

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL TURBOGENERADOR PARA  
INCREMENTAR SU EFICIENCIA, DE UNA CENTRAL  
TERMOELÉCTRICA EN LAMBAYEQUE**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

**AUTOR**

**CECILIA KARELI DIAZ TRIGOSO**

**ASESOR**

**LUCIO ANTONIO LLONTOP MENDOZA**

<https://orcid.org/0000-0002-2561-0126>

**Chiclayo, 2020**

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL TURBOGENERADOR  
PARA INCREMENTAR SU EFICIENCIA, DE UNA  
CENTRAL TERMOELÉCTRICA EN LAMBAYEQUE**

PRESENTADA POR:

**CECILIA KARELI DIAZ TRIGOSO**

A la Facultad de Ingeniería de la  
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo  
para optar el título de

**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

APROBADA POR:

Hugo Mundaca Guerra

PRESIDENTE

Amado Aguinaga Paz

SECRETARIO

Lucio Antonio Llontop Mendoza

VOCAL

## RESUMEN

La presente investigación trata sobre un análisis de rendimiento exergético de una turbina de gas de 181,3 MW. Donde se aplicó leyes termodinámicas de conservación de masa y energía a cada componente del sistema.

El funcionamiento de las turbinas de gas en la relación aire combustible puede variar de 45/1 a 130/1, es por eso que, cuando ocurre un exceso del aire, la temperatura disminuye y conduce a una reducción de la potencia que es generada por la turbina. Se realizó un balance de energía y exergía de una turbina de gas a ciclo simple; y para cada componente del sistema un estudio analítico energético y exergético. Se ha elaborado cálculos para los diferentes excesos de aire considerado las turbinas de gas y también una comparación de la eficiencia energética y exergética utilizando un diferente tipo de fluido.

Se obtuvieron diferentes eficiencias exergéticas para los casos de los distintos excesos de aire, y una comparación para demostrar la destrucción de exergía y el rendimiento exergético en cada componente del turbogenerador. Se concluye que los flujos de exergía ocurren de mayor a menor, así como una eficiencia exergética; la mayor destrucción de exergía se encuentra en la turbina y la cantidad más baja en el compresor.

**PALABRAS CLAVE:** turbogenerador, energía, exergía, eficiencia exergética

## ABSTRACT

This research is about an analysis of exergy in a 181,3 MW gas turbine performance. The thermodynamic laws of mass conservation and energy is applied to each component of the system.

The operation of the gas turbines in the fuel air ratio can vary from 45/1 to 130/1, this occurs when there is a excess air, the temperature decreases and leads to a reduction of the power that is generated by the turbine. It has been made a balance of energy and exergy of a simple cycle gas turbine. Also held a balance of exergy for each component of the system and an analytical study of energy and exergy. Calculations for different excesses of air that have been developed in the gas turbines and also a comparison of energy efficiency and exergetic using a different type of fluid.

The different efficiencies exergetics plant for the various excesses of air cases, and a comparison was obtained to show the destruction of exergy and performance exergy in each component of the turbogenerator. It is concluded that exergy flows occur from wholesale to retail, as well as the exergetic efficiency. The further destruction of exergy is the lowest amount in the compressor and turbine.

Key words: turbo-generator, energy, exergy and exergetic efficiency

## CONTENIDO

RESUMEN .....	3
ABSTRACT .....	4
INTRODUCCIÓN.....	13
1.1.    SITUACIÓN PROBLEMÁTICA.....	15
1.2.    FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	15
1.3.    JUSTIFICACIÓN .....	15
1.4.    OBJETIVOS.....	16
1.4.1. Objetivos General.....	16
1.4.2. Objetivos Específicos .....	16
1.5.    HIPÓTESIS .....	16
II.    MARCO TEÓRICO.....	18
1.    ESTADO DEL ARTE .....	18
2.    BASES TEÓRICAS CIENTIFICAS.....	19
2.1.    DESCRIPCIÓN DE UNA TURBINA DE GAS.....	19
2.2.    PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO .....	19
2.3.    PARTES DE UN TURBINA DE GAS.....	20
2.3.1. Admisión de aire.....	21
2.3.2. Compresor de aire.....	21
2.3.3. Cámara de combustión .....	21
2.3.4. Turbina de expansión.....	23
2.4.    AIRE QUE SE UTILIZA EN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN.....	23
2.5.    CICLO TERMODINÁMICO JOULE- BRAYTON.....	24
2.6.    CICLO JOULE-BRAYTON SIMPLE DE UNA TURBINA A GAS .....	25
2.7.    PROCESO DE COMBUSTIÓN .....	26
2.7.1. Combustibles .....	27
2.7.2. Comburente .....	27
2.7.3. Productos de la combustión.....	27
2.8.    BALANCE ESTEQUIOMÉTRICO.....	27
2.8.1. Balance estequiométrica teórico:.....	27
2.8.2. Ecuación real: .....	28
2.9.    COMBUSTIÓN EN RÉGIMEN ESTACIONARIO.....	28
2.9.1. Ley de Hess .....	28
2.10.    TEMPERATURA DE LLAMA .....	30
2.11.    BALANCE DE ENERGÍA .....	30
2.11.1. Generalidades .....	30

2.12.	BALANCE DE EXERGÍA .....	34
2.12.1.	Concepto de exergía .....	34
2.12.2.	Estado muerto.....	35
2.12.3.	Ambiente .....	35
2.12.4.	Componentes exergeticos.....	35
2.12.5.	Exergía física.....	36
2.12.6.	Balance de exergía .....	39
2.12.7.	Balance de exergía para volúmenes de control .....	40
2.12.8.	Exergía de flujo .....	40
2.12.9.	Eficiencias exergéticas .....	41
III.	MÉTODO DE INVESTIGACIÓN .....	44
3.1.	DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL TÉRMICA Y DE LOS EQUIPOS EN FUNCIONAMIENTO .....	44
3.1.1.	Turbina de gas .....	44
3.1.2.	Generador .....	46
3.2.	DISEÑO UTILIZADO .....	46
3.3.	EFICIENCIA EN TURBINAS DE GAS .....	47
3.4.	MATERIALES.....	47
3.4.1.	Datos técnicos del turbogenerador .....	47
3.4.2.	Combustible.....	47
3.4.3.	Gases de la combustión .....	48
3.4.4.	Agua .....	48
3.4.5.	Aire .....	49
IV.	CÁLCULOS.....	51
4.1.	PARÁMETROS DE ENTRADA.....	51
4.2.	PARÁMETROS PARA REALIZAR EL BALANCE DE ENERGÍA ....	51
4.2.1.	Flujo másico del combustible consumido .....	51
4.2.2.	Balance estequiométrico.....	52
4.2.3.	Relación aire combustible .....	54
4.2.4.	Temperaturas ideales y reales del ciclo de la turbina de gas .....	55
4.2.5.	Entalpías en la entrada y salida del compresor (Punto 1 y 2).....	59
4.2.6.	Entalpia en el proceso de combustión (Punto 3) .....	59
4.2.7.	Entalpía de los gases de escape (Punto 4) .....	61
4.2.8.	Flujo másico del aire .....	63
4.2.9.	Trabajo que se genera en el compresor .....	63
4.2.10.	Trabajo que se genera en la turbina.....	64

4.2.11.	Trabajo Neto.....	64
4.2.12.	Calor absorbido en la cámara de combustión.....	65
4.2.13.	Calor rechazado por los gases de la combustión.....	66
4.2.14.	Calor entregado del combustible.....	66
4.2.15.	Eficiencia térmica de la turbina de gas.....	67
4.3.	PARAMETROS PARA REALIZAR EL BALANCE EXERGÉTICO ...	67
4.3.1.	Exergías de flujo:.....	67
4.3.2.	Exergía del calor absorbido .....	68
4.3.3.	Exergía del calor cedido .....	69
4.3.4.	Pérdidas de exergía en la turbina.....	70
4.3.5.	Pérdidas de exergía en el compresor .....	71
4.3.6.	Eficiencias exergéticas del turbogenerador .....	71
4.4.	BALANCE DE ENERGIA Y EXERGIA CON NUEVOS PARAMETROS UTILIZANDO GAS NATURAL Y UN EXCESO DE AIRE DE 205% .....	74
4.4.1.	Parámetros de entrada.....	74
4.4.2.	Balace estequiométrico del gas natural .....	74
4.4.3.	Relación aire combustible .....	75
4.4.4.	Nuevo cálculo de las temperaturas del ciclo .....	75
4.4.5.	Entalpía de los gases de combustión .....	78
4.4.6.	Entalpía de los gases de escape de la Turbina .....	79
4.4.7.	Trabajo que se genera en el compresor .....	80
4.4.8.	Trabajo que se genera en la turbina.....	80
4.4.9.	Trabajo Neto.....	81
4.4.10.	Flujo másico del aire .....	81
4.4.11.	Flujo másico del combustible.....	81
4.4.12.	Calor absorbido en la cámara de combustión.....	82
4.4.13.	Calor rechazado por los gases de la combustión.....	82
4.4.14.	Eficiencia termodinámica del ciclo .....	82
4.4.15.	Exergías de flujo.....	82
4.4.16.	Exergía del calor absorbido.....	83
4.4.17.	Exergía del calor cedido.....	84
4.4.18.	Pérdidas de exergía en la turbina.....	84
4.4.19.	Pérdidas de exergía en el compresor .....	85
4.4.20.	Eficiencias exergéticas del turbogenerador.....	85
4.5.	INGRESOS NETOS GENERADOS POR LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA.....	86

4.5.1. Costo Variable combustible.....	86
4.5.2. Ingreso Neto .....	87
CONCLUSIONES.....	90
RECOMENDACIONES .....	92
REFERENCIAS .....	93
ANEXOS .....	95

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Flujos de una turbina de gas .....	20
Figura 2: Partes de una Turbina de Gas .....	21
Figura 3: Cámara de Combustión .....	23
Figura 4: Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas .....	24
Figura 5: Diagrama T-S – Ciclo teórico Joule-Brayton– Ciclo real Joule-Brayton .....	25
Figura 6: Motor de una turbina de gas .....	26
Figura 7: Componentes del aire .....	27
Figura 8: Ley de Hess cálculos para la entalpía de reacción .....	28
Figura 9: Esquema empleado para desarrollar el balance de energía para un volumen de control (CONTROL REGION CR) .....	32
Figura 10: Diagrama T-H .....	56
Figura 11: Diagrama de Grassman de Exergías para un exceso de aire 205% .....	73
Figura 13: Diagrama T-H .....	76
Figura 12: Rendimiento Exergético - Relación a/C .....	88
Figura 14: Datos de la turbina .....	95

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Datos técnicos del TG _____	47
Tabla 2: Especificaciones del combustible _____	48
Tabla 3: Características del Agua _____	49
Tabla 4: Parámetros de funcionamiento _____	51
Tabla 5: Densidad de algunos combustibles _____	51
Tabla 6: Consumo del combustible _____	52
Tabla 7: Resumen de cálculos _____	53
Tabla 8: Constantes de las ecuaciones _____	54
Tabla 9: Relación aire-combustible real _____	55
Tabla 10: Entalpías de Referencias _____	57
Tabla 11: Temperatura 3 para los diferentes Ra/c _____	58
Tabla 12: Temperatura 4 ideal y real de acuerdo a los diferentes Ra/c _____	59
Tabla 13: Composición del aire atmosférico _____	59
Tabla 14: Parámetros de cálculo para la entalpía en el proceso de combustión utilizando exceso de aire _____	60
Tabla 15: Parámetros de cálculo para la entalpía molar de los productos de la combustión. _____	60
Tabla 16: Resultado de cálculo para la entalpía a la salida de la cámara de combustión _____	60
Tabla 17: Entalpía en la cámara de combustión para los diferentes excesos de aire _____	61
Tabla 18: Entropía de los productos de la combustión a la salida de la cámara de combustión _____	61
Tabla 19: Parámetros perteneciente al proceso de los Productos de la combustión _____	62
Tabla 20: Resultados para el proceso de expansión en la Turbina (Punto 4) _____	62
Tabla 21: Resultados para el proceso de expansión de la Turbina _____	62
Tabla 22: Entalpía de los gases de escape (Punto 4) _____	63
Tabla 23: Flujo másico del aire para los diferentes Ra/c _____	63
Tabla 24: Trabajo que se genera en el compresor _____	64
Tabla 25: Trabajo que se genera en la turbina _____	64
Tabla 26: Trabajo Neto _____	65
Tabla 27: Calor absorbido por la cámara de combustión _____	65
Tabla 28: Calor rechazado por los gases de la combustión _____	66
Tabla 29: Resultado de los flujos de exergía en los Puntos 1 y 2 _____	68
Tabla 30: Exergías de Flujo en los puntos 3 y 4 _____	68
Tabla 31: Exergías del Calor Absorbido _____	69
Tabla 32: Exergías del calor cedido _____	70
Tabla 33: Pérdidas de Exergía en la turbina _____	70
Tabla 34: Pérdidas de Exergía en el compresor _____	71
Tabla 35: Rendimiento Exergético del sistema _____	71
Tabla 36: Eficiencia exergética en la turbina _____	72
Tabla 37: Eficiencia en el compresor _____	72
Tabla 38: Parámetros utilizados para el Gas Natural _____	74
Tabla 39: Balance estequiométrico _____	75
Tabla 40: Temperatura a la entrada y salida del compresor _____	75
Tabla 41: Entalpías de Referencias _____	77
Tabla 42: Temperatura de la salida de los gases de la combustión _____	78
Tabla 43: Entalpía de los gases de la combustión _____	78
Tabla 44: Entropía de los gases de la combustión _____	79
Tabla 45: Parámetros del proceso de combustión _____	79
Tabla 46: Resultados del proceso de expansión de la Turbina _____	79
Tabla 47: Entalpía de los gases de escape a temperatura 4 real. _____	80
Tabla 48: Entalpía en el punto 1 y 2 _____	80
Tabla 49: Trabajo que se genera en el compresor _____	80
Tabla 50: Trabajo que se genera en la Turbina _____	81
Tabla 51: Trabajo Neto _____	81
Tabla 52: Flujo másico del aire _____	81

Tabla 53: Flujo másico del combustible _____	81
Tabla 54: Calor absorbido en la cámara de combustión _____	82
Tabla 55: Calor rechazado por los gases de la combustión _____	82
Tabla 56: Exergías de Flujo _____	83
Tabla 57: Exergías del Calor Absorbido _____	84
Tabla 58: Exergías del calor cedido _____	84
Tabla 59: Pérdidas de Exergía en la turbina _____	84
Tabla 60: Pérdidas de Exergía en el compresor _____	85
Tabla 61: Rendimiento Exergético del sistema _____	85
Tabla 62: Eficiencia exérgica en la turbina _____	86
Tabla 63: Eficiencia en el compresor _____	86
Tabla 64: Costo variable combustible _____	87
Tabla 65: Producción en MWh _____	87
Tabla 66: Ganancia Neta _____	87
Tabla 67: Resultados obtenidos del análisis de exergía utilizando Diesel B5 como combustible y 205% de exceso de aire. _____	89
Tabla 68: Resultados obtenidos del análisis de exergía utilizando Gas Natural como combustible y 205% de exceso de aire. _____	89
Tabla 69: Propuesta de mejora _____	90
Tabla 70: Periodo de Recuperación _____	91
Tabla 71: VAN y TIR _____	91
Tabla 72: Calor específico de diferentes materiales _____	96
Tabla 73: Especificaciones de los gases _____	97
Tabla 74: Propiedades del Aire _____	98
Tabla 75: Propiedades de los gases ideales _____	99
Tabla 76: Propiedades del Diesel N° 2 _____	100
Tabla 77: Propiedades del Diesel B5 _____	101
Tabla 78: Entalpías de formación a 25 °C Y 1 atm del Diesel B5 y sustancias del proceso de combustión _____	102

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

## INTRODUCCIÓN

La energía es un concepto fundamental de la termodinámica, y es una de las áreas de aplicación importante del análisis de ingeniería. Una central de energía que utiliza combustible fósil opera sobre la base de un ciclo simple. En las centrales eléctricas convencionales de combustibles fósiles, la energía química del combustible se convierte primero en energía mecánica y, finalmente, en energía eléctrica.

El análisis exergético a las centrales termoeléctricas han sido estudiados desde el siglo XX por Kotas [1], en su libro describe los principios, conceptos y metodología de la exergía para medir las eficiencias, pérdidas de exergía en cada componente que intercede en la generación de energía.

En el siglo XXI, varios investigadores como Moran y Shapiro [2], Cengel y Boles [3], Jones y Dugan [4], Aljundi [5] y Verkhivker y Kosoy [6], han hecho estudios de exergía y aportado literaturas al respecto demostrando el uso del análisis de exergía en el diseño térmico.

La exergía es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente específico; y se continúa con el trabajo reversible que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados específicos.

En un sistema térmico la ubicación, la cantidad y la causa de las deficiencias termodinámicas están determinadas por el análisis de exergía que evalúa el grado de destrucción de la exergía.

La exergía generalmente no se conserva como energía, sino que se destruye en el sistema. La destrucción de exergía es la medida de la irreversibilidad que es la fuente de la pérdida de rendimiento. Por lo tanto, un análisis de exergía evalúa la destrucción de la exergía e identifica la ubicación, la magnitud y la fuente de ineficiencias termodinámicas en un sistema térmico. [7]

Este análisis garantiza la distinción entre la energía perdida para el medio ambiente y la irreversibilidad interna del proceso. Debido a esto, la evaluación termodinámica de la conservación de energía se puede realizar de forma exergética.

En nuestro estudio se realizó un análisis exergético a la turbina de gas de 181,3 MW, que es una central ubicada en Lambayeque; se aplicaron leyes de la termodinámica a cada componente.

## **1.1. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA**

Teniendo en cuenta que el costo para generar un kW en centrales termoeléctricas es casi tres veces superior al necesario para generar un kW en centrales hidráulicas y que las condiciones hidrológicas en Perú son medianamente fructuosas en un promedio de tres a cinco años, mientras no aparezca en el Pacífico el fenómeno del niño, la demanda de energía actual, puede proveer con la energía diaria almacenada en los embalses del país y por lo tanto, la energía térmica tiene baja probabilidad de ser utilizada.

Al referirnos al ahorro energético tomamos en cuenta que estas centrales termoeléctricas son ahorristas con gran capacidad de minimizar recursos y maximizar la producción de energía eléctrica, es por ello, que esta forma energética es una de las mejores en cuanto a reducir los costos dando como beneficiario al consumidor final quien es el que realmente aprovechará los recursos, es por el cual se mira a un futuro con mejores formas energéticas más baratas más seguras y satisfaciendo las necesidades de toda la población. Es por eso que esta central tiene como plan a futuro llegar a brindar sus servicios energéticos con costos más accesibles, ampliando su gama y tratando de buscar soluciones, la contaminación es la principal desventaja que presenta por el momento porque no es una energía 100% limpia y sin emisiones de gases contaminantes, se espera en un futuro lograr un mejor trato medioambientalista y manejando costos cómodos, de esta manera no alteraría de forma significativa el precio final de la energía.

## **1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.**

¿Cómo realizar el análisis exergético del turbogenerador para definir su nivel de eficiencia de la central termoeléctrica?

## **1.3. JUSTIFICACIÓN**

Considerando el balance exergético para reducir las pérdidas en la turbina de gas, de esta manera podemos obtener una mayor eficiencia energética, obtenemos un ahorro considerable ya que las centrales térmicas el precio de venta de su kW-h es de 0.80 centavos de sol y de las hidroeléctricas el costo de venta es de 0.06 centavos de sol [10]. Este tipo de centrales de energía tienen una eficiencia mucho más viable dando una independencia energética factible. También se considera lo económico como una inversión considerable pero con esta clara alternativa de posibilidad de retorno y ahorro futuro ya que es un plan para varios años, esto garantizará que un mayor beneficio para el consumidor y el inversionista, toda esta rentabilidad está orientada a mantener los costos operativos pero teniendo en claro las emisiones de gases de efecto invernadero en la atmósfera que es en gran parte el mayor problema que enfrenta afectando su área local con la contaminación medioambiental, fomenta entre ellos emisiones que causan lluvias ácidas, es por eso que se debe tomar las medidas más razonables, técnicas y justificables buscando un equilibrio en la comunidad y el medio ambiente.

## **1.4. OBJETIVOS**

### **1.4.1. Objetivos General**

Analizar exergéticamente el turbogenerador de la central termoeléctrica.

### **1.4.2. Objetivos Específicos**

- Diagnosticar las condiciones de operación del turbogenerador.
- Evaluar mediante un balance energético en parámetros de operación actual del turbogenerador.
- Realizar un balance exergético al turbogenerador
- Efectuar un nuevo análisis exergético, con un combustible diferente.
- Plantear propuestas para la mejora del incremento de la eficiencia a partir del análisis exergético.

## **1.5. HIPÓTESIS**

Aplicando un balance de exergía al Turbogenerador de 181,3 MW se pretende incrementar su eficiencia de la central termoeléctrica de Recka.

# CAPÍTULO II

## MARCO TEÓRICO

## II. MARCO TEÓRICO

### 1. ESTADO DEL ARTE

a) Osvaldo Manuel Nuñez Bosh (Cuba, 2016), desarrollo un trabajo de investigación sobre ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UNA CENTRAL ELÉCTRICA DE COGENERACIÓN / EXERGETIC ANALYSIS OF A COGENERATION POWER PLANT. Está investigación se analiza una central de cogeneración con capacidad eléctrica instalada de 24 MW y demanda de calor a proceso de 190 MW, se analizó exergéticamente cada componente del sistema y un esquema de cogeneración modificada, utilizando el segundo principio de Termodinámica. En los resultados de dicho análisis muestran que las pérdidas exergéticas y las irreversibilidades difieren de un subsistema a otro. La destrucción total de exergía representó el 70,7% de la exergía primaria del combustible. El subsistema generador de vapor tuvo la mayor contribución en las irreversibilidades de la planta con un 54%. Se determinó que el aumento de los parámetros del vapor contribuye a disminuir la destrucción de exergía y aumentar la eficiencia exergética de la instalación [8]

b) En la Universidad Nacional de Ingeniería Francisco Tarazona Vásquez (Perú, 2013) ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL CICLO DE VAPOR DE UNA CENTRAL Y TERMOELÉCTRICA DE CICLO COMBINADO, en el informe se desarrolla un análisis termodinámico del ciclo de vapor de la central termoeléctrica de Ventanilla, una central de ciclo combinado operada por EDEGEL S.A.C, en este informe se desarrolla por capítulos, en el capítulo 1 se da una corta descripción la existencia de normativas nacionales que sirven para mejorar la eficiencia energética que se encuentra en nuestro país, en el capítulo 2 se describe procesos de generación termoeléctrica resaltando la función de la central de Ventanilla. En el capítulo 3 describe los temas sobre energía y exergía, deduciendo expresiones matemáticas, para calcular el trabajo y las irreversibilidades, donde se procede a desarrollar con las ecuaciones que se deducen de la segunda ley de la termodinámica, y concluyendo en el capítulo 4 desarrolla las conclusiones del presente estudio y sus recomendaciones. [9]

c) En la Universidad Pontificia Católica del Perú, Raúl Alberto Morales Delgado (Perú, 2014), PROPUESTA DE METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UNA TURBINA A GAS DE CICLO SIMPLE. Esta tesis tiene como fin plantear un método que permita realizar un análisis exergético a una turbina de gas, utiliza una consistente base teórica que describe y revisa el funcionamiento de la turbina desde la óptica de la mecánica y la termodinámica mediante el uso la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica y efectúa un análisis energético y exergético. Para verificar la teoría se analiza los resultados comparando con trabajos similares con el fin de realizar la solidez del mismo. La máxima destrucción de exergía se encuentra en la cámara de combustión, mientras que en la turbina está representada por el 56% de toda la 17 exergía

total. Se aplica la metodología de la turbina a gas de la marca ROVER del laboratorio de energía de la PUCP. [4]

d) En la Universidad Nacional del Santa, Jaime Velásquez Chero (Perú, 2014), **BALANCE EXERGÉTICO EN LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE CHIMBOTE DE 20,2 MW**, Este informe describe como aumentar la eficiencia de la central termoeléctrica de Chimbote de 20,2 MW de DUKE ENERGY – EGENOR, con ayuda de la eficiencia de la exergía halla los puntos críticos de tal manera que plantea utilizarla y mecanismos para lograr su aprovechamiento. También busca estimular el uso de este tipo de energía, porque identificar y disminuir las pérdidas de trabajo útil y además puede ser aplicada a todo tipo de plantas productoras de energía. Se realizó un análisis de energía y exergía con los parámetros actuales de operación de la central, para así identificar los puntos críticos y realizar mejoras, donde se simula la comparación del combustible diésel B5 y el gas natural, obteniendo un nuevo balance de exergía, finalmente realizó un bench marking energético [5]

## **2. BASES TEÓRICAS CIENTIFICAS**

### **2.1. DESCRIPCIÓN DE UNA TURBINA DE GAS**

Estas turbomáquinas de gas están incluidas como máquinas térmicas las cuales generan calor y crean energía que va desde 30 kW (para microturbinas) siendo la más pequeña en potencia y llegando a 500 MW como máximo de potencia, y de esta manera hay una competencia entre motores alternativos y la de instalaciones de vapor que va pequeña a mediana potencia. [11]

Asimismo, debido a la baja inercia térmica que puede llegar a obtener en tiempos mínimos, es que las hace ideales para ciertas aplicaciones que requieren variaciones rápidas en carga.

Una instalación generadora de electricidad basada en turbina de gas, posee características de buen diseño, construcción, operatividad, permite mantenimiento adecuado y entre sus desventajas está la alta velocidad de rotación y un bajo rendimiento (30-35%). [11]

### **2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

Una turbina de gas es conocida como una turbomáquina, que puede trabajar con fluidos como los combustibles fósiles..

El ciclo térmico que representa esta máquina es el ciclo Brayton. La máquina sigue un ciclo abierto, puesto que se renueva continuamente el fluido que pasa a través de ella. El aire es aspirado de la atmósfera y comprimido para su posterior ingreso a la cámara de

combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Es aquí donde se expansionan los gases calientes en la turbina, estos son productos de la combustión, los cuales permiten el movimiento de los ejes y el accionar compresor de la turbina y el alternador. [11]

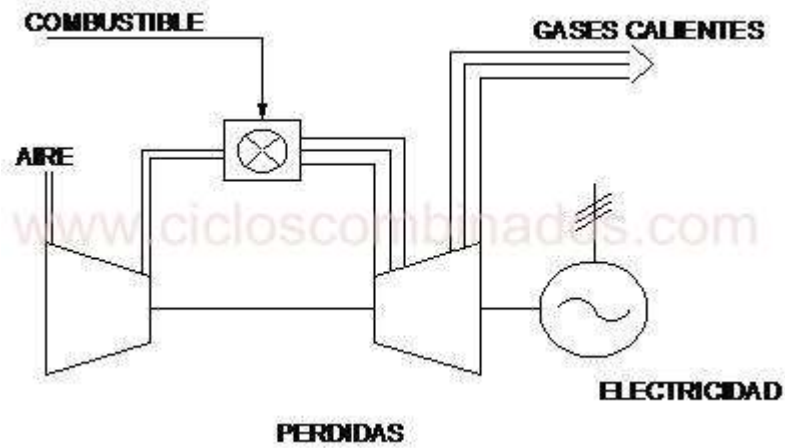


Figura 1: Flujos de una turbina de gas

### 2.3. PARTES DE UN TURBINA DE GAS

Las partes de la turbina de gas son cinco: la admisión de aire, el compresor, la cámara de combustión, la turbina de expansión y el rotor.

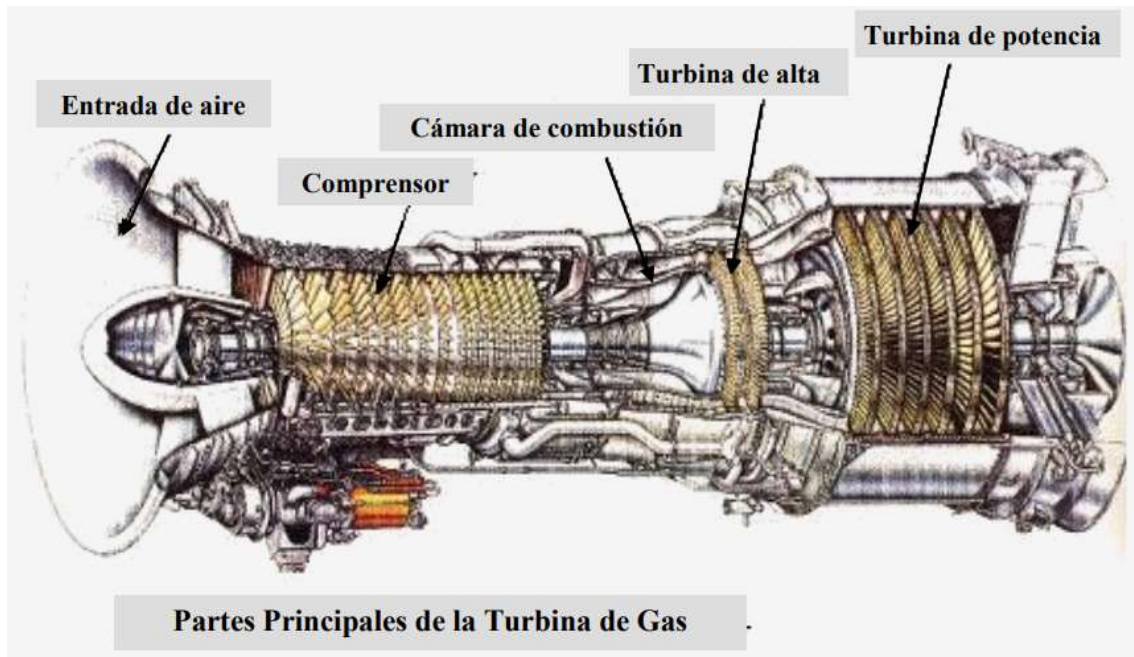


Figura 2: Partes de una Turbina de Gas

### 2.3.1. Admisión de aire

Este sistema de admisión de aire hace que los elementos necesarios se introduzcan con las condiciones apropiadas de presión, temperatura y limpieza dentro de la turbina. Para poder cumplir con ello, se tiene filtros de diferentes formas, encargados de la eliminación de la suciedad que acarreó el aire y una serie de componentes que climatizan la temperatura para así suministrar la entrada de las masas de aire a la turbina. [7]

### 2.3.2. Compresor de aire

La función del compresor es la de aumentar la presión de aire para que así pueda ingresar a la cámara de combustión, cabe señalar que esta relación es variable de acuerdo a la turbina, pero oscila entre 10:1 y 40:1. Por lo cual esta compresión se genera durante varias etapas y tiene un consumo aproximado de las 2/3 partes del trabajo que realiza la turbina. Una de las partes señaladas, es utilizada para la cámara de combustión y refrigeración de alabes. [12]

### 2.3.3. Cámara de combustión

El calor que es introducido en las turbinas de gas mediante la cámara de combustión. La cámara de combustión recibe aire comprimido que proviene del compresor y este lo envía sin pérdida de presión y a altas temperaturas a la turbina en la etapa de expansión. Debido a este proceso la cámara de combustión se convierte en un calentador de aire que permite que el combustible sea mezclado con una gran cantidad de aire, correspondiendo a una mezcla estequiometría aire gas. [8]

### **2.3.3.1. Proceso de combustión**

El aire comprimido en el compresor es introducido en la cámara de combustión en una velocidad que oscila (150 m/s o 540 km/h) siendo una alta velocidad para mantener el proceso de combustión, por lo que en primera instancia la cámara debe disipar, en otras palabras disminuir la velocidad e incrementar su presión estática.

La relación total aire/combustible de la cámara de combustión está comprendido entre 45:1 y 130:1. Esto hace que el keroseno solo arde eficazmente en una relación de 15:1, por esta razón hace que el combustible debe quemarse con solo una parte del aire que entre en la cámara, en lo que se llama zona de combustión primaria. Lo cual se consigue por medio de un tubo la cual tiene varios dispositivos para poder tener una distribución de flujo de aire a lo largo de la cámara. [9]

El índice de aire<sub>exceso</sub> con el que trabajan las turbinas suele estar comprendido entre 2 y 5.

Dentro de la cámara de combustión se realiza el proceso de combustión en su totalidad con la finalidad de poder evitar que los álabes de la turbina estén inmersos en una alta temperatura de llama. Las turbinas de gas contienen aire en exceso lo que permite regularizar la temperatura asimismo esto ayuda que los álabes no sufran corrosión o fatiga y mantenga los efectos de deformación dentro de los límites metalúrgicos.

Existen desventajas en los combustibles líquidos y gaseosos, dentro de los cuáles se puede señalar el sistema complejo de filtrado; seguido, de que es necesario la atomización del combustible mediante una presión elevada, lo que va a generar una inferior calidad de la mezcla y por ende será menor el rendimiento de la turbina; por otro lado, las presiones de suministro hasta la presión de utilización son importante para el suministro adecuado y canalización del gas natural. [9]



*Figura 3: Cámara de Combustión*

#### **2.3.4. Turbina de expansión**

La turbina facilita la transformación de energía en los gases de combustión, que en su mayoría tienen una alta presión y temperatura, también conocida como entalpía, realizando una rotación de los ejes para adquirir la potencia mecánica; los gases ingresan a la turbina a una temperatura de 1200 – 1400 °C y a una presión de 10 a 30 bar, egresando a 450 – 600 °C.

#### **2.4. AIRE QUE SE UTILIZA EN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN**

Para el proceso de combustión se utiliza 1kg de combustible; esta cantidad de masa de aire teórica es determinada a través de las reacciones estequiométricas de la combustión.

Para que la combustión sea interiormente en la cámara de combustión, se necesita que los procesos sean rápidos, porque se tiene que generar una corriente de aire a velocidades determinadas; por esto la combustión en estas cámaras es probable que la velocidad de propagación de la llama sea semejante a la velocidad de la corriente.

La relación aire/combustible de funcionamiento global es del orden 60/1, mientras que para la estequiométrica es de 45/1 a 130/1, por lo tanto es preciso que el aire suministrado por el compresor meta sucesivamente a la cámara de combustión. [9]

## 2.5. CICLO TERMODINÁMICO JOULE- BRAYTON

El ciclo termodinámico de las turbinas de gas es fundamentado en el ciclo Brayton; sin embargo, las turbinas de gas no cumplen el ciclo en su totalidad debido a que termina en un estado diferente al que inicio en el proceso; por lo que las turbinas de gas desempeñan un ciclo abierto donde hacen uso de una cámara de combustión interna para el suministro de calor dentro del fluido del trabajo; por otro lado, las turbinas de gas de ciclo cerrado hacen uso del proceso de transferencia para la remoción del calor en el fluido de trabajo. [13]

El ciclo básico de Brayton bajo sus condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos: En primer lugar, la compresión isoentrópico en un compresor (1-2); seguida, de la adición del calor al fluido del trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o también una cámara de combustión (2-3); por consiguiente, la expansión isoentrópico en una turbina (3-4) y finalmente, la remoción del calor en los fluidos de trabajo a presión constante en un intercambiador en la atmósfera o de calor. (4-1).d

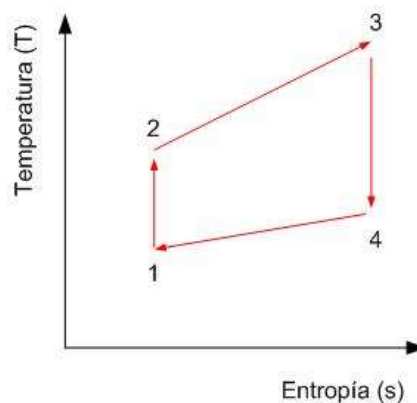


Figura 4: Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas.

Líneas arriba se presenta la diferencia que existe entre el ciclo abierto o real frente al ciclo teórico; donde se percibe que la expansión y compresión son consideradas adiabáticas; y el proceso en su totalidad es sustituido por un proceso de transferencia de calor. [10]

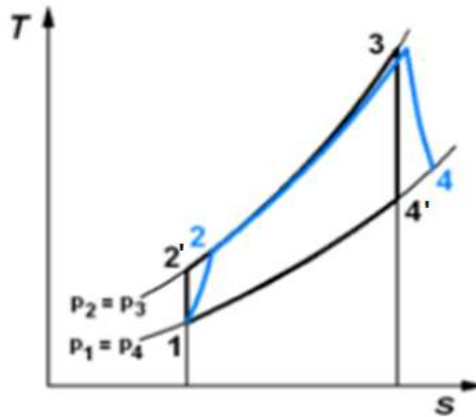


Figura 5: Diagrama T-S – Ciclo teórico Joule-Brayton– Ciclo real Joule-Brayton

La eficiencia térmica del ciclo se expresa:

$$\eta = \frac{W_{3-4} - |W_{1-2}|}{Q_{2-3}} \quad (1)$$

## 2.6. CICLO JOULE-BRAYTON SIMPLE DE UNA TURBINA A GAS

George Brayton creó el ciclo Brayton, de donde deriva el nombre; en el año 1870; en sus inicios fue empleado en un motor que quemaba aceite [11]. Tal como se muestra en la figura 6, comúnmente las turbinas de gas operan en un ciclo abierto. La temperatura y presión se eleva debido a que el aire bajo condiciones del ambiente es penetrado dentro del compresor centrífugo o axial; asimismo este aire a una alta presión continúa su ingreso a la cámara de combustión donde a presión constante se quema el combustible y los gases resultantes a una alta temperatura ingresan a la turbina donde son expandidos hacia la presión atmosférica, produciendo una potencia; los gases de escape son expulsados hacia el exterior. [12]

Según lo que se logra percibir, podemos señalar, en primer lugar: el comportamiento es como un gas ideal, es decir el fluido tiene un giro continuo en un círculo cerrado; seguido, los ciclos son reversibles; por consiguiente, el proceso de adición térmica por fuente externa es sustituido por el proceso de combustión y finalmente, el proceso de eliminación térmica es reemplazado por el proceso de escape, donde la sustancia regresa a su estado de origen.

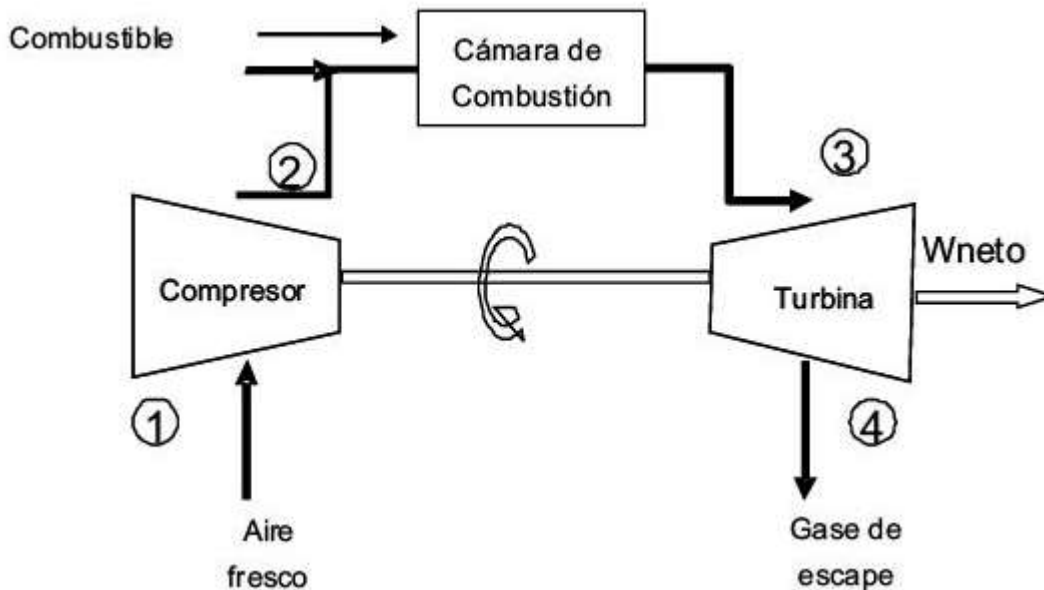


Figura 6: Motor de una turbina de gas

La turbina de gas está formada de los siguientes elementos:

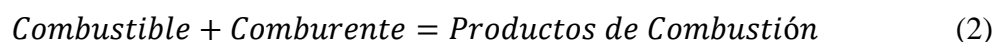
1. Los sistemas auxiliares para la operación: dentro de ellos podemos destacar: los sistemas de acoplamiento hidráulico, los sistemas de puesta en marcha – parada; los sistemas de alimentación de combustible; los sistemas de regulación de velocidad, sistemas de virado y los sistemas de lubricación.
2. La turbina de gas.
3. Motor de lanzamiento (motor eléctrico o Diésel).
4. Una o múltiples cámaras de combustión.
5. Compresor de flujo axial.

Sobre el eje se encuentra montada la carga del accionar de la máquina.[13]

## 2.7. PROCESO DE COMBUSTIÓN

Debido al incremento de entropía se realiza el proceso de combustión; este proceso es multidisciplinario dado que es fluidodinámico – termoquímico; siendo viable y logrando predecir su composición final; asimismo debido a la energía que libera y al alcance de su temperatura en un equilibrio, la transmisión de masa y calor dispersa la energía térmica y la mecánica de los fluidos; por otro lado, se logra percibir una solución teórica del problema en base al establecimiento de adecuados flujos. [13]

La reacción de combustión se desarrolla de la forma siguiente:



Este proceso de combustión se da entre combustibles fósiles y oxígeno del aire.

### 2.7.1. Combustibles

El carbón, gas natural y los derivados del petróleo son los combustibles más utilizados. Los componentes mayor usados son C y H y pueden tener variables como O, N y S.

### 2.7.2. Comburente

El aire u oxígeno es el comburente más usual, aunque en algunas excepciones se usa un emplear de aire enriquecido o un oxígeno puro. La composición del aire es la siguiente imagen.



Figura 7: Componentes del aire

### 2.7.3. Productos de la combustión

Los productos resultantes de la combustión son

C =  $\text{CO}_2$

H =  $\text{H}_2\text{O}$

N =  $\text{N}_2$  (a temperatura mayor  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{NO}_3$ ... $\text{NO}_x$ )

S =  $\text{SO}_2$  ( $\text{SO}_3$ ,  $\text{H}_2\text{SO}_4$  lluvia acida)

## 2.8. BALANCE ESTEQUIOMÉTRICO

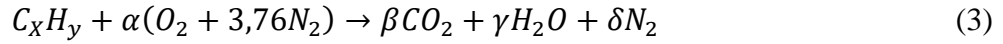
### 2.8.1. Balance estequiométrica teórico:

Para la producción total de oxidación sin que surjan inquemados se debe cumplir con la cantidad teórica necesaria de oxígeno para mencionado proceso.

Se dice que todo el  $\text{O}_2$  debe ser consumido durante el proceso de combustión, por lo que no se debe encontrar  $\text{O}_2$  en el humo; sin embargo, este tipo de combustión se llama

teórica, debido que la combustión en práctica va a producir inquemados, así sea en pequeñas proporciones.

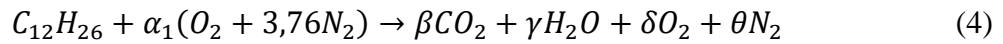
Al hidrocarburo de composición general  $C_nH_m$  le corresponde una ecuación de reacción de combustión completa estequiometria de la siguiente forma: [31]



### 2.8.2. Ecuación real:

Se desarrolla teniendo en cuenta el exceso de aire:

*e*: Exceso de aire



## 2.9. COMBUSTIÓN EN RÉGIMEN ESTACIONARIO

$$\dot{Q} - \dot{W}_a = \Delta \dot{E}_C + \Delta \dot{E}_P + \Delta \dot{H} \quad (5)$$

Donde:

$\dot{Q}$  = es 0 por ser adiabático

$\dot{W}_a$  = es 0 por los trabajos que se produce en las cámaras de combustión

$\Delta \dot{E}_C$  = es 0

$\Delta \dot{E}_P$  = es 0

$\Delta \dot{H}$  = Variación de entalpía de la reacción real a 25 °C (ley de Hess).

### 2.9.1. Ley de Hess

El cálculo de  $\Delta H$  se puede hacer pasando por un camino imaginario en el que la reacción ocurre a una temperatura estándar (25 °C)

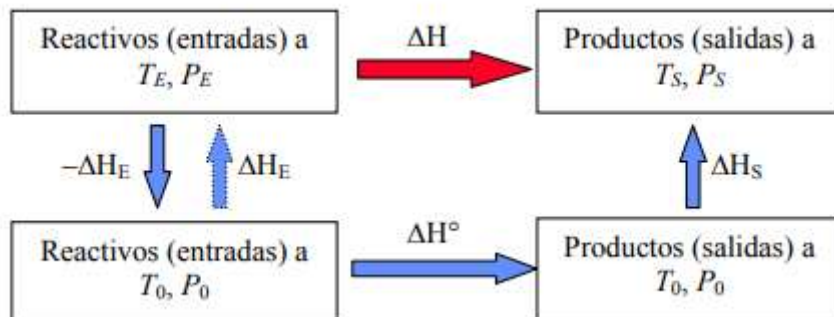


Figura 8: Ley de Hess cálculos para la entalpía de reacción

$$\Delta H = \Delta H^\circ + \Delta H_S - \Delta H_E \quad (6)$$

Donde:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta H_S = \text{Entalpías de salida} \\ \Delta H_E = \text{Entalpías de entrada} \\ \Delta H^\circ = \text{Variación de entalpía estandar} \end{array} \right\} \text{ Sobre } 25^\circ\text{C}$$

La variación de entalpía estándar se puede calcular de dos maneras:

- A. Entalpía de formación: Consiste en la formación de un compuesto a una determinada temperatura bajo una presión estándar de referencia donde asimismo ha surgido una variación de la entalpía en los elementos estables; teniendo en consideración lo mencionado la energía liberada es igual a la energía absorbida en el proceso de formación del compuesto a partir de elementos estables. [14]

$$\Delta H^\circ_r = \sum_{Prod} n_j (\Delta_f H^\circ)_j - \sum_{Reac} n_i (\Delta_f H^\circ)_i \quad (7)$$

Donde:

$\Delta_f H^\circ$  = Entalpía de formación donde sus datos se pueden encontrar en tablas y diagramas.

La entalpía de la formación de cualquier compuesto a una presión o temperatura que sea diferente a la estándar; se puede determinar mediante la suma de la entalpía de formación en el estado de referencia o sino a través del ascenso de entalpía o la entalpía sensible al cambio de un nuevo estado, es decir:

$$\Delta \bar{h}_{i,T,P} = [\Delta \bar{h}_{f,25^\circ C}^\circ + (\bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{25^\circ C \text{ y } 1atm})_i] \quad (8)$$

Los gases ideales son independientes de la presión y la entalpía de formación a una temperatura diferente a la de estado estándar, [14] será:

$$\Delta \bar{h}_{i,T} = [\Delta \bar{h}_{f,25^\circ C}^\circ + (\bar{h}_T - \bar{h}_{25^\circ C})_i] \quad (9)$$

Y para los gases ideales:

$$\Delta \bar{h}_{i,T} = [\Delta \bar{h}_{f,25^\circ C}^\circ + \bar{h}_T]_i \quad (10)$$

## 2.10. TEMPERATURA DE LLAMA

La energía liberado por una reacción química dentro de la cámara de combustión o reactor; se considera a la temperatura de llama como la máxima reacción aire / combustible, disminuyendo las mezclas de aire en exceso; es decir, mientras sea inferior la transferencia de calor al ambiente, la temperatura de los gases se incrementará. [14]

En una combustión con oxígeno puro se puede obtener temperaturas de llama mayores que con aire.

$$\sum_{Prod} n_j (\Delta_f H^\circ)_j = \sum_{Reac} n_i (\Delta_f H^\circ)_i \quad (11)$$

## 2.11. BALANCE DE ENERGÍA

### 2.11.1. Generalidades

#### 1. Ecuación de estado

Hay un número de ecuaciones de estado relacionadas con las propiedades de sustancias simples comprimibles, la más simple es la ecuación de gas ideal:

$$Pv = RT \quad (12)$$

El valor de R (constante de los gases ideales) puede determinarse experimentalmente. [15]

#### 2. Ley cero de la termodinámica:

Establece que si dos cuerpos (A y B) están a la misma temperatura y el cuerpo B está a la misma temperatura que un cuerpo C, por lo tanto, los cuerpos A y C estarán a la misma temperatura. Entonces nos encontraremos ante un equilibrio térmico ya que los cuerpos A, B y C se tendrán la misma temperatura. [1]

#### 3. Primera ley de la termodinámica:

Es el estudio del principio de conservación de la energía, a algunos procesos de calor y procesos termodinámicos:

$$\Delta U = Q - W \quad (13)$$

$$\text{Donde: } \Delta U = U_{final} - U_{inicial} \quad (14)$$

### ❖ **Sistemas en movimiento**

Para un caso más general de un sistema en movimiento, los cambios en la energía cinética y energía potencial (evaluados con respecto al marco de referencia del sistema) deben agregarse al cambio en la energía en la ecuación anterior. Estos tres términos juntos constituyen luego cambio en la energía del sistema, cuando la forma más general del balance de energía es

$$Q - W = \Delta E \quad (15)$$

Donde:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_K + \Delta E_P \quad (16)$$

### ❖ **Principio de la conservación de la energía:**

Es el cambio neto de toda la energía de un sistema mediante un proceso que es la diferencia entre la energía total que ingresa y la energía total que sale del sistema durante el proceso. [1]

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} \quad (17)$$

*Cambio de energía de un sistema  $\Delta E_{\text{sistema}}$*

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = E_2 - E_1 \quad (18)$$

### ❖ **Primera ley de la termodinámica para procesos cíclicos:**

Si un proceso cíclico, en donde el sistema aumenta de manera que pasa cierto tiempo y reanuda a su estado inicial. En ese proceso obtendremos que el trabajo, el calor y la variación total de la energía interna vendrán dados por

$$\oint \delta W + \oint \delta Q = 0 \quad (19)$$

Así la energía interna es una función de estado, su valor al inicio y la última etapa del ciclo será el mismo (por serlo el estado). Donde: [1]

$$\oint \delta Q = -\oint \delta W \quad (20)$$

#### 4. Ecuaciones de balances de masa y balance de energía para un volumen de control:

##### 4.1. Conservación de la masa y el volumen de control

Un volumen de control la razón de intercambio de la masa dentro del volumen está dada por la variación entre el flujo másico de entrada y el flujo másico de salida

$$dm_{VC} + dm_e = dm_i \quad (21)$$

Reorganizar, dividir por el intervalo de tiempo  $dt$ , y expresar en base a la tasa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} + \dot{m}_e - \dot{m}_i = 0 \quad (22)$$

En condiciones de funcionamiento de flujo constante  $dm_{VC}/dt=0$ , por lo tanto:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_i \quad (23)$$

##### 4.2. Conservación de la energía en un volumen de control.

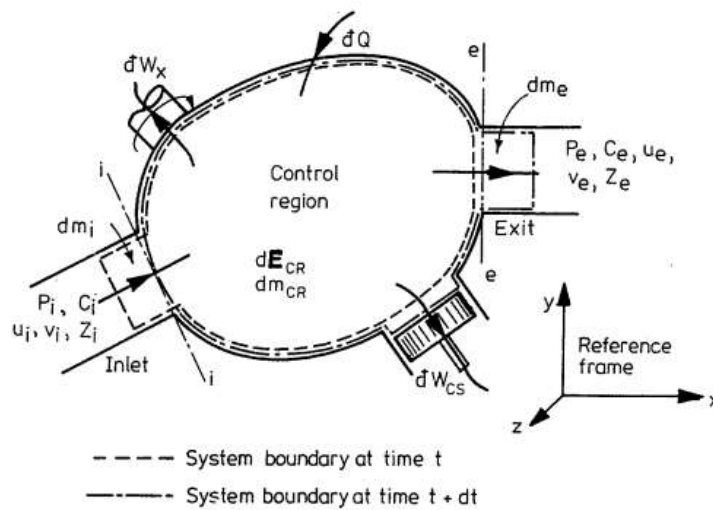


Figura 9: Esquema empleado para desarrollar el balance de energía para un volumen de control (CONTROL REGION CR)

La variación de energía en un sistema cerrado (balance de energía) es:

$$\Delta E = Q - W \quad (24)$$

## ❖ Estado estable, caja de flujo constante

Bajo estas condiciones:

$$\dot{W}_{CS} = 0 \quad \frac{dE_{CR}}{dt} = 0 \quad \dot{m}_e = \dot{m}_i$$

Que se convierte en la ecuación de energía de flujo constante:

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m}[(h_e - h_i) + \frac{1}{2}(C_e^2 - C_i^2) + g_E(Z_e - Z_i)] \quad (25)$$

## 5. Segunda ley de la termodinámica

**Entropía:** Para todo proceso cíclico, la entropía amplificará, o persistirá igual.

$$(\Delta S)_{ISOL} \geq 0 \quad (26)$$

Donde el signo de igualdad proviene a un caso de proceso reversible.

### Variación de entropía para un gas ideal

Basándose en la ley de Gibbs y la ecuación estado

$$dS = \frac{1}{T} dU + \frac{P}{T} dV \quad (27)$$

La variación de entropía es:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (28)$$

## 6. Irreversibilidades y reversibilidades

Surge una clasificación para los procesos, de los cuales se puede evidenciar dos grupos: reversibles e irreversibles; el concepto del primer grupo, radica en la accesibilidad para el conocimiento, evaluación y reducción de las irreversibilidades dentro de los procesos reales de ingeniería.

Para un sistema aislado se tiene en cuenta la segunda ley, que señala que cualquier proceso disminuye la entropía de un sistema aislado es imposible; dado que la entropía aumenta para el proceso hacia adelante; sin embargo, un cambio en reversa, donde el proceso sea hacia atrás la entropía disminuirá; por lo tanto, este proceso en reversa es imposible para un sistema aislado, por lo que el proceso hacia adelante es irreversible.

Por otro lado, si se presenta un proceso donde la entropía no cambie, es decir un proceso isentrópico; donde no se modifique ni hacia adelante ni atrás; este proceso no altera la segunda ley; estos procesos son denominados reversibles; siendo su característica fundamental, la no producción de entropía.

La entropía es una característica de los procesos irreversibles. Los procesos verdaderos, con excepción del flujo de corriente en superconductores, manifiestan una parte irreversible, aunque con un análisis adecuado se pueden determinar si son reversibles. Dentro de los procesos que, si son irreversibles, tenemos: mezcla de dos gases, la fricción, la espontánea combustión y la transferencia de energía como el calor, de un cuerpo con mayor temperatura a uno menor.

Reconocer las irreversibilidades es un proceso de ingeniería verdadero; es el alejamiento de la reversibilidad, bajo el incremento de energía no organizada a expensas de la mejor organización de energía, que son las que permiten un fácil uso práctico, un peso levantado; sin embargo, la energía desorganizada, genera los movimientos al azar, que solicitan un reforzamiento o restricción de las moléculas para ser utilizadas con toda la eficacia posible. Por lo tanto, es importante que el ingeniero centre sus esfuerzos en reducir las irreversibilidades en los sistemas, a fin de obtener el mejor funcionamiento de los mismos [20]

## **2.12. BALANCE DE EXERGÍA**

### **2.12.1. Concepto de exergía**

La exergía facilita la medición de la energía; es utilizado para un mayor análisis de eficiencia energética de los procesos industriales, debido a este análisis se obtienen varias alternativas que facilitan la mejor decisión para el mayor rendimiento energético; asimismo cabe señalar que estos análisis no proporcionan soluciones a los problemas que se presenten dentro de los procesos.

Como resultado de un flujo de energía se obtiene la exergía como máximo trabajo útil que puede ser almacenado, transferido o visionado como la mínima energía necesaria para la obtención de un productor final. [16]

Del desequilibrio existente entre un sistema y su entorno, la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener es la exergía; si durante el proceso se utiliza algún dispositivo que funcione con fricción o disipación, generará desperdicio de la exergía o dispendio de recursos, dado que la exergía no será aprovechada en su totalidad; por otro lado, si los dispositivos que interviniesen funcionen sin disipación y fricción entonces se podrá obtener la mayor cantidad de trabajo, en otras palabras, se adquirirá la mayor cantidad de exergía que exista dentro del sistema y su entorno. [17]

### 2.12.2. Estado muerto

Dentro del desequilibrio existente entre un sistema y su entorno se identifica a la exergía; sin embargo, cuando surja un equilibrio termodinámico entre ambos, estaremos hablando del estado muerto, dado que existe una mayor cantidad de entropía y el nivel de exergía es cero o nulo. [18]

### 2.12.3. Ambiente

El ambiente no es afectado por el proceso, dado que cualquier irreversibilidad se genera dentro del sistema y su entorno; por lo tanto el ambiente es libre de cualquier irreversibilidad. [18]

El ambiente logra mantener una presión  $p_0$  y una temperatura  $T_0$  uniforme, que en algunos casos estos valores coinciden con las condiciones del entorno; sin embargo, el ambiente que no presenta irreversibilidades también es llamado sistema simple, comprensible.

Las propiedades extensivas, como la energía interna  $U_a$ , la entropía  $S_a$  y el volumen  $V_a$  varían frente a las propiedades intensivas; y esto es, como producto de la interacción con otros sistemas y su relación con la ecuación: [19]

$$\Delta U_a = T_0 \Delta S_a - P_0 \Delta S_a \quad (29)$$

### 2.12.4. Componentes exergeticos

Esta ausencia de efectos de tensión nuclear, eléctrica y de superficie, en el sistema total de exergía  $E$  se puede dividir en cuatro componentes: exergía física  $E^f$ , exergía cinética  $E^k$ , exergía potencial  $E^p$  y exergía química  $E^q$ . [20]

$$E = E^f + E^k + E^p + E^q \quad (30)$$

Sin embargo la exergía es una propiedad extensiva, que frecuentemente se trabaja en una unidad de masa o molar. La exergía específica total en una base de masa  $e$  es dada por:

$$e = e^f + e^k + e^p + e^q \quad (31)$$

### 2.12.5. Exergía física

La temperatura y presión inicial del sistema hasta la presión y temperatura de entorno se expresan en procesos físicos; de los cuales se obtiene el trabajo útil también denominado exergía física. [20]

La exergía física de un sistema cerrado en un estado específico viene dada por la siguiente ecuación:

$$E^f = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (32)$$

Donde:

U: Energía interna

V: Volumen

S: Entropía

$U_0$ ,  $V_0$ ,  $S_0$ : son los valores de la misma propiedad cuando el sistema se encuentra estado muerto.

En la ecuación anterior para la exergía física puede derivarse aplicando balances de energía y de entropía se equilibra con el sistema combinado que se muestra en la Figura 6 que consiste en un sistema cerrado y el medio ambiente. El sistema está en reposo relativo al ambiente. Como el objetivo es evaluar el trabajo máximo que podría ser desarrollado por el sistema combinado, el límite del sistema combinado permite solo transferencias de energía por trabajo a través de él, asegurando que el trabajo desarrollado no se ve afectado por las transferencias de calor hacia o desde el sistema combinado. Y aunque los volúmenes del sistema y el entorno pueden variar, el límite del sistema combinado está ubicado de modo que el volumen total permanezca constante. Esto asegura que el trabajo desarrollado sea útil: totalmente disponible para levantar una masa, por ejemplo, y no se gasta simplemente en desplazar el entorno del sistema combinado. [20]

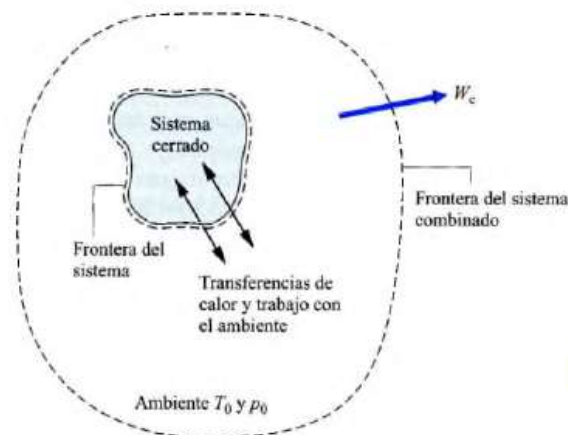


Figura 1: Sistema combinado formado por el sistema cerrado y el ambiente.

Fuente: Termodinámica (Moran & Zhapiro).

Un balance de energía para el sistema combinado se reduce a:

$$\Delta U_C = \dot{Q}_C - W_C \quad (33)$$

$$W_C = -\Delta U_C \quad (34)$$

donde  $W_C$ , es el trabajo desarrollado por el sistema combinado, y  $\Delta U_C$ , es el cambio de energía interno del sistema combinado: la suma de la energía interna cambios del sistema cerrado y el medio ambiente. La energía interna de la el sistema cerrado inicialmente se denota por  $U$ . En el estado muerto restringido, la energía interna del sistema se denota por  $U_0$  En consecuencia,  $\Delta U_C$  se puede expresar como:

$$\Delta U_C = (U_0 - U) + \Delta U^e \quad (35)$$

Donde  $\Delta U^e$  denota el cambio de energía interno del medio ambiente. Desde  $T_0$ ,  $p_0$ , y la composición del ambiente permanece fija,  $\Delta U^e$  está relacionada con cambios en la entropía  $S^e$  y el volumen  $V^e$  del entorno a través de la ecuación:

$$dU = TdS - pdV \quad (36)$$

Así:

$$\Delta U^e = T_0\Delta S^e - p_0\Delta V^e \quad (37)$$

Recolectando las últimas cuatro ecuaciones,

$$W_C = (U - U_0) - (T_0\Delta S^e - p_0\Delta V^e) \quad (38)$$

Como el volumen total del sistema combinado es constante, el cambio de volumen del ambiente es igual en magnitud pero de signo opuesto al volumen cambio del sistema cerrado:

$$\Delta V^e = -(V_0 - V) \quad (39)$$

La expresión de trabajo queda:

$$W_C = (U - U_0) + p_0(V_0 - V) - T_0\Delta S^e \quad (40)$$

En la ecuación anterior el trabajo desarrollado por el sistema combinado como el sistema cerrado pasa al estado muerto restringido mientras interactúa solo con el ambiente. El valor teórico máximo para el trabajo está determinado utilizando el equilibrio de entropía

de la siguiente manera: dado que no se produce transferencia de calor a través de su límite, el equilibrio de entropía para el sistema combinado se reduce a dar:

$$\Delta S_c = S_{gen} \quad (41)$$

Donde  $S_{gen}$  representa la generación de entropía dentro del sistema combinado como el sistema cerrado entra en equilibrio con el medio ambiente. La entropía cambio del sistema combinado,  $\Delta S_c$ , es la suma de los cambios de entropía para el sistema cerrado y el ambiente, respectivamente:

$$\Delta S_c = (S_o - S) + \Delta S^e \quad (42)$$

Donde  $S$  y  $S_o$  denotan la entropía del sistema cerrado en el estado dado y el estado muerto restringido, respectivamente. Combinando las dos últimas ecuaciones, resolviendo para  $\Delta S^e$ , e insertando el resultado en la expresión para  $W_c$  da:

$$W_c = (U - U_o) + p_o(V_o - V) - T_o(S_o - S) - T_o S_{gen} \quad (43)$$

El valor del término subrayado está determinado por dos estados del cerrado sistema - el estado inicial y el estado muerto restringido - y es independiente de los detalles del proceso que une estos estados. Sin embargo, el valor de  $S_{gen}$  depende de la naturaleza del proceso ya que el sistema cerrado pasa al estado muerto restringido De acuerdo con la segunda ley, este término es positivo cuando las irreversibilidades están presentes y se desvanece en el caso límite donde hay no hay irreversibilidades; no puede ser negativo Por lo tanto, el máximo teórico el valor para el trabajo del sistema combinado se obtiene al establecer a  $S_{gen}$  en cero, dejando

$$W_{c,max} = (U - U_o) + p_o(V_o - V) - T_o(S_o - S) \quad (44)$$

Por definición, la exergía física,  $E^f$ , es este valor máximo; y la ecuación 38 se obtiene como la expresión apropiada para calcular la exergía física de un sistema. Se pueden invocar varios dispositivos idealizados para visualizar el el desarrollo del trabajo como un sistema pasa de un estado específico a restringido estado muerto. [20]

La exergía física  $e^f$ , se puede expresar en una unidad de masa o base molar. Tenemos:

$$e^f = (u - u_o) + p_o(v - v_o) - T_o(s - s_o) \quad (45)$$

Para el caso especial de un gas ideal con una relación de calor específica constante  $k$ , La ecuación 51 puede expresarse como:

$$\frac{e^f}{c_p T_o} = \frac{T}{T_o} - 1 - \ln \frac{T}{T_o} + \frac{k-1}{k} \left[ \ln \frac{p}{p_o} + \frac{T}{T_o} \left( \frac{p}{p_o} - 1 \right) \right] \quad (46)$$

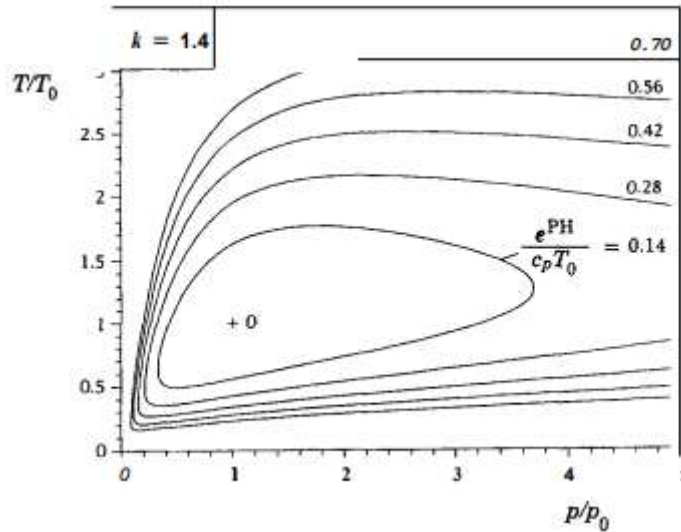


Figura 2: Exergía física de un sistema que consiste en un gas ideal con calor específico constante relación  $K$  eq. 52  
Fuente: *Thermal Desing & optimization* (Adrian Bejan, George Tsatsaronis, Michael Moran)

Para una amplia gama de aplicaciones prácticas que no involucran reacciones químicas, mezcla, o separación de los componentes de la mezcla, conocimiento del físico, cinética, y exergías potenciales en varios estados de un sistema es suficiente. Una explícita evaluación de la exergía química no es necesaria porque la sustancia química y el valor de exergía es el mismo en todos los estados de interés y, por lo tanto, cancela los valores entre los estados se calculan. Esto se observa en aplicaciones con sistemas cerrados y volúmenes de control por igual; para ilustraciones En tales aplicaciones especiales el conocimiento de la sustancia química la composición del medio ambiente no es necesaria. Solo la presión  $p_0$  y temperatura  $T_0$  tener que ser especificado. Además, el cambio de exergía entre dos estados de un sistema cerrado se determina a partir de las ecuaciones 36 y 38, que requieren que se especifique  $p_0$  y  $T_0$ , pero no la composición del ambiente. Para muchas aplicaciones de ingeniería, la cinética y el potencial los cambios en la exergía son insignificantes, dejando solo a la variación en la exergía física para determina  $e_2 - e_1$  a través de la siguiente ecuación:

$$e_2 - e_1 = (U_2 - U_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + (Ke_2 - Ke_1) + (Pe_2 - Pe_1) \quad (47)$$

### 2.12.6. Balance de exergía

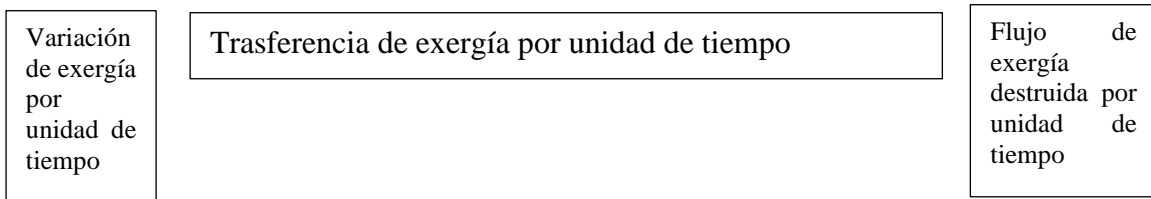
En cuanto a las propiedades extensivas masa, energía y entropía, equilibrios de exergía se puede escribir en formas alternativas adecuadas para aplicaciones particulares de prácticas interesar. El objetivo de esta sección es presentar dichos formularios, comenzando por el caso del sistema cerrado. El sistema cerrado de equilibrio de exergía se usa luego como base para extender el concepto de balance de exergía a volúmenes de control, que es el caso de una mayor utilidad práctica. [20]

### 2.12.7. Balance de exergía para volúmenes de control

Sobre la base de lo anterior, ahora introducimos formas del equilibrio de exergía aplicables a los volúmenes de control. Para permitir que la exergía química desempeñe un papel, si es necesario, cuando se aplican estos equilibrios, debemos estar preparados para especificar la composición química del entorno. Además de la temperatura  $T_o$  y la presión  $p_o$ .

**Forma general.** Como la masa, energía y entropía, la exergía es una propiedad extensiva, por lo que también se puede transferir a un volumen de control donde el cable de flujo para controlar volúmenes requiere la adición de términos que den cuenta de tales transferencias de exergía:

$$\underbrace{\frac{de_{vc}}{dt}} = \underbrace{\sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_o \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e}_{\text{Trasferencia de exergía por unidad de tiempo}} - \underbrace{\dot{E}_D}_{\text{Flujo de exergía destruida por unidad de tiempo}} \quad (48)$$



### 2.12.8. Exergía de flujo

Para determinar la exergía de flujo de materia, primero se considera la energía de flujo que se necesita para mantener el flujo de una tubería o conducto, y es expresada como:

$$w_{flujo} = P\nu \quad (49)$$

Donde:

$\nu$  =Volumen específico del flujo

$P$  =Presión

Por lo tanto el flujo estable de materia de trabajo en un estado con parámetros energía interna, volumen específico, entropía específica, temperatura y presión. Que están definidos en estado muerto (equilibrio con el ambiente). Para calcular la exergía de flujo de una materia se necesita calcular el trabajo que se obtiene de un estado a un estado muerto (equilibrio con el ambiente).

$$x_{flujo} = P\nu - P_o\nu = \nu(P - P_o) \quad (50)$$

Donde:

$v$  =Volumen especifico del flujo

$P$  =Presión

$P_0$  =Presion atmosférica

La exergía de flujo se obtiene sumando la ecuación (5) de un fluido que flujo estacionario y la ecuación anterior se tiene:

$$e = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{c^2}{2} + gz \quad (51)$$

Se obtiene la exergía de flujo o corriente que es denotada por:

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{c^2}{2} + gz \quad (52)$$

Por lo tanto el cambio de exergía de una corriente de fluido que cambia de un proceso de estado 1 a 2 es:

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_o(s_2 - s_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (53)$$

Para los fluidos con energías cinética y potencial pequeños, los términos son despreciables o insignificantes.

### 2.12.9. Eficiencias exergéticas

Las eficiencias exergéticas facilitan conocer el funcionamiento termodinámico de un sistema a través de una comparación de la energía que se suministró en el sistema y la forma de energía esperada, el indicador también se denomina eficiente exergética.

El indicador eficiente térmico solo es utilizado para procesos cíclicos; sin embargo, la eficiente exergética es útil para los procesos cíclicos y abiertos; por lo que es importante hacer uso de la exergía para medir la calidad de energía.

La exergía del recurso como base para la exergía del producto obtenido; se fundamenta en la eficiencia exergética.

$$\varepsilon = \frac{ex_{producto}}{ex_{recursos}} \quad (54)$$

La exergía del recurso está conformada por la exergía del combustible, sin embargo, la exergía del producto obtenido, es la potencia de la planta en su totalidad; en base a ello,

se puede evidenciar que tanto el ingreso del combustible como el trabajo útil obtenido, son formas de alta calidad de energía. [21]

La eficiencia exergética muestra el porcentaje de la exergía de combustible proporcionada a un sistema que se encuentra en el producto exergético. Por otra parte, la diferencia entre 100% y el valor real de la eficiencia exergética, expresada como porcentaje, es el porcentaje de la energía de combustible desperdiciada en este sistema como destrucción exergética y la pérdida de exergía. Un uso importante de las eficiencias exergéticas es evaluar la termodinámica el rendimiento de un componente, planta o industria en relación con el rendimiento de componentes, plantas o industrias similares. Por esto significa el rendimiento de una turbina de gas, por ejemplo, se puede medir en relación con el típico día de hoy nivel de rendimiento de las turbinas de gas. Una comparación de eficiencias exergéticas para dispositivos diferentes-turbinas de gas e intercambiadores de calor, por ejemplo-es generalmente no significativo.

#### 1. Eficiencia exergética en turbinas

Una turbina que opera en estado adiabáticamente y estacionario, señala a la exergía del producto a la generación de potencia actual dado que ese es el objetivo del sistema; y por otro lado, la disminución de vapor o gas en el ingreso y salida de turbina es la exergía del recurso.

$$e = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (55)$$

#### 2. Eficiencia exergética en las compresoras y bombas

En un compresor, bomba o ventilador, un gas o líquido se hace fluir en la dirección de aumento de presión y / o elevación medios de una entrada de potencia mecánica o eléctrica. Como la exergía de la corriente aumenta, consideramos que el producto es el aumento de la exergía entre la entrada y salida ( $E_2 - E_1$ ). En este caso consideramos el combustible como la entrada de energía  $W$ . La eficiencia exergética es entonces:

$$e = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}} \quad (56)$$

# CAPÍTULO III

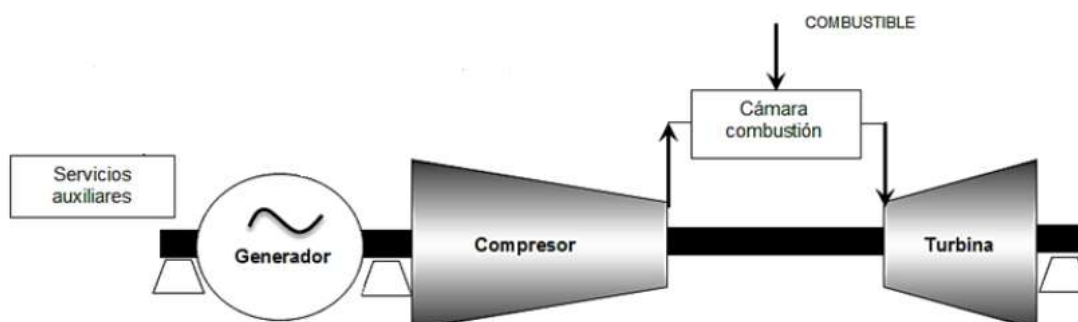
## MATERIALES Y MÉTODOS

### III. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

La metodología usada en esta investigación es del tipo descriptiva y cuantitativa, porque describe procesos reales y observados. También se puede recolectar datos, medir y analizar datos.

La central termoeléctrica de Recka de 181,3 MW de potencia instalada utiliza de combustible Diesel B5.

Figura 3: Ciclo del Turbogenerador  
Fuente: COES



#### 3.1. DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL TÉRMICA Y DE LOS EQUIPOS EN FUNCIONAMIENTO

Esta central térmica se usa como como central de emergencia, sustituye parcialmente a las centrales hidráulicas.

El estudio en este proyecto es una central de ciclo simple de 181, 3 MW. La configuración es de una turbina GE de 181, 3 MW y un generador GE 191,2 MW.

La turbina de gas en ciclo simple se utiliza petróleo diesel B5 para accionar la turbina que consta de un motor y un generador.

##### 3.1.1. Turbina de gas

La turbina de gas de combustión interna o de ciclo abierto, los gases de la turbina son expulsados hacia la atmósfera. [22]

Los elementos básicos de la turbina son:

- el compresor
- la cámara de combustión
- la turbina de gas

### 3.1.1.1. Compresor:

Está construida para aumentar la presión y comprimir cierto tipo de fluidos, tales como gases y vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre máquina y el fluido.

$$W_c = h_1 - h_2$$

Dónde:

$W_c$ : Trabajo producido por el compresor.

$h_1$ : Entalpía a la entrada del compresor.

$h_2$ : Entalpía real a la salida del compresor.

De otra manera se puede determinar el trabajo del compresor mediante la siguiente ecuación:

Calor absorbido por la cámara de combustión:

$$Q^+ = h_3 - h_2$$

Dónde:

$Q^+$ : Calor real adicionado al sistema.

$h_3$ : Entalpía real a la salida de la cámara de combustión.

$h_2$ : Entalpía real a la salida del compresor.

### 3.1.1.2. Turbina

La turbina es de tres etapas que mejora la resistencia a altas temperaturas.

Trabajo que se genera en la Turbina

La ecuación para calcular el trabajo generado en el proceso de expansión:

$$W_t = h_3 - h_4$$

Dónde:

$W_t$ : Trabajo real realizado por la turbina.

$h_4$ : Entalpía real a la salida de la turbina.

$h_3$ : Entalpía real a la salida de la cámara de combustión.

Calor rechazado por los gases de combustión

$$Q^- = (h_4 - h_1)$$

Donde:

$h_4$  = Entalpía real a la salida de la cámara de combustión

$h_1$  = Entalpía a la entrada del compresor

### **3.1.1.3. Cámara de combustión:**

Tiene capacidad para poder cambiar de combustible, mientras se ejecuta bajo carga o durante el apagado, elimina la necesidad de agua y reduce las emisiones dañinas

### **3.1.1.4. Sistemas auxiliares:**

Convertir vapor extremadamente caliente y presurizado en electricidad de corriente alterna para su posterior transporte resulta impresionante.

### **3.1.2. Generador**

El generador usado en esta central es de la marca General Electric (GE), que son generadores sincrónicos que se utilizan para transformar potencia mecánica en potencia eléctrica de corriente alterna a un voltaje y frecuencia específicos. [23]

## **3.2. DISEÑO UTILIZADO**

El proceso que se llevó a cabo para para el análisis energético es el siguiente:

1. Se realizó la recopilación de estudios hechos anteriormente y las leyes de la termodinámica.
2. Se realizó una descripción y las operaciones de condición del sistema.
3. Se aplica la metodología correspondiente al sistema.
4. Para encontrar la temperatura 3, se utilizó las formulas de la ley de Hess y la temperatura de llama adiabática.
5. Todos los procesos del ciclo en estudio están en estado adiabático.
6. El aire y los productos de combustión se considera como gases ideales.
7. Las Exergías químicas, cinéticas y potenciales no se consideran.
8. La temperatura y la presión se considera en condiciones ambientales.

### 3.3. EFICIENCIA EN TURBINAS DE GAS

Por lo tanto el rendimiento del ciclo se expresa así:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_3}{T_1}$$

Estas consideraciones aplican en el caso de gas ideal. La ecuación del rendimiento del ciclo Joule-Brayton ideal en función de la temperatura. [24]

### 3.4. MATERIALES

#### 3.4.1. Datos técnicos del turbogenerador

Se tiene los datos de placa de la turbina de gas, en la que se encuentra detallado las especificaciones:

Tabla 1: Datos técnicos del TG

Datos técnicos del turbogenerador de Gas de la C.T. de <u>Recka</u>		
Datos de placa: Turbina		
Fabricante	GE	
Modelo	GE-GT-7F.03	
Puesta en servicio	2015	
Potencia Nominal	181300	kW
Tipo de combustible	DIESEL B5	

Datos del Generador		
Fabricante	GE	
Tipo	7FH2 LU	
Tensión Nominal	18000	V
Potencia Nominal	191200	kW
Velocidad de rotación	3600	RPM
Factor de Potencia	0.8	
Frecuencia	60	Hz

Fuente: Elaboración Propia

#### 3.4.2. Combustible

El combustible utilizado por el turbogenerador es Mezcla de 95% Diesel N°2 + 5% Biodiesel B100.

El Diésel B5 S-50 es un combustible constituido por una mezcla de Diésel N°2 S-50 y 5% en volumen de Biodiésel (B100).

Diésel N° 2 S-50: Combustible derivado de hidrocarburos, obtenido de procesos de refinación que presenta un contenido de azufre máximo de 50 partes por millón.

Biodiésel (B100): Combustible diésel derivado de recursos renovables, puede ser obtenido a partir de aceites vegetales o grasas animales. Cumple con las especificaciones de calidad establecidas en la norma nacional e internacional. Este combustible prácticamente no contiene azufre. [29]

Tabla 2: Especificaciones del combustible

Propiedades del combustible DIESEL B5	
Apariencia, color, olor	Líquido Claro y brillante, color ámbar y olor característico.
Gravedad específica	a 15,6 °C $\approx$ 0,867
Punto de inflamación °C	52 °C (mínimo)
Límites de inflamabilidad, % volumen de aire	De 1,3 a 6.0 aprox.
Punto de autoignición °C	257 aprox.
Solubilidad en agua	insignificante
Composición	Mezcla de 95% Diesel N°2 + 5% Biodiesel B100.
Clasificación de riesgos según la NFPA	Salud: 0
	Inflamabilidad: 2
	Reactividad: 0

Fuente: Elaboración Propia

### 3.4.3. 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: Óxidos 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.

### 3.4.4. Agua

Características del agua para alimentar el TG de la C.T.

Tabla 3: Características del Agua

SUSTANCIA	Valor	MOTIVO DE TRATAMIENTO
Sodio y potasio (ppm)	0,2	Corrosión
Calcio (ppm)	1,5	Depósitos
Hierro y Cobre (ppm)	0,02	Depósitos
Sólidos disueltos totales (ppm)	5	Depósitos/Ensuciamiento/ Erosión
PH Mínimo	6	Corrosión
PH Máximo	8	Corrosión

Fuente: Elaboración Propia

### 3.4.5. 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.

# CAPÍTULO IV

## CÁLCULOS Y RESULTADOS

## IV. CÁLCULOS

### 4.1. PARÁMETROS DE ENTRADA

Parámetros de funcionamiento de la turbina: fue te proporcionado por la empresa Recka (Anexo 1)

Tabla 4: Parámetros de funcionamiento

PARAMETROS	VALOR	UNIDAD
Presión del aire de entrada	101,20	kPa
Relación de Presiones	13,00	
Temperatura de entrada	25,00	°C
Temperatura final del ciclo	406,67	°C
Coeficiente Politrópico	1,40	
Eficiencia del compresor (%)	0,89	
Eficiencia de la Turbina (%)	0,90	
Potencia Efectiva	177,70	MW
Peso molecular del aire	28,97	g/kmol
P2=P3	1315,60	kPa
Rgases	0,29	kJ/kg K
Cp combustible	1750,00	J/kg K
Raire	0,29	kJ/kg K

Fuente: Elaboración Propia

### 4.2. PARÁMETROS PARA REALIZAR EL BALANCE DE ENERGÍA

#### 4.2.1. Flujo másico del combustible consumido

Para hallar el flujo másico del combustible se obtiene mediante el tiempo que tardo en consumir galones de combustible, multiplicando por la densidad de la mezcla del combustible, de la siguiente tabla:

Tabla 5: Densidad de algunos combustibles

Tipo de Combustible	Regresión Lineal $\rho = a + b(T)$		
	$a$	$b$	$R^2$
B100	882.6689646	0.7342772415	0.996686
B20	876.6406154	0.7115968933	0.997702
B5	873.0569269	0.6920565595	0.994305
B0	869.6231871	0.6792453596	0.997307

Fuente: Basic properties of palm oil biodiesel–diesel blends

$$\rho = 873,057 + (0,692 * 25)$$

$$\rho = 890,36 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Multiplicando por el flujo volumétrico del combustible.

Tabla 6: Consumo del combustible

Consumo del combustible	
consumo de combustible (Gal/h)	13 445,9
Consumo del combustible ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	0,014

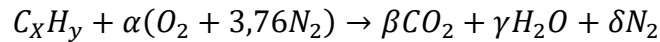
Fuente: Elaboración Propia

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{combustible}} &= \dot{V} * \rho \\ \dot{m}_{\text{combustible}} &= 12,58 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

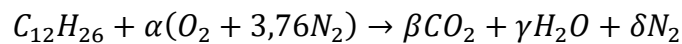
#### 4.2.2. Balance estequiométrico

Balance estequiométrico teórico:

Al hidrocarburo de composición general  $\text{C}_n\text{H}_m$  le corresponde una ecuación de reacción de combustión completa estequiometria de la siguiente forma: [25]



Los combustibles normalmente se mezclan con Carbono, Hidrogeno y azufre, entonces la fórmula se tomaría por  $\text{X}=12$  y  $\text{Y}=26$ . [25]



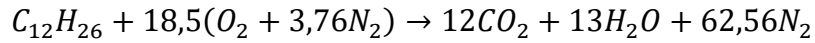
Se desarrollan las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \text{O} &\rightarrow 2\alpha = 2\beta + \gamma \\ \text{H} &\rightarrow \gamma = 2\gamma \\ \text{C} &\rightarrow x = \beta \\ \text{N}_2 &\rightarrow \alpha * 3,76 = \delta \end{aligned}$$

Se determinan las constantes:

$$\begin{aligned} \alpha &= 18,5 \\ \gamma &= 13 \\ \beta &= 12 \\ \delta &= 62,56 \end{aligned}$$

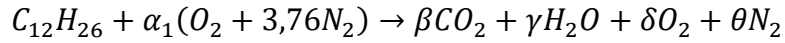
Entonces reemplazando:



Ecuación real:

Se desarrolla teniendo en cuenta el exceso de aire:

*e*: Exceso de aire



Ecuaciones:

$$O \rightarrow 2 * \alpha_1 = 2\beta + 2\delta + \gamma$$

$$H \rightarrow 26 = 2\gamma$$

$$C \rightarrow 12 = \beta$$

$$N_2 \rightarrow \alpha_1 * 3,76 * (1 + e) = \theta$$

Tabla 7: Resumen de cálculos

%	$\alpha_1 = (1 + e)\alpha$
1,75	50,88
2,00	55,50
2,05	56,43
2,50	64,75
3,00	74,00
3,50	83,25
4,00	92,50
4,50	101,75
5,00	111,00
5,50	120,25
6,00	129,50
6,50	138,75
7,00	148,00
7,50	157,25
7,75	161,88
8,00	166,50
8,10	168,35

Fuente: Elaboración Propia

Reemplazando las ecuaciones tenemos:

Tabla 8: Constantes de las ecuaciones

$\beta$	$\gamma$	$\delta$	$\theta$
12	13	32,38	191,29
12	13	37,00	208,68
12	13	37,93	212,16
12	13	46,25	243,46
12	13	55,50	278,24
12	13	64,75	313,02
12	13	74,00	347,80
12	13	83,25	382,58
12	13	92,50	417,36
12	13	101,75	452,14
12	13	111,00	486,92
12	13	120,25	521,70
12	13	129,50	556,48
12	13	138,75	591,26
12	13	143,38	608,65
12	13	148,00	626,04
12	13	149,85	633,00

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.3. Relación aire combustible

$$Ra/c = \frac{ma}{mc} = \frac{a(32 + 3,76 * 28)}{(12 * 12 + 26)}$$

Donde:

$ma$ = Masa del aire molar

$mc$ = masa del combustible molar

Tabla 9: Relación aire-combustible real

%	$\alpha_1 = (1 + e)\alpha$	Ra/c [kg aire/kg comb]
1,75	50,88	41,08
2,00	55,50	44,82
2,05	56,43	45,56
2,50	64,75	52,29
3,00	74,00	59,76
3,50	83,25	67,23
4,00	92,50	74,70
4,50	101,75	82,17
5,00	111,00	89,64
5,50	120,25	97,11
6,00	129,50	104,58
6,50	138,75	112,04
7,00	148,00	119,51
7,50	157,25	126,98
7,75	161,88	130,72
8,00	166,50	134,45
8,10	168,35	135,95

Fuente: Elaboración Propia

Se considera la relación aire combustible desde 45 a 130 por lo explicado en el capítulo 2.

#### 4.2.4. Temperaturas ideales y reales del ciclo de la turbina de gas

- Temperatura 2 ideal y real:

Se toma los valores de admisión que se halla a la salida del compresor:

$$\frac{T^{2'}}{T_1 + 273,15} = r^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde:

$T^{2'}$ : Temperatura 2 ideal

$T_1$ : Temperatura entrada del aire

$r$ : Relación de presiones

$k$ : Coeficiente politrópico

$$T^{2'} = 13^{\frac{1,4-1}{1,4}} * (23,9 + 273,15)$$

$$T^{2'} = 618,16 \text{ K}$$

Empleando la ecuación de la eficiencia de la turbina se encuentra la temperatura 2 real:

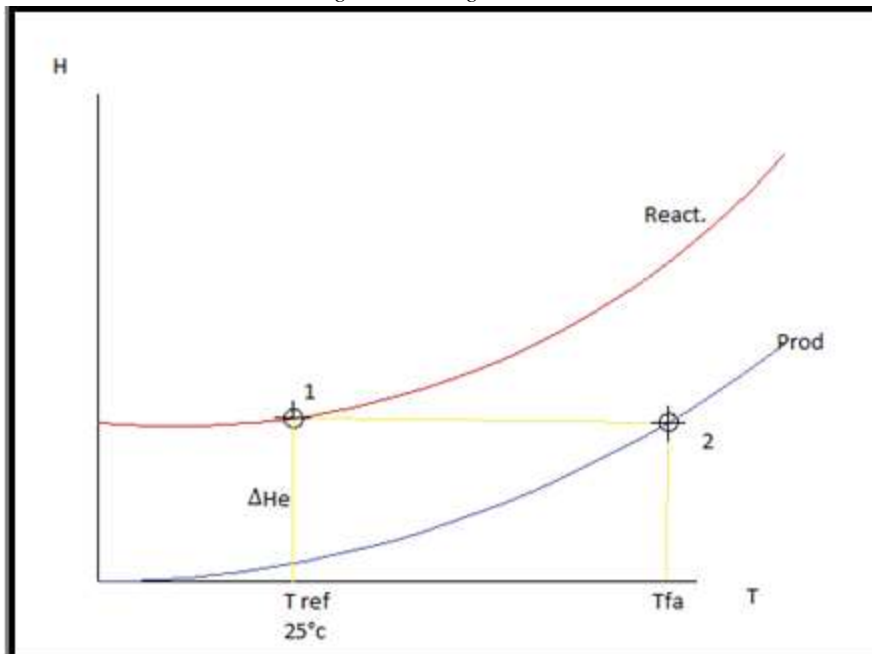
$$\eta_{compresor} = \frac{T_2 - T_1}{T^{2r} - T_1}$$

$$T_2 = 657,84 \text{ K}$$

- Temperatura 3:

Para hallar la temperatura 3 se utiliza la ley Hess explicado en el capítulo 2 y la temperatura de llama. Teniendo en cuenta la tabla de entalpías de Referencia del Anexo 8.

Figura 10: Diagrama T-H



$$Q = H_2 - H_1$$

$$0 = H_p - H_r$$

$$H_p = H_r$$

$$\sum_p N(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref}) = \sum_r N(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})$$

Donde:

$\bar{h}_{1,2}$  = Entalpía necesaria para hallar la temperatura 3

$\bar{h}_{ref}$  = Entalpía de referencia a temperatura ambiente

$\Delta\bar{h}_{f,ref}$  = Entalpía de formación de los elementos

\*Para un exceso de aire con con 205%

$$\begin{aligned} & \left[ 12 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{CO_2} + 13 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{H_2O} + 37,93 \right. \\ & \quad \left. * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 212,16 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \right] \\ & = \left[ 1 * (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{C_{12}H_{26}} + 56,43(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 212,158 \right. \\ & \quad \left. * (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \right] \end{aligned}$$

Tabla 10: Entalpías de Referencias

	$\Delta h_{f,ref}$	href
CO <sub>2</sub>	-393522	9364
H <sub>2</sub> O	-241826	9904
O <sub>2</sub>	0	8683
N <sub>2</sub>	0	8670
C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	-291066,34	0

Fuente: Elaboración Propia

$$\begin{aligned} & \left[ 12 * h_{2,CO_2} + 13h_{2,H_2O} + 37,93 * h_{2,O_2} + 212,16 * h_{2,N_2} \right. \\ & \quad = 12 * (\bar{h}_{ref} - \Delta\bar{h}_{f,ref})_{CO_2} + 13 * (\bar{h}_{ref} - \Delta\bar{h}_{f,ref})_{H_2O} \\ & \quad \left. + 37,93(\bar{h}_{ref})_{O_2} + 212,158 * (\bar{h}_{ref})_{N_2} + (\Delta\bar{h}_{f,ref})_{C_{12}H_{26}} \right] \end{aligned}$$

$$12 * h_{2,CO_2} + 13h_{2,H_2O} + 37,93 * h_{2,O_2} + 212,16 * h_{2,N_2} = 9984768,295$$

\*Se tabula con la Tabla: Propiedades de los Gases Ideales (Anexo n°5), para hallar la Temperatura 3 (cámara de combustión).

$$T_3 = 1148,44 K$$

Haciendo el mismo procedimiento se encuentra las temperaturas para los siguientes excesos de aire.

Tabla 11: Temperatura 3 para los diferentes Ra/c

Ra/c		T <sub>3</sub> [K]
45,56	9984768,3	1148,44
52,29	10328442,6	1051,70
59,76	10710303	967,34
67,23	11092163,3	900,27
74,70	11474023,7	845,06
82,17	11855884	799,55
89,64	12237744,4	760,56
97,11	12619604,7	727,42
104,58	13001465,1	698,87
112,04	13383325,4	673,49
119,51	13765185,8	651,21
126,98	14147046,1	631,50
130,72	14337976,3	622,47

Fuente: Elaboración Propia

- Temperatura 4

Para hallar la temperatura de acuerdo a lo anterior, se determina la temperatura en la salida de la turbina.

$$T^{4'} = \frac{T_3}{r^{1.4}}$$

Donde:

$T^{4'}$ : Temperatura 4 ideal

$T_3$ : Temperatura en la cámara de combustión

$r$ : Relación de presiones

- Temperatura 4 real

Luego de determinar la temperatura 4 ideal con la eficiencia de la turbina se halla la temperatura 4 real.

$$T_4 = T_3 - \eta_T(T_3 - T^{4'})$$

Donde:

$T_4$ = Temperatura real a la salida de los gases de combustión

$T_3$ = Temperatura en la cámara de combustión

$\eta_T$ = Eficiencia de la turbina

$T^{4'}$  = Temperatura ideal a la salida de los gases de combustion

Tabla 12: Temperatura 4 ideal y real de acuerdo a los diferentes Ra/c

$T_3$ [K]	$T_4$ [K]	$T_{4\text{REAL}}$ [K]
1148,44	551,87	611,53
1051,70	505,38	560,02
967,34	464,85	515,10
900,27	432,62	479,38
845,06	406,08	449,98
799,55	384,21	425,75
760,56	365,48	404,99
727,42	349,56	387,34
698,87	335,84	372,14
673,49	323,64	358,62
651,21	312,93	346,76
631,50	303,46	336,27
622,47	299,12	331,46

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.5. Entalpías en la entrada y salida del compresor (Punto 1 y 2)

$$h_1 = h(T_1)$$

$$h_1 = 298,62 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h(T^2)$$

$$h_2 = 668,48 \text{ kJ/kg}$$

#### 4.2.6. Entalpia en el proceso de combustión (Punto 3)

Primero se determina el balance de masa en la cámara de combustión:

Tabla 13: Composición del aire atmosférico

Composicion del aire atmosferico		
Componente	Análisis Molar [kmol/100 kmol aire]	M [kg gas/kmol de gas]
oxigeno	21	31,99
nitrogeno	79	28,02
Composición del combustible		
Componente [Combustible]	Análisis Molar [kmol/100 kmol aire]	M [kg gas/kmol de gas]
C12H26	100	170

Fuente: Metodología de análisis exergético a las plantas de potencia de ciclos combinados gas vapor – Perú

En la tabla 14 se obtiene los parámetros de cálculo de los gases de los productos de combustión adiabática con exceso de aire, la entalpía a temperatura de referencia; y el número de moles de cada sustancia de gas. [26]

Para determinar la entalpía de referencia de los productos del proceso de combustión se obtiene interpolando valores de la tabla N°75 con referencia al Anexo 8.

Tabla 14: Parámetros de cálculo para la entalpía en el proceso de combustión utilizando exceso de aire

Sustancia Gas	N° moles	$T_3 = 1148,44$ [K]
		$\bar{h}_{ref}$ [kJ/kmol]
CO <sub>2</sub>	12,00	50955,78
H <sub>2</sub> O	13,00	42143,75
O <sub>2</sub>	37,93	36613,19
N <sub>2</sub>	212,16	35042,73

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 15 se obtiene las cantidades molares de cada producto de gas de la combustión, así como también la fracción molar de cada producto de gas, con relación a cada exceso de aire.

Tabla 15: Parámetros de cálculo para la entalpía molar de los productos de la combustión.

Productos 205%		
Sustancia	Mi [kg/kmol]	xi kmol/kmol de prod.
CO <sub>2</sub>	44,01	0,044
H <sub>2</sub> O	18,02	0,047
O <sub>2</sub>	32,00	0,138
N <sub>2</sub>	28,01	0,771

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 16 se determina la entalpía a la salida de la cámara de combustión con exceso de aire, y también los valores de entalpía molar.

Tabla 16: Resultado de cálculo para la entalpía a la salida de la cámara de combustión

Productos Temperatura (1148,44 K)					
Sustancia gas	Mi [kg/kmol]	hi [kJ/kmol]	xi kmol/kmol de prod.	xi*hi [kJ/kmol] de prod.	(xi*hi)/Mi kJ/kg
CO <sub>2</sub>	44,01	50955,78	0,044	2222,85	50,51
H <sub>2</sub> O	18,02	42143,75	0,047	1991,65	110,52
O <sub>2</sub>	32,00	36613,19	0,138	5047,77	157,75
N <sub>2</sub>	28,01	35042,73	0,771	27026,74	964,79
Total				36289,01	1283,57

Fuente: Elaboración Propia

Donde:

$M_i$  = Masa molar de cada sustancia

$h_i$  = Entalpía molar de los gases ideales a Temperatura de referencia (Anexo 5)

$x_i$  = Fracción molar de los gases del proceso de combustión con exceso de aire (205%)

En la tabla 17 se obtiene los resultados de las entalpias en la cámara de combustión para los diferentes excesos de aire.

Tabla 17: Entalpía en la cámara de combustión para los diferentes excesos de aire

$h_3$ [kJ/kg]
1283,57
1178,85
1041,02
968,68
902,21
848,68
807,56
764,11
731,40
702,64
680,10
655,53
645,50

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.7. Entalpía de los gases de escape (Punto 4)

En la tabla 18 se determina la entropía de los productos de combustión, que es igual a la entalpía en el punto 4 por ser un proceso isoentrópico. Aun exceso de aire con 205%

Para determinar la entropía de referencia de los productos del proceso de combustión se obtiene interpolando valores de la tabla N° 75, con referencia al Anexo 8

Tabla 18: Entropía de los productos de la combustión a la salida de la cámara de combustión

Productos Temperatura (1148,44 K)					
Sustancia gas	$M_i$ [kg/kmol]	$x_i$ kmol/kmol de prod.	$\bar{s}$ [kJ/kmol K]	$x_i^* \bar{s}$ [kJ/kmol de prod. K]	$\bar{s}$ [kJ/kg K]
CO2	44,01	0,044	276,84	12,08	0,27
H2O	18,02	0,047	238,43	11,27	0,63
O2	32,00	0,138	248,34	34,24	1,07
N2	28,01	0,771	232,64	179,42	6,40
Total				237,00	8,37

Fuente: Elaboración Propia

Donde:

$M_i$  = Masa molar de cada sustancia

$\bar{s}$  = Entalpía molar de los gases ideales a Temperatura de referencia (Anexo 5)

$x_i$  = Fracción molar de los gases del proceso de combustión con exceso de aire (205%)

$\bar{s}$  = Entalpía en el punto 3 (Proceso de la combustión)

En la tabla 19 se obtiene los parámetros al proceso de los productos de la combustión.

Tabla 19: Parámetros perteneciente al proceso de los Productos de la combustión

Parámetros	
Temperatura en el proceso de combustión	1148,44 [K]
Entalpía en el proceso de combustión	1283,57 [kJ/kg]
$\bar{s}$ en el proceso de combustión	237,00 [kJ/kmol K]
Entropía en el proceso de combustión	8,37 [kJ/kg K]

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 20 los resultados de del proceso de expansión en la turbina, encontrando la entalpía en el punto 4 que es la entalpía en los gases de escape.

Tabla 20: Resultados para el proceso de expansión en la Turbina (Punto 4)

Resultados	
Temperatura de los gases de escape de la Turbina	551,87 [K]
Entalpía molar de los gases de escape de la Turbina	16449,17 [kJ/kmol]
$\bar{s}$ gases de escape de la Turbina	237,00 [kJ/kmol K]
Entropía de los gases de escape de la Turbina	8,37 [kJ/kg K]
Entalpía de los gases de escape de la Turbina	583,37 [kJ/kg]

Fuente: Elaboración Propia

Utilizando la temperatura real de los gases de escape, en el proceso de expansión de la turbina, se calcula la entalpía real de los gases de escape.

Tabla 21: Resultados para el proceso de expansión de la Turbina

Resultados	
Temperatura de los gases de escape de la Turbina	611,53 [K]
Entalpía molar de los gases de escape de la Turbina	76998,15 [kJ/kmol]
$\bar{s}$ gases de escape de la Turbina	216,02 [kJ/kmol K]
Entropía de los gases de escape de la Turbina	7,99 [kJ/kg K]
Entalpía de los gases de escape de la Turbina	641,68 [kJ/kg]

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 22: Entalpía de los gases de escape (Punto 4)

h4 [kJ/kg]
641,68
550,32
538,61
494,02
466,40
435,97
417,57
398,60
382,35
368,00
357,57
344,29
339,81

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.8. Flujo másico del aire

Para determinar el flujo másico del aire se multiplica la relación aire combustible con el flujo másico del combustible.

Tabla 23: Flujo másico del aire para los diferentes Ra/c

Masa del aire [kg/s]
573,58
658,21
752,24
846,27
940,30
1034,33
1128,36
1222,39
1316,41
1410,44
1504,47
1598,50
1645,52

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.9. Trabajo que se genera en el compresor

$$W_C = (h_2 - h_1)$$

Donde:

$W_C$  = Trabajo que se genera en el compresor

$h_2$  = Entalpía a la salida del compresor

$h_1$  = Entalpía entrada del compresor

Tabla 24: Trabajo que se genera en el compresor

Wc	362,57	kJ/kg
----	--------	-------

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.10. Trabajo que se genera en la turbina

$$W_{tur} = h_3 - h_4$$

$W_{tur}$  = Trabajo en la turbina

$h_3$  = Entalpía con referencia en la temperatura 3

$h_4$  = Entalpía con referencia en la temperatura 4

Tabla 25: Trabajo que se genera en la turbina

Trabajo en la Turbina $W_t$ [kJ/kg]
641,90
628,53
502,42
474,66
435,81
412,71
389,99
365,52
349,05
334,64
322,52
311,24
305,69

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.11. Trabajo Neto

Es la variación que se da entre el trabajo del compresor y la turbina

$$W_n = W_{tur} - W_c$$

Donde:

$W_n$  = Trabajo neto del sistema

$W_{tur}$  = Trabajo de la turbina

$W_c$  = Trabajo en el compresor

Tabla 26: Trabajo Neto

Trabajo Neto Wn [kJ/kg]
279,33
265,96
139,85
112,10
73,24
50,14
27,42
2,95
-13,52
-27,93
-40,04
-51,33
-56,87

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.12. Calor absorbido en la cámara de combustión

Se determina por la siguiente ecuación:

$$Q^+ = (h_3 - h_2)$$

Donde:

$Q^+$  = Calor absorbido en la cámara de combustión

$h_3$  = Entalpía en la cámara de combustión

$h_2$  = Entalpía 2 real del sistema

Tabla 27: Calor absorbido por la cámara de combustión

Q+ [kJ/kg]
854,28
684,98
537,36
419,99
323,35
243,71
175,49
117,50
67,54
23,11
-15,88
-50,37
-66,16

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.13. Calor rechazado por los gases de la combustión

Se determina por la siguiente ecuación:

$$Q^- = (h_4 - h_1)$$

Donde:

$Q^-$  = Calor rechazado por los gases de la combustión

$h_4$  = Entalpía 4 real del sistema

$h_1$  = Temperatura de entrada del aire

Tabla 28: Calor rechazado por los gases de la combustión

Q- [kJ/kg]
330,19
275,91
228,58
190,96
159,98
134,44
112,57
93,98
77,96
63,72
51,22
40,16
35,10

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.2.14. Calor entregado del combustible

Se determina multiplicando el poder calorífico interior (PCI) con la masa del combustible.

El poder calorífico interior del Diesel B5 es 45,6 MJ/kg (ANEXO N°7)

$$Q_{com} = \dot{m}_{com} * PCI$$

Donde:

$Q_{com}$  = Calor entregado del combustible

$\dot{m}_{com}$  = Masa del combustible

$PCI$  = Poder calorífico interior del combustible (Valor de calentamiento bajo del combustible)

$$Q_{com} = 574,023 \text{ MW}$$

#### 4.2.15. Eficiencia térmica de la turbina de gas

Se encuentra dividiendo la potencia efectiva de la planta y el calor entregado del combustible.

$$\eta_{termica} = \frac{P_e}{Q_{com}}$$

Donde:

$\eta_{termica}$  = Eficiencia del ciclo

$P_e$  = Potencia efectiva

$Q_{com}$  = Calor entregado del combustible

$$\eta_t = 30,98\%$$

### 4.3. PARAMETROS PARA REALIZAR EL BALANCE EXÉRGETICO

#### 4.3.1. Exergías de flujo:

Se determina por la siguiente ecuación:

$$e = (h_1 - h_0) - T_o * (s_1 - s_0)$$

Donde:

$h_1$  = Entalpía en los puntos 1, 2, 3,4

$h_0$  = Entalpía en el estado referencia

$T_o$  = Temperatura ambiente

$s_1$  = Entropía en los puntos 1, 2, 3,4.

$s_0$  = Entropía en el estado de referencia

Exergía en el flujo del aire, se refiere al punto muerto.

$$e = C_p * (T_1 - T_o) - T_o * \left( C_p * \ln \frac{T_1}{T_o} - R \ln \frac{P_1}{P_o} \right) = 0$$

Exergía en el punto 2, 3, 4, tomando respectivamente las presiones y temperaturas de cada punto.

$$e_2 = (h_2 - h_0) - T_o * (s_2 - s_0) = C_p * (T_2 - T_o) - T_o * \left( C_p * \ln \frac{T_2}{T_o} - R \ln \frac{P_2}{P_o} \right)$$

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_o * (s_3 - s_0) = C_p * (T_3 - T_o) - T_o * \left( C_p * \ln \frac{T_3}{T_o} - R \ln \frac{P_3}{P_o} \right)$$

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_0 * (s_4 - s_0) = C_p * (T_4 - T_0) - T_0 * \left( C_p * \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{P_4}{P_0} \right)$$

Se presentan los resultados en la siguiente tabla, elaborada en Excel.

Tabla 29: Resultado de los flujos de exergía en los Puntos 1 y2

e1	0,00	kJ/kg
e2	344,71	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 30: Exergías de Flujo en los puntos 3 y 4

e3 [kJ/kg]	e4 [kJ/kg]
1003,86	116,01
880,48	87,97
776,48	65,57
696,60	49,36
632,99	37,25
582,23	28,23
540,09	21,26
505,34	15,95
476,27	11,87
451,15	8,66
429,72	6,19
411,26	4,29
402,98	3,52

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.3.2. Exergía del calor absorbido

Se puede calcular el proceso de absorción en los puntos 3-2 a presión constante.

$$eQ^+ = \int_{T_2}^{T_3} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) C_p dT$$

$$eQ^+ = Q - T_0 * c_p * \ln \frac{T_3}{T_2}$$

Donde:

$Q$  = Calor absorbido por la cámara de combustión.

$T_0$  = Temperatura ambiente

$c_p$  = Capacidad calorífica específica

Tabla 31: Exergías del Calor Absorbido

eQ+ [kJ/kg]
659,15
535,76
431,77
351,88
288,28
237,52
195,38
160,63
131,56
106,44
85,00
66,55
58,26

Fuente: Elaboración Propia

### 4.3.3. Exergía del calor cedido

Se puede calcular en los procesos 4-1:

$$eQ^- = \int_{T_1}^{T_4} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) C_p dT$$

$$eQ^- = Q - T_0 * c_p * \ln \frac{T_4}{T_1}$$

Donde:

$Q$  = Calor rechazado por los gases de combustión.

$T_0$  = Temperatura ambiente

$c_p$  = Capacidad calorífica específica (Anexo 3)

Tabla 32: Exergías del calor cedido

eQ- [kJ/kg]
116,01
87,97
65,57
49,36
37,25
28,23
21,26
15,95
11,87
8,66
6,19
4,29
3,52

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.3.4. Pérdidas de exergía en la turbina

Se determina por la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdidas de } e_{turb.} = e_3 - e_4 - W_T$$

Donde:

$e_3$ = Exergía de flujo en el punto 3

$e_4$ = Exergía de flujo en el punto 4

$W_T$ = Trabajo en la turbina

Tabla 33: Pérdidas de Exergía en la turbina

Perdidas de exergía en la Turbina [kJ/kg]
245,95
163,98
208,49
172,57
159,93
141,30
128,85
123,88
115,36
107,86
101,01
95,73
93,77

Fuente: Elaboración Propia

### 4.3.5. Pérdidas de exergía en el compresor

Se determina por la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdidas de } e_{com.} = e_1 - e_2 - W_c$$

Donde:

$e_2$  = Exergía de flujo en el punto 2

$e_1$  = Exergía de flujo en el punto 1

$W_c$  = Trabajo en el compresor

Tabla 34: Pérdidas de Exergía en el compresor

Pérdidas de exergía en el compresor	
17,85	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

### 4.3.6. Eficiencias exergéticas del turbogenerador

La eficiencia exergética de varios componentes en la planta de energía de la turbina de gas y para la planta total se calcula a partir de las siguientes ecuaciones:

1. Eficiencia exergética de la planta

Es el resultado del trabajo neto sobre exergía del calor absorbido

$$\eta_e = \frac{W_{neto}}{eQ^+}$$

Donde:

$\eta_e$  = Eficiencia exergética

$W_{neto}$  = Trabajo neto del sistema

$eQ^+$  = Exergía del calor absorbido

Tabla 35: Rendimiento Exergético del sistema

Rendimiento exergético	
0,42	42%
0,50	50%
0,32	32%
0,32	32%
0,25	25%
0,21	21%
0,14	14%
0,02	2%
-0,10	-10%
-0,26	-26%
-0,47	-47%
-0,77	-77%
-0,98	-98%

Fuente: Elaboración Propia

2. Eficiencia exergética de la turbina

$$\eta_{eturb} = 1 - \frac{Pérdidas e_{turb}}{W_{tur}}$$

Donde:

$\eta_{eturb}$  = Eficiencia en la turbina

$Pérdidas e_{turb}$  = Pérdidas exergía en la Turbina

$W_{tur}$  = Trabajo que se genera en la turbina

Tabla 36: Eficiencia exergética en la turbina

Eficiencia exérgica en la turbina
0,62
0,74
0,59
0,64
0,63
0,66
0,67
0,66
0,67
0,68
0,69
0,69
0,69

Fuente: Elaboración Propia

3. Eficiencia exergética en el compresor

$$\eta_{ecom} = 1 - \frac{Pérdidas e_{com}}{W_{com}}$$

Donde:

$\eta_{ecom}$  = Eficiencia en el compresor

$Pérdidas e_{turb}$  = Pérdidas exergía en el compresor

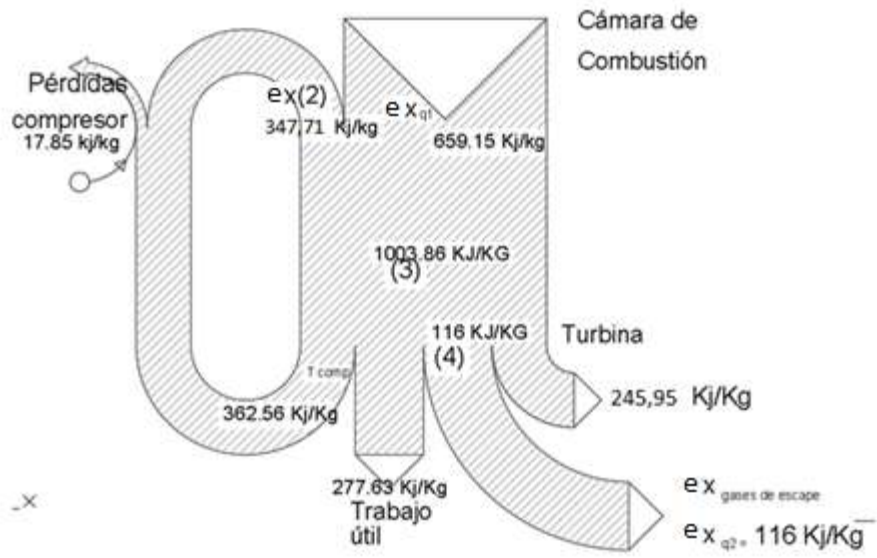
$W_{tur}$  = Trabajo que se genera en el compresor

Tabla 37: Eficiencia en el compresor

Eficiencia exérgica en el compresor
0,95

Fuente: Elaboración Propia

Figura 11: Diagrama de Grassman de Exergías para un exceso de aire 205%



#### 4.4. BALANCE DE ENERGÍA Y EXERGIA CON NUEVOS PARÁMETROS UTILIZANDO GAS NATURAL Y UN EXCESO DE AIRE DE 205%

##### 4.4.1. Parámetros de entrada

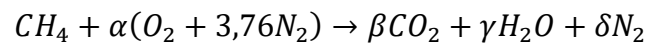
Tabla 38: Parámetros utilizados para el Gas Natural

PARAMETROS	VALOR	UNIDAD
Presión del aire de entrada	101,2	kPa
Relación de Presiones	13	
Temperatura de entrada	25	°C
Temperatura final del ciclo	406,667	°C
Coefficiente Politrópico	1,4	
Eficiencia del compresor (%)	0,89	
Eficiencia de la Turbina (%)	0,9	
Potencia Efectiva	177	MW
Peso molecular del aire	28,97	g/kmol
P2=P3	1315,6	kPa
Rgases	0,28700	kJ/kg K
Cp combustible	1431,93	J/kg K
Raire	0,287050	kJ/kg K

Fuente: Elaboración Propia

##### 4.4.2. Balance estequiométrico del gas natural

Balance estequiométrico teórico:



Se desarrollan las siguientes ecuaciones:

$$O \rightarrow 2\alpha = 2\beta + \gamma$$

$$H \rightarrow \gamma = 2\gamma$$

$$C \rightarrow x = \beta$$

$$N_2 \rightarrow \alpha * 3,76 = \delta$$

Se determinan las constantes:

$$\alpha = 2$$

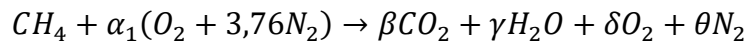
$$\gamma = 2$$

$$\beta = 1$$

$$\delta = 7,52$$

Se desarrolla teniendo en cuenta el exceso de aire:

$e$ : Exceso de aire



Ecuaciones:

$$\begin{aligned} O &\rightarrow 2 * \alpha_1 = 2\beta + 2\delta + \gamma \\ H &\rightarrow 26 = 2\gamma \\ C &\rightarrow 12 = \beta \\ N_2 &\rightarrow \alpha_1 * 3,76 * (1 + e) = \theta \end{aligned}$$

Utilizando un exceso de aire de 205 %.

Tabla 39: Balance estequiométrico

%	$\alpha_1 = (1 + e)\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$\delta$	$\theta$	Ra/c
2,05	6,10	1,00	2,00	4,10	22,94	4,93

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.3. Relación aire combustible

$$Ra/c = \frac{ma}{mc} = \frac{a(32 + 3,76 * 28)}{(12 * 2 + 4)}$$

Donde:

$ma$ = Masa del aire molar

$mc$ = masa del combustible molar

#### 4.4.4. Nuevo cálculo de las temperaturas del ciclo

- Para las temperaturas 1 y 2 se obtiene las mismas temperaturas

Tabla 40: Temperatura a la entrada y salida del compresor

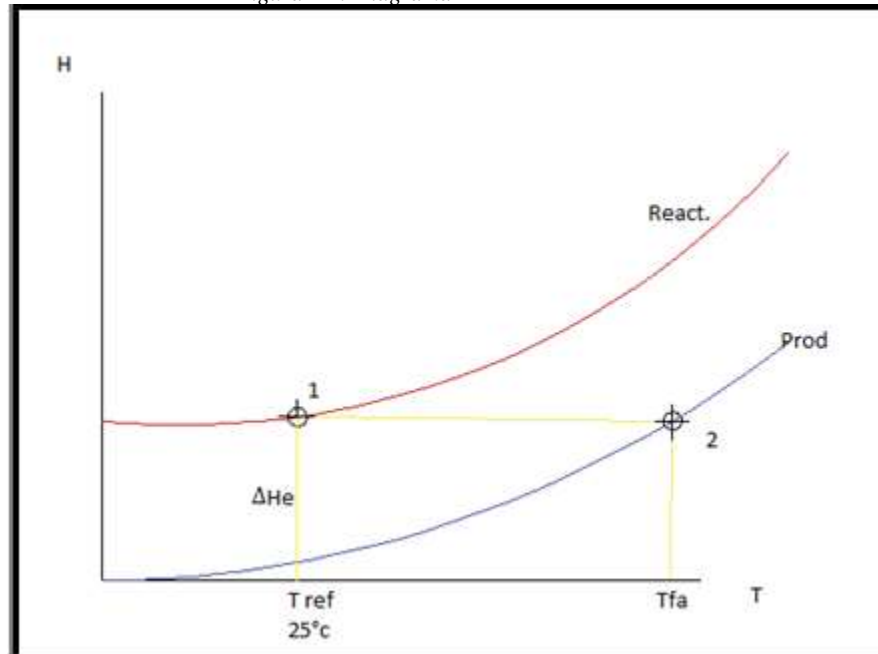
T	Valor
$T_1$	298,15
$T_2^*$ Ideal	620,45
$T_2$ Real	660,28

Fuente: Elaboración Propia

- Temperatura 3:

Para hallar la temperatura 3 se utiliza la ley Hess explicado en el capítulo 2 y la temperatura de llama. Teniendo en cuenta la tabla de entalpias de Referencia del Anexo 8.

Figura 12: Diagrama T-H



$$Q = H_2 - H_1$$

$$0 = H_p - H_r$$

$$H_p = H_r$$

$$\sum_p N(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref}) = \sum_r N(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})$$

Donde:

$\bar{h}_{1,2}$  = Entalpia necesaria para hallar la temperatura 3

$\bar{h}_{ref}$  = Entalpia de referencia a temperatura ambiente

$\Delta\bar{h}_{f,ref}$  = Entalpia de formación de los elementos

\*Para un exceso de aire con con 205%

$$\begin{aligned} & \left[ 12 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{CO_2} + 13 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{H_2O} + 37,93 \right. \\ & \quad \left. * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 212,16 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \right] \\ & = \left[ 1 * (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{CH_4} + 56,43(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 212,158 \right. \\ & \quad \left. * (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \right] \end{aligned}$$

Tabla 41: Entalpías de Referencias

	$\Delta \bar{h}_{f,ref}$	href
CO <sub>2</sub>	-393522	9364
H <sub>2</sub> O	-241826	9904
O <sub>2</sub>	0	8683
N <sub>2</sub>	0	8670
CH <sub>4</sub>	-74897,67	0

Fuente: Elaboración Propia

$$\begin{aligned} & \left[ 12 * h_{2,CO_2} + 13h_{2,H_2O} + 37,93 * h_{2,O_2} + 212,16 * h_{2,N_2} \right. \\ & = 12 * (\bar{h}_{ref} - \Delta \bar{h}_{f,ref})_{CO_2} + 13 * (\bar{h}_{ref} - \Delta \bar{h}_{f,ref})_{H_2O} \\ & \left. + 37,93(\bar{h}_{ref})_{O_2} + 212,158 * (\bar{h}_{ref})_{N_2} + (\Delta \bar{h}_{f,ref})_{CH_4} \right] \end{aligned}$$

$$12 * h_{2,CO_2} + 13h_{2,H_2O} + 37,93 * h_{2,O_2} + 212,16 * h_{2,N_2} = 1065903,75$$

\*Se tabula con la Tabla: Propiedades de los Gases Ideales (Anexo n°5), para hallar la Temperatura 3 (cámara de combustión).

$$T_3 = 1126,21 K$$

- Para la temperatura 4 ideal y real:  
Para hallar la temperatura de acuerdo a lo anterior, se determina la temperatura en la salida de la turbina.

$$T^{4'} = \frac{T_3}{r^{1.4}}$$

Donde:

$T^{4'}$ : Temperatura 4 ideal

$T_3$ : Temperatura en la cámara de combustión

$r$ : Relación de presiones

- Temperatura 4 real  
Luego de determinar la temperatura 4 ideal con la eficiencia de la turbina se halla la temperatura 4 real.

$$T_4 = T_3 - \eta_T(T_3 - T^{4'})$$

Donde:

$T_4$  = Temperatura real a la salida de los gases de combustión

$T_3$  = Temperatura en la cámara de combustión

$\eta_T$  = Eficiencia de la turbina

$T^{4'}$  = Temperatura ideal a la salida de los gases de combustión

Tabla 42: Temperatura de la salida de los gases de la combustión

$T_4$ [K]	$T_{4\text{ REAL}}$ [K]
541,19	599,70

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.5. Entalpía de los gases de combustión

En la tabla 38 se determina la entalpía a la salida de la cámara de combustión con exceso de aire, y también los valores de entalpía molar.

Para determinar la entalpía de referencia de los productos del proceso de combustión se obtiene interpolando valores de la tabla N° 65, con referencia al Anexo 8

Tabla 43: Entalpía de los gases de la combustión

Productos Temperatura (1126,21 K)					
Sustancia gas	$M_i$ [kg/kmol]	$h_i$ [kJ/kmol]	$x_i$ kmol/kmol de prod.	$x_i \cdot h_i$ [kJ/kmol] de prod.	$(x_i \cdot h_i) / M_i$ kJ/kg
CO <sub>2</sub>	44,01	49715,55	0,033	1655,20	37,61
H <sub>2</sub> O	18,02	41189,36	0,067	2742,67	152,20
O <sub>2</sub>	32,00	35826,05	0,137	4890,36	152,83
N <sub>2</sub>	28,01	34299,62	0,764	26191,77	934,99
Total				35480,00	1277,63

Fuente: Elaboración Propia

Donde:

$M_i$  = Masa molar de cada sustancia

$h_i$  = Entalpía molar de los gases ideales a Temperatura de referencia (Anexo 5)

$x_i$  = Fracción molar de los gases del proceso de combustión con exceso de aire (205%)

#### 4.4.6. Entalpía de los gases de escape de la Turbina

En la tabla 18 se determina la entropía de los productos de combustión, que es igual a la entalpía en el punto 4 por ser un proceso isoentrópico. Aun exceso de aire con 205%

Para determinar la entropía de referencia de los productos del proceso de combustión se obtiene interpolando valores de la tabla N° 75, con referencia al Anexo 8

Tabla 44: Entropía de los gases de la combustión

Productos Temperatura (1126,21 K)				
Sustancia gas	Mi [kg/kmol]	$\bar{s}$ [kJ/kmol K]	$x_i^* \bar{s}$ [kJ/kmol de prod. K]	$\bar{s}$ [kJ/kg K]
CO <sub>2</sub>	44,01	275,75	9,18	0,21
H <sub>2</sub> O	18,02	236,82	15,77	0,88
O <sub>2</sub>	32,00	248,39	33,91	1,06
N <sub>2</sub>	28,01	231,39	176,69	6,31
Total			235,55	8,45

Fuente: Elaboración Propia

Donde:

$M_i$  = Masa molar de cada sustancia

$\bar{s}$  = Entalpía molar de los gases ideales a Temperatura de referencia (Anexo 5)

$x_i$  = Fracción molar de los gases del proceso de combustión con exceso de aire (205%)

$\bar{s}$  = Entalpía en el punto 3 (Proceso de la combustión)

Tabla 45: Parámetros del proceso de combustión

Parámetros	
Temperatura en el proceso de combustión	1126,21 [K]
Entalpía en el proceso de combustión	1277,63 [kJ/kg]
$\bar{s}$ en el proceso de combustión	235,55 [kJ/kmol K]
Entropía en el proceso de combustión	8,45 [kJ/kg K]

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 46: Resultados del proceso de expansión de la Turbina

Resultados	
Temperatura de los gases de escape de la Turbina	541,19 [K]
Entalpía molar de los gases de escape de la Turbina	16126,69 [kJ/kmol]
$\bar{s}$ gases de escape de la Turbina	235,55 [kJ/kmol K]
Entropía de los gases de escape de la Turbina	8,45 [kJ/kg K]
Entalpía de los gases de escape de la Turbina	581,60 [kJ/kg]

Fuente: Elaboración Propia

Utilizando la temperatura real de los gases de escape, en el proceso de expansión de la turbina, se calcula la entalpía real de los gases de escape.

Tabla 47: Entalpía de los gases de escape a temperatura 4 real.

Resutados	
Temperatura de los gases de escape de la Turbina	599,70 [K]
Entalpía molar de los gases de escape de la Turbina	17959,04 [kJ/kmol]
$\bar{s}$ gases de escape de la Turbina	220,55 [kJ/kmol K]
Entropía de los gases de escape de la Turbina	8,05 [kJ/kg K]
Entalpía de los gases de escape de la Turbina	647,48 [kJ/kg]

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.7. Trabajo que se genera en el compresor

$$W_C = (h_2 - h_1)$$

Tabla 48: Entalpía en el punto 1 y 2

h1	298,615
h2	668,48

Fuente: Elaboración Propia

Donde:

$h_2$ = Entalpía dos real del sistema

$h_1$ = Entalpía entrada del compresor

Tabla 49: Trabajo que se genera en el compresor

Wc [kJ/kg]	362,57
------------	--------

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.8. Trabajo que se genera en la turbina

$$W_{tur} = h_3 - h_4$$

$W_{tur}$ = Trabajo en la turbina

$\dot{H}_3$ = Entalpía con referencia en la temperatura 3

$\dot{H}_4$ = Entalpía con referencia en la temperatura 4

Tabla 50: Trabajo que se genera en la Turbina

Trabajo en la Turbina	Unidad
630,14	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.9. Trabajo Neto

Es la variación que se da entre el trabajo del compresor y la turbina

$$W_n = W_{tur} - W_c$$

Donde:

$W_n$  = Trabajo neto del sistema

$W_{tur}$  = Trabajo de la turbina

$W_c$  = Trabajo en el compresor

Tabla 51: Trabajo Neto

Trabajo Neto $W_n$	Unidades
267,58	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.10. Flujo másico del aire

Es la relación entre la potencia del ciclo multiplicado por el peso molecular aire dividido con la potencia neta.

Tabla 52: Flujo másico del aire

maire	unidades
672,85	kg/s

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.11. Flujo másico del combustible

Tabla 53: Flujo másico del combustible

flujo masico del combustible	12,83	kg/s
------------------------------	-------	------

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.12. Calor absorbido en la cámara de combustión

Se determina por la siguiente ecuación:

$$Q^+ = (h_3 - h_2)$$

Donde:

$Q^+$  = Calor absorbido en la cámara de combustión

$h_3$  = Entalpía en la cámara de combustión

$h_2$  = Entalpía 2 real del sistema

Tabla 54: Calor absorbido en la cámara de combustión

Q+ [kJ/kg]
609,15

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.13. Calor rechazado por los gases de la combustión

Se determina por la siguiente ecuación:

$$Q^- = (h_4 - h_1)$$

Donde:

$Q^-$  = Calor rechazado por los gases de la combustión

$h_4$  = Entalpía 4 real del sistema

$h_1$  = Temperatura de entrada del aire

Tabla 55: Calor rechazado por los gases de la combustión

Q- [kJ/kg]
348,87

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.14. Eficiencia termodinámica del ciclo

Eficiencia del ciclo	0,36	35,97%
----------------------	------	--------

#### 4.4.15. Exergías de flujo

Se determina por la siguiente ecuación:

$$e = (h_1 - h_0) - T_o * (s_1 - s_0)$$

Donde:

$h_1$  = Entalpía en los puntos 1, 2, 3,4

$h_0$ =Entalpia en el estado referencia  
 $T_0$ = Temperatura ambiente  
 $s_1$ = Entropía en los puntos 1, 2, 3,4.  
 $s_0$ =Entropía en el estado de referencia

Exergía en el flujo del aire, se refiere al punto muerto.

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

Exergía en el punto 2, 3, 4, tomando respectivamente las presiones y temperaturas de cada punto.

$$e_2 = (h_2 - h_0) - T_0 * (s_2 - s_0) = C_p * (T_2 - T_0) - T_0 * \left( C_p * \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} \right)$$

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_0 * (s_3 - s_0) = C_p * (T_3 - T_0) - T_0 * \left( C_p * \ln \frac{T_3}{T_0} - R \ln \frac{P_3}{P_0} \right)$$

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_0 * (s_4 - s_0) = C_p * (T_4 - T_0) - T_0 * \left( C_p * \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{P_4}{P_0} \right)$$

Se presentan los resultados en la siguiente tabla, elaborada en Excel.

Tabla 56: Exergías de Flujo

e1	0	kJ/kg
e2	344,71	kJ/kg
e3	837,82	kJ/kg
e4	109,37	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.16. Exergía del calor absorbido

Se puede calcular el proceso de absorción en los puntos 3-2 a presión constante.

$$eQ^+ = \int_{T_2}^{T_3} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) C_p dT$$

$$eQ^+ = Q - T_0 * c_p * \ln \frac{T_3}{T_2}$$

Donde:

$Q$  = Calor absorbido por la cámara de combustión.

$T_0$ = Temperatura ambiente

$c_p$  = Capacidad calorífica especifica

Tabla 57: Exergías del Calor Absorbido

eQ+	Unidades
493,102	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.17. Exergía del calor cedido

Se puede calcular en los procesos 4-1:

$$eQ^- = \int_{T_1}^{T_4} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) C_p dT$$

$$Q^+ = Q - T_0 * c_p * \ln \frac{T_4}{T_1}$$

Donde:

$Q$  = Calor rechazado por los gases de combustión.

$T_0$  = Temperatura ambiente

$c_p$  = Capacidad calorífica específica (Anexo 3)

Tabla 58: Exergías del calor cedido

eQ-	Unidades
109,366	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.18. Pérdidas de exergía en la turbina

Se determina por la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdidas de } e_{turb.} = e_3 - e_4 - W_T$$

Donde:

$e_3$  = Exergía de flujo en el punto 3

$e_4$  = Exergía de flujo en el punto 4

$W_T$  = Trabajo en la turbina

Tabla 59: Pérdidas de Exergía en la turbina

Perdidas de exergía en la Turbina	
98,31	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.19. Pérdidas de exergía en el compresor

Se determina por la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdidas de } e_{com.} = e_1 - e_2 - W_c$$

Donde:

$e_2$  = Exergía de flujo en el punto 2

$e_1$  = Exergía de flujo en el punto 1

$W_c$  = Trabajo en el compresor

Tabla 60: Pérdidas de Exergía en el compresor

Pérdidas de exergía en el compresor	
17,85	kJ/kg

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.4.20. Eficiencias exergéticas del turbogenerador.

La eficiencia exergética de varios componentes en la planta de energía de la turbina de gas y para la planta total se calcula a partir de las siguientes ecuaciones:

##### 4. Eficiencia exergética de la planta

Es el resultado del trabajo neto sobre exergía del calor absorbido

$$\eta_e = \frac{W_{neto}}{EQ^+}$$

Donde:

$\eta_e$  = Eficiencia exergética

$W_{neto}$  = Trabajo neto del sistema

$eQ^+$  = Exergía del calor absorbido

Tabla 61: Rendimiento Exergético del sistema

Rendimiento exergético	
0,533479989	53%

Fuente: Elaboración Propia

#### 5. Eficiencia exergética de la turbina

$$\eta_{eturb} = 1 - \frac{Pérdidas e_{turb}}{W_{tur}}$$

Donde:

$\eta_{eturb}$  = Eficiencia en la turbina

$Pérdidas e_{turb}$  = Pérdidas exergía en la Turbina

$W_{tur}$  = Trabajo que se genera en la turbina

Tabla 62: Eficiencia exérgica en la turbina

Eficiencia exérgica en la
0,84

Fuente: Elaboración Propia

#### 6. Eficiencia exergética en el compresor

$$\eta_{ecom} = 1 - \frac{Pérdidas e_{com}}{W_{com}}$$

Donde:

$\eta_{ecom}$  = Eficiencia en el compresor

$Pérdidas e_{turb}$  = Pérdidas exergía en el compresor

$W_{tur}$  = Trabajo que se genera en el compresor

Tabla 63: Eficiencia en el compresor

Eficiencia exérgica en el compresor
0,95

Fuente: Elaboración Propia

### 4.5. INGRESOS NETOS GENERADOS POR LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA

Se detallará los ingresos producidos por esta central termoeléctrica que al ser una central de generación tipo de emergencia:

#### 4.5.1. Costo Variable combustible

Es el gasto derivado del combustible para generar una unidad de energía (Kwh.) y corresponde al consumo promedio generando una potencia determinada.

Para determinar el costo en soles se multiplica el costo variable combustible por el precio del Diesel B5 Y Gas Natural.

Tabla 64: Costo variable combustible

	CVC	Costo en soles
Diesel B5	792,3876	15847,752
Gas	93,28	1865,6

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.5.2. Ingreso Neto

Es la multiplicación de su producción por el precio que vende el kWh. (0,8 por kWh)

Tabla 65: Producción en MWh

Producción 2018 [MWh]	
febrero	161,22
marzo	1,03
abril	37,60
mayo	503,00
julio	16,51
agosto	3,40
septiembre	13,78
Total	736,54

Fuente: COES

Entonces la ganancia de la producción sería:

S/.588.800,00

Por lo tanto la ganancia neta sería la diferencia entre la ganancia de la producción y el costo en soles de la Tabla N°25

Tabla 66: Ganancia Neta

Ganancia Neta	
Diesel B5	572952,248
Gas	586934,4

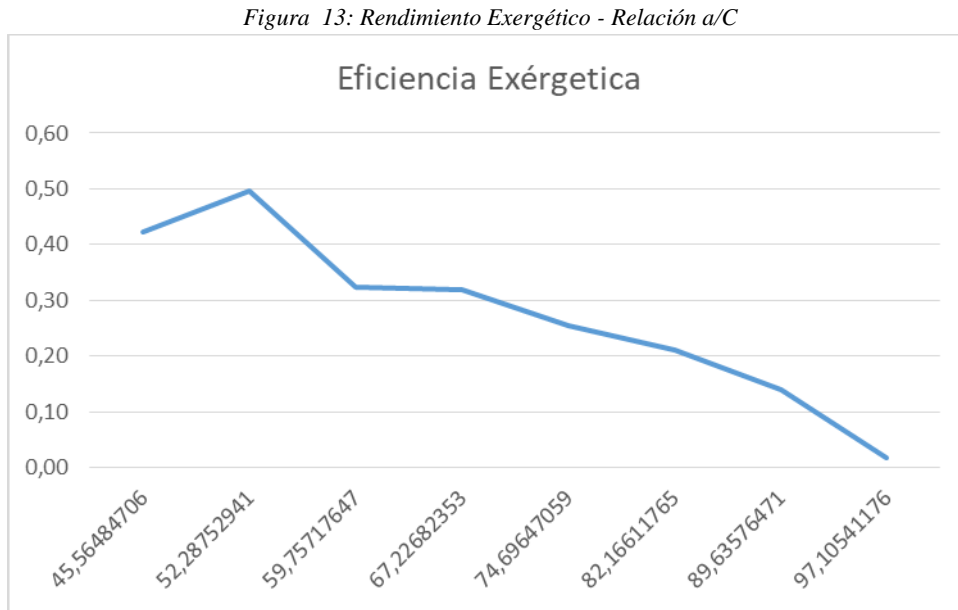
Fuente: Elaboración Propia

Finalmente el ahorro se tendría de la diferencia entre las dos ganancias netas:

Ahorro	S/.13.982,15
--------	--------------

## Discusión de resultados:

1. El exceso de aire se puede ver en la siguiente gráfica como varia la eficiencia exergética con respecto a la relación aire combustible.



2. Otro punto crítico a considerar sería el uso del combustible diésel B5, ya que esta central utiliza ese combustible y no tiene una instalación a gas natural.
3. Con el balance de exergía se pudo determinar las unidades de las pérdidas de los equipos del ciclo simple, y se logró limitar los equipos con menor y mayor pérdidas las pérdidas en el compresor son menor con 17,85 kJ/kg y las pérdidas por la turbina es 247,87 kJ/kg, con un exceso de aire de 205%.
4. Los resultados obtenidos del análisis de exergía de la turbina de gas de la central térmica y sus componentes están representados la tabla 67 utilizando como combustible el Diesel B5 y la tabla 68 utilizando como combustible Gas Natural.

Tabla 67: Resultados obtenidos del análisis de exergía utilizando Diesel B5 como combustible y 205% de exceso de aire.

Resultados obtenidos del análisis exergetico de la Turbina de gas con combustible Diesel B5		
Componentes	Perdidas [kJ/kg]	$\eta_E$
Compresor	17,85	95%
Turbina	245,95	62%
Eficiencia exergetica de la central	42%	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 68: Resultados obtenidos del análisis de exergía utilizando Gas Natural como combustible y 205% de exceso de aire.

Resultados obtenidos del análisis exergetico de la Turbina de gas con combustible Gas Natural		
Componentes	Perdidas [kJ/kg]	$\eta_E$
Compresor	17,85	95%
Turbina	98,31	84%
Eficiencia exergetica de la	54%	

## CONCLUSIONES

1. Se diagnosticó las condiciones normales de operación del turbogenerador son las siguientes:

Presión del aire de entrada	101,2	kPa
Relación de Presiones	13	
Temperatura de entrada	25	°C
Eficiencia del compresor (%)	0,89	
Eficiencia de la Turbina (%)	0,9	
Potencia Efectiva	177,7	MW

2. Se evaluó mediante el análisis de energía al turbogenerador de la central térmica de Recka de 177,7MW de potencia efectiva, se obtiene una eficiencia energética del 30,96%.
3. Se realizó un balance de exergía que nos permite determinar cuáles son los componentes donde existe la mayor destrucción de exergía, la eficiencia exergética del ciclo es de 42%, utilizando un exceso de aire de 205%, y las eficiencias en el compresor es de 92% y de la turbina es de 62%.

Según los resultados obtenidos al realizar el balance de energía y exergía con nuevos parámetros y usando gas natural como combustible para el turbogenerador la eficiencia energética y exergética incrementa; llegando a un valor de 35% de eficiencia energética aumentando un 5% al valor obtenido con el combustible Diesel y 53% de eficiencia exergética; aumentando la eficiencia exergética en la turbina a 84%.

4. Se planteó algunas propuestas a futuro para que la central térmica pueda ser más eficiente y así también poder reducir emisiones de gases al ambiente.

Después de haberse realizado el estudio en la respectiva tesis, se propone como una alternativa implementar un tanque de gas, debido a que el consumo es menor al del Combustible Diesel B5, en este análisis económico se detallara con ayuda del VAN y TIR si el proyecto es viable.

*Tabla 69: Propuesta de mejora*

MEJORA	AHORRO ESTIMADO MENSUAL	INVERSIÓN
Implementar un tanque de gas	S/. 13.982,15	S/. 60.000,00
	S/. -	S/. -
TOTAL	S/. 13.982,15	S/. 60.000,00

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 70: Periodo de Recuperación

AÑO		0	1	2	3	4	5	6	7
EGRESOS	Total	-60000	0	0	0	0	0	0	0
	Inversion	-60000	0	0	0	0	0	0	0
		0	0	0	0	0	0	0	0
INGRESOS	TOTAL		13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152
	Ahorro		13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152
BENEFICIOS		-60000	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152	13982,152

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 71: VAN y TIR

Tasa de Inte	12%
VNA	S/. 3.811,14
TIR	14%

Fuente: Elaboración Propia

5. El estudio para mejorar la eficiencia de turbina de gas queda abierto a futuro en el cual pueda añadirse un regenerador, para poder aprovechar los gases de la combustión.

## **RECOMENDACIONES**

1. Se recomienda para futuros estudios hacer un análisis y una evaluación termo económica del ciclo de generación eléctrica de la central.
2. Realizar una nueva evaluación con el verdadero exceso de aire para así obtener una mayor eficiencia energética y exergética.
3. Realizar un estudio económico para la implementación de un ciclo con regeneración.

## REFERENCIAS

- [1] T. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, London , 1985.
- [2] H. S. M.J. Moran, *Fundamentos de Termodinamica Tecnica*, Barcelona: REVERTÉ S.A. , 2004.
- [3] C. Yunus y M. Boles, *Termodinamica*, Mexico: McGRAW-HILL, 2011.
- [4] a. R. D. J.B. Jones, *Engineering Thermodynamics*, Upper Saddle River: Prentice-Hall, 1996.
- [5] I.H. Aljundi, «Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jorda,» *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, n° 2-3, pp. 324-328, 2009.
- [6] G. K. B. Verkhivker, «On the exergy analysis of power plants,» *Energy Conversion and Managemen*, vol. 42, pp. 2053-2059, 2001.
- [7] G. S. A. a. S. A. Flavio, «Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system,» *Energy Conversion and Management*, vol. 41, pp. 1191-1200, 2000.
- [8] O. Nuñez, «Análisis Exergetico de una Central Electrica de Cogeneración,» Universidad de Guantánamo, Cuba, 2016.
- [9] F. Tarazina, «Análisis energético y exergético del ciclo de vapor de una central y termoeléctrica de ciclo combinado,» Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, 2013.
- [10] COES, «COES,» Mayo 2018. [En línea]. Available: <http://www.coes.org.pe/Portal/mercadomayorista/costosmarginales/revisados>. [Último acceso: 29 Abril 2018].
- [11] «OPEX energy,» [En línea]. Available: [http://opex-energy.com/ciclos/principios\\_de\\_Gas\\_CTCC.html](http://opex-energy.com/ciclos/principios_de_Gas_CTCC.html). [Último acceso: 10 Mayo 2018].
- [12] Energiza, «Especial de turbinas de gas,» Septiembre 2011. [En línea]. Available: <http://www.energiza.org/antiores/energizaseptiembre2011.pdf>. [Último acceso: 16 Agosto 2018].
- [13] T. Gomez, «Universidad de Navarra,» Octubre 2004. [En línea]. Available: <http://www4.tecnun.es/asignaturas/termo/Temas/Tema10-Combustion.pdf>. [Último acceso: 20 Agosto 2018].
- [14] B. Calderón, «UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANT,» Julio 2013. [En línea]. Available: [http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/entalp%EDA\\_de\\_formaci%F3n.pdf](http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/entalp%EDA_de_formaci%F3n.pdf). [Último acceso: 29 Agosto 2018].
- [15] M. V. H. Abbott, *Termodinámica*, México: McGraw-Hill, 1991.
- [16] P. VFINAL, «UNAM- INSTITUTO DE ENERGIAS RENOVABLES,» [En línea]. Available: <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Modulos/Modulo4.pdf>. [Último acceso: 20 Mayo 2018].
- [17] M. Martinez, «Departamento de Física, FC-UNAM,» [En línea]. Available: <http://www.smf.mx/boletin/Abr-98/ense/exer.html>. [Último acceso: 20 Mayo 2018].
- [18] C. Yunus y M. Boles, «CAPITULO 8 EXERGÍA: UNA MEDIDADEL POTENCIAL DE TRABAJO,» de *Termodinámica*, Mexico, The McGraw-Hill, 2009, p. 428.
- [19] M. Moran y H. Shapiro, «Análisis Exergetico,» de *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, Barcelona, REVERTÉ, 2004, pp. 309-373.
- [20] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. Moran, «3 EXERGY ANALYSIS,» de *Thermal Desing y Optimization*, Canada, JHON WILEY & SONS, INC, 1996, pp. 116-165.

- [21] R. Rodoreda, «"Análisis Exergetico de una central termoelectrica de vapor,» uebla-Mexico, Escuela de ciencias, Departamento de fisica y matematicas; Universidad de las Americas, Puebla, 2005.
- [22] F. Inmaculada y A. Robles, «Centrales de generación de Energía Electrica,» [En línea]. Available: <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1160/course/section/1407/bloque-energia-IV.pdf>. [Último acceso: 20 Mayo 2018].
- [23] M. Cabellos y j. Zafra, «BALANCE EXERGÉTICO EN LA TURBINA DE VAPOR TGM DE 21.7 MW PARA EL INCREMENTO DE SU EFICIENCIA EMPRESA AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO S.A.A,» Nuevo Chimbote, 2016.
- [24] J. Velasquez, «BALANCE EXERGETICO EN LA CENTRAL TERMOELECTRICA DE CHIMBOTE DE 20.2 MW,» NUEVO CHIMBOTE, 2014.
- [25] J. Nina, «PROCESOS DE COMBUSTIÓN».
- [26] Amado y Paz, «METODOLOGÍA DE ANÁLISIS EXERGÉTICO A LAS PLANTAS DE POTENCIA DE CICLOS COMBINADOS GAS VAPOR – PERÚ,» Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo , Chiclayo , 2012.
- [27] G. Masters, Renewable and Efficient Electric Power Systems, Wiley Interscience, 2004.
- [28] J. Felix, «EduTecne,» Mayo 2009. [En línea]. Available: [http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas\\_termicas/03-turbina\\_a\\_gas.pdf](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_termicas/03-turbina_a_gas.pdf). [Último acceso: 20 Mayo 2018].
- [29] C. J., L. V. y R. J. s, «Química general,» Pontificia Universidad Católica del Perú, 2011. [En línea]. Available: <http://corinto.pucp.edu.pe/quimicageneral/contenido/521-leyes-de-los-gases-ideales.html>. [Último acceso: 15 Mayo 2018].
- [30] O. Jaramillo, 03 Mayo 2007. [En línea]. Available: <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/node82.html>. [Último acceso: 20 Mayo 2018].
- [31] R. Morales, «Propuesta De Metodología Para El Análisis Exergético De Una Turbina A Gas De Ciclo Simple,» Universidad Pontificia Católica del Perú, Lima, 2014.
- [32] P. Fernandez, «pfernandezdiez.es,» [En línea]. Available: <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Gas/PDFs/06Tgas.pdf>. [Último acceso: 16 Agosto 2018].
- [33] J. Pérez, «Estudio de las Mezclas».

# ANEXOS

## ANEXOS 1

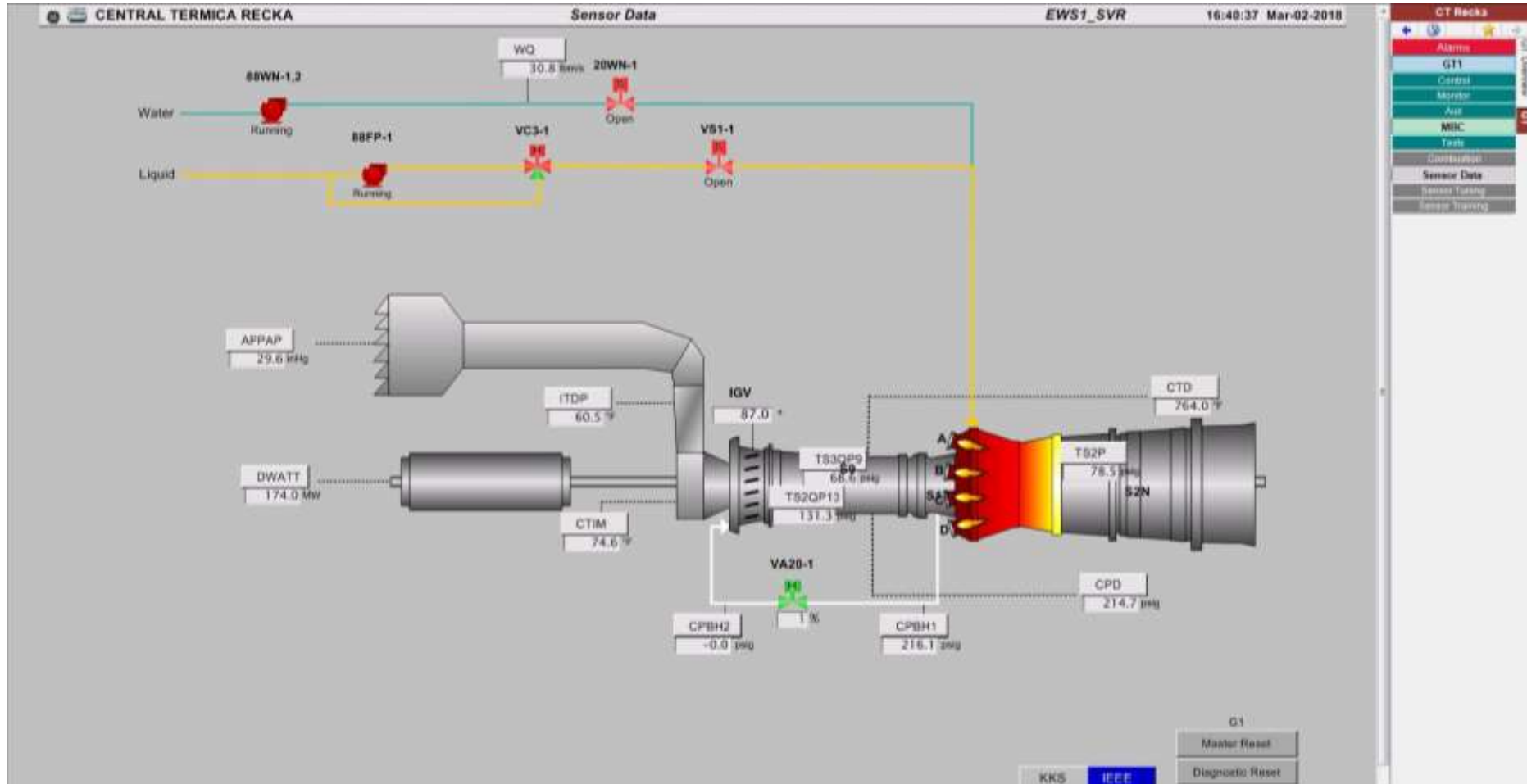


Figura 14: Datos de la turbina

## ANEXOS 2

Tabla 72: Calor específico de diferentes materiales

### Calor específico (capacidad calorífica específica) (25 °C, 1 atm=101 325 Pa)

[www.vaxasoftware.com](http://www.vaxasoftware.com)

Material	J/(kg·K)	Material	J/(kg·K)
Aceite vegetal	2000	Hielo (-10 °C a 0 °C)	2093
Agua (0 °C a 100 °C)	4186	Hierro/Acero	452
Aire	1012	Hormigón	880
Alcohol etílico	2460	Latón	380
Alcohol metílico	2549	Litio	3560
Aluminio	897	Madera	420
Amoniaco (líquido)	4700	Magnesio	1023
Arena	290	Mármol	858
Asfalto	920	Mercurio	138
Azufre	730	Metano (275 K)	2191
Benceno	1750	Níquel	440
Calcio	650	Nitrógeno	1040
Cinc	390	Oro	129
Cobre	387	Oxígeno	918
Diamante	509	Plata	236
Dióxido de carbono (gas)	839	Plomo	128
Estaño	210	Potasio	750
Etilen glicol	2200	Sodio	1230
Gasolina	2220	Tejido humano	3500
Grafito	710	Tierra (típica)	1046
Granito	790	Vapor de agua (100 °C)	2009
Helio (gas)	5300	Vidrio (típico)	837
Hidrógeno (gas)	14267		

### ANEXOS 3

Tabla 73: Especificaciones de los gases

Ideal Gas Specific Heats of Some Common Gases (kJ/kg · K)										
Temp. K	$c_p$	$c_v$	$k$	$c_p$	$c_v$	$k$	$c_p$	$c_v$	$k$	Temp. K
	Air			Nitrogen, N <sub>2</sub>			Oxygen, O <sub>2</sub>			
250	1.003	0.716	1.401	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398	250
300	1.005	0.718	1.400	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395	300
350	1.008	0.721	1.398	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389	350
400	1.013	0.726	1.395	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382	400
450	1.020	0.733	1.391	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373	450
500	1.029	0.742	1.387	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365	500
550	1.040	0.753	1.381	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358	550
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350	600
650	1.063	0.776	1.370	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343	650
700	1.075	0.788	1.364	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337	700
750	1.087	0.800	1.359	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332	750
800	1.099	0.812	1.354	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327	800
900	1.121	0.834	1.344	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319	900
1000	1.142	0.855	1.336	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313	1000
Temp. K	Carbon Dioxide, CO <sub>2</sub>			Carbon Monoxide, CO			Hydrogen, H <sub>2</sub>			Temp. K
	$c_p$	$c_v$	$k$	$c_p$	$c_v$	$k$	$c_p$	$c_v$	$k$	
250	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400	14.051	9.927	1.416	250
300	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399	14.307	10.183	1.405	300
350	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398	14.427	10.302	1.400	350
400	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395	14.476	10.352	1.398	400
450	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392	14.501	10.377	1.398	450
500	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387	14.513	10.389	1.397	500
550	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382	14.530	10.405	1.396	550
600	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376	14.546	10.422	1.396	600
650	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370	14.571	10.447	1.395	650
700	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364	14.604	10.480	1.394	700
750	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358	14.645	10.521	1.392	750
800	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353	14.695	10.570	1.390	800
900	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343	14.822	10.698	1.385	900
1000	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335	14.983	10.859	1.380	1000

Source: Adapted from K. Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as based on "Tables of Thermal Properties of Gases," NBS Circular 564, 1955.

ANEXOS 4

Tabla 74: Propiedades del Aire

Ideal Gas Properties of Air											
$T(K), h$ and $u(kJ/kg), s^{\circ} (kJ/kg \cdot K)$											
$T$	$h$	$u$	$s^{\circ}$	when $\Delta s = 0^1$		$T$	$h$	$u$	$s^{\circ}$	when $\Delta s = 0$	
				$p_r$	$v_r$					$p_r$	$v_r$
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.84	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1.  $p_r$  and  $v_r$  data for use with Eqs. 6.41 and 6.42, respectively.

ANEXOS 5

Tabla 75: Propiedades de los gases ideales

T(K)	$\bar{h}$ and $\bar{u}$ in kJ/kmol, $\bar{s}^\circ$ in kJ/kmol · K															T(K)
	Carbon Dioxide, CO <sub>2</sub> ( $\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ( $\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H <sub>2</sub> O ( $\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O <sub>2</sub> ( $\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N <sub>2</sub> ( $\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			
	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	
1000	42,769	34,455	269.215	30,355	22,041	234.421	35,882	27,568	232.597	31,389	23,075	243.471	30,129	21,815	228.057	1000
1020	43,859	35,378	270.293	31,020	22,540	235.079	36,709	28,228	233.415	32,088	23,607	244.164	30,784	22,304	228.706	1020
1040	44,953	36,306	271.354	31,688	23,041	235.728	37,542	28,895	234.223	32,789	24,142	244.844	31,442	22,795	229.344	1040
1060	46,051	37,238	272.400	32,357	23,544	236.364	38,380	29,567	235.020	33,490	24,677	245.513	32,101	23,288	229.973	1060
1080	47,153	38,174	273.430	33,029	24,049	236.992	39,223	30,243	235.806	34,194	25,214	246.171	32,762	23,782	230.591	1080
1100	48,258	39,112	274.445	33,702	24,557	237.609	40,071	30,925	236.584	34,899	25,753	246.818	33,426	24,280	231.199	1100
1120	49,369	40,057	275.444	34,377	25,065	238.217	40,923	31,611	237.352	35,606	26,294	247.454	34,092	24,780	231.799	1120
1140	50,484	41,006	276.430	35,054	25,575	238.817	41,780	32,301	238.110	36,314	26,836	248.081	34,760	25,282	232.391	1140
1160	51,602	41,957	277.403	35,733	26,088	239.407	42,642	32,997	238.859	37,023	27,379	248.698	35,430	25,786	232.973	1160
1180	52,724	42,913	278.362	36,406	26,602	239.989	43,509	33,698	239.600	37,734	27,923	249.307	36,104	26,291	233.549	1180
1200	53,848	43,871	279.307	37,095	27,118	240.663	44,380	34,403	240.333	38,447	28,469	249.906	36,777	26,799	234.115	1200
1220	54,977	44,834	280.238	37,780	27,637	241.128	45,256	35,112	241.057	39,162	29,018	250.497	37,452	27,308	234.673	1220
1240	56,108	45,799	281.158	38,466	28,146	241.686	46,137	35,827	241.773	39,877	29,568	251.079	38,129	27,819	235.223	1240
1260	57,244	46,768	282.066	39,154	28,678	242.236	47,022	36,546	242.482	40,594	30,118	251.653	38,807	28,331	235.766	1260
1280	58,381	47,739	282.962	39,884	29,201	242.780	47,912	37,270	243.183	41,312	30,670	252.219	39,488	28,845	236.302	1280
1300	59,522	48,713	283.847	40,534	29,725	243.316	48,807	38,000	243.877	42,033	31,224	252.776	40,170	29,361	236.831	1300
1320	60,666	49,691	284.722	41,266	30,251	243.844	49,707	38,732	244.564	42,753	31,778	253.325	40,853	29,878	237.353	1320
1340	61,813	50,672	285.586	41,919	30,778	244.366	50,612	39,470	245.243	43,475	32,334	253.868	41,539	30,398	237.867	1340
1360	62,963	51,656	286.439	42,613	31,306	244.880	51,521	40,213	245.915	44,198	32,891	254.404	42,227	30,919	238.376	1360
1380	64,116	52,643	287.283	43,309	31,836	245.388	52,434	40,960	246.582	44,923	33,449	254.932	42,915	31,441	238.878	1380
1400	65,271	53,631	288.106	44,007	32,367	245.889	53,351	41,711	247.241	45,648	34,008	255.454	43,605	31,964	239.375	1400
1420	66,427	54,621	288.934	44,707	32,900	246.385	54,273	42,466	247.895	46,374	34,567	255.968	44,295	32,489	239.865	1420
1440	67,586	55,614	289.743	45,408	33,434	246.876	55,198	43,226	248.543	47,102	35,129	256.475	44,988	33,014	240.350	1440
1460	68,748	56,609	290.542	46,110	33,971	247.360	56,128	43,989	249.185	47,831	35,692	256.978	45,682	33,543	240.827	1460
1480	69,911	57,606	291.333	46,813	34,508	247.839	57,062	44,756	249.820	48,561	36,256	257.474	46,377	34,071	241.301	1480
1500	71,078	58,606	292.114	47,517	35,046	248.312	57,999	45,528	250.450	49,292	36,821	257.965	47,073	34,601	241.768	1500
1520	72,246	59,609	292.888	48,222	35,584	248.778	58,942	46,304	251.074	50,024	37,387	258.450	47,771	35,133	242.228	1520
1540	73,417	60,613	292.654	48,928	36,124	249.240	59,888	47,084	251.693	50,756	37,952	258.928	48,470	35,665	242.685	1540
1560	74,590	61,620	294.411	49,635	36,665	249.695	60,838	47,868	252.305	51,490	38,520	259.402	49,168	36,197	243.137	1560
1580	76,767	62,630	295.161	50,344	37,207	250.147	61,792	48,655	252.912	52,224	39,088	259.870	49,869	36,732	243.585	1580
1600	76,944	63,741	295.901	51,053	37,750	250.592	62,748	49,445	253.513	52,961	39,658	260.333	50,571	37,268	244.028	1600
1620	78,123	64,653	296.632	51,763	38,293	251.033	63,709	50,240	254.111	53,696	40,227	260.791	51,275	37,806	244.464	1620
1640	79,303	65,668	297.356	52,472	38,837	251.470	64,675	51,039	254.703	54,434	40,799	261.242	51,980	38,344	244.896	1640
1660	80,486	66,592	298.072	53,184	39,382	251.901	65,643	51,841	255.290	55,172	41,370	261.690	52,686	38,884	245.324	1660
1680	81,670	67,702	298.781	53,895	39,927	252.329	66,614	52,646	255.873	55,912	41,944	262.132	53,393	39,424	245.747	1680
1700	82,856	68,721	299.482	54,609	40,474	252.751	67,589	53,455	256.450	56,652	42,517	262.571	54,099	39,965	246.166	1700
1720	84,043	69,742	300.177	55,323	41,023	253.169	68,567	54,267	257.022	57,394	43,093	263.005	54,807	40,507	246.580	1720
1740	85,231	70,764	300.863	56,039	41,572	253.582	69,550	55,083	257.589	58,136	43,669	263.435	55,516	41,049	246.990	1740

## ANEXOS 6

*Tabla 76: Propiedades del Diesel N° 2*

Basic properties of No. 2 diesel fuel and palm oil biodiesel

Properties	Units	ASTM standard	Diesel fuel No. 2	Palm oil Biodiesel
Density at 25 °C	kg/m <sup>3</sup>	D1298	853.97	864.42
Mass high heating value	MJ/kg	D240	45.273	39.837
Volume high heating value (25 °C)	MJ/m <sup>3</sup>	D240	38662	34436
Cloud point	°C	D2500	-5.0	16.0
Cold filter plugging point	°C	D6371	-6.0	12.0
Kinematic viscosity at 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	D445	4.33	4.71
Initial boiling point	°C	D86	181.5	302.2
Temperature at 50% recovered	°C	D86	284.9	326.5
Final boiling point	°C	D86	384.3	348.9
Calculated cetane index	-	D4737 D976	46.3 47.5	57.3 50.0

## ANEXOS 7

Tabla 77: Propiedades del Diesel B5

Fuel	Density		Higher Heating Value (HHV) (Gross Calorific Value - GCV)					Lower Heating Value (LHV) (Net Calorific Value - NCV)				
	@0°C/32°F, 1 bar		[kWh/kg]	[MJ/kg]	[Btu/lb]	[MJ/m <sup>3</sup> ]	[Btu/ft <sup>3</sup> ]	[kWh/kg]	[MJ/kg]	[Btu/lb]	[MJ/m <sup>3</sup> ]	[Btu/ft <sup>3</sup> ]
<b>Gaseous fuels</b>	[kg/m <sup>3</sup> ]	[g/ft <sup>3</sup> ]										
Acetylene	1.097	31.1	13.9	49.9	21453	54.7	1468					
Ammonia				22.5	9690							
Hydrogen	0.090	2.55	39.4	141.7	60920	12.7	341	33.3	120.0	51591	10.8	290
Methane	0.716	20.3	15.4	55.5	23874	39.8	1069	13.9	50.0	21496	35.8	964
Natural gas (US marked)*	0.777	22.0	14.5	52.2	22446	40.6	1090	13.1	47.1	20262	36.6	983
Town gas						18.0	483					
	@15°C/60°F, 1 bar											
<b>Liquid fuels</b>	[kg/l]	[g/gal]	[kWh/kg]	[MJ/kg]	[Btu/lb]	[MJ/l]	[Btu/gal]	[kWh/kg]	[MJ/kg]	[Btu/lb]	[MJ/l]	[Btu/gal]
Acetone	0.787	2.979	8.83	31.8	13671	25.0	89792	8.22	29.6	12726	23.3	83580
Butane	0.601	3.065	13.64	49.1	21109	29.5	105875	12.58	45.3	19475	27.2	97681
Butanol	0.810		10.36	37.3	16036	30.2	108359	9.56	34.4	14789	27.9	99934
Diesel fuel*	0.846	3.202	12.67	45.6	19604	38.6	138412	11.83	42.6	18315	36.0	129306
Dimethyl ether (DME)	0.665	2.518	8.81	31.7	13629	21.1	75655	8.03	28.9	12425	19.2	68973
Ethane	0.572	2.165	14.42	51.9	22313	29.7	106513	13.28	47.8	20550	27.3	98098
Ethanol (100%)	0.789	2.987	8.25	29.7	12769	23.4	84076	7.42	26.7	11479	21.1	75583
Diethyl ether (ether)	0.716	2.710	11.94	43.0	18487	30.8	110464					
Gasoline (petrol)*	0.737	2.790	12.89	46.4	19948	34.2	122694	12.06	43.4	18659	32.0	114761
Gas oil (heating oil)*	0.84	3.180	11.95	43.0	18495	36.1	129654	11.89	42.8	18401	36.0	128991
Glycerin	1.263	4.781	5.28	19.0	8169	24.0	86098					
Heavy fuel oil*	0.98	3.710	11.61	41.8	17971	41.0	146974	10.83	39.0	16767	38.2	137129
Kerosene*	0.821	3.108	11.94	43.0	18487	35.3	126663	11.94	43.0	18487	35.3	126663
Light fuel oil*	0.96	3.634	12.22	44.0	18917	42.2	151552	11.28	40.6	17455	39.0	139841
LNG*	0.428	1.621	15.33	55.2	23732	23.6	84810	13.50	48.6	20894	20.8	74670
LPG*	0.537	2.033	13.69	49.3	21195	26.5	94986	12.64	45.5	19561	24.4	87664
Marine gas oil*	0.855	3.237	12.75	45.9	19733	39.2	140804	11.89	42.8	18401	36.6	131295
Methanol	0.791	2.994	6.39	23.0	9888	18.2	65274	5.54	19.9	8568	15.8	56562
Methyl ester (biodiesel)	0.888	3.361	11.17	40.2	17283	35.7	128062	10.42	37.5	16122	33.3	119460
MTBE	0.743	2.811	10.56	38.0	16337	28.2	101244	9.75	35.1	15090	26.1	93517
Oils vegetable (biodiesel)*	0.92	3.483	11.25	40.5	17412	37.3	133684	10.50	37.8	16251	34.8	124772
Paraffin (wax)*	0.90	3.407	12.78	46.0	19776	41.4	148538	11.53	41.5	17842	37.4	134007

## ANEXOS 8

Tabla 78: Entalpías de formación a 25 °C Y 1 atm del Diesel B5 y sustancias del proceso de combustión

### Pesos moleculares, Entalpías de formación y Entropías absolutas a 25°C y 1 atm

Sustancia	Símbolo	Estado	Entalpía de formación hf° (kJ/kmol)	Entropía de formación sf° (kJ/kmolK)	Peso Molecular PM(kg/kmol)
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	Gas	226.899,44	200.953,84	26,037
Amoniaco	NH <sub>3</sub>	Gas	-46.222,27	192.634,67	17,031
Argón	A	Gas	0,00	154.840,42	39,948
Benceno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	Gas	82.982,38	269.378,71	78,112
Butano-n	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Gas	-126.232,02	310.325,62	58,122
Butano-1	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	Gas	-125,60	305.803,87	56,106
Carbono	C	Grafito	0,00	5.697,82	12,011
		Gas	718.865,19	158.098,17	
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	Gas	-393.776,08	213.782,19	44,010
Monóxido de Carbono	CO	Gas	-110.597,25	198.035,64	28,010
Tetracloruro de Carbono	CCl <sub>4</sub>	Gas	-106.763,40	309.613,86	153,823
Dodecano-n	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	Gas	-291.066,34	622.953,97	170,335
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Gas	-84.724,08	229.645,98	30,069
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	Gas	52.318,25	219.597,66	28,053
Helio	He	Gas	0,00	126.131,54	4,003
Heptano-n	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	Gas	-187.945,45	428.058,43	110,281
Hexano-n	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	Gas	-167.304,53	388.660,64	86,175
Hidrógeno	H <sub>2</sub>	Gas	0,00	130.674,21	2,016
Ácido Sulfhídrico	H <sub>2</sub> S	Gas	-20.159,44	205.781,22	34,081
Krypton	Kr	Gas	0,00	164.080,69	83,798
Mercurio	Hg	Gas	60.876,07	175.008,24	200,590
Metano	CH <sub>4</sub>	Gas	-74.897,67	186.312,60	16,042
Neón	Ne	Gas	0,00	146.320,29	20,180
Óxido Nítrico	NO	Gas	90.434,88	210.759,33	30,006
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	Gas	0,00	191.617,28	28,013
		Gas	-208.586,38	467.037,54	
Octano-n	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Gas	-250.119,43	361.027,76	114,229
		Líquido	-250.119,43	361.027,76	
Oxígeno	O <sub>2</sub>	Gas	0,00	205.165,76	31,999
Pentano-n	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Gas	-146.538,00	349.179,12	72,149
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Gas	-103.916,38	270.090,47	44,096