



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



---

**“BALANCE EXERGÉTICO EN LA CENTRAL  
TERMOELÉCTRICA DE CHIMBOTE DE 20.2 MW”**

---

**INFORME PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO EN ENERGÍA**

**AUTOR:**

**Bach. VELÁSQUEZ CHERO, Jaime Dennys**

**ASESOR:**

**Mg. GUEVARA CHINCHAYAN, Robert Fabian.**

**NUEVO CHIMBOTE - ENERO**

**2014**



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

---

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR**

**El presente proyecto de investigación de Tesis titulado “Balance Exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 Mw”**

Elaborado por el estudiante **JAIME DENNYS VELASQUEZ CHERO**, para optar el título profesional de Ingeniero en Energía. Ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de Asesor.

---

**Mg. ROBERT GUEVARA CHINCHAYAN  
ASESOR**



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

---

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO**

**El presente proyecto de investigación de Tesis titulado "Balance Exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 Mw"**

**Elaborado por el estudiante JAIME DENNYS VELASQUEZ CHERO, para optar el título profesional de Ingeniero en Energía.**

**Revisado y Aprobado por el siguiente jurado Evaluador**

**Dr. EDGAR PAZ PEREZ**

**Mg. ROBERT GUEVARA  
CHINCHAYAN**

**Mg. ROBERTO CHUCUYA  
HUALLPACHOQUE**

## **DEDICATORIA**

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

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

## RESUMEN

El presente informe trata sobre cómo realizar un aumento de la eficiencia de planta en la central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW propiedad de Duke Energy-EGENOR, utilizando la eficiencia exergética para hallar los puntos críticos y así proponer los mecanismos y la utilización para su aprovechamiento.

El presente trabajo busca incentivar el uso de la Exergía, ya que esta se puede aplicar en todo tipo de plantas, y ayuda a identificar las pérdidas del trabajo útil.

La central termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW. Trabaja con una turbina de gas que es un ciclo Joule Brayton simple abierto, el combustible mediante el que opera es el diesel B5 y tiene una eficiencia de planta de 24.5% .

Se realiza un balance de energía con los parámetros que trabaja la central termoeléctrica, se hallan las temperaturas y presiones del ciclo, luego se realiza un balance de entalpías en la cámara de combustión y con esto se determinan los parámetros de la central termoeléctrica en condiciones normales de operación, trabajo absorbido por el compresor, trabajo generado por la turbina, el flujo de combustible, el flujo de aire, la potencia suministrada por la cámara de combustión y la eficiencia de planta.

Luego se realiza un balance exergético hallando todas las exergías de flujo en cada punto, con estas hallamos las exergías de calor absorbido, el rendimiento exergético y las pérdidas exergéticas en la turbina y el compresor.

Con el balance exergético hecho se procede a identificar algunos puntos críticos, para realizar la mejora.

Se simuló la sustitución del combustible actual (diesel B5 por el Gas Natural) obteniéndose en el nuevo balance exergético una eficiencia de planta de 30.7%.

Por último se realiza un bench marking energético comparando la central a condiciones normales, con la central con la mejora realizada.

**PALABRA CLAVE:** Centrales Termoeléctricas, Exergía-Despacho de Energía.

## ABSTRACT

This report focuses on how to increase the efficiency of thermoelectric plant of Chimbote 20.2 MW owned by Duke Energy - EGENOR using the exergy efficiency for finding critical points and propose mechanisms for the use and exploitation.

This paper seeks to encourage the use of Exergy , as this can be applied in all kinds of plants , and helps identify useful energy losses .

The power plant of 20.2 MW of Chimbote. Work with a gas turbine which is a open cycle Brayton Joule simple, fuel is operated by the B5 diesel and has an efficiency of 24.5 % plant.

An energy balance in the power plant is carried out, the temperatures and pressures of the cycle were found, then a enthalpy balance takes place in the combustion chamber and that the parameters of the power plant are determined under normal conditions, absorbed work by the compressor, work generated by the turbine, fuel flow , air flow , the power supplied by the combustion chamber and the plant efficiency .

then in the exergy balance have found all of exergies flow at each point is performed , with these we find the exergy of heat absorbed , the exergy performance and exegetical losses in the turbine and compressor.

With the exergy balance proceeds to identify some critical points for improvement.

Replacing the current fuel (diesel B5 by the Natural Gas) to give the new exergy balance with a new efficiency of 30.7 %



Finally, an energy benchmarking is done by comparing the plant in normal conditions, with the improved plant.

KEYWORD: Thermoelectric Power Plants, Energy Exergy -Dispatch.

## INDICE

<b>CAPITULO I: INTRODUCCION</b>	<b>1</b>
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Lugar donde se ha realizado el estudio	4
1.3 Justificación	6
1.4 Hipótesis	7
1.5 Objetivos	7
<b>CAPITULO II: MARCO TEORICO</b>	<b>8</b>
2.1 Centrales Termoeléctricas Joule-Brayton	9
2.2 Exergía	27
2.3 Bench Marking energético	49
<b>CAPITULO III: MATERIALES Y METODOS</b>	<b>50</b>
3.1 Materiales	51
3.2 Método de Investigación	55
3.3 Metodología de Cálculo	56

<b>CAPITULO IV: CALCULOS Y RESULTADOS</b>	<b>59</b>
4.1 Balance de Energía	60
4.2 Balance de Exergía	68
4.3 Puntos Críticos	74
4.4 Nuevo balance de energía	77
4.5 Nuevo balance de exergía	85
4.6 Bench Marking	92
4.7 Discusión de resultados	94
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>96</b>
Conclusiones	97
Recomendaciones	99
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>100</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>103</b>

**CAPITULO I**  
**INTRODUCCION**

## **1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA**

La Empresa Duke Energy cuenta con una central termoeléctrica ubicada en las instalaciones de Siderperú para la generación de energía.

La central termoeléctrica de Duke Energy es una central generadora de potencia, teniendo una potencia efectiva de 20.2 MW, un consumo de calor específico de 13875.37 BTU/kWh, un consumo de combustible de 2154.8 galones/hora y un rendimiento de 9.39 kWh/galón todos a una carga nominal del 100%.

La generación se da por una turbina de gas en ciclo simple y la energía eléctrica producida es utilizada para suministrar energía a la red, se utiliza petróleo diesel B5 para accionar la turbina que consta de un motor y un generador.

En setiembre del 2009 el Ministerio de Energía y Minas (MEM) aprobó la modificación de la autorización para desarrollar la actividad de generación de energía eléctrica en la Central Térmica a Gas de Chimbote, ubicada en Ancash, de la que es titular Duke Energy Egenor, reduciendo su capacidad instalada de 40.32 a 18.40 megavatios (Mw).

Explicó, en la respectiva resolución ministerial, que el primero de marzo de dicho año la empresa presentó su solicitud de modificación de autorización de la mencionada central térmica.

En ese sentido, el 10 de mayo el MEM solicitó al Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (Osinergmin) un informe técnico para conocer si el retiro de la unidad TG 1 de la Central Térmica a Gas de Chimbote afecta el servicio público de electricidad.

Posteriormente, el 11 de junio el Osinergmin dio respuesta señalando que no es necesario la disponibilidad de la unidad TG 1 de la citada central salvo en el caso que el enlace de línea Conococha – Huallanca – Cajamarca se encontrase en mantenimiento o falla.

Esa fue es la segunda vez que se redujo la capacidad instalada de la central térmica a gas de Chimbote, luego que el 4 de setiembre del 2005 se aprobó su reducción de 62.24 a 40.32 Mw.

Un análisis exergético nos ayudara en la potencia de la termoeléctrica ya que ha sido reducida en dos ocasiones. Esta es una metodología que va a permitir mejorar la generación de energía y aprovechar al máximo el rendimiento, también nos permitirá la reducción de costos y ahorro en energía primaria.

La metodología para el análisis es la siguiente, un análisis exergético se caracteriza por calcular la magnitud de la destrucción de la exergía en cada componente durante el proceso.

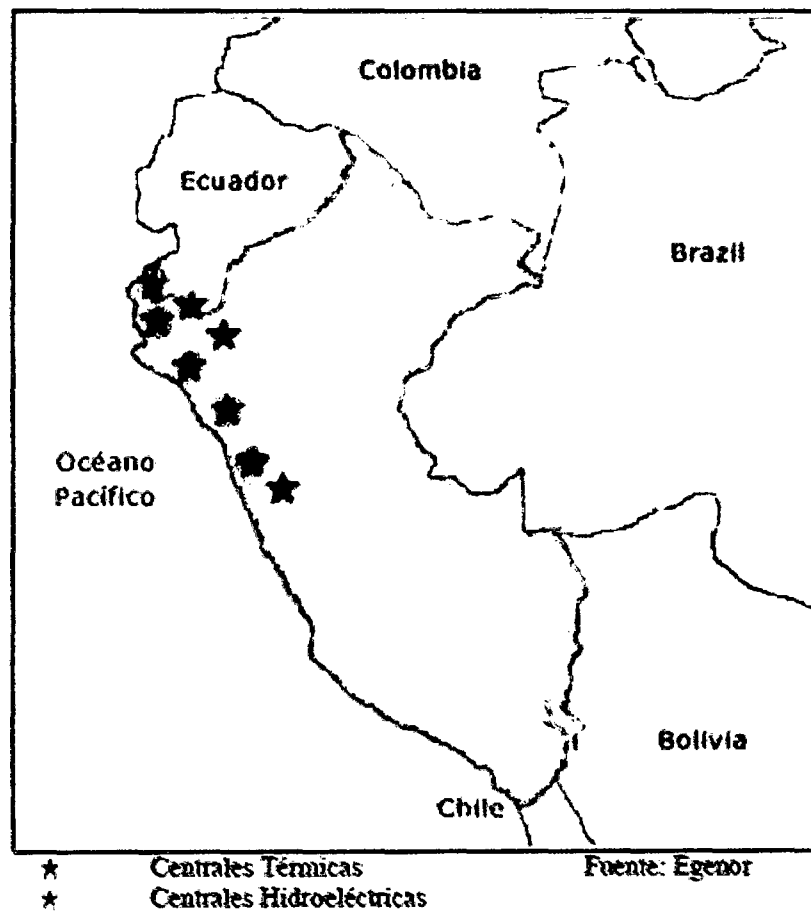
## 1.2 DESCRIPCIÓN DEL LUGAR DONDE SE HA REALIZADO EL ESTUDIO.

### a) DATOS MARCO

Duke Energy Egenor S. en C. por A. (EGENOR) tiene por objeto dedicarse a las actividades de generación y comercialización de energía eléctrica.

EGENOR posee dos centrales hidroeléctricas: Cañón del Pato y Carhuaquero, y seis plantas termoeléctricas en el norte del país, que suman una potencia efectiva de generación de aproximadamente 502 MW.

Figura N° 01 Distribución de Negocios Empresa EGENOR.



Fuente: Egenor.

Su información General es la siguiente:

- Nombre Comercial : Duke Energy Egenor S. en C. por A.
- Sector Económico de desempeño : Generación y distribución energía eléctrica - electricidad
- Dirección Principal : Av. Avenida Dionisio Derteano #144
- Teléfonos : 6154600 ; 6154712

#### **b) UBICACIÓN DE LA PLANTA**

El proyecto se realizara en la empresa Duke Energy Egenor S. en C. por A. que se encuentra dentro de las instalaciones de la empresa siderúrgica del Perú S.A.A. ubicada en Av. Antúnez De Mayolo S/n – Chimbote

#### **c) HISTORIA**

- En junio de 1996, Inversiones Dominion Perú S.A. obtuvo el 60% las acciones clase A de la Empresa de Generación Eléctrica Nor Perú S.A. Las cuales se formalizaron el 8 de agosto de 1996.
- El 31 de diciembre de 1996 la Empresa de Generación Eléctrica Nor Perú S.A. se fusionó con Power North S.A., con efecto desde el 1 de enero de 1997. Y se le denominó Egenor S.A.
- El 1 de noviembre de 1999, Duke Energy Internacional Perú Holdings N° 2, LLC, adquirió de Dominion Energy, Inc., a través de Dominion Holding Perú S.A.C.
- El 2 de junio de 2003, la Junta General de Accionistas aprobó la transformación de la compañía de Sociedad Anónima a Sociedad en Comandita por Acciones. Por ello, actualmente la denominación de la compañía es Duke Energy Egenor S. en C. por A. El 5 de octubre de 2004 la Junta General de Socios aprobó la modificación de la razón social de la sociedad de "Duke Energy Internacional Egenor S. en C. por A." a "Duke Energy Egenor S. en C. por A.
- el 4 de setiembre del 2005 se aprobó su reducción de 62.24 a 40.32 Mw. Siendo la primera reducción de potencia e la termoeléctrica.



- el 11 de junio el Osinergmin dio respuesta señalando que no es necesario la disponibilidad de la unidad TG 1 de la citada central salvo en el caso que el enlace de línea Conococha – Huallanca – Cajamarca se encontrase en mantenimiento o falla. Reduciéndose la potencia a 20.2 MW.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN.**

Los costos para la generación de energía y el uso ineficiente de la misma (electricidad y petróleo diesel B5) para la empresa Duke Energy cuya termoeléctrica de Chimbote es de 20.2MW. Consume alrededor de 2184.80 galones por hora de combustible petróleo de diesel B5 con una eficiencia térmica del 32%.

Esto motiva a métodos para el uso eficiente de la energía como el uso de un balance exergético, el cual consiste en calcular la magnitud en que se destruye la exergía en cada componente. Y así poder tener una visión de donde se pierde más exergía para poder aprovecharla.

Así mismo se identificarán todos los puntos críticos para la mejora en la operación de la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2MW.

#### **1.4 OBJETIVOS:**

##### **OBJETIVO GENERAL.**

- Realizar un Balance Exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW.

##### **OBJETIVOS ESPECIFICOS.**

- Realizar un Balance de energía para determinar los indicadores técnicos y económicos de operación actuales en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW.
- Realizar un Balance Exergético en condiciones actuales en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW.
- Identificar los puntos críticos para la mejora en la condición de operación en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW.
- Realizar un balance de Energía y Exergía En la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW. Aplicando mejoras en la operación.
- Realizar un Benchmarking Energético para determinar las condiciones de mejora en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW

#### **1.5 HIPOTESIS:**

Se plantea la siguiente hipótesis: "Mediante un Balance Exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW. Se puede incrementar la eficiencia de planta en un 5%"

**CAPITULO II**  
**MARCO TEORICO**

## **2.1 CENTRALES TERMOELÉCTRICAS JOULE-BRAYTON.**

### **2.1.1 CICLO TERMODINAMICO JOULE-BRAYTON**

#### **a) DEFINICION**

El ciclo Joule-Brayton de turbina de gas convierte energía en forma de calor en trabajo, por lo cual su rendimiento se expresa en términos de eficiencia térmica.

Las dos principales áreas de aplicación de la turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar el compresor y a un pequeño generador que alimenta el equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para accionar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales estacionarias que producen energía eléctrica. Ésta se genera mediante centrales eléctricas de vapor. Las centrales eléctricas de turbina de gas son empleadas por la industria de generación eléctrica en emergencias y durante períodos picos gracias a su bajo costo y rápido tiempo de respuesta. Las turbinas de gas también se utilizan con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura, formando un ciclo dual. En estas plantas, los gases de escape de las turbinas de gas sirven como la fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para ser utilizado en centrales nucleoelectricas. Esta vez el fluido de trabajo no se limita al aire., y puede emplearse un gas con características más convenientes

#### **b) CICLO IDEAL DE TURBINAS DE GAS JOULE-BRAYTON**

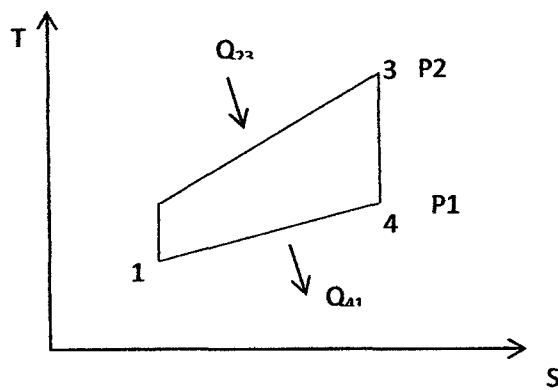
El ciclo termodinámico ideal que explica el funcionamiento de las turbinas de gas es el conocido como el ciclo Joule-Brayton. Este ciclo es una aproximación del ciclo de Carnot.

El ciclo Joule-Brayton ideal se compone de cuatro procesos como se enlistan a continuación.

- Compresión isentrópica (1-2)
- Adición de calor a presión constante (2-3)
- Expansión isentrópica (3-4)
- Rechazo de calor a presión constante (4-1)

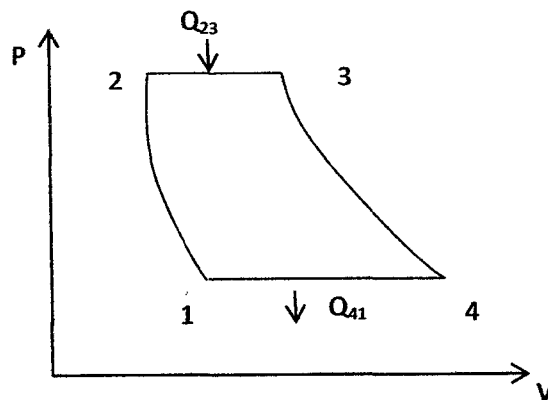
La representación gráfica del ciclo Joule-Brayton se muestra en la siguiente figura

Figura N° 02 Diagrama T-s del ciclo Joule-Brayton ideal



Fuente: Elaboración propia

Figura N° 03 Diagrama P-v del ciclo Joule-Brayton ideal



Fuente: Elaboración propia

El rendimiento termodinámico del ciclo se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{teorico}} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} \dots \dots (1)$$

$$\eta_{\text{teorico}} = 1 - \frac{T^3}{T^1} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \dots \dots (2)$$

Donde  $k$  es la relación de calores específicos del gas y  $r$  es la relación de presiones, la cual es la misma tanto en la etapa de compresión como en la etapa de expansión, al considerar que en la adición y rechazo de calor no hay pérdidas de presión, durante el ciclo Joule-Brayton ideal.

El rendimiento energético del ciclo Joule-Brayton ideal, no llega a ser igual que el rendimiento energético del ciclo de Carnot, pero puede llegar a tener rendimiento cercano al 60% dependiendo de la relación de presiones y de la magnitud del exponente adiabático.

$$\eta_{\text{real}} = \eta_{\text{ideal}} \cdot \frac{\eta_t - \frac{k}{\eta_c}}{1 - k} \dots (3)$$

Donde  $\eta_t$  y  $\eta_c$  son los rendimientos de la turbina y del compresor respectivamente.

### c) CICLO REAL DE TURBINAS DE GAS JOULE-BRAYTON

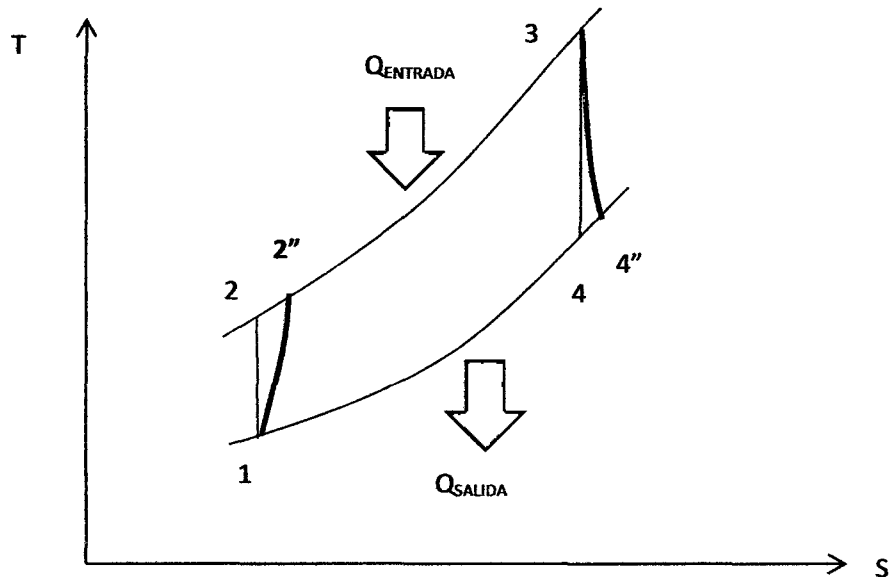
Algunos investigadores consideran a la turbina de gas de ciclo abierto como acíclica, debido a que el ciclo no regresa a su estado inicial porque el aire que sale de la turbina es rechazado.

El ciclo Joule-Brayton real es diferente del ciclo Joule-Brayton ideal, debido principalmente a dos factores:

- Las irreversibilidades en los procesos y a las eficiencias del compresor y de turbina como respecta a la segunda ley de la termodinámica en un sistema cerrado, las irreversibilidades se relacionan con las pérdidas para aprovechar o producir el máximo trabajo. Estas irreversibilidades se dan en todo el ciclo, aunque se pueden cuantificar mejor en la etapa de compresión y la etapa de expansión.

Esto ocasiona que el rendimiento del compresor y de la turbina sea menor al 100%, lo mismo ocurre con el rendimiento global del ciclo Joule-Brayton real. Una mejor comprensión de las diferencias entre el ciclo Joule-Brayton ideal y real con respecto a las irreversibilidades se observa en la figura.

Figura N° 04 Diagrama T-s Ciclo Joule-Brayton (teórico y real)



Fuente: Elaboración Propia

Siguiendo las etapas del ciclo Joule-Brayton real mostradas en la figura, el rendimiento del ciclo Joule-Brayton real se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{T_{4''} - T_1}{T_3 - T_{2''}} \dots \dots (4)$$

- Las pérdidas de presión en el flujo de trabajo, que se dan en las diferentes partes de la máquina

Una de las consideraciones fundamentales del ciclo Joule-Brayton ideal es que la adición y rechazo de calor se efectúan a presión constante, pero en el ciclo Joule-Brayton real, ocurren caídas de presión en estos procesos. Estas pérdidas de presión se reflejan en la figura anterior.

## 2.1.2 COMPONENTES DE UN CICLO JOULE-BRAYTON SIMPLE TURBINA A GAS

La máquina está compuesta de los siguientes elementos:

- Turbina a gas
- Compresor
- Cámara de Combustión

### a) TURBINA A GAS

Una turbina de gas es una turbomáquina conformante de un Ciclo Joule Brayton Abierto Simple, es capaz de generar potencia mecánica a partir de la combustión de una mezcla de combustible y aire en determinadas condiciones de presión. Actualmente la turbina de gas tiene un amplio rango de aplicaciones entre los que están la propulsión y la generación de energía eléctrica.

Las turbinas constan de una o dos ruedas con paletas, denominadas rotor y estátor, siendo la primera la que, impulsada por el fluido, arrastra el eje en el que se obtiene el movimiento de rotación.

Hasta el momento, la turbina es uno de los motores más eficientes que existen (alrededor del 50%) con respecto a los motores de combustión interna y hasta algunos eléctricos.

#### • **Ventajas de la Turbina a Gas**

- Muy buena relación potencia vs. peso y tamaño.
- Bajo costo de instalación.
- Rápida puesta en servicio.
- Es una máquina rotante (no tiene movimientos complejos como son los movimientos roto alternativos de los motores de combustión interna).
- Al ser una máquina rotante el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimiento alternativos.
- Menos piezas en movimiento (comparado con los motores de combustión interna).



- Menores pérdidas por rozamiento al tener menores piezas en movimiento
- Sistema de lubricación más simple por lo expresado anteriormente.
- Bajas presiones de trabajo (es la máquina térmica que funciona a más baja presiones).
- El proceso de combustión es continuo y se realiza a presión constante en la cámara de combustión (diferente a los motores de combustión interna).
- Pocos elementos componentes: compresor, cámara/s de combustión y turbina propiamente dicha.
- No necesitan agua (diferente a las turbinas a vapor que requieren de un condensador).
- Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como kerosene, gasoil, gas natural, carbón pulverizado, siempre que los gases de combustión no corroan los álabes o se depositen en ellos.
- El par motor es uniforme y continuo.

- **Desventajas de la Turbina a Gas.**

Bajo rendimiento térmico (alto consumo específico de combustible) debido a:

- Alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape por chimenea, entre 495°C a 560 °C
- Gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor axial, en el orden de las  $\frac{3}{4}$  partes, o sea un 75% de la potencia total de la turbina.

- **Clasificación de las Turbinas a Gas.**

Las turbinas a gas, al igual que las turbinas a vapor, se clasifican en:

- Turbinas a gas de acción.
- Turbinas a gas de reacción.

En las turbinas de acción la caída total de presión de los gases de combustión se produce en las toberas que están ubicadas antes del/los

estadios móviles y fijos de la misma. De esta manera se produce una transformación de energía de presión a energía de velocidad (energía cinética) en los gases.

La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, permanece constante.

En las turbinas de reacción, en cambio, la caída de presión de los gases de combustión se produce tanto en las toberas, como en los estadios móviles y fijos que componen la misma. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, va disminuyendo.

También las turbinas a gas se clasifican de acuerdo al número de estadios móviles, en cuyo caso pueden ser:

- Turbinas a gas mono etapa (un solo estadio móvil).
- Turbinas a gas multietapas (varios estadios móviles).

Igualmente cabe otra clasificación, la cual está en función del número de ejes de la turbina, pudiendo en este aspecto clasificarlas como:

- Turbinas a gas de un solo eje.
- Turbinas a gas de dos ejes.

- **Parámetros termodinámicos de funcionamiento**

A continuación se indican los valores reales aproximados de funcionamiento de una turbina a gas ciclo simple.

Cuadro N° 01: Parámetros de funcionamiento

PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	TEMPERATURA (°C)	PRESION (kg/cm <sup>2</sup> )
Aire entrada compresor axial (punto 1)	15	1
Aire salida compresor axial (punto 2)	316	10
Relación de compresión	-----	10/1
Gases de combustión entrada turbina (punto 3)	1.100	10
Gases de combustión salida turbina (punto 4)	495 <sup>a</sup> 560	1

Fuente: Elaboración propia

#### b) COMPRESOR DE AIRE

Los compresores utilizados en las turbinas a gas son del tipo giratorio, pudiendo ser:

- Compresores centrífugos.
- Compresores axiales.

En lo sucesivo nos referiremos en especial a compresores axiales.

En el compresor axial, como su nombre lo indica, el flujo de aire es axial, o sea paralelo al eje del mismo.

El rotor del compresor axial está formado por varias ruedas móviles donde los alabes están montados en discos.

Las ruedas están ensambladas entre sí mediante tornillos guías axiales que permiten el apriete correspondiente, formando de esta manera el rotor del compresor axial.

Entre cada estadio móvil del rotor se ubica un estadio fijo del estator, o sea que en la dirección del eje del compresor se suceden alternativamente un estadio fijo y un estadio móvil, conformando de esta manera el conjunto compresor axial.

La compresión del aire se produce al pasar éste a través de un estadio fijo y uno móvil, por lo tanto el compresor está formado por un gran número de escalonamientos de compresión.

Como en el caso de las turbinas a gas, o a vapor, los compresores axiales pueden ser:

- Compresores axiales de acción.
- Compresores axiales de reacción.

La relación de compresión está dada por el cociente entre la presión de salida del aire del compresor y la presión a su entrada:

$$\gamma = \frac{P_1}{P_2} \dots \dots (5)$$

Dónde:

P<sub>1</sub>: Es la presión a la entrada del compresor.

P<sub>2</sub>: Es la presión a la salida del compresor.

### c) CAMARA DE COMBUSTION

El sistema de combustión provisto en las turbinas a gas puede ser de dos tipos:

- Turbinas a gas monocámara.
- Turbinas a gas multicámaras.

Las turbinas con diseño monocámaras, como es el caso del fabricante Asea-Brown Boveri (ABB), la cámara se ubica en posición perpendicular al eje de la máquina.

En el caso de las turbinas multicámaras, diseño General Electric (GE), las cámaras se ubican en forma concéntricas (paralelas) al eje de la máquina

Las cámaras de combustión de las turbinas a gas han sido objetos de permanentes desarrollos a fin de lograr una eficiente combustión y por otro lado asegurar bajas emisiones contaminantes, especialmente en contenidos de óxidos de nitrógeno (NO y NO<sub>2</sub>).

En la cámara de combustión se produce la oxidación del combustible desarrollándose muy altas temperaturas, por arriba de los 3.000 °F.

Entre las funciones esenciales que debe obtenerse en la cámara de combustión podemos mencionar:

- Estabilizar la llama dentro de una corriente de gases que se encuentran a alta velocidad, de manera que ésta se mantenga estable.
- Asegurar una corriente de gases continua hacia la turbina.
- Mantener una temperatura constante de los gases de combustión que ingresan a la misma.
- Lograr la máxima eficiencia de combustión, es decir producir la menor cantidad de inquemados: CO; CH y MP (material particulado u hollín).
- La caída de presión dentro de la cámara debe ser la menor posible a fin de minimizar las caídas de presión entre el compresor axial y la turbina.

El sistema de combustión está formado por:

- Bujías de encendido.
- Tubos pasa llama.
- Detectores de llama.

Normalmente se instalan dos bujías y dos detectores de llama.

En el caso de turbinas a gas multicámaras el encendido se produce en una de las cámaras de combustión creando un aumento de presión dentro de ella, forzando a los gases calientes que se producen a pasar a través de los tubos pasa llama al resto de las cámaras, propagando de esta manera la ignición en todas ellas en un tiempo no mayor a 2 segundos.

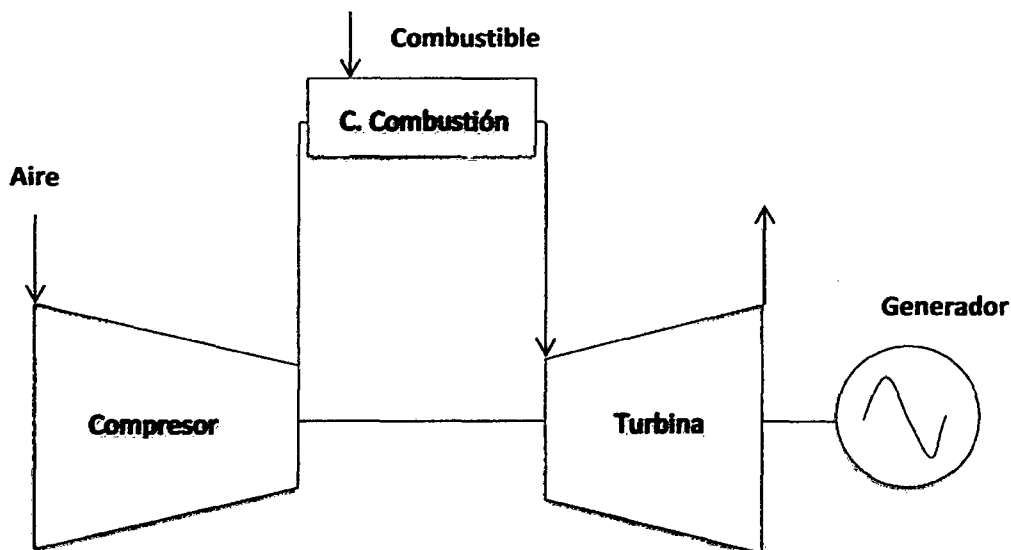
Los detectores de llama, ubicados diametralmente opuestos a las bujías, constituyen el sistema de detección de llama, emitiendo una señal de control cuando el proceso de ignición ha sido completado.

### 2.1.3 PROCESO CICLO JOULE-BRAYTON SIMPLE

#### Montaje en eje simple.

El esquema más básico de un Ciclo Joule Brayton Simple Abierto es a continuación:

Figura N° 05 Ciclo Joule-Brayton Simple Abierto



Fuente: Elaboración propia

Este esquema corresponde a un montaje en eje simple. La turbina de gas va acoplada en este caso a un generador eléctrico aunque no tiene porqué ser siempre así.

Como se puede observar la turbina de gas en su conjunto consta de un compresor, una cámara de combustión y una turbina. Compresor y turbina van acoplados al mismo eje. El compresor es de tipo axial o centrífugo y con varios escalonamientos en función de la relación de compresión. La turbina es de tipo axial y suele tener un número de escalonamientos inferior al del compresor. Esto se debe a que una corriente en expansión se puede deflectar bastante con una relación de expansión cualquiera lo que permite obtener potencias altas con un número de escalones comparativamente

bajo. No ocurre lo mismo cuando se trata de comprimir, por problemas de desprendimiento de la corriente.

El proceso que lleva a cabo la turbina de gas para producir potencia mecánica es el siguiente:

- En el compresor se comprime un cierto gasto másico de aire desde las condiciones ambientales hasta una relación de compresión adecuada. Valores típicos para la relación de compresión son del orden de 10 a 18. En cuanto al gasto másico puede ser muy variado en función de la aplicación y de la potencia de la turbina de gas.
- El aire es conducido hasta la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible y se produce una combustión isóbara, salvo las posibles pérdidas de carga.
- Los gases resultantes de la combustión, que pueden alcanzar temperaturas del orden de  $1260^{\circ}\text{C}$ , se expanden en la turbina hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica debido a las pérdidas de carga en el escape.

Como se puede observar realmente no es posible hablar de un ciclo cerrado propiamente dicho puesto que al ser la turbina de gas un motor de combustión interna los gases resultantes no se pueden recircular cíclicamente. También existen turbinas de gas de combustión externa en las que la cámara de combustión se sustituye por un cambiador en el que se calienta el gas hasta cierta temperatura y tras la expansión se enfría y se puede volver a comprimir estableciendo un ciclo cerrado. Típicamente la turbina de gas de combustión interna describe un "ciclo abierto".

Los esquemas anteriormente representados corresponden al caso de una turbina de gas en el montaje denominado "eje simple". Este tipo de montaje es el más adecuado para la producción de energía eléctrica.

#### 2.1.4 EVALUACION ENERGETICA DEL CICLO JOULE-BRAYTON

La evaluación energética, se realiza aplicando la ecuación de la Primera Ley de la Termodinámica. Esta evaluación se divide en dos partes, la primera parte es el ciclo Joule-Brayton ideal y la segunda parte es el ciclo Joule-Brayton real:

##### a) Evaluación Energética para el Ciclo Joule-Brayton ideal

De acuerdo a los procesos que componen el ciclo Joule-Brayton, que ya se mencionaron anteriormente.

- Proceso de compresión isoentropica

El trabajo de compresión isentrópica se expresa por la siguiente relación:

$$w_c = h_2 - h_1 \dots \dots (6)$$

Dónde:

$w_c$ : Trabajo ideal realizado por el compresor.

$h_1$ : Entalpia ideal a la entrada del compresor.

$h_2$ : Entalpia ideal a la salida del compresor.

- Proceso de adición de calor isobárica.

El calor añadido al ciclo se expresa a continuación

$$q_e = h_3 - h_2 \dots \dots (7)$$

Dónde:

$h_3$ : Entalpia ideal a la salida de la cámara de combustión.

$q_e$ : Calor Ideal añadido al sistema.

- Proceso de expansión isoentrópica.

El trabajo de expansión isoentrópica se expresa de por la siguiente relación

$$w_t = h_3 - h_4 \dots \dots (8)$$



Dónde:

$h_4$ : Entalpia ideal a la salida de la turbina.

$w_t$ : Trabajo ideal realizado por la turbina.

- Proceso de rechazo de calor isobárico.

El calor rechazado se expresa de la manera siguiente:

$$\dot{q}_s = h_4 - h_1 \dots \dots (9)$$

El rendimiento del ciclo Joule-Brayton ideal se establece a través de la relación entre el trabajo neto producido por el ciclo y el calor adicionado al ciclo. El trabajo neto producido es la diferencia de trabajos entre el proceso de expansión y el proceso de compresión, la cual se expresa de la manera siguiente

$$w_{\text{neto}} = w_t - w_c = (h_3 - h_4) - (h_1 - h_2) \dots \dots (10)$$

Por lo tanto el rendimiento del ciclo se expresa así:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{w_{\text{neto}}}{\dot{q}_e} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_1 - h_2)}{h_3 - h_2} \dots \dots (11)$$

Esta ecuación se puede reducir considerando que la relación de calores específicos es constante y la relación de temperaturas de adición y rechazo de calor son iguales. Estas consideraciones aplican en el caso de gas ideal. La ecuación del rendimiento del ciclo Joule-Brayton ideal en función de la temperatura se expresa como.

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{T_3}{T_1} \dots \dots (12)$$

Para el ciclo Joule-Brayton teórico esta es la forma como se hace su evaluación energética, despreciando los efectos de las irreversibilidades y las caídas de presión que se presentan en el ciclo real.

## b) Evaluación Energética para el Ciclo Joule-Brayton real

La evaluación energética del ciclo Joule-Brayton real, se basa en el ciclo teórico, pero con la adición de irreversibilidades en el ciclo, como se muestra en la figura. Los cálculos correspondientes son:

- Proceso de compresión

El trabajo del compresor se expresa de la manera siguiente:

$$w_c = h_{1r} - h_{2r} \dots \dots (13)$$

Dónde:

$w_c$ : Trabajo real realizado por el compresor.

$h_{1r}$ : Entalpia real a la entrada del compresor.

$h_{2r}$ : Entalpia real a la salida del compresor.

De la misma manea se puede hallar el trabajo del compresor mediante la siguiente ecuación:

$$w_c = C_p \times (T_{2r} - T_1) \dots \dots (14)$$

Dónde:

$C_p$ : Calor específico a presión constante.

$T_{2r}$ : Temperatura real a la salida del compresor.

$T_1$ : Temperatura real a la entrada del compresor.

- Proceso de adición de calor

La adición de calor se expresa de la siguiente manera:

$$q_e = h_{3r} - h_{2r} \dots \dots (15)$$

Dónde:

$q_e$ : Calor real adicionado al sistema.

$h_{3r}$ : Entalpia real a la salida de la cámara de combustión.

Otra manera de determinar la adición de calor viene dada por la siguiente expresión.

$$\dot{q}_e = C_p \times (T_3 - T_{2r}) \dots \dots (16)$$

Dónde:

$T_3$ : Temperatura real a la salida del compresor.

- Proceso de expansión

Al presentarse un incremento de entropía en el proceso de expansión, de manera que no se realiza de acuerdo al ciclo ideal, la ecuación para calcular el trabajo producido en el proceso de expansión, es la siguiente:

$$w_t = h_3 - h_{4r} \dots \dots (17)$$

Dónde:

$w_t$ : Trabajo real realizado por la turbina.

$h_{4r}$ : Entalpia real a la salida de la turbina.

Otra manera de determinar el trabajo en la turbina de gas viene dada por la siguiente expresión.

$$w_t = C_p \times (T_{4r} - T_3) \dots \dots (18)$$

Dónde:

$T_{4r}$ : Temperatura real a la salida de la turbina.

- Proceso de rechazo de calor

Al tomar en cuenta que el estado final de la expansión real es diferente, al estado final de la expansión teórica, entonces la cantidad de calor rechazado es diferente. Esto se puede observar en la siguiente expresión

$$\dot{q}_s = h_{4r} - h_{1r} \dots \dots (19)$$

Dónde:

$q_s$ : El calor de rechazo.

Otra manera de terminar el calor de rechazo viene dada por la siguiente expresión.

$$\dot{q}_s = C_p \times (T_{4r} - T_1) \dots \dots (20)$$

### 2.1.5 INDICADORES ENERGÉTICOS

- **Factor de planta**

Es un indicador de comparación entre la energía media producida anualmente y la energía que se hubiese producido asumiendo que se haya trabajado a plena carga durante todo el año.

$$\text{FACTOR DE PLANTA} = \frac{\text{Energía media productiva}}{\text{Potencia Efectiva} \times \text{N}^\circ \text{ Horas año}} \dots \dots (21)$$

- **Tasa de calor (Heat Rate) o Consumo específico efectivo.**

Comprueba la cantidad de combustible utilizada en una hora por unidad de potencia efectiva de la central de generación termoeléctrica.

$$\text{TASA DE CALOR} = \frac{\dot{m}_c}{\text{Potencia Efectiva}} \dots \dots (22)$$

- **Costo Variable de combustible (CVC).**

Es aquel costo de combustible que se realiza durante la operación de la central en una hora de operación y se mide.

$$\text{TC}' = \frac{\text{Tasa de Calor}}{\text{Densidad}} \dots \dots (23)$$

$$\text{CVC} = \text{TC}' \times \text{CostoCombustible} \dots \dots (24)$$

- **Relación de Presiones**

Viene dado por la siguiente relación

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \dots \dots (25)$$

$R_p$  < hasta 13 > Centrales de energía

$R_p$  < mayor 15 > Aviación

- **Límite Metalúrgico**

Viene dado por la siguiente relación

$$\theta = \frac{T_3}{T_1} \dots \dots (26)$$

## 2.2) EXERGÍA

### a. DEFINICIÓN.

El Primer Principio de la Termodinámica dice que la energía se conserva en cualquier proceso y que no se puede crear ni destruir; la energía que acompaña a un combustible, o a los flujos de materia, etc, se puede localizar y determinar en los productos resultantes, pero el Principio de Conservación de la Energía no aclara otros aspectos relativos a la utilización de los recursos energéticos.

Si se supone que un combustible se quema, el estado final viene determinado por una mezcla de gases procedentes de la combustión, cenizas, aire residual y calor; la energía asociada al sistema permanece constante, pero la mezcla inicial de combustible y aire es mucho más útil y tiene más calidad que la mezcla final de gases calientes, es decir, el combustible siempre se podría utilizar en cualquier dispositivo para generar un trabajo, mientras que los posibles usos de los productos de la combustión serían más restringidos, por lo que la energía útil del sistema al principio del proceso es mucho mayor que la energía útil que tienen los gases al final de la combustión, que se destruye a causa de la naturaleza irreversible del proceso, por lo que la energía útil así definida no se conserva, al contrario que la energía.

Los fundamentos del concepto de exergía aparecen con el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales, al existir la posibilidad de poder generar un trabajo cuando dos sistemas en distintos estados térmicos, se ponen en contacto.

Si uno de ellos es un sistema ideal (medio ambiente) y el otro es un sistema cerrado, la exergía es el trabajo teórico máximo que se puede obtener de su mutua interacción hasta alcanzar el estado de equilibrio, dependiendo el valor numérico de la misma de los estados del sistema cerrado considerado y del medio ambiente.

La exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema; el uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo del análisis exergético el localizar, cuantificar e identificar éstas causas. La exergía es, por lo tanto, el trabajo teórico máximo que se puede obtener cuando el sistema cerrado evoluciona desde un estado inicial dado hasta su estado muerto, interaccionando sólo con el medio ambiente. También se puede definir la exergía como el trabajo teórico mínimo necesario a aportar para conseguir que el sistema cerrado pase desde su estado muerto hasta otro estado prefijado, no pudiendo ser negativa. La exergía es, por lo tanto, una medida de la diferencia entre el estado de un sistema cerrado y el estado del medio ambiente.

#### **b. CONCEPTO DE ENTORNO Y MEDIO AMBIENTE**

Todo sistema evoluciona cuando interactúa con su entorno, por lo que es importante distinguir entre los conceptos de medio ambiente y de entorno.

Se define el entorno como todo aquello que no estando incluido en el sistema está en contacto térmico con su superficie de intercambio (medio exterior cercano), mientras que el concepto de medio ambiente es mucho más amplio y se aplica a aquella región (medio exterior lejano) en la que sus propiedades intensivas son uniformes y no cambian significativamente como resultado del proceso que se efectúe, pudiéndose considerar a efectos térmicos como un cuerpo negro.

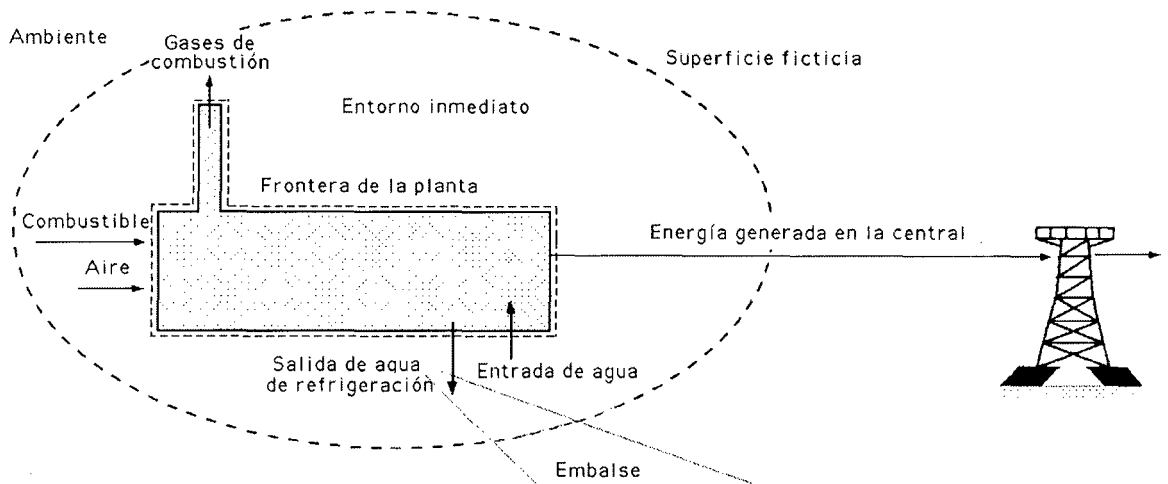
Las irreversibilidades se pueden considerar localizadas en el interior del sistema (irreversibilidades internas) o en su entorno inmediato (irreversibilidades externas).

El medio ambiente se supone libre de irreversibilidades, y se define como un sistema simple, compresible, de grandes dimensiones, que se mantiene siempre a una presión  $p_0$  y temperatura  $T_0$  uniformes, valores que pueden coincidir, o no, con las condiciones ambientales del entorno. Sus propiedades intensivas no se modifican, pero las extensivas como la

energía interna  $U_a$ , entropía  $S_a$  y volumen  $V_a$ , pueden variar como resultado de la interacción con otros sistemas, estando relacionadas por la ecuación:

$$\Delta U_a = T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a \dots \dots (27)$$

Figura N° 06 Entorno y medio ambiente



Fuente: Termodinámica (Moran & Zhipiro).

Las energías cinética y potencial se evalúan con relación al medio ambiente, pudiéndose considerar que éste siempre se encuentra en reposo con respecto a cualquier otro sistema de referencia, por lo que cualquier modificación en su energía sólo puede ser debida a una variación de su energía interna.

### c) CONCEPTO DE ESTADO MUERTO

Si el estado de la materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye, desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado



particular del sistema se le denomina estado muerto, y en esta situación el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura  $T_0$  y presión  $p_0$ . En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el medio ambiente poseen una cierta energía, pero el valor de su exergía es cero, ya que no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos.

#### d) CALCULO DE LA EXERGÍA

La exergía de un sistema cerrado en un estado dado viene dada por la expresión:

$$\text{Exergía} = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \dots \dots (28)$$

En la que:

$E = U + E_{\text{cinética}} + E_{\text{potencial}}$ , es la energía del sistema cerrado

$V$  y  $S$ , son el volumen y la entropía del sistema cerrado

$U_0$ ,  $V_0$  y  $S_0$ , son los valores de estas propiedades para el sistema cerrado cuando éste se encuentre en su estado muerto

La exergía es el máximo trabajo teórico que se puede realizar cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, (estado muerto). Como hay que calcular el trabajo máximo que puede desarrollar el conjunto sistema cerrado y medio ambiente, su frontera se localiza de forma que las únicas transferencias de energía que ocurran a través de ella sean en forma de trabajo, lo que asegura que el trabajo desarrollado no queda afectado por una transferencia externa de calor; aunque los volúmenes del sistema cerrado y del medio ambiente pueden cambiar, la frontera del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) se determina de modo que su volumen permanece constante.

El balance de energía  $\Delta E_c$  para el conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) es:

$$\Delta E_c = Q_c - T_c = 0 - T_c \dots \dots (29)$$

En la que:  $T_c$  es el trabajo generado y  $\Delta E_c$  es el cambio de energía que experimenta, igual a la suma de las variaciones de energía del sistema cerrado y del medio ambiente.

En la energía del sistema cerrado en su estado inicial  $E$  se incluyen su energía interna y sus energías cinética y potencial, que se deben evaluar con relación al medio ambiente, de forma que la energía del sistema cerrado en su estado muerto es su energía interna  $U_0$  por lo que  $\Delta E_c$  se puede expresar en la forma:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_a = (U_0 + E) + (T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a) = -T_c \dots \dots (30)$$

El volumen del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) permanece constante, siendo igual a la variación de volumen que experimenta el medio ambiente y de signo contrario a la variación de volumen experimentada por el sistema cerrado:

$$\Delta V_a = V_0 - V \dots \dots (31)$$

Por lo que la expresión del trabajo desarrollado por el conjunto (sistema cerrado y medio ambiente)  $T_c$  al pasar el sistema cerrado desde su estado inicial a su estado muerto, interaccionando únicamente con el medio ambiente, es:

$$T_c = (E - U_0) - (T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a) = (E - U_0) + p_0 (V - V_0) - T_0 \Delta S_a \dots \dots (32)$$

El trabajo teórico máximo se puede calcular a partir de la generación de entropía  $\Delta S_c$  debida a las irreversibilidades internas que tienen lugar en el

sistema cerrado en su evolución al equilibrio con el medio ambiente, y es igual a la variación de entropía del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente), suma de las variaciones de entropía del sistema cerrado  $S$  y del medio ambiente  $S_0$  de la forma:

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_a \dots \dots (33)$$

$$T_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0\Delta S_c \dots \dots (34)$$

En la que el valor  $(E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$ , viene determinado por los estados inicial y final (estado muerto del sistema cerrado), y es independiente de la evolución de los estados intermedios del proceso que los liga; sin embargo,  $T_0 \Delta S_c$  sí depende de la naturaleza del proceso a través del cual el sistema cerrado evoluciona hacia su estado muerto, siendo positivo cuando se presentan irreversibilidades, y cero en el caso límite en que no existan irreversibilidades, no pudiendo ser negativo.

El trabajo teórico máximo (exergía) que puede generar el conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) se obtiene haciendo  $T_0 \Delta S_c = 0$ , es decir:

$$T_{c \text{ maximo}} = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \dots \dots (35)$$

Si el sistema cerrado se encuentra en un estado distinto al del estado muerto, el sistema puede evolucionar espontáneamente hacia el estado muerto, no requiriéndose ningún trabajo para llevar a cabo este proceso, por lo que para cualquier estado del sistema cerrado siempre es posible su evolución espontánea; el trabajo máximo (exergía) no puede ser negativo.

La exergía no se conserva, sino que se destruye a causa de las irreversibilidades; un caso límite es aquel en que la exergía se destruye en su totalidad, como ocurre cuando el sistema cerrado evoluciona según un proceso espontáneo hasta su estado muerto sin poner los medios adecuados para obtener un trabajo en el proceso.

La exergía específica por unidad de masa, viene dada por:

$$\text{Exerg} = (e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \dots \dots (36)$$

En la que  $e$ ,  $v$  y  $s$  son la energía específica, el volumen específico y la entropía específica, respectivamente, para un estado dado, y  $u_0$ ,  $v_0$  y  $s_0$  son esas mismas propiedades específicas evaluadas para el estado muerto.

$$\text{como: } e = u + \frac{c^2}{2g} + z, \text{ resulta}$$

$$\text{Exerg} = \left( u + \frac{c^2}{2g} + z - u_0 \right) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \dots \dots (37)$$

$$\text{Exerg} = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \left( \frac{c^2}{2g} + z \right) \dots \dots (38)$$

La variación de exergía entre dos estados de un sistema cerrado viene dada por:

$$\text{Exerg}_1 - \text{Exerg}_2 = (E_2 - E_1) + p_0(E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \dots \dots (39)$$

Donde los valores de  $p_0$  y  $T_0$  son los correspondientes al estado del medio ambiente.

Cuando un sistema está en su estado muerto, se encuentra en equilibrio térmico y mecánico con el medio ambiente y el valor de su exergía es cero.

#### e) **BALANCE DE EXERGÍA PARA SISTEMAS CERRADOS.**

Un sistema cerrado en un estado dado puede evolucionar y alcanzar nuevos estados mediante interacciones de calor y de trabajo con otros sistemas; como el valor de la exergía asociada al estado final es diferente del valor correspondiente al estado inicial, las transferencias de exergía a

través de la frontera del sistema van a ser consecuencia de éstos intercambios de calor y trabajo. La variación de exergía en un sistema durante un proceso no es igual a la exergía neta transferida, ya que la exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades presentes en el sistema durante el proceso.

En un sistema cerrado, un balance de exergía se obtiene combinando los balances de energía y entropía, en la forma:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 dQ - T \dots \dots (29); \quad S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{\text{Frontera}} + \Delta S \dots \dots (40)$$

Donde T y Q representan los intercambios de trabajo y calor entre el sistema a estudiar y su entorno; el medio ambiente no tiene por qué intervenir necesariamente en estas interacciones. En el balance de entropía,  $T_F$  es la temperatura en la porción de frontera del sistema donde se intercambia dQ, siendo  $\Delta S$  la entropía generada por las irreversibilidades internas.

El balance exergético es de la forma:

$$E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1) = \int_1^2 dQ - \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{\text{Frontera}} - T - T_0 \Delta S \dots \dots (41)$$

$$\text{Exerg}_2 - \text{Exerg}_1 - p_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) dQ - T - T_0 \Delta S \dots \dots (42)$$

$$\text{Exerg}_2 - \text{Exerg}_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) dQ - \{T - p_0(V_2 - V_1)\} - T_0 \Delta S \dots \dots (43)$$

En la que  $\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) dQ - \{T - p_0(V_2 - V_1)\}$  Es la transferencia de exergía y  $T_0 \Delta S$  es la destrucción de exergía.

- En el primer miembro de la ecuación anterior, para unos estados inicial y final determinados dados los valores de  $p_0$  y  $T_0$  la variación de exergía se calcula en la forma:

$$\text{Exerg}_1 - \text{Exerg}_2 = (E_2 - E_1) + p_0(E_2 - E_1) - T_0(s_2 - s_1) \dots \dots (44)$$

- En el segundo miembro de la misma ecuación los sumandos dependen de la naturaleza del proceso y no se pueden determinar conociendo únicamente los estados inicial y final y los valores de  $p_0$  y  $T_0$ .

El sumando  $\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) dQ$  Representa la transferencia de exergía que acompaña al calor y está asociado a la transferencia de calor hacia o desde el sistema durante el proceso.

El sumando  $T - p_0(V_2 - V_1)$  está asociado al trabajo, y se interpreta como la transferencia de exergía que acompaña al trabajo.

El sumando  $I = T_0\Delta S$  la destrucción de exergía debida a las irreversibilidades internas del sistema.

Cuando se hace un balance de exergía hay que tener en cuenta las condiciones impuestas por el Segundo Principio a la irreversibilidad  $I$ , por lo que ésta será positiva cuando se presenten irreversibilidades en el interior del sistema durante el proceso y cero en el caso límite en que no hay irreversibilidad, es

Decir:  $\left\{ \begin{array}{l} I > 0, \text{ para procesos irreversibles internos} \\ I = 0, \text{ para procesos reversibles internos} \end{array} \right.$

El valor de la irreversibilidad no puede ser negativo; sin embargo, la variación de exergía de un sistema puede ser positiva, negativa o nula.

Para un sistema cerrado, un balance de exergía a través de una fracción de frontera cuya temperatura es  $T_j$ , es:

$$\frac{dE_{\text{exerg}}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - \left(T - p_0 - \frac{dV}{dt}\right) - A \dots \dots (45)$$

En la que:

- $\frac{dE_{\text{exerg}}}{dt}$  es la velocidad de la variación de la exergía  
*contenida en el sistema*
- $\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j$  es la velocidad de trans. exergía que acompaña  
al flujo de calor
- $T$  es la velocidad de transferencia de energía que acompaña al trabajo
- $\left(T - p_0 - \frac{dV}{dt}\right)$  es la velocidad de transferencia de exergía asociada
- $\frac{dV}{dt}$  es la velocidad con que varía el volumen del sistema
- $A$  es la velocidad de destrucción de exergía en el sistema por las irreversibilidades internas

Para un sistema aislado en el que, por definición, no existen interacciones de calor y trabajo con el entorno, no hay transferencia de exergía entre el sistema y su entorno, el balance de exergía se reduce a:

$$\Delta E_{\text{exerg}}_{\text{aislado}} = -I_{\text{aislado}} \dots \dots (46)$$

Y como  $I_{\text{aislado}}$  tiene que ser positiva para cualquier proceso real, los únicos procesos que puede experimentar un sistema aislado, de acuerdo con el Segundo Principio, son aquellos en los que la exergía del sistema aislado disminuya.

La mayoría de los sistemas térmicos reciben exergía que proviene directa o indirectamente del consumo de combustibles fósiles o de otros recursos energéticos; la destrucción y pérdida de exergía representa un derroche de

dichos recursos energéticos, por lo que los balances exergéticos tienen gran importancia en el desarrollo de las estrategias conducentes a un uso más racional de la energía.

**f) TRANSFERENCIA DE LA EXERGÍA**

Si en un sistema cerrado se desarrolla un proceso en el que tiene lugar una transferencia de calor  $Q$  a través de una porción de la frontera del sistema (superficie de intercambio térmico) en la que su temperatura  $T_f > T_0$  es constante, la transferencia de exergía que acompaña al calor es  $\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q$ , que es el trabajo reversible que podría desarrollar un ciclo de potencia, que recibiese  $Q$  calorías a la temperatura  $T_f$  y cediese calor al ambiente a  $T_0$  por lo que se puede interpretar que la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor es equivalente al trabajo que se podría generar suministrando dicho calor a un ciclo de potencia reversible que operase entre las temperaturas  $T_f$  y  $T_0$ . Esta interpretación también se puede aplicar cuando  $T_f < T_0$  siendo la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor, equivalente al trabajo que se puede desarrollar por un ciclo reversible de:

Potencia que {  
 Recibiese calor del ambiente a la temperatura  $T_0$   
 Descargara  $Q$  a la temperatura  $T_f$

Hasta ahora sólo se ha considerado la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor, independientemente del sentido de la misma:

- La ecuación anterior indica que si  $T_f > T_0$  el calor intercambiado y la transferencia de exergía asociada deben tener el mismo sentido, siendo ambas cantidades positivas o negativas
- Cuando  $T_f < T_0$  el signo de la transferencia de exergía será opuesto al del calor intercambiado, de modo que éste y la transferencia de exergía tendrán sentidos opuestos



En la Figura N° 4 se muestra un sistema constituido por un gas que experimenta un proceso de calentamiento a volumen constante, siendo las temperaturas inicial y final del gas menores que  $T_0$ . Durante el proceso el estado del sistema se acerca al estado muerto y la exergía del sistema debe disminuir según se va calentando. Si el gas se enfría desde el estado 2 hasta el estado 1, la exergía del sistema aumenta ya que su estado se aleja del estado muerto, por lo que cuando en la porción de frontera donde se produce el intercambio de calor, la temperatura es menor que la temperatura del ambiente, el flujo de calor y la transferencia de exergía que lo acompaña tienen sentidos opuestos; esto es lo que sucede cuando se estudian las máquinas frigoríficas y las bombas de calor, en las que ocurren intercambios de calor a temperaturas inferiores a la del medio ambiente.

Si se considera la transferencia de exergía en un sistema cerrado que realiza un trabajo  $T$  mientras desarrolla un proceso adiabático en el que aumenta el volumen del sistema,  $V_2 > V_1$ , aunque éste no tiene por qué interactuar necesariamente con el ambiente, la magnitud de la transferencia de exergía se evalúa como el máximo trabajo que se puede obtener cuando interactúan sistema y ambiente; no todo el trabajo  $T$  realizado por el sistema durante el proceso resulta utilizable ya que una parte del mismo se emplea en vencer la presión exterior contra el ambiente que se encuentra a  $p_0$ .

En esta situación el sistema realiza un trabajo sobre su entorno igual a  $p_0(V_2 - V_1)$ .

Por lo tanto, el máximo trabajo que se puede obtener del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) es:

$$T_c = T - p_0(V_2 - V_1) \dots \dots (47)$$

Si no existe una modificación del volumen del sistema durante el proceso, la transferencia de exergía que acompaña al trabajo  $T$  sería de la misma magnitud que éste.

**g) EXERGIA DE FLUJO**

Cuando se considera un flujo unidimensional, el trabajo a la entrada y a la salida del volumen de control en la unidad de tiempo es el trabajo de flujo de valor  $m (p v)$ , siendo:

$m$  el flujo másico por unidad de tiempo

$p$  la presión

$v$  el volumen específico a la entrada o a la salida

La expresión de la transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al trabajo de flujo es:

$$m (p v - p_0 v)$$

Durante el intervalo de tiempo  $\Delta t$  una fracción de la masa contenida en el volumen de control sale para ocupar una pequeña región  $s$  del espacio adyacente al volumen de control. Asumiendo que el incremento de volumen del sistema cerrado en el tiempo  $t$  es igual al volumen de la región  $s$  y que el único trabajo intercambiado es el asociado a la variación de volumen, la transferencia de exergía que acompaña al trabajo es:

$$T - p_0 \Delta V$$

Siendo

- $\Delta V$  la variación del volumen del sistema, igual al volumen de la región  $s$ :  $\Delta V = m_s v_s$
- $M_s$  la masa contenida en la región  $s$
- $V_s$  su volumen específico, que se supone uniforme en dicha región.

Por lo que la transferencia de exergía que acompaña al trabajo es  $T - m_s (p_0 v_s)$ , que se puede transformar en una expresión equivalente en términos de velocidad dividiendo todos sus términos por el intervalo de tiempo  $\Delta t$ .

La transferencia de exergía que acompaña al trabajo, por unidad de tiempo, se determina hallando el límite cuando  $\Delta t$  tiende a cero, en la forma:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{T}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{m_s}{\Delta t} (p_0 v_s) \dots \dots (48)$$

En el límite, las fronteras del sistema cerrado y del volumen de control coinciden, por lo que el único trabajo intercambiado por el volumen de control es el trabajo de flujo, es decir:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{T}{\Delta t} = m_s (p_0 v_s) \dots \dots (49)$$

Siendo  $m_s$  el flujo másico por unidad de tiempo que abandona el volumen de control.

En el límite, cuando  $\Delta t \rightarrow 0$ , resulta:  $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{m_s}{\Delta t} (p_0 v_s) = m_s (p_0 v_s)$  y la transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al trabajo de flujo es:

$$m_s (p_s v_s - p_0 v_s)$$

Correspondiente a la entrada y salida del volumen de control.

Cuando la masa fluye a través de la frontera del volumen de control, existe una transferencia de:

- Energía asociada igual a la transferencia de energía por unidad de tiempo que acompaña al flujo de masa:

$$m e = m \left( u + \frac{c^2}{2g} + z \right) \dots \dots (50)$$

Siendo  $e$  la energía específica medida a la entrada o a la salida.

- Exergía asociada igual a la transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al flujo de masa:

$$m(\text{exerg}) = m \{ (e - u_0) + p_0 (v - v_0) + T_0 (s - s_0) \} \dots \dots (51)$$

Donde (exerg) es la exergía específica a la entrada o a la salida.

Las transferencias de exergía asociadas al flujo de masa que acompaña al trabajo de flujo vienen dadas por:

$$m (pv - p_0v)$$

Y ocurren en las zonas de la frontera donde la masa entra o abandona el volumen de control, por lo que se puede definir una expresión que proporcione la suma de ambos efectos, como la transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo:

$$(exerg) + (pv - p_0v_0) = \{(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)\} + (pv - p_0v)$$

$$(exerg) = \frac{b}{m} \dots \dots (52)$$

En la que los términos del segundo miembro representan la transferencia de exergía por unidad de masa, que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo, respectivamente, y se la denomina exergía de flujo específica.

Como:  $e = u + \frac{c^2}{2g} + z$ , Resulta:

$$b = \left( u + \frac{c^2}{2g} + z + u_0 \right) + (pv - p_0v_0) - T_0(s - s_0)$$

$$b = (i - i_0) - T_0(s - s_0) + \frac{c^2}{2g} + z \dots \dots (53)$$

Que es la exergía de flujo necesaria para formular el balance de exergía para un volumen de control.

En el desarrollo del balance de energía para un volumen de control, la exergía de flujo juega un papel similar al de la entalpía, teniendo ambas propiedades una interpretación similar, ya que cada una de ellas es la suma de dos términos, el primero asociado al flujo de masa (energía interna

específica para la entalpía y exergía específica para la exergía de flujo) y el segundo asociado al trabajo de flujo a la entrada o a la salida.

#### h) BALANCE DE EXERGÍA DE UN VOLUMEN DE CONTROL

La expresión general del balance de exergía en un volumen de control, a través de una frontera a la temperatura  $T_j$  es:

Variación de la exergía por unidad de tiempo =

Transferencia de exergía por unidad de tiempo + Exergía destruida por unidad de tiempo.

$$\left(\frac{dExerg}{dt}\right)_{vol.control} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - \left(T_{vol.control} - p_0 \frac{dV_{vol.control}}{dt}\right) + \sum_{ent} (mb) - \sum_{sal} (mb) - Exerg_{destruida} \dots \dots (54)$$

En la que:

- $\left(\frac{dExerg}{dt}\right)_{vol.control}$  es la variación de exergía acumulada en el volumen de control.
- $\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j$  es la velocidad de transferencia de exergía que acompaña al flujo de calor  $q_j$
- $q_j$  es la velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo a la temperatura.
- $\left(T_{vol.control} - p_0 \frac{dV_{vol.control}}{dt}\right)$  es la transferencia de exergía asociada
- $T_{vol.control}$  es la vel. de intercambio de energía debida al trabajo, excluyendo el trabajo de flujo.
- $\frac{dV_{vol.control}}{dt}$  es la variación del volumen de control por unidad de tiempo
- $((mb)_{ent}$  y  $(mb)_{sal}$  Representan la transferencia de exergía por unidad de tiempo, que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo a la entrada y a la salida, respectivamente

La destrucción de exergía por unidad de tiempo es debido a las irreversibilidades internas en el volumen de control.

En régimen estacionario, el balance de exergía para este caso particular es:

$$\left(\frac{dExerg}{dt}\right)_{vol.control} = \frac{dV_{vc}}{dt} = 0$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - T_{vc} + \sum_{ent} (mb) - \sum_{sal} (mb) - Exerg_{destruida} = 0 \dots \dots (55)$$

Que dice que, la velocidad con que se transfiere la exergía hacia el volumen de control tiene que ser mayor que la velocidad con que se transfiere la exergía desde el mismo, siendo la diferencia igual a la velocidad con que se destruye la exergía dentro del volumen de control a causa de las irreversibilidades.

Si solo existen una entrada 1 y una salida 2, se tiene:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - T_{vol.control} + m(b_1 - b_2) - Exerg_{destruida} = 0 \dots \dots (56)$$

En la que:

$$b_2 - b_1 = (i_1 - i_2) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + (z_1 - z_2)$$

#### i) EFICIENCIA EXERGÉTICA EN TURBINAS.

Para una turbina, que funciona en régimen adiabático, el balance de exergía en régimen estacionario se obtiene considerando que:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) = 0$$

Por lo que:

$$T_{\text{vol.control}} + m(b_1 - b_2) - \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0 \dots \dots (57)$$

Siendo  $b_1 - b_2$  la disminución de exergía de flujo entre la entrada y la salida.

#### j) EFICIENCIA EXERGÉTICA EN BOMBAS Y COMPRESORES.

Para una bomba o un compresor, en régimen estacionario, sin intercambio de calor con los alrededores, el balance de exergía es:

$$-T_{\text{vol.control}} + m(b_1 - b_2) - \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$$

$$\frac{T_{\text{compresor}}}{m} = b_1 - b_2 - \frac{\text{Exerg}_{\text{destruida}}}{m}$$

La exergía consumida por la máquina  $\frac{T_{\text{compresor}}}{m}$  se utiliza en parte para incrementar la exergía de flujo entre la entrada y la salida, y el resto se destruye a causa de las irreversibilidades internas.

La efectividad de la bomba o el compresor viene dada por:

$$\varepsilon = \frac{b_2 - b_1}{\frac{T_{\text{compresor}}}{m}} \dots \dots (58)$$

#### h) EFICIENCIA EXERGÉTICA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE SUPERFICIE

Si la masa de fluido de la corriente caliente es  $m_C$ , la masa de fluido de la corriente fría es  $m_F$ , la entrada y salida del fluido caliente las denotamos por los subíndices  $c_1$  y  $c_2$ , la entrada y salida del fluido frío las denotamos por los subíndices  $f_1$  y  $f_2$  y teniendo en cuenta que el intercambiador opera en régimen estacionario y se supone no existen pérdidas térmicas por lo que no existe transferencia de calor con el entorno, el balance de exergía es:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - T_{\text{vol.control}} + (m_C b_{C_1} - m_F b_{F_1}) - (m_C b_{C_2} - m_F b_{F_2}) - \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$$

En la que:  $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j = 0$  ;  $T_{\text{vol.control}} = 0$

Por los tanto:  $(m_C b_{C_1} - m_F b_{F_1}) - (m_C b_{C_2} - m_F b_{F_2}) - \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$

$$m_C (b_{C_1} - b_{C_2}) = m_F (b_{F_2} - b_{F_1}) + \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$$

En la que el primer miembro representa la disminución de exergía que experimenta la corriente caliente (que se enfría), mientras que el primer término del segundo miembro representa el incremento de exergía de la corriente fría (que se calienta); una parte de la exergía de la corriente caliente proporciona la exergía de la corriente fría, y el resto la destruida por irreversibilidades.

La eficiencia Exergética en el intercambiador de superficie es:

$$\varepsilon = \frac{m_F (b_{F_2} - b_{F_1})}{m_C (b_{C_1} - b_{C_2})} \dots \dots (59)$$

#### i) EFICIENCIA EXERGÉTICA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE MEZCLA

Llamamos a la masa de fluido de la corriente caliente entrante  $m_{C_1}$  siendo  $b_{C_1}$  su exergía, y la masa de la corriente entrante fría  $m_{F_1}$  siendo  $b_{F_1}$  su exergía;  $m_{S_2}$  es la masa de los fluidos mezclados a la salida y  $b_{F_2}$  su exergía. Si el intercambiador opera en régimen estacionario y no hay pérdidas térmicas por lo que no existe transferencia de calor con el entorno, el balance de exergía es:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - T_{\text{vol.control}} + (m_{C_1} b_{C_1} - m_{F_1} b_{F_1}) - (m_{S_2} b_{F_2}) - \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$$



Siendo  $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j = 0$  ;  $T_{\text{vol.control}} = 0$  ;  $m_{C_1} - b_{F_1} = m_{S_2}$

Por lo que:  $(m_{C_1} b_{C_1} - m_{F_1} b_{F_1}) - (m_{S_2} b_{F_2}) - \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$

$$m_{C_1} (b_{C_1} - b_{C_2}) = m_{F_1} (b_{C_2} - b_{C_1}) + \text{Exerg}_{\text{destruida}} = 0$$

En la que el primer miembro representa la disminución de exergía que experimenta la corriente caliente entre la entrada y la salida, mientras que el primer término del segundo miembro representa el incremento de exergía de la corriente fría entre la entrada y la salida; una parte de la exergía de la corriente caliente proporciona la exergía de la corriente fría y el resto la destruida por irreversibilidades.

La eficiencia Exergética en el intercambiador de mezcla es:

$$\varepsilon = \frac{m_{F_1} (b_{C_2} - b_{F_1})}{m_{C_1} (b_{C_1} - b_{C_2})} \dots \dots (60)$$

La eficiencia exergética permite distinguir los métodos de utilización de los recursos energéticos que son termodinámicamente efectivos de aquellos que no lo son, o lo son en menor grado; se puede emplear para determinar la efectividad de posibles proyectos técnicos destinados a mejorar las prestaciones de sistemas térmicos, comparando los valores de la eficiencia antes y después de que la modificación propuesta se lleve a cabo para ver el grado de mejora obtenido.

El límite del 100% para la eficacia exergética no es un objetivo práctico, ya que implicaría que no hubiese destrucción de exergía, lo cual supondría tiempos operativos muy largos o dispositivos con superficies de intercambios térmicos muy grandes y complicados, factores incompatibles con una operación económica rentable, fundamental a la hora de resolver un proyecto.

**j) BALANCE EXERGÍA EN TURBINAS A GAS JOULE-BRAYTON CICLO SIMPLE ABIERTO**

- **EXERGÍA DE FLUJO**

Es la exergía asociada a una corriente material que atraviesa un volumen de control determinado. Viene dado por la siguiente ecuación.

$$Ex = (h + h_0) - T_0(s - s_0) \dots \dots (61)$$

Para gases ideales:

$$Ex = C_p(T - T_0) - T_0(C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0}) \dots \dots (62)$$

- **EXERGÍA DEL CALOR ABSORBIDO**

La Exergía que se absorbe en forma de calor viene dada por la siguiente ecuación.

$$ExQ = Q - T_0 \int \frac{dQ}{T} = Q - T_0 \int_{T_i}^{T_f} \frac{C_p dT}{T} = Q - T_0 C_p \ln \frac{T_f}{T_i} \dots \dots (63)$$

O también puede calcularse

$$ExQ = Ex_f - Ex_i \dots \dots (64)$$

- **RENDIMIENTO EXERGETICO**

El rendimiento energético siempre es menor a la unidad y se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{w}_t}{ExQ} \dots \dots (65)$$

- **PERDIDA DE EXERGÍA EN LA TURBINA**

La exergía que se pierde en la turbina se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\text{PerdEx}_{\text{turb}} = \text{Ex}_3 - \text{Ex}_4 - \dot{w}_t \dots \dots (66)$$

- **PERDIDA DE EXERGÍA EN EL COMPRESOR**

De la misma manera, la exergía que se pierde en el compresor se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\text{PerdEx}_{\text{comp}} = \text{Ex}_1 - \text{Ex}_2 - \dot{w}_c \dots \dots (67)$$

- **EXERGÍA APORTADA POR LA COMPRESION DEL CICLO**

La Exergía que se aporta en la compresión del ciclo se determina mediante la siguiente ecuación.

$$\text{ExAp}_{\text{comp}} = \dot{w}_c - \text{PerdEx}_{\text{comp}} \dots \dots (68)$$

### **2.3 BENCH MARKING**

El “benchmarking” energético es un estudio comparativo, se desarrolla para conocer el estado del consumo energético de varias empresas del mismo sector, y comparar de manera sistematizada las distintas características del consumo de energía.

Es una información muy valiosa para detectar la excelencia energética y así, tomar decisiones sobre reformas o nuevas inversiones, sin tener que reinventar desde cero, reduciendo costos y tiempo.

El benchmarking debe incluir distintos elementos, para que sea efectivo:

- Variables energéticas a comparar y las condiciones de comparación.
- Importancia relativa de cada variable.
- Características similares entre empresas estudiadas.
- Elementos evaluados. Clasificación y agrupación: características y valores.
- Proyectos innovadores, ventajas competitivas, deficiencias y áreas de Oportunidad.

En definitiva, el benchmarking energético es una búsqueda de la excelencia energética.

Es un proceso lento y que requiere una participación muy proactiva de las Empresas y personas participantes.

El benchmarking en este caso permite la comparación entre los indicadores Energéticos.

**CAPITULO III**  
**MATERIALES Y METODO**

### 3.1 MATERIALES

Dentro del material utilizado se tiene lo siguiente

#### 3.1.1 DETALLES DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA DE CHIMBOTE DE 20.2 MW.

- Se Utilizaran Datos de trabajos anteriores como referencia.
- Se tiene los siguientes parámetros técnicos.

A continuación se tienen los datos de placa de la turbina de gas, en el que se encuentran detallados la marca, modelo, número de serie, año de la serie, potencia instalada y el las revoluciones por minuto. Teniendo en cuenta que la potencia efectiva es de 20.2 MW.

Cuadro N° 02 Especificaciones de la turbina de gas

Datos de Placa		
Denominación	TG3	
	MOTOR	GENERADOR
Marca	GENERAL ELECTRIC	GENERAL ELECTRIC
Modelo	MS-5001-N	G.E. lynn
Número de serie	225917	161X851
Año de la serie	1974	1974
Potencia Instalada	20.5 MW	26.2 MVA
RPM	5100	3600

Fuente: Elaboración propia

En el siguiente cuadro se muestran el rendimiento e índices relacionados al consumo del combustible a plena carga.

Cuadro N° 03 Rendimiento e Indices

Rendimiento y otros índices relacionados al consumo de combustible							
Unidad	Carga Nominal (%)	Potencia (kW)	HeatRate (BTU/kWh)	Consumo de combustible (gal/h)	Rendimiento o (kWh/gal)	Cons. Especifico de comb. (g/kWh)	Eficiencia (%)
TG3	100	20201.9	13875.37	2154.80	9.39	344.07	24.59

Fuente: Elaboración propia

### 3.1.2 SUSTANCIAS

#### a) **Petróleo Diesel B5**

Es el combustible constituido por una mezcla de Diesel N°2 y 5% de biodiesel (B100).

- Diesel N°2.- Combustible derivado de hidrocarburos, obtenido de procesos de refinación.
- Biodiesel (B100).- Combustible diesel derivado de recursos renovables, puede ser obtenido a partir de aceites vegetales o grasas animales. Cumple con las especificaciones de calidad establecidas en la norma nacional e internacional. Este combustible prácticamente no contiene azufre.

La Siguiete tabla muestra dos ensayos tomados en distintos laboratorios del cual se ha extraído el promedio que se utilizara en los cálculos posteriores.

Cuadro N° 04 Especificaciones del Combustible

<b>Petróleo diesel B5</b>			
<b>Descripción</b>	<b>Laboratorio CERTIPETRO</b>	<b>Laboratorio N°02 Facultad de Ciencias - uni</b>	<b>Promedio</b>
Gravedad Especifica a 15 °C	0.8545	0.85	0.852
Poder Calorífico Bruto	44949 kJ/kg	45533	45242
	19324 BTU/lb	19575	19450
Poder Calorífico Neto	42365 kJ/kg	42730	42548
	18214 BTU/lb	18370	18292

Fuente: Elaboración propia.

## b) Aire

El aire es aspirado de la atmósfera y comprimido para después pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Los gases calientes, producto de la combustión, fluyen a través de la turbina. Allí se expansionan y mueven el eje, que acciona el compresor de la turbina y el alternador.

Para los Cálculos realizados se toman las condiciones que se indican en la siguiente tabla.

Cuadro N° 05 Condiciones de Referencia

Condiciones de Potencia Efectiva y Referencia			
Parámetros Ambientales	Unidad	Condiciones de Potencia Efectiva	Condiciones de Referencia
<b>Turbina de Gas</b>			
Temperatura	°C (°F)	24,3	26,67 (80)
Humedad Relativa	%	74,20	90%
Presión	KPa (PSI)	101,2	97,69 (14.17)
Coefficiente Politrópico	cte	1.4	1.4

Fuente: Elaboración propia

## c) Gases de la Combustión

Durante la combustión de un hidrocarburo se generan los siguientes productos: Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), vapor de agua (H<sub>2</sub>O), oxígeno (O<sub>2</sub>), nitrógeno (N<sub>2</sub>) y trazas de otros componentes como: Oxídos de nitrógeno (NO, NO<sub>2</sub>), monóxido de carbono (CO), dióxido de sulfuro (SO<sub>2</sub>), material particulado, hidrocarburos no quemados y hollín.

El nitrógeno es un elemento que se encuentra aproximadamente en un 78% por volumen en el aire atmosférico

Las emisiones de NO<sub>x</sub> tienen efectos adversos en la salud humana y el medio ambiente, estas juegan un papel importante en:



- La lluvia ácida.
- Formación de niveles peligrosos de ozono (O<sub>3</sub>) en la superficie terrestre.
- Formación de smog en la atmósfera.

Las emisiones de NO<sub>2</sub> tienen un efecto más adverso en la salud humana que el NO. El NO<sub>2</sub> captura el oxígeno que transporta la hemoglobina y también forma ácido en los pulmones de ahí que es mucho más tóxico que el CO para la misma concentración.

### **3.1.3 EQUIPO PARA PROCESAMIENTO Y ANALISIS DE LA INFORMACION**

Se utilizó lo siguiente

a) SOFTWARE: Se utilizó el siguiente software

- Procesador de textos del MS Office 2010
- Excel de MS Office 2010

b) INSTRUMENTACION:

- Instrumentación del tablero de la central termoeléctrica de Chimbote, registrador de potencia, contador de fudo de combustible.
- Analizador electrónico portátil de redes eléctricas.
- Medidor de flujo fijo de la propia turbina
- Estación meteorológica portátil, marca DAVIS, para medir temperatura, humedad relativa y presión ambiente.

c) INFORMACION ESTADISTICA

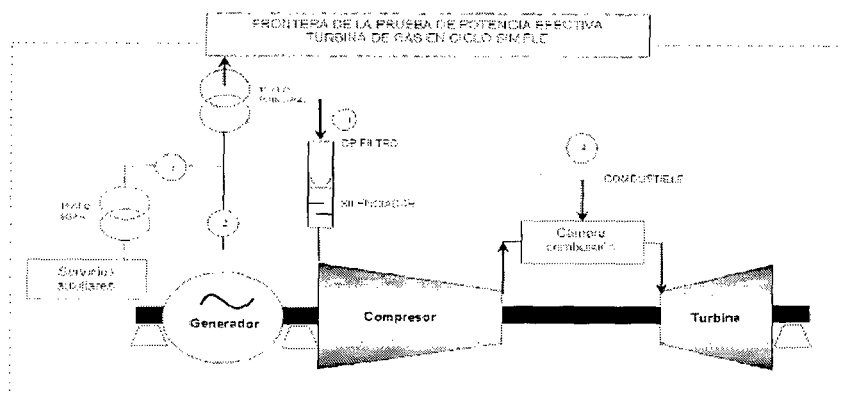
- Reportes de la central termoeléctrica de Chimbote.
- Características nominales y de operación de la central termoeléctrica de Chimbote.
- Reporte de la potencia efectiva y rendimiento de la central térmica de Chimbote. Para el Año 2011 y 2012.

### 3.2 METODO DE INVESTIGACION

#### METODO DE INVESTIGACION

La central termoeléctrica de chimbote de 20.2 MW de potencia efectiva tiene una baja eficiencia debido a que consume biodiesel

Figura N° 07 Ciclo De la Empresa



Fuente: Coes

Cuadro N° 06 Especificaciones de la Termoeléctrica

COMPRESOR	DETALLES
Tipo	Axial
N° Etapas	17
Presión de succión del aire	101.2 kpa
Presión de Descarga	10 bar (147 sia)
CAMARA DE COMBUSTION	DETALLES
Tipo	Anual para Diesel gasificado o gas Natural
N° de quemadores	10
Exceso de Aire	250%
Consumo de diesel promedio	3.2 a plena carga
TURBINA DE GAS	DETALLES
Tipo	Axial
N° Etapas	2
Temperatura Final de los gases	400°C

Fuente: Elaboración propia

### **3.3 METODOLOGIA DEL CÁLCULO**

#### **3.3.1 BALANCE DE ENERGIA**

**a) Temperaturas ideales y reales del ciclo.**

Determinación de las temperatura reales e ideales del ciclo joule brayton con los datos tomados de los cuadros anteriores.

**b) Relación aire combustible molar.**

Calculo de la relación aire combustible molar y coeficientes estequiométricos de la reacción de combustión.

**c) Energía generada por los gases de la combustión.**

Balance de entalpías en la turbina de gas para determinar la energía generada.

**d) Trabajos específicos.**

Se hallan los trabajos del compresor, turbina y en el generador.

**e) Indicadores energéticos.**

Se calcula los flujos máscicos del aire y de combustible (diesel B5) en función a la relación aire combustible.

**f) Indicadores de planta.**

Se determinan la eficiencia de planta, el heat rate y el costo variable combustible.

#### **3.3.2 BALANCE DE EXERGÍA.**

**a) Exergía de Flujo**

Determinación de la exergía asociada a la corriente material que atraviesa el volumen de control determinado.

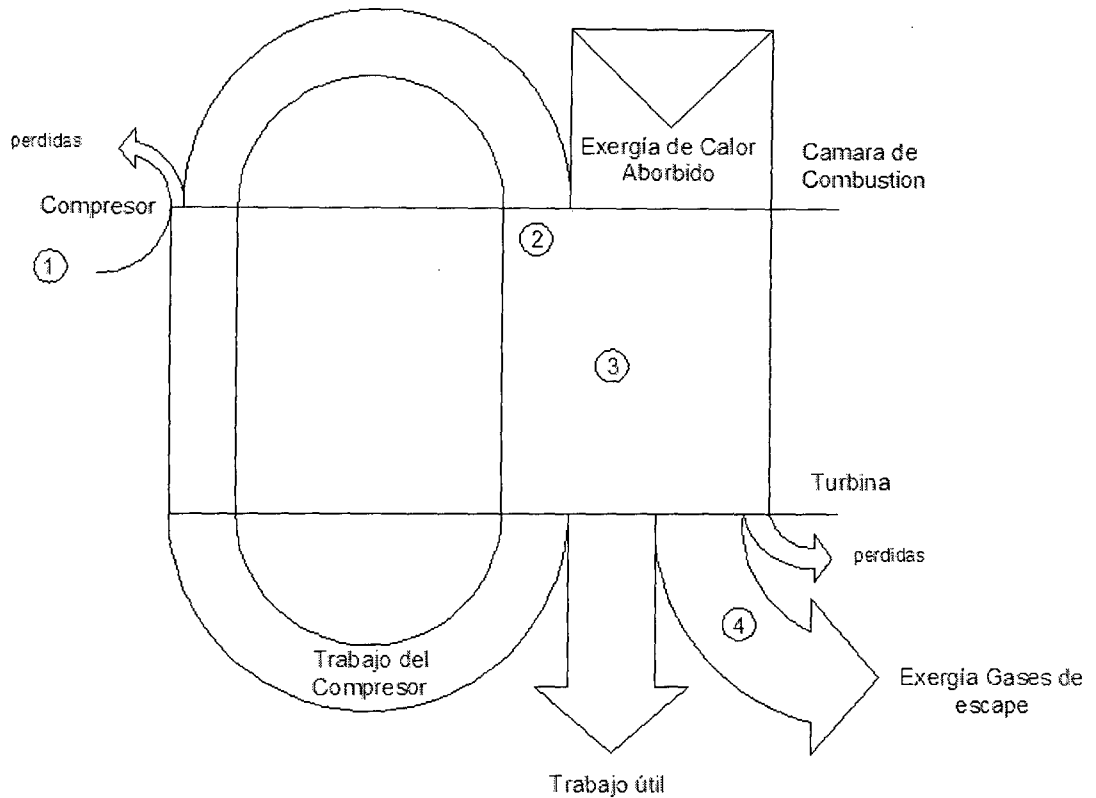
**b) Exergía del Calor absorbido**

Calculo del calor exergético absorbido

**c) Rendimiento Exergético**

Se halla el rendimiento exergético, las pérdidas de exergía y la energía aportada por la compresión al ciclo.

Figura N° 08 Diagrama de Sankey



Fuente: Elaboración propia

### 3.3.3 PUNTOS CRITICOS

Se identifican los puntos críticos para la mejora de la eficiencia de planta.

### 3.3.4 NUEVO BALANCE DE ENERGIA

#### a) Temperaturas ideales y reales del ciclo.

Determinación de las temperatura reales e ideales del ciclo joule brayton con los datos tomados de los cuadros anteriores.

#### b) Relación aire combustible molar.

Calculo de la relación aire combustible molar y coeficientes estequiométricos de la reacción de combustión.

#### c) Energía generada por los gases de la combustión.

Balance de entalpías en la turbina de gas para determinar la energía generada.

**d) Trabajos específicos.**

Se hallan los trabajos del compresor, turbina y en el generador.

**e) Indicadores energéticos.**

Se calcula los flujos máxicos del aire y de combustible (diesel B5) en función a la relación aire combustible.

**f) Indicadores de planta.**

Se determinan la eficiencia de planta, el heat rate y el costo variable combustible.

### **3.3.5 NUEVO BALANCE DE EXERGIA**

**a) Exergía de Flujo**

Determinación de la exergía asociada a la corriente material que atraviesa el volumen de control determinado.

**b) Exergía del Calor absorbido**

Calculo del calor exergético absorbido

**c) Rendimiento Exergético**

Se halla el rendimiento exergético, las pérdidas de exergía y la energía aportada por la compresión al ciclo.

### **3.3.6 BENCHMARKING ENERGETICO**

Se procede a realizar un Benchmarking energético comparando la central en condiciones normales y en las nuevas condiciones halladas los puntos críticos.

**CAPITULO IV**  
**CALCULOS Y RESULTADOS**

#### 4.1 BALANCE DE ENERGIA

##### 4.1.1 DATOS DE ENTRADA

A continuación se presentan los valores con las que trabaja la turbina de gas de la central termoeléctrica de Chimbote.

Cuadro N° 07 Valores de la Termoeléctrica

VARIABLE	VALOR	UNIDAD
Presión del aire de entrada	101.2	Kpa
Relación de presiones	10	---
Temperatura de entrada	24.3	°C
Limite metalúrgico	3.94	---
Coeficiente Politrópico	1.4	---
Eficiencia del compresor (%)	0.87	---
Eficiencia de la turbina (%)	0.87	---
Exceso de aire	250	%
Potencia Efectiva	20.2	Mw
Peso molecular del aire	28.9	Kj/Kg-°K

Fuente: Elaboración propia.

##### 4.1.2 TEMPERATURAS IDEALES Y REALES DEL CICLO TERMODINAMICO

- Temperatura 2 ideal: Tomando los valores de admisión se halla la temperatura que es la que se encuentra a la salida del compresor.

$$\frac{T_2}{T_1 + 273} = \gamma^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2i} = 10^{\frac{1.4-1}{1.4}} \times (24.3 + 273)$$

$$T_{2i} = 573.99 \text{ °K}$$

- Temperatura 2 real: aplicando la ecuación de la eficiencia del compresor se halla la temperatura 2 real del ciclo termodinámico

$$\eta_c = \frac{T_{2i} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

$$T_{2r} = \frac{573.99 - 297.3}{0.87} + (24.3 + 273)$$

$$T_{2r} = 615.34 \text{ °K}$$

- Temperatura 3: usando el límite metalúrgico se determina la temperatura a la salida de la cámara de combustión de la turbina de gas.

$$\theta = \frac{T_3}{T_1}$$

$$T_3 = 3.94 \times (24.3 + 273)$$

$$T_3 = 1171.362 \text{ °K}$$

- Temperatura 4 ideal: con ayuda de los valores determinados anteriormente se halla la temperatura ideal a la salida de la turbina.

$$\frac{T_3}{T_4} = \gamma^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4i} = \frac{1171.362}{10^{\frac{1.4-1}{1.4}}}$$

$$T_{4i} = 606.70 \text{ °K}$$



- Temperatura 4 real: Ya hallada la temperatura 4 ideal se procede a determinar la real.

$$\eta_t = \frac{T_{4r} - T_3}{T_{4i} - T_3}$$

$$T_{4r} = 0.87 \times (606.7 - 1171.362) + 1171.362$$

$$T_{4r} = 680.106 \text{ } ^\circ K$$

- Temperaturas del ciclo termodinámico: se tiene la siguiente tabla donde se muestran todas las temperaturas reales e ideales halladas.

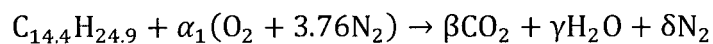
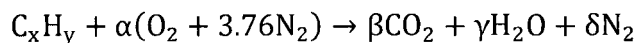
Cuadro N° 08 Temperaturas del sistema termodinámico

TEMPERATURAS	VALORES	
	°C	°K
T <sub>1</sub>	24.3	297.3
T <sub>2i</sub>	301	573.99
T <sub>2r</sub>	342.34	615.34
T <sub>3</sub>	898	1171.36
T <sub>4i</sub>	333.7	606.70
T <sub>4r</sub>	407.11	680.10

Fuente: elaboración propia

#### 4.1.3 BALANCE ESTEQUOMETRICO

- Ecuación estequiometria teórica: al ser una mezcla compleja de hidrocarburos de petróleo se toma  $x = 14.4$  y  $y = 24.9$ , Entonces.



Se determinan las constantes igualando en ecuaciones.

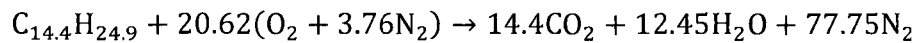
$$O \rightarrow 2\alpha_1 = 2\beta + \gamma \rightarrow \alpha_1 = 20.625$$

$$H \rightarrow y = 2\gamma \rightarrow \gamma = 12.45$$

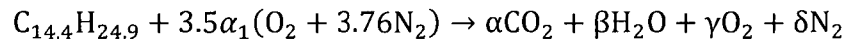
$$C \rightarrow x = \beta \rightarrow \beta = 14.4$$

$$N_2 \rightarrow \alpha_1 \times 3.76 = \delta \rightarrow \delta = 77.75$$

Reemplazando las constantes tenemos como resultado



- Ecuación estequiométrica real: se tiene un exceso de aire de 250% entonces.



Se determinan las constantes igualando las ecuaciones

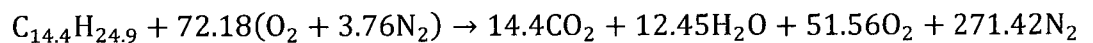
$$O \rightarrow 7\alpha_1 = 2\alpha + 2\gamma + \beta \rightarrow \gamma = 51.56$$

$$H \rightarrow 24.9 = 2\beta \rightarrow \beta = 12.45$$

$$C \rightarrow 14.4 = \alpha \rightarrow \alpha = 14.4$$

$$N_2 \rightarrow \alpha_1 \times 3.76 \times 3.5 = \delta \rightarrow \delta = 271.425$$

Reemplazando las constantes tenemos como resultado



- Se determina molar la relación aire/combustible real

$$R_{a/c} = \frac{72.18 \times (1 + 3.76)}{1} = 348.84 \frac{\text{kmol aire}}{\text{kmol combustible}}$$

#### 4.1.4 BALANCE DE ENTALPIAS EN LA TURBINA DE GAS

Tomando los datos obtenidos en el balance estequiométrico y hallando las entalpias molares a las temperaturas 3i y 4r tenemos el siguiente cuadro

Cuadro N° 09 Tabla de entalpias molares

Elementos	#moles	$H_{3(1171.36)\text{molar}}$	$H_{4r(680.1)\text{molar}}$	Unidades	$(H_3-H_{4r})$
CO <sub>2</sub>	14.4	36.67	13.40	MJ/Kmol	335.08
H <sub>2</sub> O	12.45	30.91	13.89	MJ/Kmol	211.98
O <sub>2</sub>	51.5	27.61	14.76	MJ/Kmol	662.59
N <sub>2</sub>	271.42	26.50	11.47	MJ/Kmol	4081.61
$\Sigma$ total					5291.26

Fuente: Elaboración propia

#### 4.1.5 DETERMINACION DE LOS INDICADORES DE CICLO

Se determinan los trabajos específicos de la turbina de gas.

- **TRABAJO EN EL COMPRESOR**

Determinación del trabajo molar desarrollado por el compresor

$$W_c = \dot{M}_{\text{aire}} \times C_{p\text{aire}} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W_c = 28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol}} \times 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times (615.34^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K})$$

$$W_c = 9.25 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

- **TRABAJO EN LA TURBINA**

Se determina el trabajo molar desarrollado por la turbina

$$W_{TG} = \frac{h_3 - h_{4r}}{R_{a/c \text{ molar real}}}$$

$$W_{TG} = \frac{5291.26 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol combustible}}}{348.84 \frac{\text{Kmol aire}}{\text{Kmol combustible}}}$$

$$W_{TG} = 15.17 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

- **TRABAJO NETO**

Determinación del trabajo neto, que viene a ser la diferencia entre el trabajo del compresor y de la turbina.

$$W_N = W_{TG} - W_c$$

$$W_N = 15.17 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}} - 9.25 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

$$W_N = 5.92 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

#### 4.1.6 DETERMINACION DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS

- **FLUJO MASICO DEL AIRE**

Para determinar el flujo másico del aire se usa la siguiente formula

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\text{Pot}_{\text{neta}} \times \dot{M}_{\text{aire}}}{W_N}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{20.2 \text{ MW} \times 28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol aire}}}{5.92 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 98.88 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

- **FLUJO MASICO DEL COMBUSTIBLE**

Para hallar el flujo del combustible se divide la masa del aire entre la relación aire combustible real.

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{R_{a/c}}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{98.88 \frac{\text{kg aire}}{\text{seg}}}{51.12 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg combustible}}}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 1.93 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

- **CALOR SUMINISTRADO**

La potencia calorífica suministrada por el combustible viene dada por la siguiente ecuación.

$$Q_s = \dot{m}_{\text{combustible}} \times P_{ci}$$

$$Q_s = 1.93 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 42.548 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_s = 82.331 \text{ MW}$$

#### 4.1.7 DETERMINACION DE LOS INDICADORES DE PLANTA

A continuación se determina la eficiencia de planta, la tasa de calor o heat rate y el costo variable combustible.

- **EFICIENCIA DE PLANTA**

La eficiencia de planta viene dada por la división de la potencia neta entre el calor suministrado por el combuster.

$$\eta_{\text{planta}} = \frac{\text{Pot}_{\text{neta}}}{Q_s}$$

$$\eta_{\text{planta}} = \frac{20.2 \text{ MW}}{82.331 \text{ MW}}$$

$$\eta_{\text{planta}} = 24.54 \%$$

- **HEAT RATE**

También llamado tasa de calor, se determina de la siguiente manera.

$$\text{HR} = \frac{\dot{m}_{\text{combustible}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}}$$

$$\text{HR} = \frac{1.93 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times \frac{3600\text{seg}}{1\text{h}}}{20.2 \text{ MW}}$$

$$\text{HR} = 343.96 \frac{\text{kg}}{\text{MWh}}$$

Tomando los valores de los datos proporcionados por la Duke Energy también obtenemos.

$$\text{HR} = \frac{2154.8 \text{ gal}}{20.2 \text{ MWh}}$$

$$\text{HR} = 106.67 \frac{\text{gal}}{\text{MWh}}$$

- **COSTO VARIABLE COMBUSTIBLE**

El cvc o costo variable combustible se determina multiplicando el precio del combustible por la tasa de calor. Según osinergmin 9.12 s/. Por galón.

$$\text{CVC} = \text{HR} * \text{PrecioCombustible}$$

$$\text{CVC} = 106.67 \frac{\text{gal}}{\text{MWh}} * 9.12 \frac{\text{s/}}{\text{gal}}$$

$$\text{CVC} = 972.83 \frac{\text{s/}}{\text{MWh}}$$

#### 4.2 BALANCE DE EXERGÍA

Para determina el balance de energía hallamos los trabajos y calores del sistemas en kg/s, para luego proceder con el balance exergético.

- **TRABAJO EN EL COMPRESOR**

Para hallar el trabajo en el compresor dividimos el trabajo molar del compresor entre la masa molar del aire

$$W_c = \frac{9.25 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}}{28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol aire}}}$$

$$W_c = 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **TRABAJO EN LA TURBINA**

El trabajo en la turbina es el trabajo molar de la turbina entre el peso molecular del aire.

$$W_{TG} = \frac{15.17 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}}{28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol aire}}}$$

$$W_{TG} = 523.59 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **TRABAJO NETO**

El trabajo neto sería la diferencia entre el trabajo de compresor y el trabajo de la turbina.

$$W_N = W_{TG} - W_c$$

$$W_N = 523.59 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$W_N = 204.27 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **CALOR ABSORBIDO**

El calor que se adiciona viene dado por la siguiente ecuación.

$$Q_1 = C_p \times (T_3 - T_2)$$

$$Q_1 = 1.4683 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times (1171.36 - 615.34)^\circ\text{K}$$

$$Q_1 = 816.39 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$



- **CALOR CEDIDO**

El calor cedido del ciclo en los puntos 1 y 4 viene dado por la siguiente ecuación.

$$Q_2 = C_p \times (T_4 - T_1)$$

$$Q_2 = 1.066 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times (680.10 - 297.3)^\circ\text{K}$$

$$Q_2 = 408 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **EXERGÍAS DE FLUJO**

Se determinan las exergías de flujo o exergía de la corriente de aire, en la que la primera se refiere al punto muerto.

$$Ex_1 = (h_1 - h_0) - T_0 \times (s_1 - s_0) = C_p \times (T_1 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right)$$

$$Ex_1 = C_p \times (T_1 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right) = 0$$

La exergía 2 se determina mediante la siguiente ecuación, tomando la temperatura y presión 2 del ciclo termodinámico.

$$Ex_2 = C_p \times (T_2 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} \right)$$

$$Ex_2 = 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times 318.04^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K} \left( 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{615.34}{297.3} - 0.2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{10.1}{1.01} \right)$$

$$Ex_2 = 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

La exergía 3 se determina mediante la siguiente ecuación, tomando la temperatura y presión 3 del ciclo termodinámico.

$$Ex_3 = C_p \times (T_3 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_3}{T_0} - R \ln \frac{P_3}{P_0} \right)$$

$$Ex_3 = 1.468 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 874.06^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K} \left( 1.468 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \ln \frac{1171.36}{297.3} - 0.2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \ln \frac{10.12}{1.012} \right)$$

$$Ex_3 = 880.4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

La exergía 4 se determina mediante la siguiente ecuación, tomando la temperatura y presión 4 del ciclo termodinámico.

$$Ex_4 = C_p \times (T_4 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{P_4}{P_0} \right)$$

$$Ex_4 = 1.066 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 382.8^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K} \left( 1.066 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \ln \frac{680.1}{297.3} - 0.2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \ln \frac{10.12}{1.012} \right)$$

$$Ex_4 = 145.79 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **EXERGÍA DEL CALOR ABSORBIDO**

Se determina la exergía del calor absorbido en los puntos 3 y 2 del ciclo termodinámico restando las exergías en el punto 3 y en el punto 2.

$$Ex_{Q1} = Ex_3 - Ex_2$$

$$Ex_{Q1} = 880.4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_{Q1} = 582.64 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Se determina la exergía del calor absorbido en los puntos 4 y 1 del ciclo termodinámico restando las exergías en el punto 4 y en el punto 1.

$$Ex_{Q2} = Ex_4 - Ex_1$$

$$Ex_{Q2} = 145.79 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 0$$

$$Ex_{Q2} = 145.79 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **RENDIMIENTO EXERGÉTICO**

El rendimiento exergético viene a ser la división entre el trabajo neto y la exergía de calor absorbido 1.

$$\eta_{ex} = \frac{W_N}{Ex_{Q1}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{204.27 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}{582.64 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}$$

$$\eta_{ex} = 35.06\%$$

- **PERDIDAS DE EXERGÍA**

Se determinan las pérdidas exergéticas en la turbina y en el compresor mediante las siguientes ecuaciones.

$$PerdEx_{turbina} = Ex_3 - Ex_4 - W_{TG}$$

$$PerdEx_{turbina} = 880.4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 145.79 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 523.59 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$PerdEx_{turbina} = 211.02 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{PerdEx}_{\text{compresor}} = \text{Ex}_1 - \text{Ex}_2 - W_c$$

$$\text{PerdEx}_{\text{compresor}} = 0 - 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} + 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{PerdEx}_{\text{compresor}} = 21.53 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **EXERGÍA APORTADA POR LA COMPRESION AL CICLO**

Se halla la exergía aportada por la compresión al ciclo que viene a ser igual que la exergía número dos.

$$\text{EX}_{\text{AportComp}} = W_c - \text{PerdEx}_{\text{compresor}}$$

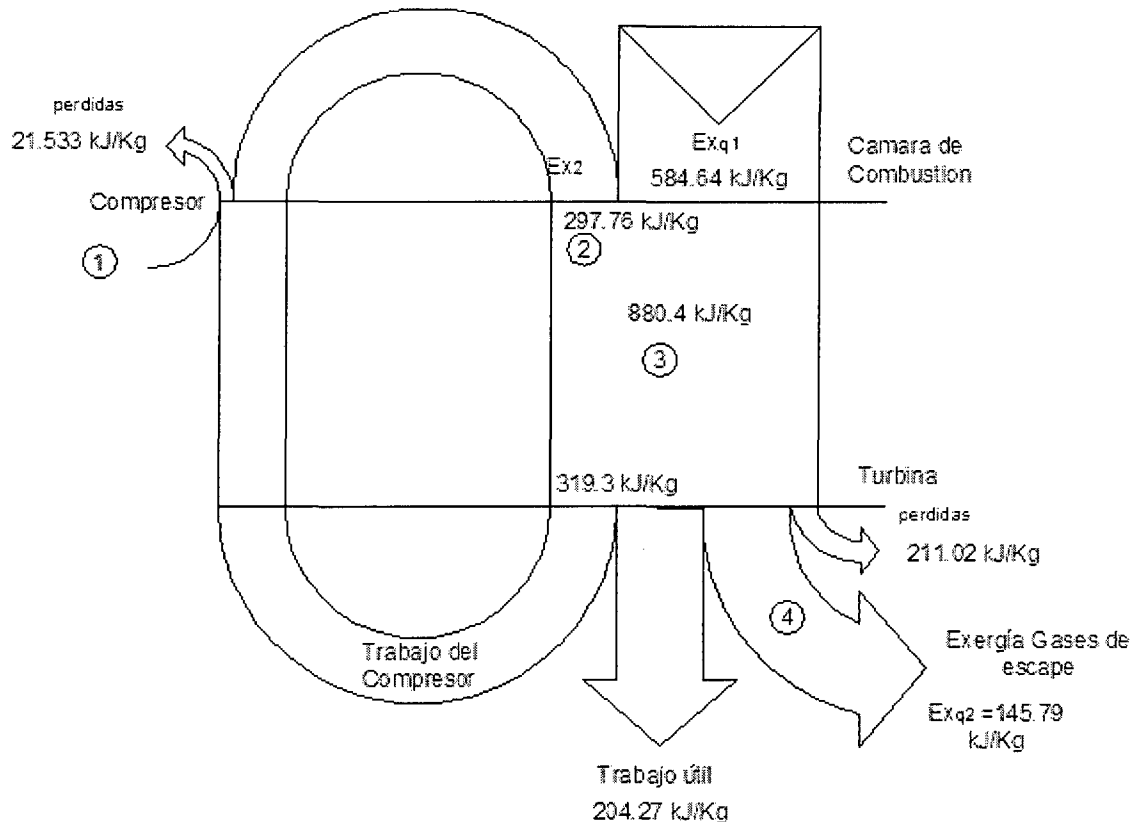
$$\text{EX}_{\text{AportComp}} = 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 51.53 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{EX}_{\text{AportComp}} = 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **DIAGRAMA DE SANKEY**

En el siguiente diagrama de Sankey se especifican todos los datos exergéticos obtenidos en el ciclo termodinámico.

Figura N° 09 Diagrama de Sankey de exergías



Fuente: Elaboración Propia

### 4.3 PUNTOS CRÍTICOS

Para poder elevar la eficiencia de planta en la turbina de gas de la central termoeléctrica, se analizan los puntos críticos.

Mediante el balance exergético podemos ver que todavía se puede aumentar la eficiencia exergética.

Los puntos críticos que se toman son los siguientes:

### 4.3.2 COMBUSTIBLE

La central termoeléctrica de Chimbote, al no contar con gas natural, trabaja con Combustible diesel B5.

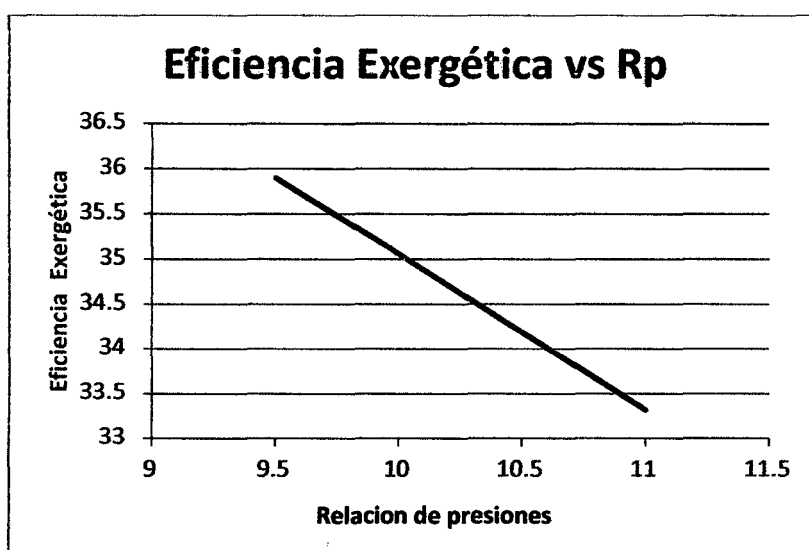
Se tomara como punto crítico el combustible utilizado y se trabajara con gas natural en qué medida aumenta la eficiencia de planta y por lo tanto la eficiencia exergética.

El combustible podrá ser suministrado en forma virtual ya que Chimbote no cuenta con gas natural para abastecer la central termoeléctrica.

### 4.3.2 RELACION DE PRESIONES

Al variar la relación de presiones podemos observar un aumento en la eficiencia exergetica y de planta, pero al ser un equipo antiguo el compresor no podría soportar el cambio.

Grafico N° 01: eficiencia exergética vs Rp

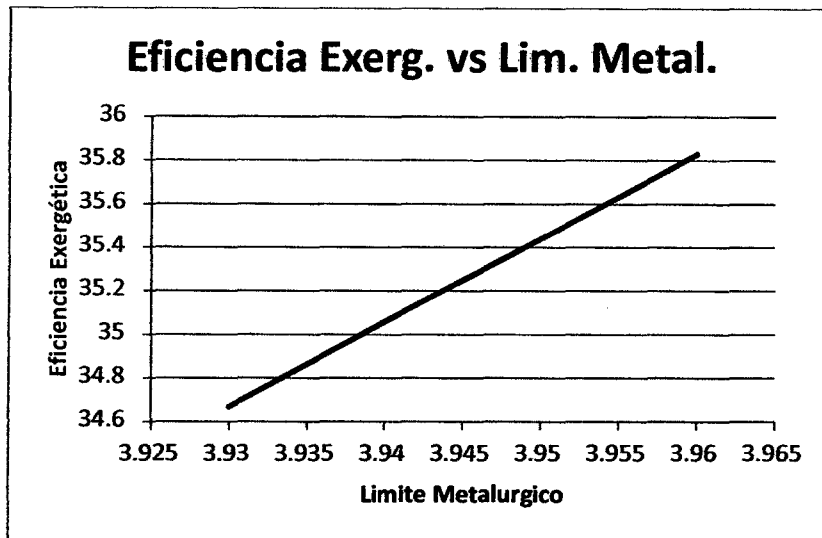


Fuente: Elaboración Propia.

### 4.3.3 LIMITE METALURGICO

El limite metalúrgico también se puede tomar como punto crítico, ya que al hacerlo variar aumenta la eficiencia de planta, pero la turbina, el número de alabes está diseñado para trabajar con dicho límite metalúrgico.

Grafico N° 02: eficiencia exergética vs Límite metalúrgico

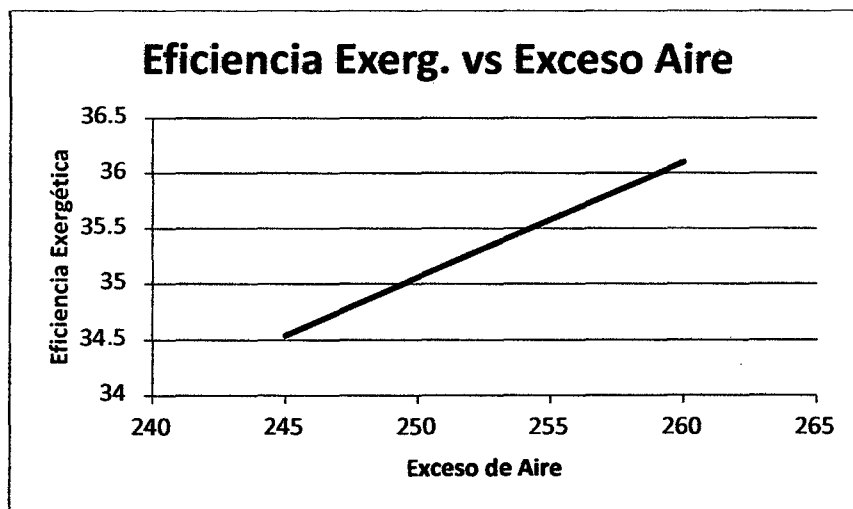


Fuente: Elaboración Propia.

#### 4.3.4 EXCESO DE AIRE.

Otro punto crítico que se puede tomar es el exceso de aire, en el siguiente grafico podemos observar el comportamiento si aumenta o disminuye el exceso de aire

Grafico N° 03: eficiencia exergética vs exceso de aire



Fuente: Elaboración Propia.

#### 4.4 NUEVO BALANCE DE ENERGÍA

##### 4.4.1 DATOS DE ENTRADA

A continuación se presentan los valores con las que trabaja la turbina de gas de la central termoeléctrica de Chimbote.

Cuadro N° 10 Valores de la central termoeléctrica

VARIABLE	VALOR	UNIDAD
Presión del aire de entrada	101.2	Kpa
Relación de presiones	10	---
Temperatura de entrada	24.3	°C
Limite metalúrgico	3.94	---
Coeficiente Politrópico	1.4	---
Eficiencia del compresor (%)	0.87	---
Eficiencia de la turbina (%)	0.87	---
Exceso de aire	250	%
Potencia Efectiva	20.2	Mw
Peso molecular del aire	28.9	Kj/Kg-°K

Fuente: Elaboración propia.

##### 4.4.2 TEMPERATURAS IDEALES Y REALES DEL CICLO TERMODINAMICO

- Temperatura 2 ideal: Tomando los valores de admisión se halla la temperatura que es la que se encuentra a la salida del compresor.

$$\frac{T_2}{T_1 + 273} = \gamma^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2i} = 10^{\frac{1.4-1}{1.4}} \times (24.3 + 273)$$

$$T_{2i} = 574 \text{ °K}$$



- Temperatura 2 real: aplicando la ecuación de la eficiencia del compresor se halla la temperatura 2 real del ciclo termodinámico

$$\eta_c = \frac{T_{2i} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

$$T_{2r} = \frac{574 - 297.3}{0.87} + (24.3 + 273)$$

$$T_{2r} = 615.34 \text{ °C}$$

- Temperatura 3: usando el límite metalúrgico se determina la temperatura a la salida de la cámara de combustión de la turbina de gas.

$$\theta = \frac{T_3}{T_1}$$

$$T_3 = 3.96 \times (24.3 + 273)$$

$$T_3 = 1171.4 \text{ °C}$$

- Temperatura 4 ideal: con ayuda de los valores determinados anteriormente se halla la temperatura ideal a la salida de la turbina.

$$\frac{T_3}{T_4} = \gamma^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4i} = \frac{1171.4}{10^{\frac{1.4-1}{1.4}}}$$

$$T_{4i} = 606.7 \text{ °K}$$

- Temperatura 4 real: Ya hallada la temperatura 4 ideal se procede a determinar la real.

$$\eta_t = \frac{T_{4r} - T_3}{T_{4i} - T_3}$$

$$T_{4r} = 0.87 \times (606.7 - 1171.4) + 1171.4$$

$$T_{4r} = 680.11 \text{ } ^\circ\text{K}$$

- Temperaturas del ciclo termodinámico: se tiene la siguiente tabla donde se muestran todas las temperaturas reales e ideales halladas.

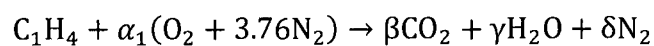
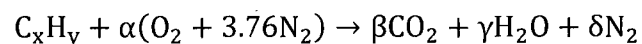
Cuadro N° 11 Nuevas temperaturas del sistema

TEMPERATURAS	VALORES	
	°C	°K
T <sub>1</sub>	24.3	297.3
T <sub>2i</sub>	301	574
T <sub>2r</sub>	342.34	615.34
T <sub>3</sub>	898.36	1171.4
T <sub>4i</sub>	333.7	606.7
T <sub>4r</sub>	407.11	680.11

Fuente: elaboración propia

#### 4.4.3 BALANCE ESTEQUOMETRICO

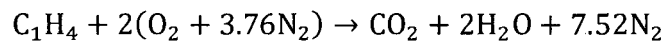
- Ecuación estequiometria teórica: consideramos al gas natural como metano, entonces tendríamos como coeficientes  $x = 1$  y  $y = 4$ , Entonces.



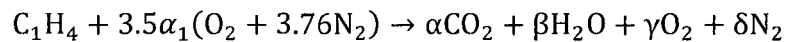
Se determinan las constantes igualando en ecuaciones.

$$\begin{aligned}O &\rightarrow 2\alpha_1 = 2\beta + \gamma \quad \rightarrow \quad \alpha_1 = 2 \\H &\rightarrow y = 2\gamma \quad \rightarrow \quad \gamma = 2 \\C &\rightarrow x = \beta \quad \rightarrow \quad \beta = 1 \\N_2 &\rightarrow \alpha_1 \times 3.76 = \delta \quad \rightarrow \quad \delta = 7.52\end{aligned}$$

Reemplazando las constantes tenemos como resultado.



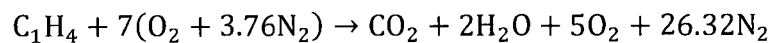
- Ecuación estequiométrica real: se tiene un exceso de aire de 250% entonces.



Se determinan las constantes igualando las ecuaciones.

$$\begin{aligned}O &\rightarrow 7\alpha_1 = 2\alpha + 2\gamma + \beta \quad \rightarrow \quad \gamma = 5 \\H &\rightarrow 4 = 2\beta \quad \rightarrow \quad \beta = 2 \\C &\rightarrow 1 = \alpha \quad \rightarrow \quad \alpha = 1 \\N_2 &\rightarrow \alpha_1 \times 3.76 \times 3.5 = \delta \quad \rightarrow \quad \delta = 26.32\end{aligned}$$

Reemplazando las constantes tenemos como resultado.



- Se determina molar la relación aire/combustible real.

$$Ra/c = \frac{7 \times (1 + 3.76)}{1} = 33.32 \frac{\text{kmol aire}}{\text{kmol combustible}}$$

#### 4.4.4 BALANCE DE ENTALPIAS EN LA TURBINA DE GAS

Tomando los datos obtenidos en el balance estequiométrico y hallando las entalpias molares a las temperaturas 3i y 4r tenemos el siguiente cuadro

Cuadro N° 12 Nuevas entalpias molares

Elementos	#moles	$H_{3(1177.3)\text{molar}}$	$H_{4r(699.77)\text{molar}}$	Unidades	$(H_3-H_{4r})$
CO <sub>2</sub>	1	37.01	14.24	MJ/Kmol	22.77
H <sub>2</sub> O	2	31.18	14.47	MJ/Kmol	33.42
O <sub>2</sub>	26.3	26.71	12.04	MJ/Kmol	64.71
N <sub>2</sub>	5	27.82	14.88	MJ/Kmol	386.09
$\Sigma$ total					507.00

Fuente: Elaboración propia

#### 4.4.5 DETERMINACION DE LOS INDICADORES DE CICLO

Se determinan los trabajos específicos de la turbina de gas.

- **TRABAJO EN EL COMPRESOR**

Determinación del trabajo molar desarrollado por el compresor

$$W_c = \dot{M}_{\text{aire}} \times C_{p\text{aire}} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W_c = 28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol}} \times 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times (615.34^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K})$$

$$W_c = 9.25 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

- **TRABAJO EN LA TURBINA**

Se determina el trabajo molar desarrollado por la turbina

$$W_{\text{TG}} = \frac{h_3 - h_{4r}}{R_{a/c} \text{ molar real}}$$

$$W_{TG} = \frac{517.37 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol combustible}}}{33.32 \frac{\text{kmol aire}}{\text{Kmol combustible}}}$$

$$W_{TG} = 15.53 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

- **TRABAJO NETO**

Determinación del trabajo neto, que viene a ser la diferencia entre el trabajo del compresor y de la turbina.

$$W_N = W_{TG} - W_c$$

$$W_N = 15.53 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}} - 9.25 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

$$W_N = 6.28 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}$$

#### 4.4.6 DETERMINACION DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS

- **FLUJO MASICO DEL AIRE**

Para determinar el flujo másico del aire se usa la siguiente formula.

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\text{Pot}_{\text{neta}} \times \dot{M}_{\text{aire}}}{W_N}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{20.2 \text{ MW} \times 28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol aire}}}{6.28 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 93.23 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

- **FLUJO MASICO DEL COMBUSTIBLE**

Para hallar el flujo del combustible se divide la masa del aire entre la relación aire combustible real.

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{R_{a/c}}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{93.23 \frac{\text{kg aire}}{\text{seg}}}{60.33 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg combustible}}}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 1.55 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

- **CALOR SUMINISTRADO**

La potencia calorífica suministrada por el combustible viene dada por la siguiente ecuación.

$$Q_s = \dot{m}_{\text{combustible}} \times P_{ci}$$

$$Q_s = 1.55 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 42.548 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_s = 65.753 \text{ MW}$$

#### 4.4.7 DETERMINACION DE LOS INDICADORES DE PLANTA

A continuación se determina la eficiencia de planta, la tasa de calor o heat rate y el costo variable combustible.

- **EFICIENCIA DE PLANTA**

La eficiencia de planta viene a ser la división de la potencia neta entre el calor suministrado por el combustor.

$$\eta_{\text{planta}} = \frac{\text{Pot}_{\text{neto}}}{Q_s}$$

$$\eta_{\text{planta}} = \frac{20.2 \text{ MW}}{65.753 \text{ MW}}$$

$$\eta_{\text{planta}} = 30.72 \%$$

- **HEAT RATE**

También llamado tasa de calor, se determina de la siguiente manera.

$$\text{HR} = \frac{\dot{m}_{\text{combustible}}}{\text{Pot}_{\text{neto}}}$$

$$\text{HR} = \frac{1.45 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times \frac{3600 \text{seg}}{1 \text{h}} \times \frac{\text{MMBTU}}{28 \text{ m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{0.664 \text{ kg}}}{20.2 \text{ MW}}$$

$$\text{HR} = 14.81 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}}$$

- **COSTO VARIABLE COMBUSTIBLE**

El cvc o costo variable combustible se determina multiplicando el precio del combustible por la tasa de calor. Según osinergmin 3.3137 U\$/MMBTU.

$$\text{CVC} = \text{HR} * \text{PrecioCombustible}$$

$$\text{CVC} = 14.18 \frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}} * 3.3137 \frac{\text{U\$}}{\text{MMBTU}} \times \frac{2.7 \text{ s/}}{\text{U\$}}$$

$$\text{CVC} = 132.46 \frac{\text{s/}}{\text{MWh}}$$

#### 4.5 NUEVO BALANCE DE EXERGÍA

Para determina el balance de energía hallamos los trabajos y calores del sistemas en kg/s, para luego proceder con el balance exergético.

- **TRABAJO EN EL COMPRESOR**

Para hallar el trabajo en el compresor dividimos el trabajo molar del compresor entre la masa molar del aire

$$W_c = \frac{9.25 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}}{28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol aire}}}$$

$$W_c = 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$



- **TRABAJO EN LA TURBINA**

Para determinar el trabajo en la turbina dividimos el trabajo molar de la turbina entre el peso molecular del aire.

$$W_{TG} = \frac{15.53 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol aire}}}{28.97 \frac{\text{kg}}{\text{Kmol aire}}}$$

$$W_{TG} = 535.97 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **TRABAJO NETO**

El trabajo neto sería la diferencia entre el trabajo de compresor y el trabajo de la turbina.

$$W_N = W_{TG} - W_c$$

$$W_N = 535.97 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$W_N = 216.66 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **CALOR ABSORBIDO**

El calor que se adiciona viene dado por la siguiente ecuación.

$$Q_1 = C_p \times (T_3 - T_2)$$

$$Q_1 = 1.247 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \times (1171.4 - 615.34)^\circ\text{K}$$

$$Q_1 = 693.75 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **CALOR CEDIDO**

El calor cedido del ciclo en los puntos 1 y 4 viene dado por la siguiente ecuación.

$$Q_2 = C_p \times (T_4 - T_1)$$

$$Q_2 = 1.091 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \times (680.11 - 297.3)^\circ\text{K}$$

$$Q_2 = 417.66 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **EXERGÍAS DE FLUJO**

Se determinan las exergías de flujo o exergía de la corriente de aire, en la que la primera se refiere al punto muerto.

$$Ex_1 = (h_1 - h_0) - T_0 \times (s_1 - s_0) = C_p \times (T_1 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right)$$

$$Ex_1 = C_p \times (T_1 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right) = 0$$

La exergía 2 se determina mediante la siguiente ecuación, tomando la temperatura y presión 2 del ciclo termodinámico.

$$Ex_2 = C_p \times (T_2 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} \right)$$

$$Ex_2 = 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \times 318.04^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K} \left( 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \ln \frac{615.34}{297.3} - 0.2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \ln \frac{10}{1.0} \right)$$

$$Ex_2 = 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

La exergía 3 se determina mediante la siguiente ecuación, tomando la temperatura y presión 3 del ciclo termodinámico.

$$Ex_3 = C_p \times (T_3 - T_0) - T_0 \times \left( C_p \ln \frac{T_3}{T_0} - R \ln \frac{P_3}{P_0} \right)$$

$$Ex_3 = 1.247 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times 874.1^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K} \left( 1.247 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{1171.4}{297.3} - 0.2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{10.12}{1.012} \right)$$

$$Ex_3 = 777.53 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

La exergía 4 se determina mediante la siguiente ecuación, tomando la temperatura y presión 4 del ciclo termodinámico.

$$Ex_4 = C_p \times (T_4 - T_0) - T_0 \times \left( 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{P_4}{P_0} \right)$$

$$Ex_4 = 1.091 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times 382.81^\circ\text{K} - 297.3^\circ\text{K} \left( 1.091 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{680.11}{297.3} - 0.2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{1.01}{1.01} \right)$$

$$Ex_4 = 149.24 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **EXERGÍA DEL CALOR ABSORBIDO**

Se determina la exergía del calor absorbido en los puntos 3 y 2 del ciclo termodinámico restando las exergías en el punto 3 y en el punto 2.

$$Ex_{Q1} = Ex_3 - Ex_2$$

$$Ex_{Q1} = 777.53 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_{Q1} = 479.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Se determina la exergía del calor absorbido en los puntos 4 y 1 del ciclo termodinámico restando las exergías en el punto 4 y en el punto 1.

$$Ex_{Q2} = Ex_4 - Ex_1$$

$$Ex_{Q2} = 149.24 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 0$$

$$Ex_{Q2} = 149.24 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **RENDIMIENTO EXERGÉTICO**

El rendimiento exergético viene a ser la división entre el trabajo neto y la exergía de calor absorbido 1:

$$\eta_{ex} = \frac{W_N}{Ex_{Q1}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{216.66 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}{479.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}$$

$$\eta_{ex} = 45.16 \%$$

- **PERDIDAS DE EXERGÍA**

Se determinan las pérdidas exergéticas en la turbina y en el compresor mediante las siguientes ecuaciones.

$$PerdEx_{turbina} = Ex_3 - Ex_4 - W_{TG}$$

$$PerdEx_{turbina} = 777.53 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 149.24 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 535.97 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$PerdEx_{turbina} = 92.308 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{PerdEx}_{\text{compresor}} = \text{Ex}_1 - \text{Ex}_2 - W_c$$

$$\text{PerdEx}_{\text{compresor}} = 0 - 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} + 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{PerdEx}_{\text{compresor}} = 21.553 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **EXERGÍA APORTADA POR LA COMPRESION AL CICLO**

Se halla la exergía aportada por la compresión al ciclo que viene a ser igual que la exergía número dos.

$$\text{Ex}_{\text{AportComp}} = W_c - \text{PerdEx}_{\text{compresor}}$$

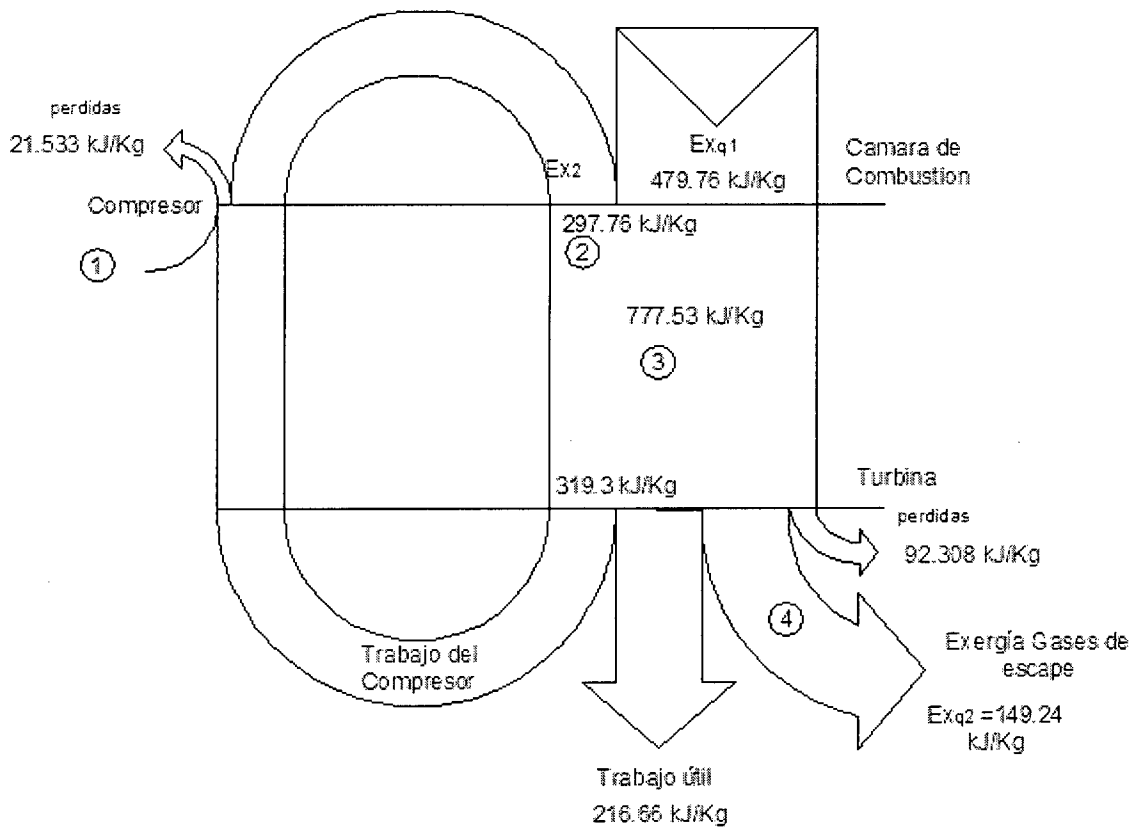
$$\text{Ex}_{\text{AportComp}} = 319.31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 21.553 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Ex}_{\text{AportComp}} = 297.76 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

- **DIAGRAMA DE SANKEY**

En el siguiente diagrama de Sankey se especifican todos los datos exergéticos obtenidos en el ciclo termodinámico.

Figura N° 10 Nuevo diagrama de Sankey de exergías



Fuente: Elaboración Propia.

#### 4.6 BENCHMARKING

Para realizar el BenchMarking energético tomamos los indicadores energéticos y los indicadores energéticos de costos para hacer la comparación de planta en condiciones normales y la planta mejorada con el cambio de combustible.

##### 4.6.1 RESUMEN INDICADORES ENERGÉTICOS

Entre los indicadores energéticos tenemos el heat rate y el costo variable combustible.

En los siguientes cuadros se muestran los indicadores en condiciones normales de operación y en condiciones mejoradas.

Cuadro N° 13 Indicadores energéticos en condiciones normales.

Indicadores	Unidades	Normales
HR	Kg / MWh	343.96
CVC	S/. / MWh	972.83

Fuente: Elaboración Propia.

Cuadro N°14 Indicadores energéticos en condiciones mejoradas.

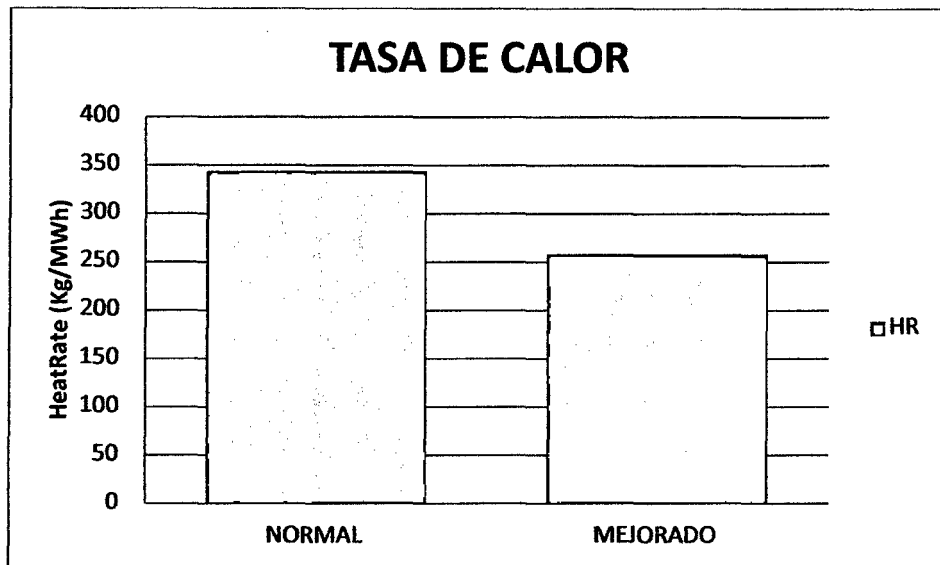
Indicadores	Unidades	Con sustitución
HR	Kg / MWh	258.41
CVC	S/. / MWh	132.46

Fuente: Elaboración Propia.

##### 4.6.2 BENCHMARKING DE INDICADORES ENERGÉTICOS.

En el siguiente grafico se presenta la planta mejorada y la planta operando en normalmente, podemos observar que disminuye nuestra heat rate.

Grafico N° 04 Benchmarking consumo combustible

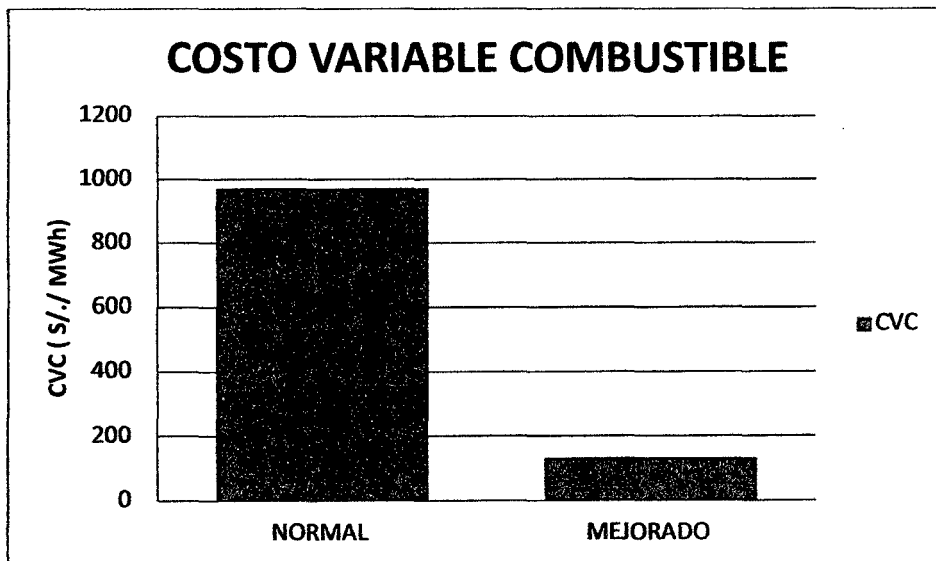


Fuente: Elaboración Propia.

#### 4.6.3 BENCHMARKING DE INDICADORES ENERGETICOS DE COSTOS.

La figura nos muestra como disminuye considerablemente nuestro costo variable combustible, haciendo el cambio de combustible en la planta.

Grafico N° 05 Benchmarking costos



Fuente: Elaboración Propia.



## **4.7 DISCUSIÓN DE RESULTADOS.**

### **4.7.1 REFERENTE AL BALANCE ENERGETICO Y EXERGETICO EN CONDICIONES NORMALES.**

- La central termoeléctrica de Chimbote tiene una potencia de 20.2 MW. Opera con el combustible diesel B5, las condiciones de operación del aire son de 24.3 °C y 1.012 bar de presión. La relación de presiones es de 10, cuanta con limite metalúrgico de 3.94 y un exceso de aire de 250%.
- La Eficiencia de planta es de 24.5 %, tiene un flujo de combustible de 1.93 kg/seg con un flujo de aire de 98.8 kg/seg. El trabajo absorbido por el compresor es de 9.25 MJ/kmol, el trabajo desarrollado por la turbina de gas es de 15.17 MJ/ kmol y el trabajo neto es de 5.92 MJ/kmol.
- La central termoeléctrica de Chimbote tiene una eficiencia exergetica de 35.06%, las perdidas exergeticas en la turbina y el compresor son de 211.02 KJ/Kg y 21.533 KJ/Kg respectivamente. Por último, la exergía aportada por la compresión al ciclo es de 297.76 KJ/kg.

### **4.7.2 REFERENTE A LOS PUNTOS CRÍTICOS.**

Los puntos críticos para la mejora en la operación de la central termoeléctrica de Chimbote fueron, variación de la relación de presiones, variación del límite metalúrgico, variación del exceso de aire y la sustitución del combustible diesel B5 por el gas natural.

Se realizó el cambio de combustible ya que realizar el cambio en los otros puntos críticos no es viable debido a la antigüedad del equipo.

#### **4.7.3 REFERENTE A LOS RESULTADOS CON EL CAMBIO DE COMBUSTIBLE.**

- Con la sustitución del combustible aumento la eficiencia de planta hasta 30.7%. Disminuyo nuestro flujo de combustible a 1.55 kg/seg. El nuevo trabajo de la turbina es de 15.53 MJ/kmol, el trabajo absorbido por el compresor se mantuvo en 9.25 MJ/kmol y nuestro trabajo neto aumento hasta 6.28 MJ/kmo.
- La eficiencia exegética aumento hasta 45.1%, las perdidas exergéticas en la turbina disminuyeron a 92.3 KJ/kg, las perdidas exergéticas y la exergía aportada por la compresión al ciclo se mantuvieron constantes.

#### **4.7.4 REFERENTE AL BENCH MARKING ENERGÉTICO**

- En condiciones normales la central termoeléctrica de Chimbote Cuenta con los siguientes indicadores energéticos una tasa de calor de 343.96 Kg/MWh, que viene a ser la cantidad de combustible consumida por cada MWh y un costo variable combustible de 972.3 S/./MWh, que viene a ser el precio en soles por cada MWh.
- Con el cambio de combustible los nuevos valores de los indicadores energéticos disminuyeron, dándonos como resultado, una tasa de calor de 258.41 Kg/MWh y un costo variable combustible de 132.46 S/./MWh. Existiendo un ahorro considerable haciendo la sustitución del combustible.

# **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

## CONCLUSIONES:

1. Realizado el balance de energía en la central termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW. Obtenemos un rendimiento de 24.5% que se encuentra correctamente porque está en el rango en el que el COES registro la eficiencia de dicha central, se halló también la tasa de calor que es 343.96 Kg/MWh y el costo variable combustible de 972.3 S./MWh.
2. Realizado el balance de exergía en condiciones normales de la central termoeléctrica de Chimbote, resulta una eficiencia exergética de 35.06%, las perdidas exergéticas en el compresor son de 21.533 KJ/Kg, las perdidas en la turbina son de 211.02 KJ/Kg y la exergía aportada por la compresión al ciclo es de 297.76 KJ/kg.
3. Los puntos críticos indicados para la mejora en la operación fueron, la relación de presiones que es igual a 10 y el límite metalúrgico con 3.94, ya que comparado con los equipos recientes estos valores son relativamente bajos, los nuevos equipos tienen relaciones de presiones hasta 14, y límites metalúrgicos hasta 4.5. teniendo esto en cuenta y al ser un equipo antiguo se optó por realizar el cambio de combustible a gas natural para la mejora en la operación de la central termoeléctrica.
4. Hecho el cambio de combustible, se realizó el balance de energía en la central termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW, obteniendo una eficiencia de planta de 30.7%. dato que se encuentra en el rango de las centrales termoeléctricas ciclo joule brayton que funcionan con gas natural. La nueva tasa de calor y el nuevo costo variable combustible disminuyeron, siendo 258.41 Kg/MWh y 132.46 S./MWh.

5. Se realizó el balance de exergía con el nuevo combustible, obteniéndose una eficiencia exergética de 45.1%, se hallaron las pérdidas exergéticas del compresor 21.533 KJ/Kg, las pérdidas exergéticas en la turbina 92.3 KJ/kg y la exergía aportada por compresión al ciclo 297.76 KJ/kg. Hubo un incremento en la exergía, lo que hace factible la sustitución del combustible en la central termoeléctrica de Chimbote.
  
6. En el benchmarking energético se observa que realizando la mejora y con la ayuda del balance exergético disminuyen los indicadores energéticos hasta 258.41 Kg/MWh y los costos a 132.46 S/./MWh. siendo, en cambio de combustible, la opción más recomendable para la central termoeléctrica de Chimbote.

## RECOMENDACIONES

1. Una de las recomendaciones es aprovechar los gases de la combustión a la salida turbina, diseñando un sistema de cogeneración para mejorar la planta. Y así poder obtener simultáneamente calor y energía eléctrica en la planta misma.
2. Sería factible realizar un estudio para diseñar un ciclo combinado, ya que aprovechando los gases de la combustión e instalando una turbina de vapor se podría incrementar la eficiencia de planta.
3. Se deben realizar estudios sobre la aplicación de la exergía en la universidad, e incentivar el uso de la misma, ya que esta puede aplicarse en toda planta consumidora o generadora de energía para para aprovechar eficientemente la misma.
4. Es recomendable hacer un mantenimiento en la central termoeléctrica de Chimbote, o un reemplazo de equipos, por algunos modernos, ya que la turbina de gas es antigua.

# **BIBLIOGRAFIA**

- Coes. (2010). *Costos Variables de las centrales Térmicas del Perú*. Chimbote, SEIN.
- Coes. (2011). *Estudio de determinación de la potencia efectiva y rendimiento en la central térmica de Chimbote*. Chimbote, Hamek.
- Cengel Yunus. (1996). *Termodinámica (7ta Ed)*. México, Editorial McGraw-Hill.
- Fernandez, Freder y Ortega, Antony. (2012). *Reducción del costo variable total de la central termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW con el uso del gas natural*. Tesis. Universidad Nacional Del Santa. Chimbote.
- Guevara, Robert. (2013). *Diagnósticos Energéticos y manejo de la carga*. Chimbote, Universidad Nacional del Santa.
- M.J. Moran y E. Sciubba. (1994). " *Exergy Analysis: Principles and and Practice*". Journal of Engineering of Gas Turbines and power.
- Moran y Shapiro. (2004). *Fundamentos de la termodinámica técnica (2da Ed)*. España, Editorial Reverté.
- Montalvo, German. (2005). *Análisis de la conversión de energía en una turbina de gas a través del método exergético*. Instituto politécnico nacional, México.
- Perú. Ministerio de Energía y Minas (2012). *Aprueban modificación de autorización para desarrollar la actividad de generación de energía eléctrica en la central térmica de Chimbote*. Chimbote



- Renovetec. (n.d). *Proceso de arranque de una turbina de gas*. Consultado el 20 de octubre de 2013. De <http://www.turbinasdegas.com/index.php/proceso-de-arranque/64-el-proceso-de-arranque-de-una-turbina-de-gas>.

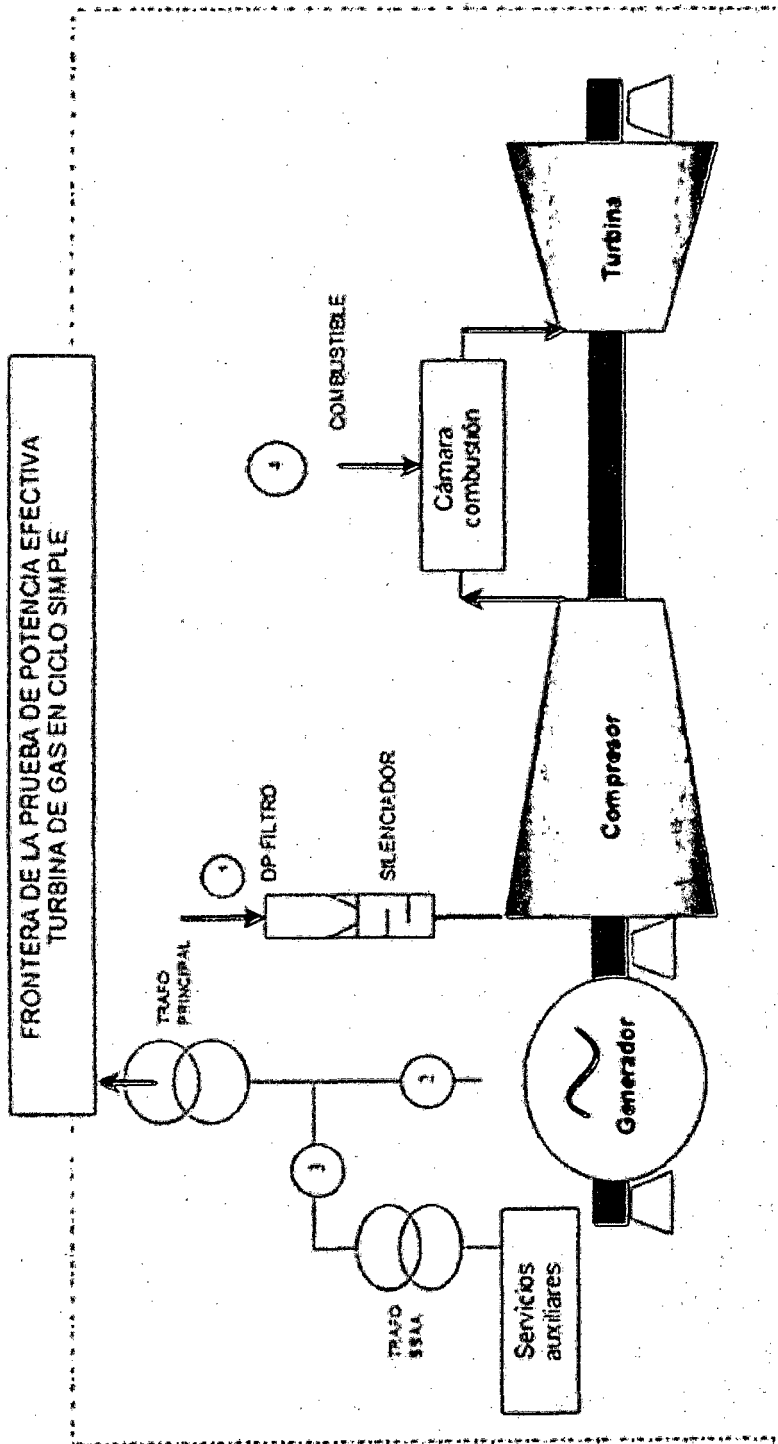
# **ANEXOS**

1. Central termoeléctrica de Chimbote.



Fuentes: Coes.

## 2. Esquema de la planta.



Fuente: Coes.

### 3. Propiedades del aire.

## PROPIEDADES DEL AIRE

Temperatura (K)	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor específico $c_p$ (kJ/kg°C)	Conductividad térmica $k$ (W/m°C)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)
100	3,6010	1,027	0,0092	0,692	1,92
150	2,3675	1,010	0,0137	1,028	4,34
200	1,7684	1,006	0,0181	1,329	7,49
250	1,4128	1,005	0,0223	1,488	10,53
300	1,1774	1,006	0,0262	1,983	16,84
400	0,8826	1,014	0,0336	2,286	25,90
500	0,7048	1,030	0,0404	2,671	37,90
600	0,5979	1,055	0,0466	3,018	51,34
700	0,5030	1,075	0,0523	3,332	66,25
800	0,4405	1,098	0,0578	3,625	82,29
900	0,3925	1,121	0,0628	3,899	99,30
1000	0,3524	1,142	0,0675	4,152	117,80
1200	0,2947	1,179	0,0782	4,690	159,10
1400	0,2515	1,214	0,0891	5,170	205,50
1600	0,2211	1,248	0,1000	5,630	254,50
1800	0,1970	1,287	0,1110	6,070	308,10
2000	0,1762	1,338	0,1240	6,500	369,00
2500	0,1394	1,688	0,1750	7,570	543,50

Fuente: [www.docentes.utonet.edu.bo/ccruz/wp-content/.../download.php?id=54](http://www.docentes.utonet.edu.bo/ccruz/wp-content/.../download.php?id=54)

4. Tabla de Entalpias de formación extraída y transcrita del texto Termodinámica Técnica de Moran & Shapiro.

Para el Balance de masa y de energía en la Turbina de Gas  
Propiedades de CO<sub>2</sub>,N<sub>2</sub>,O<sub>2</sub>,H<sub>2</sub>O como gas ideal. Pag 388-398

A					
	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	
T	h	h	h	h	
590	21807	17262	17609	20039	
600	22280	17563	17929	20402	
620	23231	17864	18250	20765	
630	23709	18166	18572	21130	
640	24190	18772	18895	21495	
650	24674	19075	19219	21862	
660	25160	19380	19544	22600	
670	25648	19685	19870	22970	
680	26138	19991	20197	23342	
690	26631	20297	20524	23714	
700	27125	20604	20854	24088	
710	27622	20912	21514	24464	
720	28121	21220	21845	24840	
730	28622	21529	22177	25218	
740	29124	21839	22510	25597	
750	29629	22149	22844	25977	
760	30135	22460	23178	26358	
VALOR	679.4	25701	19513	20089	23087
1100	48258	33426	34899	40071	
1120	49369	34092	35606	40923	
1140	50484	34760	36314	41780	
1160	51602	35430	37023	42642	
1180	52724	36104	37734	43509	
1200	53848	36777	38447	44380	
1220	54977	37452	39162	45256	
1240	56108	38129	39877	46137	
1260	57244	38807	40594	47022	
1280	58381	39488	41312	47912	
1300	59522	40170	42033	48807	
1320	60666	40853	42753	49707	
1340	61813	41539	43475	50612	
1360	62963	42227	44198	51521	
1380	64116	42915	44923	52434	
1400	65271	43605	45648	53351	
1420	66427	44295	46374	54273	
1440	67586	44988	47102	55198	
1460	68748	45682	47831	56128	
1480	69911	46377	48561	57062	
VALOR	1072.8	46612.6	32451	33882	38716

Fuente: Elaboración Propia.

5. características de las unidades ensayadas.

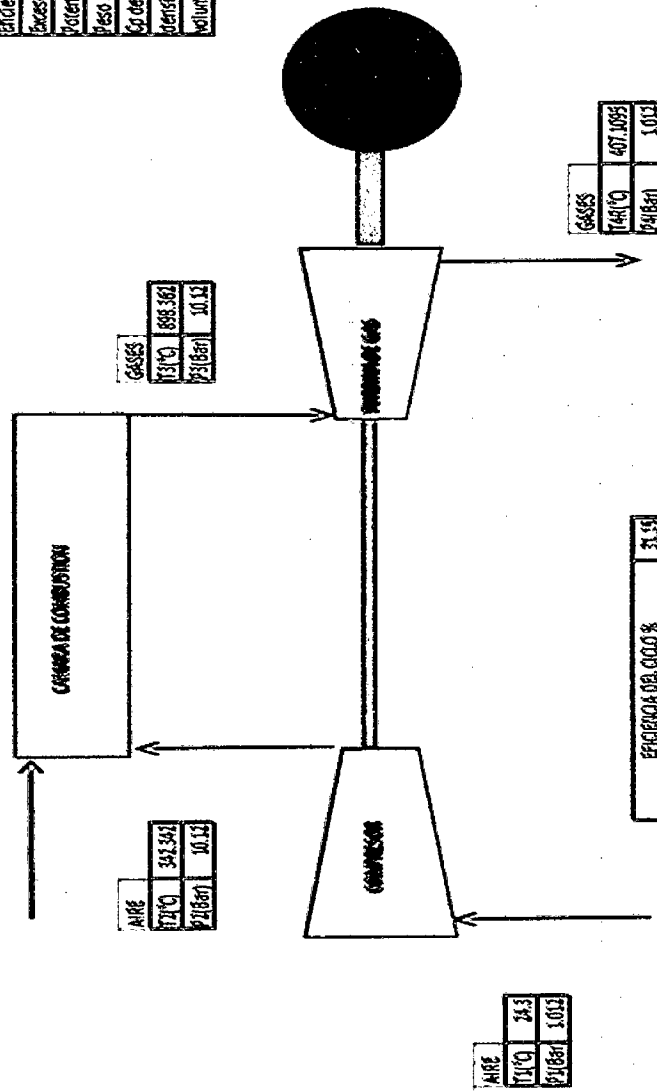
<b>CENTRAL TÉRMICA DE CHIMBOTE</b>		
<b>DATOS DE PLACA</b>		
Denominación	T.G. N° 3	
	<b>MOTOR</b>	<b>GENERADOR</b>
Marca	GENERAL ELECTRIC	GENERAL ELECTRIC
Modelo	MS-5001-N	G.E. Lynn
Número de Serie	225917	161 x 851
Año de Puesta en Servicio	1974	1974
Potencia Instalada	20 500 MW ISO	26 200 KVA
RPM	5 100	3600 - 60 HZ
<b>SITUACION ACTUAL</b>		
<b>I. PERFORMANCE ACTUAL</b>		
Potencia Efectiva	22 126 MW	
Rendimiento Actual	10 089 KWH/KG	
<b>II. CARACTERISTICAS DE TURBINA</b>		
Temperatura escape base/pico	910 000 F	
Presión de Admisión	14.7 Psia.	
Presión de Escape	14.7 Psia	
Número de etapa (compresor)	17	
Potencia (HP)	100 000	
Velocidad de disparo eléctrico	5,610 +/- 30	
Velocidad de disparo mecánico	5737 +/- 30	
Cámara de combustión	10	
Tipo Tobera de combustión	Sin Aire Atomizado	
Tipo de Bujías	Electrodo Retractivo	
Disposición Detector de Llama	1 en cada Cámara # 7 y 8	
Sistema de Arranque	Motor Diesel	
Potencia de Motor Diesel	500 HP a 2 300 RPM	
Convertidor de Torque	Hidráulico con Engranaje Inversor e Integral	
Control de Combustible	Speed Tronic MARK I	
Capacidad Tanque de Lubricante	1700 Gals. Aprox.	
Tipo Intercambiador de Calor	Calor de aceite hacia el agua	
Compresión Aux. Aire Atomización	Flujo axial desplaz. Positivo	
Batería	Densidad 1250 y Capacidad de 168 Amp.Hr. A regimen de 8 Hrs.	
Peso Turbina a Gas	31 710 Kg	
Medio de Arranque y Accesorios	9 400 Kg	
<b>III. HORAS DE OPERACION</b>		
	31.07.04	
Horas de operación	15 499.30	
Números de Arranque	2 358	
Fecha último Mantenimiento Mayor	1993	
Horas de Operación Último Mantenimiento Mayor	13 647.80	
Número de Arranque Último Mantenimiento Mayor	1 610	
Horas de Operación después del Último Mantenimiento Mayor	1 851.50	
Número de Arranque después del Último Mantenimiento Mayor	748	
<b>IV. ESTADO OPERATIVO</b>		
Situación Actual del Grupo:	BUENO	

Fuente: Duke Energy.

6. Hoja de cálculo en Excel para el balance de energía y exergía.

Datos de diseño	
Relación de Presiones	10
Coefficiente politrópico	1.4
Límite termodinámico	3.94
eficiencia Compresor (%)	0.87
eficiencia Turbina (%)	0.87
Exceso de Aire	150
Potencia Eléctrica (MW)	20.2
Peso molecular del aire kg/kg	28.97
Cp del Aire	1.004
Densidad del combustible	0.87
Volumen	28

T2	300.956
T4	333.704



Fuente: Elaboración Propia.



Fuente: Petroperú.

1. IDENTIFICACIÓN DEL PRODUCTO		
<b>Empresa:</b> REFINERÍA LA PAMPILLA, S.A.A.  <b>Dirección:</b> Casilla Postal 10245 Km. 25 Carretera a Ventanilla. Lima-1 PERÚ  <b>Tel# (51-1) 517-2031</b> <b>(51-1) 517-2032</b>  <b>Fax# (51-1) 517-2036</b> <b>Dirección Electrónica:</b> NP	<b>Nombre comercial:</b> Diesel B5  <b>Nombre químico:</b> NP	
	<b>Sinónimos:</b> Combustible para motor diesel.	
	<b>Fórmula:</b> Mezcla compleja de hidrocarburos del petróleo con 5% en volumen de ésteres metílicos de aceites vegetales	<b>N° CAS:</b> NP
	<b>N° CE (EINECS):</b> NP	<b>N° Anexo I (Dir. 67/548/CEE):</b> NP

7. Generalidades del Diesel B5.

8. Propiedades químicas y físicas del Diesel B5.

9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS	
Aspecto: Líquido oleoso.	pH: NP
Color: NP	Olor: Característico.
Punto de ebullición: PIE 149 °C, PFE: 385 máx. (ASTM D-86)	Punto de fusión/congelación: NP
Punto de inflamación/Inflamabilidad: 52 °C mín. (ASTM D-93)	Autoinflamabilidad: 257 °C
Propiedades explosivas: Límite inferior explosivo: 1.3% Límite superior explosivo: 6 %	Propiedades comburentes: NP
Presión de vapor: (Reid) 0.004 Atm.	Densidad: 0.87 g/cm <sup>3</sup> a 15 °C (ASTM D-1298)
Tensión superficial: 25 dinas/cm <sup>2</sup> a 25 °C	Viscosidad: 1.7-4.1 cSt. a 40 °C (ASTM D-445)
Densidad de vapor: 3.4 (aire: 1)	Coef. reparto (n-octanol/agua): NP
Hidrosolubilidad: Muy baja.	Solubilidad: En disolventes del petróleo.
Otros datos: Punto de obstrucción filtro frío: -6 °C (verano e invierno) Calor de combustión: -45500 KJ/Kg (ASTM D-240) Azufre: 0.5 % masa máx. (ASTM D-4294)	

Fuente: Petroperú.

9. Precios del combustible Diesel B5.

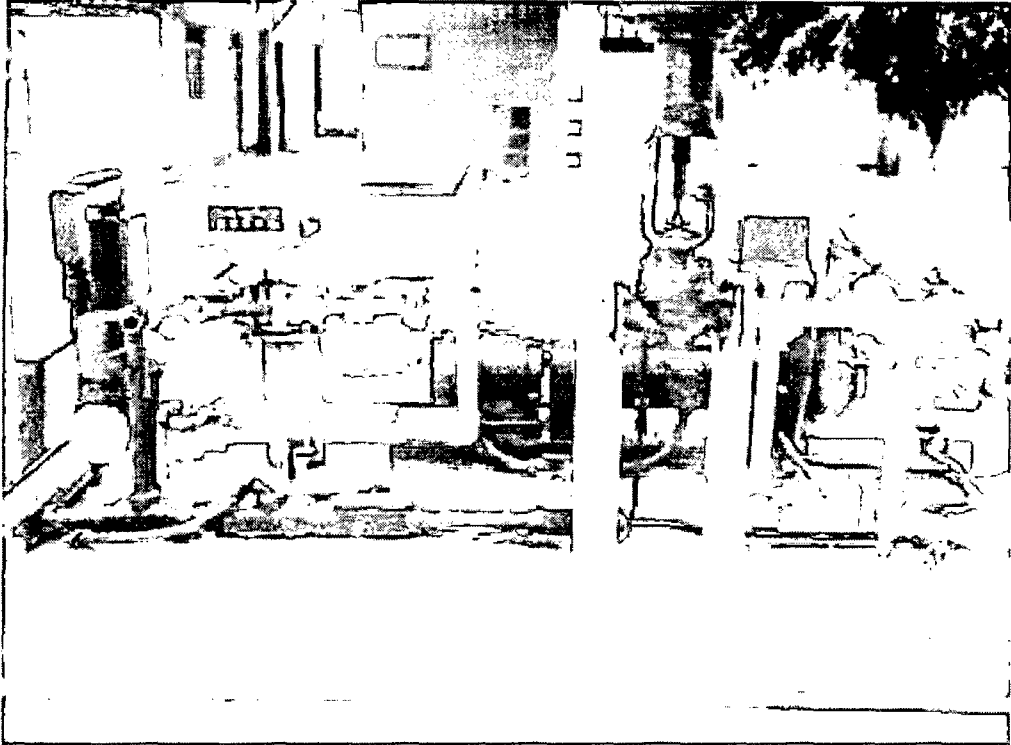
LISTA COMB-02-2014  
VIGENCIA A PARTIR DEL 08.01.2014

**COMBUSTIBLES ELÉCTRICOS**

	PLANTAS	DIESEL B5 G. E.	DIESEL B5 S-50 G. E.	PETRÓLEO INDUSTRIAL 6 G. E.
12	TALARA	9.1200		6.7400
13	PIURA	9.1800		
14	ETEN	9.2000		6.7850
18	SALAVERRY	9.2400		6.8150
19	CHIMBOTE	9.2900		
25	SUPE	9.2600	9.5100	6.7850
20	CALLAO	9.1200	9.3700	6.6500
28	CONCHAN	9.1200	9.3700	6.6300
35	C. DE PASCO	9.5200		
31	PISCO	9.3000		
41	MOLLENDO		9.5600	6.7950
47	JULIACA		9.7900	
49	CUSCO		9.8800	
45	ILO	9.3000		6.8050
77	EL MILAGRO	9.2500		7.1100
67	TARAPOTO	9.4750		

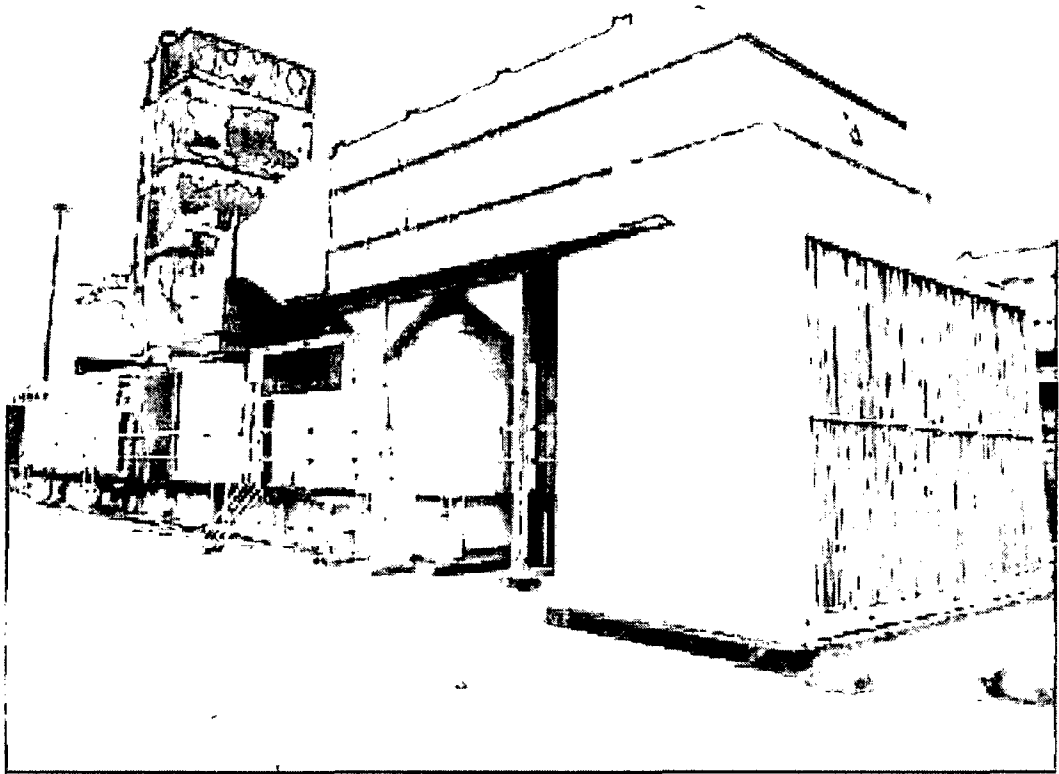
Fuente: Petroperú.

10. Contador Volumétrico de la TG3.



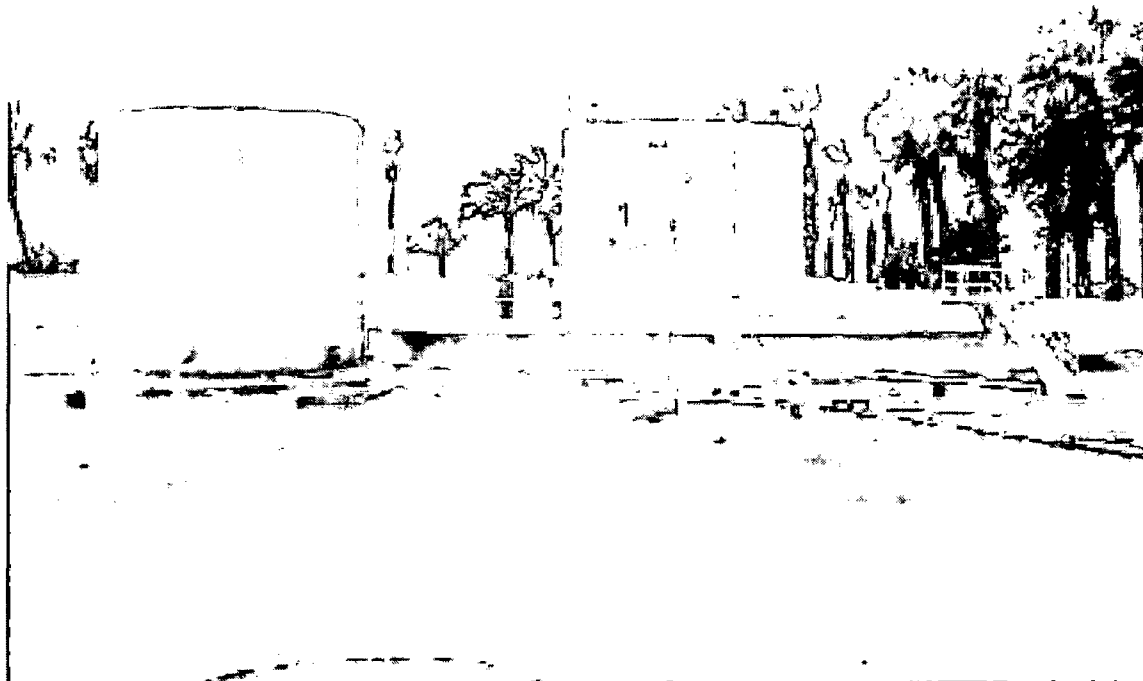
Fuente: Duke Energy.

11. Unidad Térmica TG3.



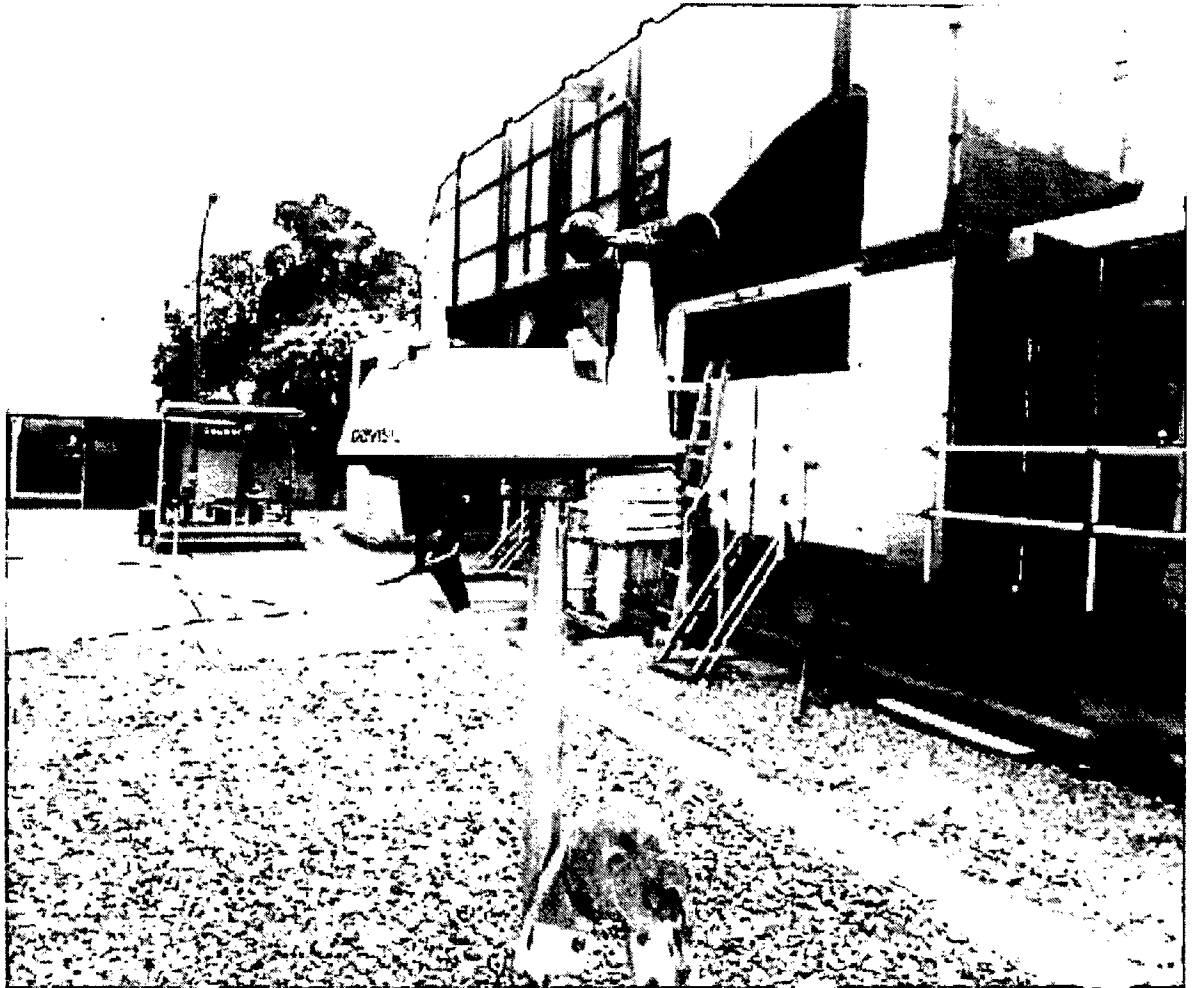
Fuente: Duke Energy.

## 12. Tanques de Almacenamiento de Diesel.



Fuente: Duke Energy.

13. Estación Meteorología portátil.



Fuente: Duke Energy.

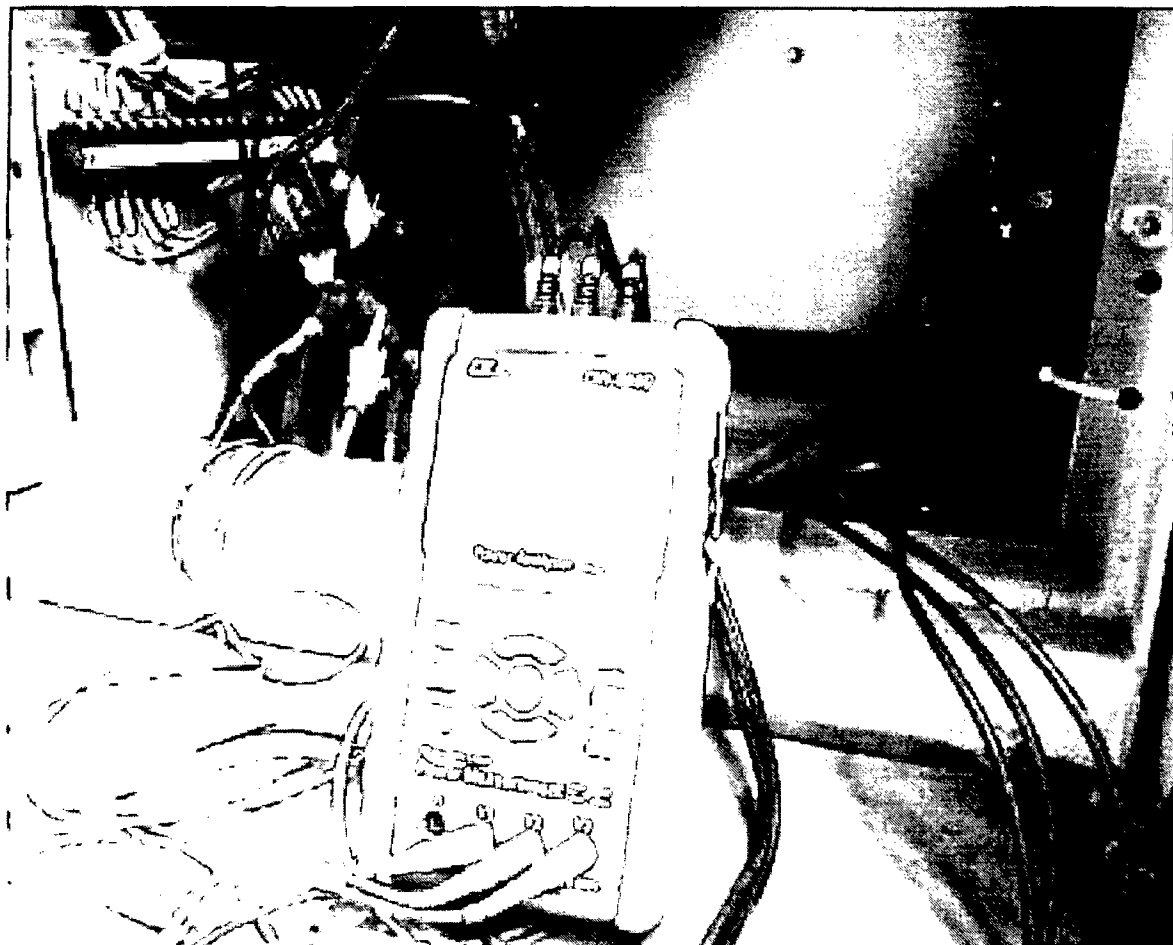
#### 14. Medidor de Flujo.



Fuente: Duke Energy.



15. Analizador de redes portátil.



Fuente: Duke Energy.

16. Valores del poder calorífico del diesel B5.

Tabla N° 8.1			
Datos de combustible Diésel B5			
Descripción	Unidad	Valores	
		Lab. TRIACH	Lab. UNI
Poder Calorífico Neto	[BTU/lb]	18 348	18 345
Poder Calorífico Neto	[kJ/kg]	42 677	42 670
Densidad	[kg/lt]	0.858	0.855

Fuente: Duke Energy.

17. Precios del Gas Natural para las termoeléctricas del Perú.

Centrales de Generación	Precio Gas Natural (US\$/MMBTU)
C.T. Ventanilla	2,4637
C.T. Santa Rosa 1	2,5513
C.T. Santa Rosa 2	2,5513
C.T. Chilca I	2,4117
C.T. Kallpa	2,4112
C.T. Las Flores	2,7019
C.T. Pisco	2,4312
C.T. Independencia	2,4762
C.T. Aguaytia	2,4468
TG1 y TG2 de C.T. Malacas	2,4468
TGN4 de C.T. Malacas	2,4468

Fuente: Osinerg.

