text{mix}}$$

Se tienen los siguientes datos:

$m_{\text{mix}} = 40,367 \text{ kg/h}$ entrante a la 2° Etapa de secado

Según los reportes de control de calidad se tienen los siguientes porcentajes:

$$C_{e_{\text{mix}}} = 0.701 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_f = 95 \text{ °C}$$

$$T_i = 70 \text{ °C}$$

$$\dot{V}_1 = 40,367 * 0.701 * (95 - 70) = 707,431.68 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica útil para calentar el agua contenido en el mix y evaporarla.

Se tienen los siguientes datos:

$m_w = 13,601.8 \text{ kg/h}$ (fracción de agua contenido en el mix liberada en el proceso de secado.

$C_{e_w} = 1.0 \text{ Kcal/kg °C}$ (Calor específico del agua a presión constante)

$T_f = 100 \text{ °C}$ (Temperatura final del agua antes de cambiar de fase a presión atmosférica)

$T_i = 95 \text{ °C}$ (Temperatura inicial del agua al momento que se separa del SCRAP e inicia su proceso previo a la evaporación o cambio de fase)

$\Delta h_{fg} = 538.97 \text{ kcal/kg}$ (Entalpia de vaporización del agua a 1 Bar de Presión y 100 ° C de temperatura)

Reemplazando los valores en la ecuación anterior tenemos el siguiente cálculo:

$$\dot{V}2 = 13,601.8 * ((1 * (100 - 95)) + 538.97)$$

$$\dot{V}2 = 7'398,971.2 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante del secador:

Se tienen los siguientes datos:

Área efectiva de transferencia de calor del secador en contacto con el vapor A_{tc} : 300 m², según plano de secadores.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se evalúa según la siguiente ecuación:

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_{ext} - T_{amb})$$

De donde:

$T_{ext} = 40$ °C (referida a la temperatura exterior de las paredes del secador)

$T_{amb} = 20$ °C (Es la temperatura del medio ambiente)

Por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor es igual a :

$$U = 8.4 + 0.06 * (40 - 20) = 9.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

Así mismo la Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante del secador se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}3 = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb})$$

Dónde:

$T_{is} = 143$ °C (Es la temperatura interior del secador evaluado a la presión del vapor saturado igual a 4 Bar)

N = 2 (Numero de secadores Rotatubos.

Se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{V}3 = 2 * 300 * 9.9 * (143 - 20) = 730,620 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica por pérdidas por transferencia de calor de radiación.

Las pérdidas por transferencia de calor se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}4 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb})$$

Dónde:

- A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * D^2}{4} + \pi * D * L$$

Las Dimensiones del secador Rotadiscos son las siguientes:

Diámetro (D) = 3.0 m

Longitud (L) = 12.0 m

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * 3^2}{4} + \pi * 3 * 10 = 108.40 \text{ m}^2$$

Para 2 secadores se tiene un Area de = 216.80 m²

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección. Así tenemos:

$$U_{TTC} = h_c + h_r$$

Dónde:

$$U_{TTC} = 4.89 + 1.95 = 6.842 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

La Potencia térmica utilizada por perdidas por transferencia de calor es :

$$\dot{V}_4 = 216.8 * 6.842 * (40 - 20) = 29,666.91 \text{ kcal/h}$$

La potencia térmica útil en los secadores rotatubos es igual a:

$$\dot{V}_{\text{secadores rotatubos}} = 8'866,689.80 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 10.295 \text{ MW}$$

4.1.2 Potencia térmica útil cocinadores.

Potencia térmica útil para calentar la materia prima.

$$\dot{V}_1 = m_{MP} * C_{eMP} * (T_f - T_i)_{MP}$$

Se tienen los siguientes datos:

$m_{MP} = 120,000 \text{ kg/h}$ entrante a la cocina

Según los reportes de control de calidad se tienen los siguientes porcentajes:

$$C_{e_{mix}} = 0.87 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_f = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

$$\dot{V}1 = 120,000 * 0.87 * (95 - 20) = 7'830,000 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante de la cocina:

Se tienen los siguientes datos:

Área efectiva de transferencia de calor de la cocina en contacto con el vapor A_{tc} : 390 m^2 , según plano de cocinadores.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se evalúa según la siguiente ecuación

$$U = 8.4 + 0.06 * (40 - 20) = 9.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

Así mismo la Potencia térmica utilizada para calentar el material conformante de la cocina se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}2 = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb})$$

Dónde:

$T_{is} = 143 \text{ }^\circ\text{C}$ (Es la temperatura interior de la cocina evaluado a la presión del vapor saturado igual a 4 Bar)

$N = 3$ (Numero de cocinadores)

Se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{V}2 = 3 * 390 * 9.9 * (143 - 20) = 1'424,709 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica por pérdidas por transferencia de calor de radiación.

Las pérdidas por transferencia de calor se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}3 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb})$$

Dónde:

A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

Las Dimensiones de la cocina son las siguientes:

Diámetro (D) = 2.6 m

Longitud (L) = 20.0 m

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * 2.6^2}{4} + \pi * 2.6 * 20 = 173.98 \text{ m}^2$$

Para 3 cocinas se tiene un Area de = 521.94 m²

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección. Así tenemos:

$$U_{TTC} = 4.89 + 1.95 = 6.842 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

La Potencia térmica utilizada por perdidas por transferencia de calor es:

$$\dot{V}_3 = 521.94 * 6.842 * (40 - 20) = 71,422.27 \text{ kcal/h}$$

La potencia térmica útil en las cocinas es igual a:

$$V_{cocinas} = 9'326,131.27 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 10.83 \text{ MW}$$

4.1.3 Potencia térmica útil calentadores.

a. Calentador de licor de prensa.

Potencia térmica útil para calentar el licor de prensa.

$$\dot{V}_1 = m_{LP} * C_{eLP} * (T_f - T_i)_{LP}$$

Se tienen los siguientes datos:

$$m_{LP} = 87,917.7 \text{ kg/h}$$

Según los reportes de control de calidad se tienen los siguientes porcentajes:

LICOR DE PRENSA:		87,917.7
ACEITE	6.55%	5,756.3
SOLIDOS	8.60%	7,560.9
AGUA	84.85%	74,600.5

$$C_{e_{mix}} = 0.92 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_f = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_i = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}1 = 87,917.7 * 0.92 * (80 - 60) = 1'617,685.7 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica por pérdidas por transferencia de calor de radiación.

Las pérdidas por transferencia de calor se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}2 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb})$$

Dónde:

A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

Las Dimensiones del tanque de licor de prensa es el siguiente:

Diámetro (D) = 1.2 m

Altura (L) = 1.4 m

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * 1.2^2}{4} + \pi * 1.2 * 1.4 = 7.54 \text{ m}^2$$

Para 3 tanques de licor de prensa se tiene un Area de = 22.62 m²

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección. Así tenemos:

$$U_{TTC} = 4.89 + 1.95 = 6.842 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

La Potencia térmica utilizada por perdidas por transferencia de calor es:

$$\dot{V}2 = 22.62 * 6.842 * (60 - 20) = 6,190.64 \text{ kcal/h}$$

La potencia térmica útil en los tanques de calentamiento es igual a:

$$V_{calentadores LP} = 1'623,876.34 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 1.88 \text{ MW}$$

b. Calentador de licor de separadoras.

Potencia térmica útil para calentar el licor de separadoras.

$$\dot{V}1 = m_{LS} * C_{eLS} * S$$

Se tienen los siguientes datos:

$m_{LS} = 79,855.3 \text{ kg/h}$

Según los reportes de control de calidad se tienen los siguientes porcentajes:

LICOR DE SEPARADORA:		79,855.3
ACEITE	6.91%	5,514.4
SOLIDOS	6.54%	5,222.8
AGUA	86.55%	69,118.0

$$C_{e_{mix}} = 0.93 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_f = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_i = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_1 = 79,855.3 * 0.93 * (80 - 60) = 1'415,308.5 \text{ kcal/h}$$

Potencia térmica por pérdidas por transferencia de calor de radiación.

Las pérdidas por transferencia de calor se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_2 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb})$$

Dónde:

A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

Las Dimensiones del tanque de licor de separadoras es el siguiente:

$$\text{Diámetro (D)} = 1.2 \text{ m}$$

$$\text{Altura (L)} = 1.4 \text{ m}$$

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * 1.2^2}{4} + \pi * 1.2 * 1.4 = 7.54 \text{ m}^2$$

$$\text{Para 3 tanques de licor de prensa se tiene un Area de} = 22.62 \text{ m}^2$$

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección. Así tenemos:

$$U_{TTC} = 4.89 + 1.95 = 6.842 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

La Potencia térmica utilizada por perdidas por transferencia de calor es:

$$\dot{V}_2 = 22.62 * 6.842 * (60 - 20) = 6,190.64 \text{ kcal/h}$$

La potencia térmica útil en los tanques de calentamiento es igual a:

$$V_{\text{calentadores LS}} = 1'421,499.14 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 1.65 \text{ MW}$$

4.1.4 Potencia térmica útil total de planta.

Seguidamente se determina la potencia térmica útil por equipos:

$$V_{e q} = 13.28 + 10.295 + 10.83 + 1.88 + 1.65 = 37.935 \text{ MW}$$

Asumiendo una eficiencia del 90 % en el HRSG la potencia térmica útil de planta es igual

a:

$$V_p = \frac{37.935}{0.9} = 42.15 \text{ MW}$$

4.2 Capacidad de cogeneración con cobertura total de 100 % de la demanda eléctrica.

Se tiene la siguiente información de entrada:

Tabla N° 3 Valores utilizados en cálculo de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda eléctrica

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura ambiental	20	°C
Presión ambiental	1	Bar
Coeficiente politrópico del aire	1.4	
Presión salida de T.G	1.03	Bar
Coeficiente politrópico de gases	1.31	
Caída de presión cámara de combustión	20	kPa
Calor específico del aire	1.004	kJ/kg°C
Calor específico de los gases	1.003	kJ/kg°C
Relación aire/comb. Esteq.	15.8	Kg aire/kg comb.
Exceso de aire	360	%
Relación aire/comb. Real	72.68	Kg aire/kg comb.
Poder calorífico inferior GN	46,894	kJ/kg
Densidad del GN	0.64	kg/m3
Factor GN	28	m3/MMBTU
Relación de presiones	10	
Limite metalúrgico	4.8	
Eficiencia Turbina de gas	90 %	
Eficiencia Compresor	90 %	
Eficiencia Generador Eléctrico	92%	
Precio GN	2.8	U\$/MMBTU

Fuente: Elaboración propia

4.2.1 Caracterización de las temperaturas del ciclo de potencia.

Determinación de la temperatura ideal a la salida del compresor:

$$\frac{T_2 + 273}{(273 + 20)} = \left(\frac{10}{1}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \text{ luego } T_2 = 292.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Determinación de la Temperatura real a la salida del compresor, en función de la eficiencia del compresor de aire.

$$T_{2R} = (273 + 20) + \frac{((292.7 + 273) - (273 + 20))}{0.90} = 323 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

$$P_3 = P_2 - 0.20$$

$$P_3 = 10 - 0.20 = 9.8 \text{ Bar}$$

Determinación del valor de la máxima temperatura del ciclo , en función del limite metalúrgico:

$$\frac{T_3 + 273}{(273 + 20)} = 4.8 \Rightarrow T_3 = 1,133.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Determinación de la Temperatura 4 ideal:

$$\frac{1,134.4 + 273}{T_4 + 273} = \left(\frac{9.8}{1.03}\right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} \Rightarrow T_4 = 552.24^\circ\text{C}$$

Determinando la temperatura 4 real según la eficiencia de la turbina de gas.

$$T_{4R} = (1,133.4 + 273) - (((1,133.4 + 273) - (552.24 + 273)) * 0.9) = 610.36 \text{ }^\circ\text{C}$$

Resumen de los valores reales de temperaturas del ciclo:

Temperatura de ingreso al compresor = 20 °C.

Temperatura de salida del compresor = 323. °C.

Temperatura entrada turbina de gas = 1,134.4 °C

Temperatura salida de turbina de gas = 610.36 °C:

4.2.2 Determinación de los flujos masicos:

La evaluación de las diversas soluciones para determinar el dimensionamiento de la turbina de gas se ha realizado en una hoja Excel, para lo cual se presenta el resultado que permite cubrir la totalidad de la máxima demanda eléctrica. Para lo cual se toma un valor de 0.155 kg/s.

Determinación del flujo másico de aire:

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

$$m_a = 72.68 * 0.155 = 11.27 \text{ kg/sg}$$

Seguidamente se determina el flujo másico de gases de la combustión:

$$11.27 + 0.155 = \dot{m}_g = 11.425 \text{ kg/sg}$$

4.2.3 Determinación de las potencias características de la central termoeléctrica:

Potencia absorbida por el compresor:

$$P_c = 11.425 * 1.004 * \frac{(323 - 20)}{1,000} = 3.43 \text{ MW}$$

Potencia total generada por la turbina:

$$P_{TG} = 11.425 * 1.003 * \frac{(1,134.4 - 610.36)}{1,000} = 5.99 \text{ MW}$$

Potencia neta de la turbina de gas:

$$P_N = 5.99 - 3.43 = 2.56 \text{ MW}$$

Potencia efectiva de planta: Teniendo en cuenta la eficiencia de los generadores de energía eléctrica $\eta_{ge} = 92 \%$:

$$P_E = 33.33 * 0.92 = 2.4 \text{ MW}$$

4.2.4 Determinación de indicadores de planta:

El Heat Rate o Tasa de Calor (H.R) :

Hallando el flujo másico de combustible en MMBTU/h:

$$m_{GN} = \frac{0.155 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}}{28 \frac{\text{m}^3}{\text{MMBTU}}} * \frac{3600 \frac{\text{sg}}{\text{hora}}}{0.64 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 31.13 \text{ MMBTU/h}$$

$$\text{H. R} = \frac{31.13}{2.4} = 12.97 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}}$$

4.2.5 Determinación de la Potencia térmica útil:

Seguidamente se cuantifica la potencia térmica útil saliente de la turbina de gas, con la finalidad de poder determinar si se cubre la totalidad de la potencia térmica útil requerida que es igual a: 42.15 MW el cual deberá ser cubierto por el flujo de calor sensible de los gases de la combustión.

$$V_{\text{gases de combustión}} = \dot{m}_g * C_{e_g} * (T_{4R} - T_{gf}) / 1000$$

Donde:

T_{gf} = es el valor máximo permitido para que los gases de la combustión se emitan a la atmosfera por la chimenea, sin producir lluvia acida = 180 °C

$$V_{\text{gases de combustión}} = 11.425 * 1.003 * (610.36 - 180) / 1000$$

$$V_{\text{gases de combustión}} = 5.06 \text{ MW} < 42.15 \text{ MW}$$

En este modo de cobertura de la demanda eléctrica al 100 %, no se cubre la totalidad de la demanda térmica requerida en planta y más aun no tiene excedentes de energía eléctrica.

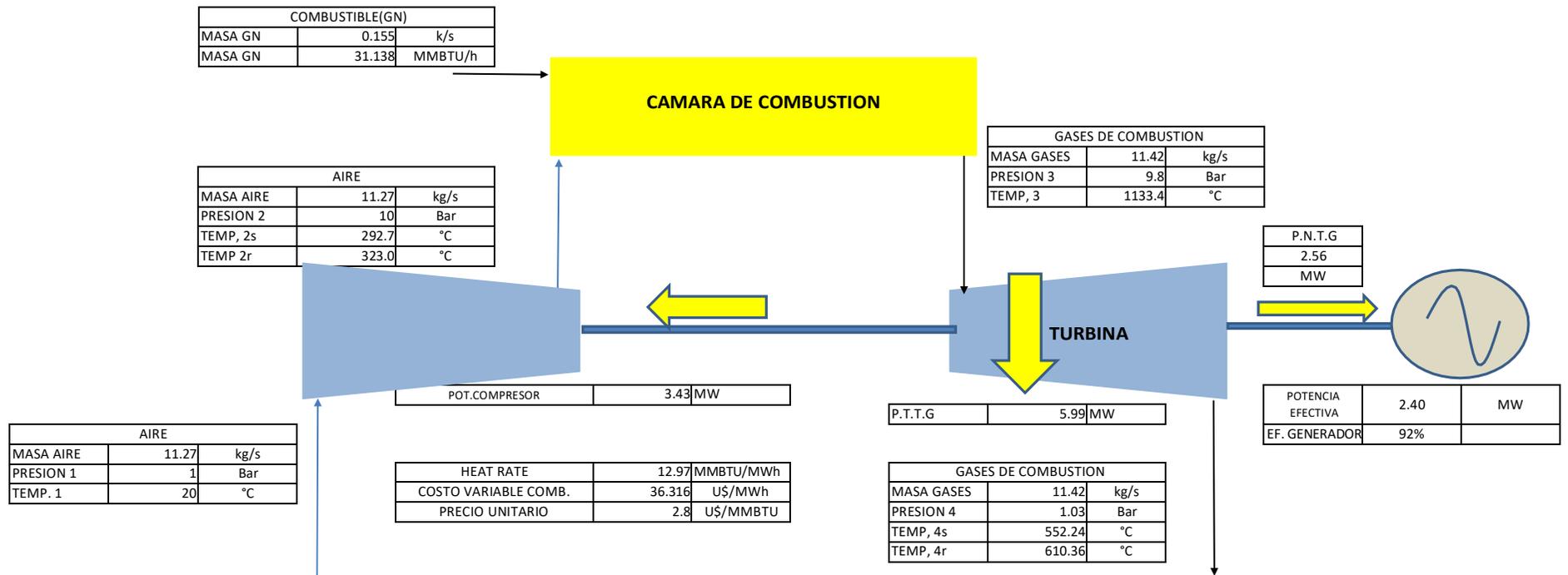


Figura N°19 Cogeneración con cobertura de 100 % de la demanda eléctrica al 100 % y cobertura parcial de la demanda térmica
Fuente: Elaboración propia

Figura N°20 Determinación de la potencia térmica útil disponible de gases de la combustión

Fuente: Elaboración propia

Las fracciones de cobertura de la demanda son las siguientes:

Demanda Eléctrica: 100 % cubierta por la planta de cogeneración. Esto como da resultado la autonomía de la generación de energía eléctrica.

Demanda Térmica: $(5.06/42.15) * 100 \% = 12 \%$ cubierta por la planta de cogeneración y 88 % deberá ser cubierto mediante la generación de vapor con los calderos pirotubulares actuales. Con lo cual deberá comprarse gas natural para los calderos y para la planta de cogeneración.

4.3 Capacidad de cogeneración con cobertura de 100 % de la demanda térmica.

Se tiene la siguiente información de entrada:

Tabla N° 4 Valores utilizados en cálculo de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda térmica

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura ambiental	20	°C
Presión ambiental	1	Bar
Coeficiente politrópico del aire	1.4	
Presión salida de T.G	1.03	Bar
Coeficiente politrópico de gases	1.31	
Caída de presión cámara de combustión	20	kPa
Calor específico del aire	1.004	kJ/kg°C
Calor específico de los gases	1.003	kJ/kg°C
Relación aire/comb. Esteq.	15.8	Kg aire/kg comb.
Exceso de aire	360	%
Relación aire/comb. Real	72.68	Kg aire/kg comb.
Poder calorífico inferior GN	46,894	kJ/kg
Densidad del GN	0.64	kg/m ³
Factor GN	28	m ³ /MMBTU
Relación de presiones	10	
Límite metalúrgico	4.8	
Eficiencia Turbina de gas	90%	
Eficiencia Compresor	90%	
Eficiencia Generador Eléctrico	92%	
Precio GN	2.8	U\$/MMBTU

Fuente: Elaboración propia

4.3.1 Caracterización de las temperaturas del ciclo de potencia.

Determinación de la temperatura ideal a la salida del compresor:

$$\frac{T_2 + 273}{(273 + 20)} = \left(\frac{10}{1}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \text{ luego } T_2 = 292.7 \text{ °C}$$

Determinación de la Temperatura real a la salida del compresor, en función de la eficiencia del compresor de aire.

$$T_{2R} = (273 + 20) + \frac{((292.7 + 273) - (273 + 20))}{0.90} = 323 \text{ °C}$$

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

$$P_3 = P_2 - 0.20$$

$$P_3 = 10 - 0.20 = 9.8 \text{ Bar}$$

Determinación del valor de la máxima temperatura del ciclo, en función del límite metalúrgico:

$$\frac{T_3 + 273}{(273 + 20)} = 4.8 \Rightarrow T_3 = 1,133.4 \text{ °C}$$

Determinación de la Temperatura 4 ideal:

$$\frac{1,134.4 + 273}{T_4 + 273} = \left(\frac{9.8}{1.03}\right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} \Rightarrow T_4 = 552.24 \text{ °C}$$

Determinando la temperatura 4 real según la eficiencia de la turbina de gas.

$$T_{4R} = (1,133.4 + 273) - (((1,133.4 + 273) - (552.24 + 273)) * 0.9) = 610.36 \text{ °C}$$

Resumen de los valores reales de temperaturas del ciclo:

Temperatura de ingreso al compresor = 20 °C.

Temperatura de salida del compresor = 323. °C.

Temperatura entrada turbina de gas = 1,134.4 °C

Temperatura salida de turbina de gas = 610.36 °C:

4.3.2 Determinación de los flujos masicos:

La evaluación de las diversas soluciones para determinar el dimensionamiento de la turbina de gas se ha realizado en una hoja Excel, para lo cual se presenta el resultado que permite cubrir la totalidad de la máxima demanda térmica. Para lo cual se toma un valor de 1.291 kg/s.

Determinación del flujo másico de aire:

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

$$m_a = 72.68 * 1.291 = 93.83 \text{ kg/sg}$$

Seguidamente se determina el flujo másico de gases de la combustión:

$$93.83 + 1.291 = \dot{m}_g = 95.121 \text{ kg/sg}$$

4.3.3 Determinación de las potencias características de la central termoeléctrica:

Potencia absorbida por el compresor:

$$P_c = 93.83 * 1.004 * \frac{(323 - 20)}{1,000} = 28.5 \text{ MW}$$

Potencia total generada por la turbina:

$$P_{TG} = 95.121 * 1.003 * \frac{(1,134.4 - 610.36)}{1,000} = 49.9 \text{ MW}$$

Potencia neta de la turbina de gas:

$$P_N = 49.9 - 28.5 = 21.4 \text{ MW}$$

Potencia efectiva de planta: Teniendo en cuenta la eficiencia de los generadores de energía eléctrica $\eta_{ge} = 92 \%$:

$$P_E = 21.4 * 0.92 = 19.69 \text{ MW}$$

Potencia térmica suministrada en la cámara de combustión:

$$Q = \dot{m}_{GN} * PCI$$

$$Q = 1.291 * \frac{46,894}{1000} = 60.54 \text{ MW}$$

4.3.4 Determinación de indicadores de planta:

El Heat Rate o Tasa de Calor (H.R) :

Hallando el flujo másico de combustible en MMBTU/h:

$$m_{GN} = \frac{1.291 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}}{28 \frac{\text{m}^3}{\text{MMBTU}}} * \frac{3600 \frac{\text{sg}}{\text{hora}}}{0.64 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 259.35 \text{ MMBTU/h}$$

$$\text{H. R} = \frac{259.35}{19.69} = 13.17 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}}$$

4.3.5 Determinación de la Potencia térmica útil:

Seguidamente se cuantifica la potencia térmica útil saliente de la turbina de gas, con la finalidad de poder determinar si se cubre la totalidad de la potencia térmica útil requerida que es igual a: 42.15 MW el cual deberá ser cubierto por el flujo de calor sensible de los gases de la combustión.

$$V_{\text{gases de combustión}} = \dot{m}_g * C_{e_g} * (T_{4R} - T_{gf}) / 1000$$

Donde:

T_{gf} = es el valor máximo permitido para que los gases de la combustión se emitan a la atmósfera por la chimenea, sin producir lluvia ácida = 180 °C

$$V_{\text{gases de combustión}} = 95.121 * 1.003 * (610.36 - 180) / 1000$$

$$V_{\text{gases de combustión}} = 42.16 \text{ MW} > 42.15 \text{ MW}$$

De este modo de cobertura de la demanda térmica es cubierta al 100 %, del mismo se tiene un excedente de potencia de 17.29 MW (19.69-2.4) , verificándose los criterios de calificación:

$$\text{Relacion de Cogeneracion} = C = \frac{19.69 \text{ MW}}{42.15 \text{ MW}} = 0.467 > 0.4 \text{ Si cumple}$$

$$\text{Rendimiento Electrico Efectivo REE} = \frac{19.69 \text{ MW}}{60.54 \text{ MW} - \frac{42.15 \text{ MW}}{0.9}} = 1.436 > 0.55 \text{ Si cumple}$$

El siguiente diseño también cumple con los criterios de calificación para una planta de cogeneración con turbina de gas.

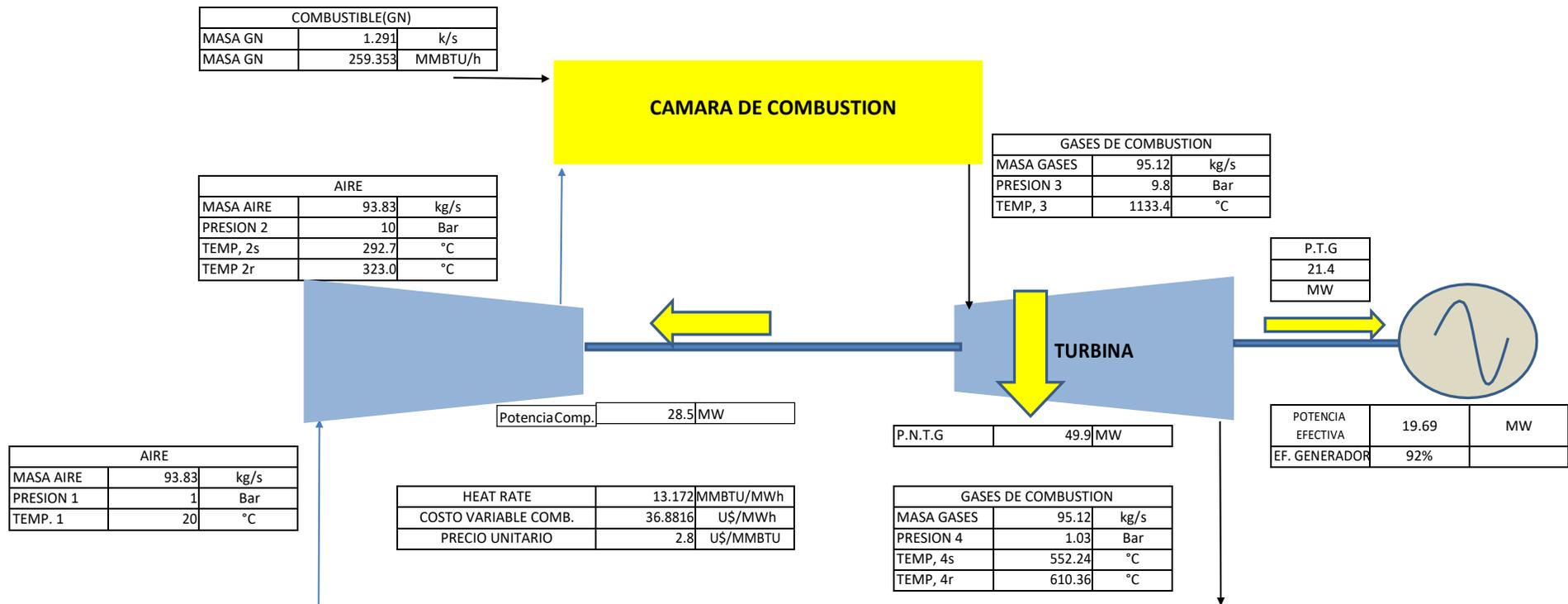


Figura N°21 Cogeneración con cobertura de 100 % de la demanda térmica y con excedentes de energía eléctrica

Fuente: Elaboración propia

Las fracciones de cobertura de la demanda son las siguientes:

Demanda Eléctrica: 100 % cubierta por la planta de cogeneración. Esto como da resultado la autonomía de la generación de energía eléctrica y además con excedentes de energía eléctrica a inyectar a la red por cumplir con los criterios del Reglamento de Cogeneración del Perú, pasando a la condición de COGENERACION CALIFICADA.

Demanda Térmica: 100 % cubierta por la planta de cogeneración, con lo cual los calderos pirotubulares actuales quedan en condición de reserva disponible. La compra de gas natural se realiza a precio de generador por cumplir con la condición de cogeneración calificada.

Por lo tanto, la capacidad de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda térmica es más viable técnicamente que la capacidad de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda eléctrica.

Del mismo se presenta la figura comportamiento de la Potencia efectiva y del Heat Rate en función a la variación de la relación de presiones, manteniendo constante el resto de parámetros del dimensionamiento de la planta de cogeneración, tal como el límite metalúrgico, exceso de aire y eficiencias de equipos, los cuales han sido seleccionados entre los valores máximos permitidos de operación.

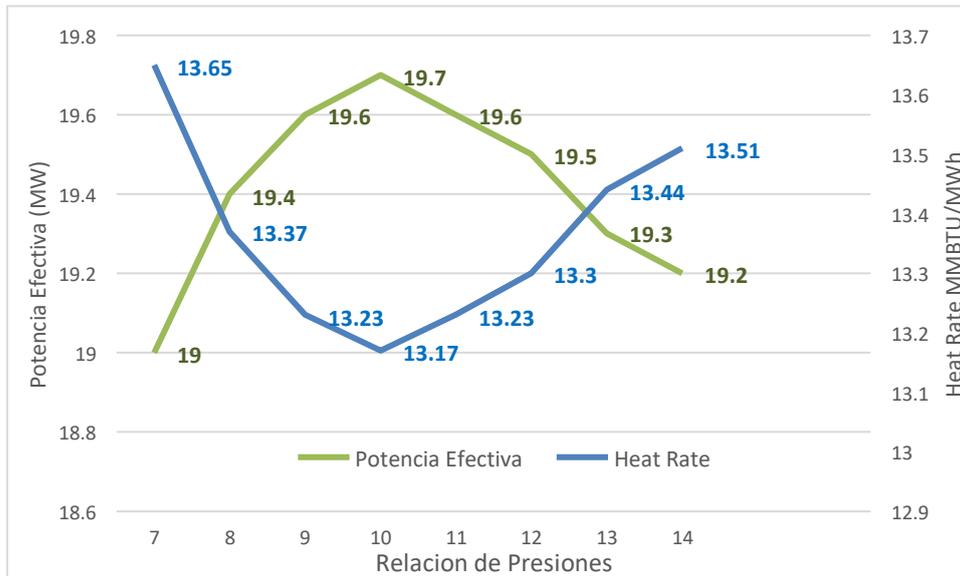


Figura N°22 Comportamiento de la Potencia efectiva y del Heat Rate en función a la variación de la relación de presiones

Fuente: Elaboración propia

De la figura anterior se visualiza que se alcanza la máxima potencia efectiva en bornes del generador igual a 19.69 MW y el Heat Rate optimo igual a 13.172 MMBTU/MWh con una relación de presión igual a 10 en el compresor.

4.4 Evaluación de la calificación de la cogeneración.

Se presenta el siguiente cuadro comparativo entre los dos modos de cobertura de demanda para la empresa.

Tabla N° 5 Benchmarking entre los modos de cobertura de demanda

Demanda	Eléctrica 100 %	Térmica 100 %
Cogeneración	Parcial en la demanda térmica	Calificada
Demanda eléctrica	Cobertura total de la demanda eléctrica y autonomía con respecto a la red eléctrica externa	Cobertura total de la demanda eléctrica y autonomía con respecto a la red eléctrica externa
Excedentes de Energía Eléctrica	No tiene excedentes de energía eléctrica	Cuenta con excedentes de energía eléctrica, está calificado para venta de energía a la red externa
Demanda Térmica	Cobertura parcial de la demanda térmica	Cobertura total de la demanda térmica
Déficit de energía térmica	Deberá comprar gas natural a la empresa QUAVII para generar vapor en calderos actuales	No presenta déficit de energía térmica
Compra de gas natural	Compra de gas natural a precios regulados según categoría tarifaria en la zona de concesión de empresa QUAVII	Compra de gas natural a precio de generador facultado por ser cogenerador calificado

Fuente: Elaboración propia.

Facturacion media mensual por gas natural		
Demanda media	44730	m3/mes
Precio GNL	0.65495	S./m3
Recargo FISE	0.00701	S./m3
Transporte virtual GNL	0.50773	S./m3
Distribucion ductos	0.54691	S./m3
Precio unitario	1.71660	S./m3
Subtotal mes	76783.52	S/.
Total IGV mes	91372.39	S/.
Nota : El precio unitario es la suma del Precio GNL+Recargo FISE +Transporte virtual GNL+Distribucion por ductos (Precios Categoria tarifaria QUAVII Enero 2021)		

Promedio horas mes	90	Horas/mes
Maxima demanda GN	497	m3/h



Lecturas media mensual por energia electrica		
Cargo	Valor	Unidad
EAHFP	187200	kWh
EAHP	28800	kWh
Max. Demanda HP	2400	kW
Max. Demanda HFP	2400	kW
Numero de HFP	78	Horas
Numero de HP	12	Horas



Facturacion media mensual por gas natural				
Cargo	Valor	Unidad	Costo Unitario	Subtotal
EAHFP	187200	kWh	0.2211	41389.92
EAHP	28800	kWh	0.2651	7634.88
PAG HFP	2400	kW	37.57	90168.00
PADHFP	2400	kW	11.77	28248.00
Subtotal mes (S/)				167440.80
Total IGV mes (S/)				197580.14
Nota : Los precios unitarios se han obtenido del pliego tarifario de la empresa Hidrandina para Chimbote enero 2021.				
Se han considerado la Potencia Activa de Generacion y la Potencia Activa de distribucion en calificacion horas fuera de punta				

FACTURACION TOTAL (S/)	288952.53
------------------------	-----------

Figura N°23 Facturación por suministro convencional de energía para cobertura de demanda térmica y eléctrica
Fuente: Elaboración propia

MODO DE COBERTURA DE DEMANDA 100 % ELECTRICA

Fraccion de cobertura de demanda termica con cogeneracion	12%	Fraccion de cobertura de demanda termica con calderos	88%
Flujo masico de GN	0.155 kg/s	Total consumo + IGV (100%) S/	91372.39
Demanda mes de Gas Natural	78468.75 m3/mes	Total consumo + IGV (88%) S/	80403.3645
Precio GNL	0.65495 S/./m3		
Recargo FISE	0.00701 S/./m3	FACTURACION TOTAL (S/)	240695.72
Transporte virtual GNL	0.50773 S/./m3		
Distribucion ductos	0.54691 S/./m3		
Precio unitario	1.71660 S/./m3		
Subtotal mes	134699.46 S/.		
Total IGV mes	160292.35 S/.		



Figura N°24 Facturación por cogeneración con cobertura 100 % de demanda eléctrica y cobertura parcial de demanda térmica
Fuente: Elaboración propia



Figura N°25 Facturación por cogeneración con cobertura 100 % de demanda eléctrica y cobertura parcial de demanda térmica
Fuente: Elaboración propia

Según las figuras 23, 24 y 25 se tiene el siguiente análisis:

El modo de cogeneración según la cobertura del 100 % de la demanda térmica permite un ahorro mensual con respecto al sistema de suministro de energía convencional de :

$$\begin{aligned} \text{Ahorro economico modo } 100\% \text{ termico} &= 288,952.53 - 90,690.11 \\ &= \frac{S/}{\text{mes}} 198,262.42 = 55,072.90 \text{ U\$/mes} \end{aligned}$$

El modo de cogeneración según la cobertura del 100 % de la demanda eléctrica permite un ahorro mensual con respecto al sistema de suministro de energía convencional de :

$$\begin{aligned} \text{Ahorro economico modo } 100\% \text{ electrico} &= 288,952.53 - 240,695.72 \\ &= \frac{S/}{\text{mes}} 48,256.81 = 13,404.70 \text{ U\$/mes} \end{aligned}$$

Con el cual el modo de cogeneración con cobertura del 100 % de la demanda térmica permite dimensionamiento de la capacidad de cogeneración que cubre el 100 % de la demanda eléctrica y permite cumplir con el Reglamento de Cogeneración y calificar vendiendo los excedentes de energía eléctrica a la red externa con un ahorro mensual de 68.6 % en la facturación.

4.5 Evaluación económica.

Se presenta el presupuesto económico de la instalación de una planta de cogeneración de 20 MW que incluya un HRSG y una subestación eléctrica para la inyección de energía eléctrica a la red es la siguiente:

Consideraciones para la evaluación económica:

Vida útil del proyecto: 20 años (por una instalación mecánica, y es un valor que se considera en el COES para instalaciones mecánicas y 30 años para instalaciones eléctricas, según el procedimiento de determinación de las tarifas en barra)

Tasa de interés de mercado 12 %

Inversión 7'000,000 U\$ (ver presupuesto en anexo)

Ahorro mensual = 55,072.9 U\$/mes (para 12 meses de operación) = 660,874.80 U\$/año

Costo de operación y mantenimiento

Si CVNC (Costo variable de combustible) de una central termoeléctrica es de 2.0 U\$/MWh (Valor referencial de la CT de Santa Rosa con gas natural según Informe N° 193-2020-GRT -OSINERGMIN), para 1,556.1 MWh/mes y 12 meses de operación al año.

$$COM = 2.0 \frac{U\$}{MWh} * 1,556.1 \frac{MWh}{mes} * 12 \frac{mes}{año} = 37,346.40 U\$$$

Se presentan los resultados de los indicadores de rentabilidad:

Para el Valor actual neto y para la Tasa interna de retorno:

Tabla N° 6 Indicadores de rentabilidad

ANALISIS ECONOMICO				
	Ingresos	660874.80		
	Egresos			
	OM	37346.40		
	Inversión	7000000.00		
Periodo	INVERSION	EGRESOS	INGRESOS	SALDO
0	7000000.00			-7000000.00
1		37346.40	660874.80	623528.40
2		37346.40	660874.80	623528.40
3		37346.40	660874.80	623528.40
4		37346.40	660874.80	623528.40
5		37346.40	660874.80	623528.40
6		37346.40	660874.80	623528.40
7		37346.40	660874.80	623528.40
8		37346.40	660874.80	623528.40
9		37346.40	660874.80	623528.40
10		37346.40	660874.80	623528.40
11		37346.40	660874.80	623528.40
12		37346.40	660874.80	623528.40
13		37346.40	660874.80	623528.40
14		37346.40	660874.80	623528.40
15		37346.40	660874.80	623528.40
16		37346.40	660874.80	623528.40
17		37346.40	660874.80	623528.40
18		37346.40	660874.80	623528.40
19		37346.40	660874.80	623528.40
20		37346.40	660874.80	623528.40
VAN	4,009,492.95			
TIR	6.27%			

Fuente : Elaboración propia

Para el pay back:

$$\text{Pay Back} = \frac{7'000,000.00 \text{ U\$}}{(660,874.80 - 37,346.40)\text{U\$/año}} = 11.22 \text{ años}$$

El valor del VAN indica que el proyecto es rentable, mientras que el valor del TIR es inferior al 12 % y el pay back mayor a 11 años, los cuales pueden incrementarse en función de las horas de producción, las cuales tan solo se han considerado 90 horas/mes.

4.6 Discusión de resultados.

En la presente investigación se ha dimensionado una planta de cogeneración de 19.69 MW , obteniendo valores de calificación de 0.467 para la relación de cogeneración y de 1.436 para el rendimiento eléctrico efectivo parámetros que superan los valores establecidos para calificar según el Reglamento de cogeneración N° 037-2006 EM y una tasa de calor de 13.172 MMBTU/MWh con un consumo de 653,568.73 m³/mes para un precio unitario del gas natural de 3.354 U\$/MMBTU, coincidiendo con la investigación realizada por Arias, E. y Espinoza, L. quienes para la Empresa Hayduk instalar una planta de trigeneración con gas natural , aunque su potencia efectiva fue mayor de 62 MW, con Indicadores de calificación de 0.556 para el rendimiento Eléctrico Efectivo y 1.047 para la Relación de Cogeneración de 1.047. Obtuvo una mejor tasa de calor igual a con un flujo mayor igual a 17,320 m³/h de gas natural.

Del mismo modo es necesario un consumo de 1.291 kg/s de gas natural para la central de cogeneración de 19.69 MW (de las cuales se consume 2.4 MW) con un valor del VAN de U\$ 4'009,492.95, una tasa interna de retorno de 6.27 % y un pay back de 11.22 años. Mientras que Castañeda (2015) en su investigación para una central de cogeneración de 2.85 MW requirió un consumo de 0.097 kg/s de gas natural, obteniendo valores de rentabilidad mejores tal como un VAN de U\$ 5'520,477 y un TIR de 61% básicamente por la mayor cantidad de horas de operación, aunque el pay back que obtuvo fue mucho mayor e igual a 15 años.

En el dimensionamiento de la capacidad de la central de cogeneración se optó por una central termoeléctrica con turbina de gas como motor primo con una relación de presiones igual a 10, un límite metalúrgico de 4.8, exceso de aire de 360 %, con lo cual generó 19.69 MW, generando 42.16 MW de potencia térmica útil con lo cual califica según el Decreto Supremo N° 037-2007 -EM y sus modificatorias. Del mismo modo se coincide con la metodología desarrollada por Godos (2010) quien tuvo como parámetros de diseño los siguientes valores: un exceso de aire del 300 %, límite metalúrgico de 3.8 y relación de compresión de 7 con la cual alcanza un heat rate 11.896 MMBTU/MWh para generar solo 5.2 MW en la ciudad de Lima.

Referente a los ahorros económicos, que fueron de 68.6 % , y además se generó 42.16 MW de potencia térmica útil a partir de extraer 95.12 kg/s de gases calientes de la combustión a una temperatura de 610.36 °C , se coincide con Haro y Crispín quienes obtuvieron ahorros superiores a 66.76 % (con el cual se supera el valor recomendado por el texto de Fraile Chico quien considera tan solo 60%. Del mismo modo en su investigación se extrajo 112.89 kg/s de gases de combustión a 941 °C para generar los 49.184 MW de potencia térmica útil.

En la presente investigación se obtuvieron los indicadores de rentabilidad igual a un VAN de U\$ 4'009,492.95 , una tasa interna de retorno de 6.27 % y un pay back de 11.22 años, que dependen del número de horas de producción en planta, para nuestro caso se consideró solo 1,080 horas/año de operación, a diferencia de Santana (2009) quien su investigación realizada para la universidad Católica y un total de 4,320 horas consiguió mejores indicadores de rentabilidad así tenemos un VAN positivo, un TIR de 19.78%, y un período de recuperación de inversión de 9 años y 2 meses.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se determino la demanda térmica útil en la empresa Cantarana S.A. la cual es de 42.15 MW, la cual esta relacionada al consumo de vapor saturado en las cocinas indirectas, secadores rotadiscos, secadores rotatubos y tanques de calentamiento de licores de proceso. En el sistema convencional es generado en 09 calderos pirotubulares que consumen gas natural con una demanda de 497 m³/h.
- Se dimensiono la capacidad de la planta de cogeneración en función a la cobertura de la máxima demanda eléctrica, generándose 2.4 MW, con lo cual tan solo se genera el 12 % de la potencia térmica útil requerida en un valor de 5.06 MW, consumiendo un total de 0.155 kg/s de gas natural, con un heat rate de 12.97 MMBTU/MWh. Siendo sus parámetros técnicos de diseño: relación de presiones igual a 10, limite metalúrgico igual a 4.8 y un exceso de aire de 360 °C.
- Se dimensiono la capacidad de la planta de cogeneración en función a la cobertura de la máxima demanda térmica, generándose 19.69 MW, con lo cual queda como excedente una potencia de 17.29 MW , además que cumple con los criterios de calificación del Reglamento de Cogeneración del Perú con una relación de cogeneración de 0.467 (superior al valor mínimo de 0.4) y un rendimiento eléctrico efectivo de 1.436 (superior al valor mínimo de 0.55) , consumiendo un total de 1.291 kg/s de gas natural, con un heat rate de 13.172 MMBTU/MWh. Siendo sus parámetros técnicos de diseño: relación de presiones igual a 10, limite metalúrgico igual a 4.8 y un exceso de aire de 360 °C.
- El sistema de cogeneración con cobertura de la máxima demanda térmica permite un ahorro mensual de 55,072.96 U\$/mes, lo que representa un ahorro en la facturación del orden de 68.6%. Mientras que el sistema de cogeneración con cobertura de la máxima demanda eléctrica permite un ahorro mensual de 13,404.70 U\$/mes
- Para una inversión de 7'000,000 U\$ se obtuvo los indicadores de rentabilidad igual a un VAN de U\$ 4'009,492.95 (el cual es valor favorable), una tasa interna de retorno de 6.27 % y un pay back de 11.22 años, estos dos últimos valores son desfavorables, el primero de ellos por ser un valor inferior a la tasa de interés del mercado (12 %) y el segundo por tener un alto periodo de retorno de la inversión.

- En respuesta al objetivo general, se supero los valores mínimos requeridos por el reglamento de cogeneración tanto de la relación de cogeneración como del rendimiento eléctrico efectivo, con lo cual se puede cubrir el 100 % de la demanda térmica de la empresa y el 100 % de la demanda térmica.

RECOMENDACIONES

Se sugiere que paralelo al sistema de cogeneración se cuente con suministro en baja tensión del tipo BT5A o BT5A para las cargas administrativas y iluminación y mantenimiento en horas de paradas por falta de producción, así mismo se recomienda tener operativos los grupos electrógenos para los casos que se requiera encender máquinas de gran potencia en periodos de mantenimiento. Del mismo modo los calderos pirotubulares deben estar siempre disponibles para cualquier eventualidad.

Los sistemas de cogeneración representan una tecnología energética poco comercial en nuestro país limitada a las empresas azucareras y postergadas por la falta de disponibilidad de gas natural, se deben buscar los mecanismos económicos y legales que permitan su difusión y ventajas al aplicarlo en los centros de consumo de energía, para lo cual el estado debe tener un rol protagónico en su difusión.

Se puede optar por mejorar las condiciones de potencia efectiva de la central termoeléctrica con turbina de vapor mediante la tecnología de la inyección de vapor saturado en la cámara de combustión con lo cual se consigue incrementar la potencia efectiva en el generador eléctrico y reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

TESIS

Arias, E. y Espinoza, L. (2013). Estudio de los parámetros de dimensionamiento de una planta de regeneración con gas natural para el autoabastecimiento de energía. Caso empresa Hayduk S. A. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Bocanegra (2017). Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad Privada San Pedro en Perú.

Castañeda, W. (2015). Determinación técnico económica de la conversión energética a ciclo brayton con recuperación de calor, de la empresa Ribaud S.A.A., para reducir costos de energía eléctrica. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo, Perú.

Cifuentes, (2011). Sistemas de cogeneración para el ahorro de energía en la industria. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad San Carlos de Guatemala.

Covini, G. (2012). Mejora de la competitividad utilizando cogeneración. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Privada de Buenos Aires, Argentina.

Godos, R. (2011). Ahorro de energía en la empresa corporación Lindley-planta callao a través del diseño de una central de cogeneración con gas natural. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

- Gómez. (2017). Influencia de la capacidad de evaporación en el dimensionamiento de un secador a vapor rotadiscos. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.
- Gonzales (2003). Metodología para la operación óptima de plantas de cogeneración. Tesis para optar el grado de Maestro en Ingeniería Energética en el Instituto Superior Tecnológico de Monterrey en México.
- Haro, J. y Crispín, R. (2015). Ahorro de energía primaria mediante el diseño de un sistema de trigeneración en la empresa Austral Group. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.
- Infante (2018). Factibilidad financiera de la apertura de un consultorio odontológico en la ciudad de Tumbes. Tesis para optar el MBA en Administración de Negocios en la Universidad Cesar Vallejo en Perú.
- Murillo y Flores. (2015). Diseño de un sistema de cogeneración utilizando los gases remanentes de la turbina general electric Im2500 en la planta de proceso del norte bloque 16 REPSOL YPF". Tesis para optar el Título de Ingeniero en Mecánico de la Universidad de las Fuerzas Armadas de Ecuador.
- Panaspaico, C. (2011). Estudio de un sistema de cogeneración para el autoabastecimiento de energía en la empresa papelera Reyes SAC. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.
- Santana, D. (2009). Diseño de sistema de cogeneración para centro comercial utilizando gas natural. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Silva (2013). Estudio de la capacidad de trigeneración en la empresa PROLAC. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Escuela Superior Tecnológica de Chimborazo en Ecuador.

Torres y Paredes. (2017). Análisis de rentabilidad económica de los nuevos alojamientos turísticos regulados por el ministerio de turismo en el año 2015 para determinar el punto de equilibrio en puerto Ayora – Galápagos. Tesis para el título de Licenciado en turismo en la Universidad Central del Ecuador.

Vásquez, A. (2010). Repotenciación de la central de cogeneración de la Empresa Agroindustrial San Jacinto para su calificación según el D.S N° 037-2006-EM y poder inyectar sus excedentes de energía eléctrica al S.E.I.N. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú.

Yábar, Y. (2016). Reducción de costos de energía y mitigación de gases de efecto invernadero en una planta industrial mediante la cogeneración con gas natural. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Perú.

TEXTOS

Bermúdez, Vicente. TECNOLOGIA ENERGETICA. Ed. Universidad Politécnica de Valencia. 2000.250 pp.

Burghardt. INGENIERIA TERMODINAMICA. Editorial HARLA. México. 1990. 560 pp.

Cano Norabuena. Ronald. “INFORME DE PRACTICAS: ANALISIS DE LA GENERACIÓN DE ENERGÍA DEL COMPLEJO AGROINDUSTRIAL CARTAVIO S.A.A.” Biblioteca EAPIE. 2014. 100 p.

Cengel y Boles. TERMODINAMICA. Editorial Mc Graw Hill. 2015. 1052 pp.

Díaz Garay. ESQUEMAS DE COGENERACION. Comisión Nacional de Ahorro de Energía de México .1995. 105 pp.

Díaz Garay. DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACION. Comisión Nacional de Ahorro de Energía de México .1995. 125 pp.

Gonzales Chávez. SISTEMAS DE COGENERACION. Ediciones UNI. Perú 2009. 141 pp.

Guevara, Robert. Módulo de Plantas consumidoras de Energía. I Unidad. Universidad Nacional del Santa. 2017.83 p.

Guevara, Robert. Módulo de II Unidad de Tecnología Energética Cogeneración. Universidad Nacional del Santa. 2019.80 p.

Ministerio de Energía y Minas. D.S N.º 037-2006-EM REGLAMENTO DE COGENERACION DEL PERU Y SUS MODIFICATORIAS. MEM.2006.15 pp.

Osinermin. Informe N° 193-2020 GRT-OSINERMIN. Determinación de los precios de barra mayo 2020 a abril 2021. OSINERMIN. 2020. 288 p.

LINKOGRAFIA

Alizundia, Cortes, Ramírez y Morales. Evaluación de esquemas de cogeneración de energía a partir de bagazo de caña de azúcar. Revista Científica SCIELO. Volumen 43. 2016. [Consulta: 02 de diciembre del 2020]. Disponible en:
http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S222348612016000100010

Cebas. Ley de transición energética de México. Cámara de diputados del Congreso de La Unión Gobierno de Mexico.2015. [Consulta: 02 de enero del 2021]. Disponible en:
https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/112838/Ley_de_Transicion_Energetica.pdf

CONUEE. Guía Práctica de Trámites y Permisos para Proyectos de Cogeneración de Energía Eléctrica en México. Ministerio Federal de Cooperación Económica y

Técnica de Alemania y Comisión Reguladora de Energía de México. 2017.
[Consulta: 12 de enero del 2021]. Disponible en:
<https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/200257/cogeneracion.pdf>

General Electric Power. Cross Fleet repowering. Aeroderivative and heavy duty turbines. Pagina web de GE Power. USA. 2020. [Consulta: 12 de diciembre del 2020]. Disponible en:
https://www.ge.com/power/services/aeroderivative-gas-turbines/repowering-solutions?utm_campaign=aercf&utm_medium=cpc&utm_source=google&utm_content=rsa&utm_term=Turbina%20de%20gas%20siemens&gclid=EAlaIqobChMI1uObgc3H7gIVhgqRCh38gQHkEAAYASAAEgLu-_D_BwE

Llerena. Análisis energético, exergético y económico de un sistema de cogeneración: caso para una planta azucarera de San Pablo. Revista Científica SCIELO. Volumen 19. 2018. [Consulta: 05 de noviembre del 2020]. Disponible en:
http://scielo.senescyt.gob.ec/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1390-860X2018000100029

Ministerio de Energía de Chile. Reglamento que establece los requisitos que deben cumplir las instalaciones de cogeneración eficiente. Gobierno de Chile. 2015.
[Consulta: 15 de noviembre del 2020]. Disponible en:
<https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=1077841>

Ministerio de Energía, Industria y Turismo de España. Evaluación completa del potencial de uso de la cogeneración de alta eficiencia y de los sistemas urbanos de calefacción y refrigeración eficientes. Gobierno de España. [Consulta: 15 de octubre del 2020]. Disponible en:
[evaluacion_completa_potencial_cogeneracion_y_redes.pdf](#)

Ministerio de Energía y Minas del Perú. Reglamento de Cogeneración del Perú. DS N° 36-2006-EM. Gobierno del Perú. [Consulta: 15 de octubre del 2020]. Disponible en:

https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/PlantillaMarcoLegalBusqueda/Decreto%20Supremo%20N%C2%B0%20037-2006-EM%20-%20Reglamento%20de%20Cogeneraci%C3%B3n.pdf

Mitsubishi Power. Catalogo de Turbinas de gas. Página web de Mitsubishi. USA. 2021.
[Consulta: 15 de enero del 2021]. Disponible en:
<https://power.mhi.com/products/gasturbines>

Montserrat. Plantas de Cogeneración. Empresa PETRONOR. 2011. [Consulta: 02 de octubre del 2020]. Disponible en:
http://www.somorrostro.com/pdf/plantas_de_cogeneracion.pdf

OLADE. La cogeneración en el Perú. Documento financiado por OLADE Unión Europea dentro del Sexto Programa Marco de I+D. 2010. [Consulta: 22 de octubre del 2020]. Disponible en:
<http://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/cg00286.pdf>

RENOVETEC. Información de turbinas a gas. Página WEB de RENOVETEC. España. 2019.
[Consulta: 15 de noviembre del 2020]. Disponible en:
<http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/turbinas-de-gas>

RENOVETEC. Tipos de turbinas a gas. Página WEB de RENOVETEC. España. 2019.
[Consulta: 28 de octubre del 2020]. Disponible en:
<http://www.turbinasdegas.com/tipos-de-turbinas-de-gas>

Quavii. Pliego tarifario de gas natural zona de concesión norte enero 2021. Perú.
[Consulta: 18 de enero del 2021]. Disponible en
http://www.gasesdelpacifico.pe/descargas?id_cat=16

Valls. Técnicas de Cogeneración. Asociación de Autores Científico-Técnicos (ACTA) Fundación Joan XXIII, Bellvitge-L'Hospitalet del Ll.-Barcelona. 2018. [Consulta: 25 de noviembre del 2020]. Disponible en:
https://www.acta.es/medios/articulos/ciencias_y_tecnologia/027079.pdf

ANEXOS

Anexo 1: Balance de masas global de la empresa.

Anexo 2: Pliego tarifario de la Empresa QUAVII enero 2021.

Anexo 3: Pliego tarifario de Hidrandina Zona de concesión Chimbote enero 2021.

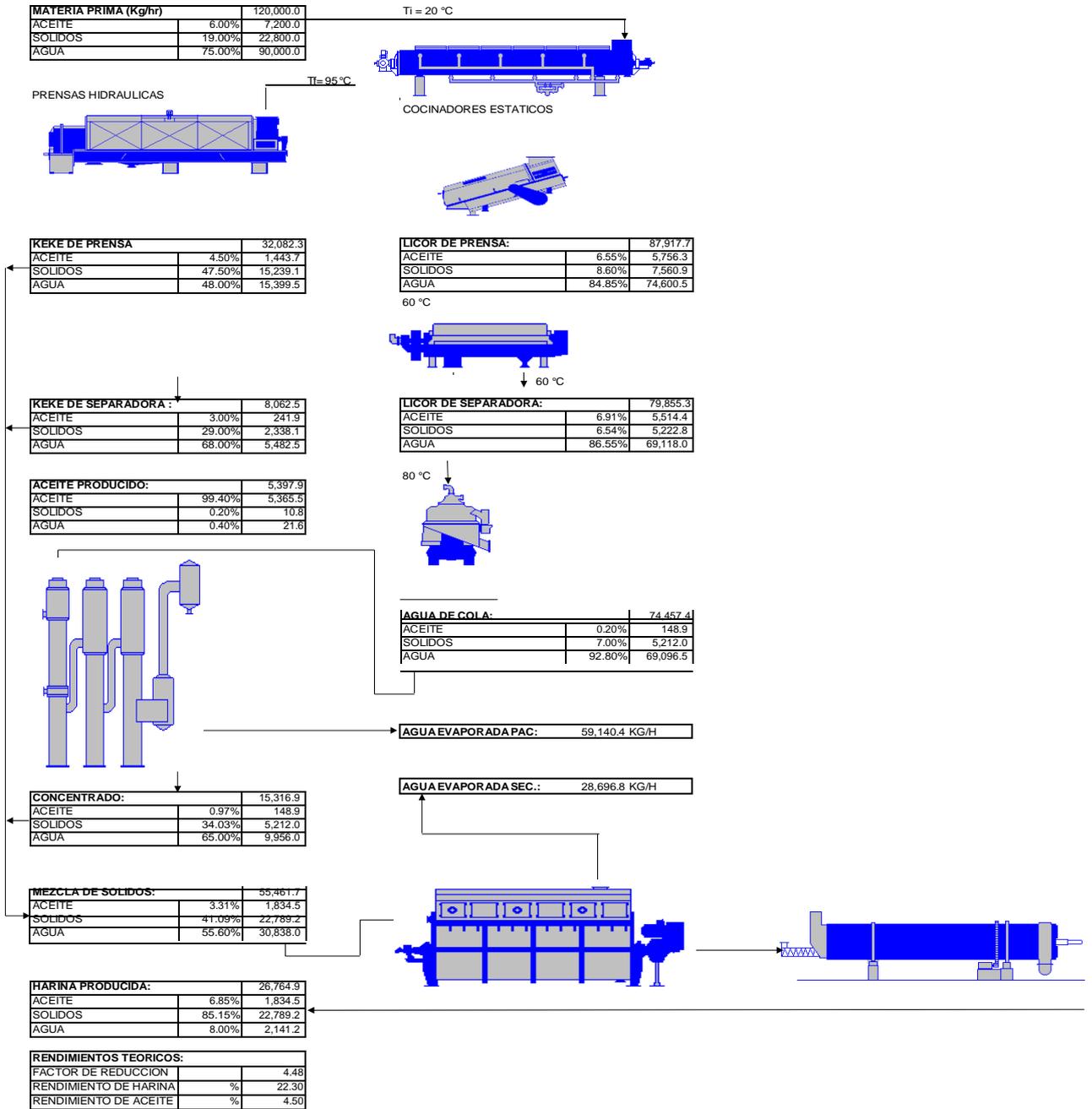
Anexo 4: Precio medio de la energía en tarifas en barra.

Anexo 5: Presupuesto económico planta de cogeneración de 20 MW,

Anexo 6: Reglamento de cogeneración

Anexo 7 Matriz energética de selección de alternativa para el motor primo de la planta de cogeneración.

Anexo 1: Balance de masas global de la empresa.



Fuente : Gómez (2017)

Anexo 2: Pliego tarifario de la Empresa QUAVII enero 2021.

PLIEGO TARIFARIO GAS NATURAL FACTOR K=0.9123									
CONCESION NORTE									
Vigente desde 1 de Enero 2021									
CATEGORIAS TARIFARIAS	RANGOS		SUMINISTRO GNL (1)		TRANSPORTE VIRTUAL (2)	DISTRIBUCION POR DUCTOS (3)			
	Desde	Hasta	\$/ m ³	\$/ m ³	\$/ m ³	MARGEN COMERCIAL	MARGEN PROMOCION	MARGEN CAPACIDAD	MARGEN DISTRIBUCION
I	0	100	0.60700	0.00701	0.50773	1.62941	14.07216	0.00000	0.20475
IIA	101	300	0.60700	0.00701	0.50773	65.60192	0.00000	0.00000	0.83922
IIIB	301	1000	0.65495	0.00701	0.50773	65.60192	0.00000	0.00000	0.83922
III	1001	5000	0.65495	0.00701	0.50773	242.68157	0.00000	0.00000	0.81048
IV	5001	38000	0.65495	0.00701	0.50773	0.00000	0.00000	7.73969	0.39144
V	38001	143000	0.65495	0.00701	0.50773	0.00000	0.00000	7.73969	0.39144
VI	143001	280000	0.65495	0.00701	0.37739	0.00000	0.00000	7.73969	0.20887
VII	280001	Más	0.65495	0.00701	0.29153	0.00000	0.00000	5.54763	0.08056
GNV	-	-	0.65495	0.00701	0.50773	0.00000	0.00000	2.48657	0.11374
PESCA	-	-	0.65495	0.00701	0.50773	0.00000	0.00000	0.00000	0.64591

FACTORES DE ACTUALIZACIÓN APLICADOS				
SERIE	BASE	VALOR	FA	VIGENCIA
IND1: SERIE WPGU191	128.00	217.76	1.5929	01/01/2021 - 31/12/2021
IND2: SERIE WPK05	101.00	146.58		
PP1: SERIE WPSFD4131	149.80	209.10	1.3959	01/01/2020 - 28/02/2021
FDL: FACTOR DESCUENTO APLICADO	-	0.9549	0.9549	01/01/2020 - 30/04/2021
PP1: SERIE WPSFD4131	184.70	210.40	1.1391	01/01/2021 - 31/12/2021

CARGOS COMPLEMENTARIOS				
CARGOS REGULADOS POR CORTE Y RECONEXIÓN (4)				
TIPO	CATEGORIA	CORTE	RECONEXION	
		\$/	\$/	
TIPO 1	I, SA, DB, III, IV	18.07	20.99	
TIPO 1	V, VI, VII, GNV, PESCA	211.08	120.50	
TIPO 2	I, SA, III, III, IV	25.17	41.57	
TIPO 2	V, VI, VII, GNV, PESCA	271.97	No Aplica	
TIPO 3	I	411.90	498.56	
TIPO 3	IIA, III, III, IV	420.29	498.56	
TIPO 3	V, VI, VII, GNV, PESCA - Azuay	638.85	552.97	
TIPO 3	V, VI, VII, GNV, PESCA - Pólvora	461.63	539.27	

OTROS CARGOS REGULADOS			
CARGOS REGULADOS POR ACOMETIDA (6)			
TIPO DE ACOMETIDA	MURO EXISTENTE	MURETE CONSTRUIDO	
	\$/	\$/	
G1-A	421.47	527.43	
G4	508.55	614.52	
G6	895.41	1092.85	

CARGOS REGULADOS POR DERECHO DE CONEXIÓN (7)	
CATEGORIA TARIFARIA	DERECHO DE CONEXION
	\$/ (m ³ /año)
I	371.72
IIA, III, II	28.83
IV, V, VI, VII, PESCA	8.30
GNV	46.49

CARGOS POR INSPECCIÓN, SUPERVISIÓN Y MANTENIMIENTO (5)				
CATEGORIA TARIFARIA	COMERCIAL	INDUSTRIAL		

Fuente : QUAVII.

Anexo 3: Pliego tarifario de Hidrandina Zona de concesión Chimbote enero 2021.

MEDIA TENSIÓN		UNIDAD	TARIFA
			Sin IGV
TARIFA MT2:	TARIFA CON DOBLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE DOS POTENCIAS 2E2P		
	Cargo Fijo Mensual	S/./mes	12.09
	Cargo por Energía Activa en Punta	ctm. S/./kW.h	26.51
	Cargo por Energía Activa Fuera de Punta	ctm. S/./kW.h	22.11
	Cargo por Potencia Activa de Generación en HP	S/./kW-mes	67.63
	Cargo por Potencia Activa de Distribución en HP	S/./kW-mes	10.91
	Cargo por Exceso de Potencia Activa de Distribución en HFP	S/./kW-mes	11.72
	Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	ctm. S/./kVar.h	4.68
TARIFA MT3:	TARIFA CON DOBLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE UNA POTENCIA 2E1P		
	Cargo Fijo Mensual	S/./mes	9.97
	Cargo por Energía Activa en Punta	ctm. S/./kW.h	26.51
	Cargo por Energía Activa Fuera de Punta	ctm. S/./kW.h	22.11
	Cargo por Potencia Activa de generación para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S/./kW-mes	59.79
	Presentes Fuera de Punta	S/./kW-mes	37.57
	Cargo por Potencia Activa de redes de distribución para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S/./kW-mes	11.81
	Presentes Fuera de Punta	S/./kW-mes	11.77
	Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	ctm. S/./kVar.h	4.68
TARIFA MT4:	TARIFA CON SIMPLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE UNA POTENCIA 1E1P		
	Cargo Fijo Mensual	S/./mes	9.97
	Cargo por Energía Activa	ctm. S/./kW.h	23.19
	Cargo por Potencia Activa de generación para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S/./kW-mes	59.79
	Presentes Fuera de Punta	S/./kW-mes	37.57
	Cargo por Potencia Activa de redes de distribución para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S/./kW-mes	11.81
	Presentes Fuera de Punta	S/./kW-mes	11.77
	Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	ctm. S/./kVar.h	4.68
BAJA TENSIÓN		UNIDAD	TARIFA
			Sin IGV
TARIFA BT2:	TARIFA CON DOBLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE DOS POTENCIAS 2E2P		
	Cargo Fijo Mensual	S/./mes	12.09
	Cargo por Energía Activa en Punta	ctm. S/./kW.h	28.47
	Cargo por Energía Activa Fuera de Punta	ctm. S/./kW.h	23.76
	Cargo por Potencia Activa de Generación en HP	S/./kW-mes	68.86

Fuente : OSINERGMIN

Anexo 4: Precio medio de la energía en tarifas en barra.

Subestación	Tensión kV	PPM S/ /kW-mes	PCSPT S/ /kW-mes	PEMP ctm.S/ /kWh	PEMF ctm.S/ /kWh
Zorritos	220	20,68	38,627	16,36	15,95
Talara	220	20,68	38,627	16,26	15,87
Piura Oeste	220	20,68	38,627	16,32	15,94
La Niña	220	20,68	38,627	16,17	15,84
Chiclayo Oeste	220	20,68	38,627	16,18	15,84
Carhuaquero	220	20,68	38,627	15,92	15,61
Carhuaquero	138	20,68	38,627	15,93	15,62
Cutervo	138	20,68	38,627	16,09	15,72
Jaén	138	20,68	38,627	16,22	15,85
Guadalupe	220	20,68	38,627	16,18	15,84
Guadalupe	60	20,68	38,627	16,22	15,87
La Ramada	220	20,68	38,627	15,75	15,46
Cajamarca	220	20,68	38,627	15,90	15,59
Trujillo Norte	220	20,68	38,627	16,10	15,79
Chimbote 1	220	20,68	38,627	16,02	15,73
Chimbote 1	138	20,68	38,627	16,03	15,74
Paramonga N.	220	20,68	38,627	15,72	15,49
Paramonga N	138	20,68	38,627	15,69	15,48

Fuente; Informe N° 193-2020 GRT OSINERGMIN

Anexo 5: Presupuesto económico planta de cogeneración de 20 MW.

Item	Descripción	Und.	Metrado	Precio S/.	Parcial S/.
1	OBRAS PRELIMINARES				105,480.00
1.01	Trazo y replanteo topografico	und	1	5,000.00	5000
1.02	Cartel de obra	und	1	480.00	480
1.03	Transporte de materiales	glb	1	100,000.00	100000
2	SUMINISTRO Y MONTAJE DE TG				16,860,000.00
2.01	Excavacion	m3	1500	80.00	120000.00
2.02	Turbina de Gas	und	1	16300000.00	16300000.00
2.03	Instrumentacion	und	1	100000.00	100000.00
2.04	Cimentacion	m3	1	120000.00	120000.00
2.05	Montsaje mecanico	und	1	50000.00	50000.00
2.06	Montaje electrico	und	1	50000.00	50000.00
2.07	Obra civil	und	1	120000.00	120000.00
3	SUMINISTRO y MONTAJE DE RED ELECTRICA				675,000.00
3.01	Excavacion	cjto	1	25000.00	25000.00
3.02	Transformador 30 MVA	cjto	1	490,000.00	490000.00
3.03	Instrumentacion y control	und	1	50,000.00	50000.00
3.04	Montaje	und	1	60,000.00	60000.00
3.05	Obra civil	cjto	1	70,000.00	50000.00
4	SUMINISTRO Y MONTAJE DE HRSG				1,564,000.00
4.01	EXCAVACION	m3	900	80	72000.00
4.02	HRSG	und	1	1240000	1240000.00
4.03	OBRA CIVIL	und	1	120000	120000.00
5.04	VALVULERIA Y TUBERIA	und	1	40000	40000.00
5.05	SISTEMA DE CONTROL	und	1	32000	32000.00
5.06	MONTAJE MECANICO	und	1	60,000.00	60000.00
6	ACOPLAMIENTO A PLANTA				140,000.00
6.01	Tuberias y valvulas	und	1	20,000	20000.00
6.02	Montaje electromecanico	und	1	50,000	50000.00
6.03	Sistema contra incendios	und	1	70,000	70000.00
7	PRUEBAS MECANICAS				70,000.00
7.01	Protocolo de ensayos no destructivos	und	1	30,000	30000.00
7.02	Protocolo de ensayo de hermeticidad	und	1	20,000	20000.00
7.03	Protocolo de puesta en marcha	und	1	20,000	20000.00
8	SUBTOTAL ACTIVIDADES				19,414,480.00
9	SUPERVISION EXTERNA	und	1	60,000	60000.00
10	GASTOS GENERALES 10%	und	1	1941448.000	1941448.00
11	SUBTOTAL OBRA	und	1	80.41	21,355,928.00
12	IGV	und	1	3844067.04	3844067.04
13	TOTAL	und	1	1	25,199,995.04

Anexo 6 Modificación de Reglamento de cogeneración.

358227

NORMAS LEGALES

Que, mediante Decreto Supremo N° 102-2007-EF, publicado el 19 de julio de 2007, vigente desde el 2 de agosto de 2007, se aprobó el Reglamento del Sistema Nacional de Inversión Pública;

En uso de las facultades conferidas por el numeral 8 del artículo 118° de la Constitución Política del Perú;

DECRETA:

Artículo 1°.- Modificación de la Segunda Disposición Complementaria del Reglamento de la Ley N° 27263, Ley del Sistema Nacional de Inversión Pública - SNIP

Modifíquese la Segunda Disposición Complementaria del Reglamento de la Ley del Sistema Nacional de Inversión Pública, aprobado mediante Decreto Supremo N° 102-2007-EF, con el texto siguiente:

DISPOSICIONES COMPLEMENTARIAS

"Segunda.- Tratamiento de los proyectos con estudios previos

Para el caso del Gobierno Nacional y de los Gobiernos Regionales, todos los Proyectos de Inversión Pública, cuya ejecución se haya iniciado antes del 22 de diciembre de 2000 y cuyo periodo de ejecución proyectado culmine en el año fiscal 2009 o en adelante, deben cumplir con elaborar el estudio de preinversión correspondiente sobre la inversión no ejecutada para su aprobación y declaración de viabilidad como requisito previo para continuar con la ejecución del proyecto, salvo que haya sido considerado en un convenio internacional de financiamiento, en cuyo caso la declaración de viabilidad será exigible si el proyecto es objeto de modificaciones no previstas en el convenio".

Artículo 2°.- Referido

El presente Decreto Supremo será referendado por el Ministro de Economía y Finanzas.

Dado en la Casa de Gobierno, en Lima, a los veintitrés días del mes de noviembre del año dos mil siete.

ALAN GARCÍA PÉREZ
Presidente Constitucional de la República

LUIS CARRANZA UGARTE
Ministro de Economía y Finanzas

13678-1

ENERGIA Y MINAS

Modifican el Reglamento de Cogeneración

DECRETO SUPREMO N° 682-2007-EM

EL PRESIDENTE DE LA REPÚBLICA

CONSIDERANDO:

Que, mediante Decreto Supremo N° 037-2006-EM, publicado el 7 de julio de 2006, se aprobó el sustitución del Reglamento de Cogeneración;

Que, el desarrollo de las actividades de cogeneración permitirá el incremento significativo del consumo de gas natural en las empresas que actualmente lo emplean;

Que, el fomento de cogeneración y de la generación distribuida en general con tecnologías eficientes, es una de las prioridades en la Política Energética del Estado, toda vez que representa beneficios potenciales en el ahorro de energía primaria, en la reducción de pérdidas en la red eléctrica, en 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, con el objeto de promover de manera más efectiva el desarrollo de Centrales de Cogeneración, es necesario modificar algunos aspectos referidos a los requisitos para que tales Centrales adquieran la Calificación correspondiente;

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 Reglamento de Cogeneración

Modifíquense las definiciones 3.1 y 3.2 del artículo 3°, el penúltimo párrafo del artículo 4° y los artículos 5°, 6° y 12° del Reglamento de Cogeneración, aprobado mediante Decreto Supremo N° 037-2006-EM, los mismos que quedarán redactados con el siguiente texto:

"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 Autoc consumo 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.

3.1 Autoc consumo 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.

(-)-"

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

(-)-"

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. Venido 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.

(-)-"

"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 (E/C) iguales o superiores a los indicados en el cuadro siguiente:

Tecnología/ Combustible	Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)	E = EV
Turbina de vapor a carbón	0.70	6.10
Turbina de vapor de extracción	0.58	6.30
Turbina de gas de ciclo simple	0.35	6.40
Turbina de gas de ciclo combinado	0.30	6.50
Motora de combustión interna	0.30	6.60
Biomasa (*)	0.30	-

(*) Se entenderá por biomasa la fracción de los productos, subproductos y residuos agrícolas (incluye 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 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:

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

Anexo 7 Matriz energética de selección de alternativa para el motor primo de la planta de cogeneración.

	Tecnología de turbinas de gas	Tecnologías con turbinas de vapor	Tecnología con motores de combustión interna	Tecnologías con ciclos combinados
Combustible a usar	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural
Adecuación al Combustible	Si	No Usa Carbón o Residuales	Si	Si
Modulación a la Carga	Si	No	Si	Si
Disponibilidad de Agua	No es necesario, mínimo para servicios contraincendios	Necesita agua para el ciclo de potencia y para el sistema de enfriamiento en el condensador	No es necesario, lo necesario para el sistema de enfriamiento del motor	Necesita agua para el ciclo de potencia y para el sistema de enfriamiento en el condensador
Inversión(U\$/MW-año)	70.17	106.70	56.78	170.18
Tiempo de Montaje	12 meses	24 meses	12 meses	48 meses
Operación(U\$/MWh)	31.4	106.97(Carbón)	158.8	18.6
Relación de Cogeneración V/E= 1.59	0.6-1.2	1.2 -2.3	2.3-4.8	Más de 6
SELECCIÓN	OPTIMO para operar G.N	Es antieconómico usarlo con Gas Natural	Es antieconómica su operación y su valor de V/E es muy elevado	Alto periodo de Tiempo de recuperación

Fuente: Tesis de Godos Vera (2010)



ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD

Yo, ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
-----------	----------	--	-----------	--	------------	---

Departamento Académico	ENERGIA, FISICA Y MECANICA					
------------------------	----------------------------	--	--	--	--	--

Título:	X	Maestría:		Doctorado	
---------	---	-----------	--	-----------	--

Programa:

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

“RELACION ENTRE LA CAPACIDAD DE COGENERACION Y LA COBERTURA DE LA DEMANDA EN EMPRESA CANTARANA S.A”

De los estudiantes: Leiner Rubiri Rojas Diaz

De la escuela / departamento académico: Ingeniería en Energía

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud aceptable el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin a posterior.

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

Nuevo Chimbote, mayo de 2021

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/presidente UI: Robert Fabian Guevara Chinchayán

DNI: 32788460



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, LEINER RUBIRI ROJAS DIAZ, estudiante de la

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

Programa:

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

“RELACION ENTRE LA CAPACIDAD DE COGENERACION Y LA COBERTURA DE LA DEMANDA EN EMPRESA CANTARANA S.A”

presentado en ...114..... folios, para la obtención del Grado académico: ()

Título profesional: (X) Investigación anual: ()

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

Chimbote, mayo de 2021

Firma:

Nombres y Apellidos: Leiner Rubiri Rojas Diaz

DNI:42985986