

Universidad Nacional de Ingeniería

Facultad de Ingeniería Mecánica



TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

**Análisis energético basado en mejoras operativas para la
optimización de la potencia efectiva de un turbogenerador en
Chilca**

Para obtener el título profesional de ingeniero mecánico electricista.

Elaborado por

EDGARD SVEN RODRIGUEZ ALARCON

 [0009-0001-5872-3039](https://orcid.org/0009-0001-5872-3039)

Asesor

M.Sc. ELISEO PAEZ APOLINARIO

 [0000-0001-8672-1234](https://orcid.org/0000-0001-8672-1234)

LIMA – PERÚ

2024

Dedicatoria

El presente trabajo de investigación va dedicado a mi familia que siempre confió en mí, a mi esposa que me apoyó en todo momento y a mi hija, quien fue una de las motivaciones más grandes para culminar esta investigación.

Agradecimientos

Agradezco a mi asesor por haberme guiado en la elaboración de este trabajo de investigación.

Resumen

El trabajo de investigación muestra los efectos de la degradación del rendimiento en un turbogenerador debido a las condiciones operativas y ambientales que la rodean.

Se describe los mecanismos de la degradación del rendimiento, clasificando las pérdidas según su tipo de daño.

Se identifica el problema de las pérdidas no recuperables y el efecto negativo permanente sobre el rendimiento, lo que justifica acciones de mantenimiento correctivo o implementación de actualizaciones sobre componentes y del turbogenerador para optimizar el rendimiento.

En un enfoque distinto, muestra la importancia de un monitoreo permanente del rendimiento y menciona las dificultades que se presentan para su cálculo.

A través del análisis energético se realiza una comparación entre dos escenarios: condiciones actuales del turbogenerador (sin actualizaciones) y condiciones simuladas (con actualizaciones implementadas), para luego comparar los resultados y comprobar la optimización de la potencia efectiva a través del cálculo de los parámetros que caracterizan su rendimiento proveniente del análisis energético.

Palabras Clave: potencia efectiva, actualización, optimización, rendimiento, degradación, turbogenerador, eficiencia.

Abstract

The research work shows the effects of performance degradation in a turbogenerator due to the operating and environmental conditions that surround it.

The mechanisms of performance degradation are described, classifying the losses according to their type of damage.

The problem of non-recoverable losses and the permanent negative effect on performance are identified, which justifies corrective maintenance actions or implementation of updates on components and the turbogenerator to optimize performance.

In a different approach, it shows the importance of permanent performance monitoring and mentions the difficulties that arise for its calculation.

Through the energy analysis, a comparison is made between two scenarios: current conditions of the turbogenerator (without updates) and simulated conditions (with implemented updates), to then compare the results and check the effective power optimization through the calculation of the parameters that characterize its performance from energy analysis.

Keywords: effective power, upgrade, optimization, performance, degradation, turbogenerator, efficiency.

Prólogo

El trabajo de investigación está estructurado en 6 capítulos que se desarrollan considerando referencias bibliográficas previas, normas técnicas vigentes, buenas prácticas de fabricantes de turbinas a gas y utilizando datos reales durante del “Ensayo de Potencia Efectiva y Rendimiento” (EPEyR), del 26/08/2022 a la Central Térmica de Chilca Uno.

Capítulo 1: Describe la problemática de la degradación del rendimiento en turbogeneradores, realizando un análisis de sus principales causas, sustentado a través de bibliografía y trabajos de investigación previos. Se detalla los alcances y los límites de la investigación para lograr el objetivo de analizar energéticamente un turbogenerador con la finalidad de optimizar su rendimiento por mejoras operativas.

Capítulo 2: Detalla el marco teórico que se utiliza en el análisis de los escenarios requeridos para evaluar la optimización del rendimiento, y se detalla el marco conceptual, en el que se define los términos específicos utilizados en la presente investigación.

Capítulo 3: Presenta la hipótesis de la investigación, la variable dependiente e independiente y su interrelación a través de sus indicadores (parámetros energéticos).

Capítulo 4: Muestra de manera analítica las características epistemológicas de la investigación y su diseño. Se describe la unidad de análisis y se presenta la matriz de consistencia.

Capítulo 5: Con las condiciones actuales del turbogenerador y utilizando una hoja de cálculo Excel con las instrucciones necesarias para la evaluación del rendimiento, se procesa la información recolectada en campo y se compara los resultados con los datos simulados (segundo escenario), para confirmar la optimización del rendimiento.

Capítulo 6: Después de presentar el análisis de los resultados y contrastarlo con la hipótesis, se detalla las conclusiones del estudio y se presenta recomendaciones surgidas del análisis, para futuras investigaciones en otras unidades de generación.

ÍNDICE

Dedicatoria	III
Agradecimientos.....	IV
Resumen.....	V
Abstract	VI
Prólogo.....	VII
ÍNDICE	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XIV
CAPÍTULO I: INTRODUCCION.....	1
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Descripción del problema de investigación	2
1.3 Objetivo del estudio.....	9
1.3.1 Objetivo general.....	9
1.4 Antecedentes investigativos.....	9
1.4.1 Investigaciones internacionales.....	9
1.4.2 Investigaciones nacionales.....	14
1.4.3 Investigaciones locales.....	14
CAPITULO II: MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL	15
2.1 Marco teórico	15
2.1.1 Ciclos de potencia en turbinas de gas	15
2.1.2 Mezclas no reactiva de gases ideales y principios de psicrometría 22	
2.1.3 Principios de la combustión	33
2.1.4 Entalpía de los gases	42
2.1.5 Entropía de los gases	47
2.1.6 Poder calorífico del combustible.....	57
2.1.7 Pérdidas de calor.....	61
2.1.8 Delimitación de la frontera de análisis y balance de energía y masa en un turbogenerador	61
2.1.9 Corrección de la potencia y la eficiencia.....	66
2.2 Marco conceptual.....	71
CAPÍTULO III HIPÓTESIS Y OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	73

3.1	Hipótesis general	73
3.2	Operacionalización de variables	73
3.2.1.	Variable independiente	73
3.2.2.	Variable dependiente	73
CAPÍTULO IV: METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN		74
4.1	Tipo y diseño de la investigación	74
4.1.1	Tipo de investigación	74
4.1.2	Diseño de la investigación	76
4.2	Unidad de análisis	76
CAPÍTULO V: DESARROLLO DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN		79
5.1	Selección y recolección de datos	81
5.2	Procesamiento de la Información de las condiciones actuales	82
5.2.1	Composición del aire húmedo	83
5.2.2	Composición de gases de combustión	86
5.2.3	Cálculo de entalpías del aire húmedo y de los gases de combustión	93
5.2.4	Cálculo del poder calorífico inferior del gas natural	98
5.2.5	Balance de calor y masa	103
5.2.6	Composición de los gases de escape de la turbina a gas	105
5.2.7	Cálculo de la entalpía sobre el ciclo termodinámico	108
5.2.8	Cálculo de entropía sobre el ciclo termodinámico	112
5.2.9	Cálculo de la potencia y eficiencia isoentrópica del compresor, turbina de gas y del ciclo termodinámico	118
5.2.10	Cálculo de la potencia y eficiencia corregida a condiciones de potencia efectiva	124
5.3	Procesamiento de la Información para el escenario simulado	132
5.3.1	Cálculo del consumo de combustible simulado	133
5.3.2	Cálculo de entalpías y entropías simuladas del compresor	134
5.3.3	Cálculo del flujo molar de aire estequiométrico y de productos de la combustión simulados	135
5.3.4	Cálculo del flujo de exceso de aire y composición de los gases de escape simulados	137
5.3.5	Cálculo de la temperatura simulada de gases de escape de la turbina a gas	143
5.3.6	Cálculo de entropías sobre la turbina de gas simuladas	143
5.3.7	Cálculo de la potencia y eficiencia isoentrópica del compresor, turbina de gas y ciclo termodinámico a condiciones simuladas	146

5.3.8 Cálculo de la potencia y eficiencia corregida a condiciones de potencia efectiva para el escenario simulado	149
5.4 Comparación de resultados entre las condiciones actuales y el escenario simulado	154
CAPÍTULO VI: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	159
6.1 Impacto sobre el ciclo simple	159
6.2 Impacto sobre el ciclo combinado	164
6.3 Análisis a condiciones de potencia efectiva	166
6.4 Contrastación de la hipótesis	167
CONCLUSIONES	168
RECOMENDACIONES	169
Referencias	170
ANEXOS	173

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1:	<i>Ensuciamiento del compresor por fuga de aceite de lubricación del cojinete del compresor</i>	3
Figura 2:	<i>Depósitos de sal en álabes del compresor.....</i>	3
Figura 3:	<i>Degradación de la potencia y rendimiento de la turbina a gas versus horas de operación</i>	4
Figura 4:	<i>Pérdidas sobre el rendimiento en turbinas de gas</i>	5
Figura 5:	<i>Evolución del de la turbina SGT6 5000F de Siemens.....</i>	8
Figura 6:	<i>Proceso de mantenimiento.....</i>	11
Figura 7:	<i>Clasificación del deterioro en turbinas a gas.....</i>	12
Figura 8:	<i>Ciclo real Joule Brayton</i>	19
Figura 9:	<i>Cámara de combustión tipo silo</i>	39
Figura 10:	<i>Cámara de combustión tipo anular.....</i>	40
Figura 11:	<i>Cámara de combustión tipo can-anular.....</i>	41
Figura 12:	<i>Compresión real versus compresión isoentrópica en un compresor</i>	51
Figura 13:	<i>Expansión real versus expansión isoentrópica en una turbina a gas</i>	51
Figura 14:	<i>Volumen de control del turbogenerador</i>	62
Figura 15:	<i>Diagrama de flujo del desarrollo de la investigación</i>	80
Figura 16:	<i>Volumen de control de la TG21.....</i>	83
Figura 17:	<i>Cálculo de la composición del aire húmedo</i>	84
Figura 18:	<i>Cálculo de la composición de los gases producto de la reacción de combustión</i>	87
Figura 19:	<i>Cálculo de la entalpía de una mezcla de gases respecto a una nueva temperatura de referencia</i>	94
Figura 20:	<i>Cálculo del poder calorífico del gas natural.....</i>	99
Figura 21:	<i>Balace de calor de la TG21.....</i>	103
Figura 22:	<i>Cálculo de los gases de escape de la turbina de gas</i>	105
Figura 23:	<i>Relación entre potencia generada y flujo de combustible</i>	133
Figura 24:	<i>Entalpía de ingreso a la turbina y flujo de exceso de aire</i>	140

Figura 25:	<i>Diagrama T-s de la TG21</i>	161
Figura 26:	<i>Diagrama h-s de la TG21</i>	162
Figura 27:	<i>Diagrama h-s de la etapa de expansión turbina de la TG21</i>	163

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1:	<i>Evolución de la potencia de ensayo y potencia efectiva de la TG1 de la C.T. Las Flores</i>	6
Tabla 2:	<i>Diferencias entre el ciclo Joule Brayton ideal respecto al real</i>	21
Tabla 3:	<i>Composición del aire seco</i>	27
Tabla 4:	<i>Constantes para el cálculo de la presión de vapor para temperaturas entre 0°C hasta 200°C</i>	28
Tabla 5:	<i>Composición del aire húmedo</i>	32
Tabla 6:	<i>Reacciones de combustión generalizada</i>	34
Tabla 7:	<i>Coefficientes de combustión del gas natural</i>	35
Tabla 8:	<i>Constantes para el cálculo del calor específico molar a presión constante, entalpía molar y entropía molar a condiciones estándar</i>	56
Tabla 9:	<i>Propiedades de los compuestos del gas natural a 60°F y 14.696 psia</i>	60
Tabla 10:	<i>Factores de corrección de parámetros del rendimiento de la turbina a gas</i>	71
Tabla 11:	<i>Variables e indicadores</i>	73
Tabla 12:	<i>Características epistemológicas de la investigación</i>	75
Tabla 13:	<i>Características del turbogenerador</i>	78
Tabla 14:	<i>Condiciones ambientales promedio del EPEyR 26/08/2022</i>	85
Tabla 15:	<i>Composición del aire húmedo</i>	86
Tabla 16:	<i>Composición del gas natural y peso molecular</i>	88
Tabla 17:	<i>Cambio de flujo molar debido a la reacción de combustión</i>	90
Tabla 18:	<i>Flujo molar de aire húmedo hacia el combustor</i>	91
Tabla 19:	<i>Flujo molar de gases debido a la combustión estequiométrica</i> ...	92
Tabla 20:	<i>Composición estequiométrica de gases de escape</i>	93
Tabla 21:	<i>Entalpía de ingreso del aire húmedo</i>	95
Tabla 22:	<i>Entalpía del aire húmedo a la temperatura de gases producto de la combustión</i>	96

Tabla 23:	<i>Entalpía de gases producto de la combustión a temperatura de referencia</i>	97
Tabla 24:	<i>Entalpía de gases producto de la combustión a temperatura de escape.....</i>	98
Tabla 25:	<i>Calor sensible del gas natural a la temperatura de referencia ..</i>	100
Tabla 26:	<i>Calor sensible del gas natural a la temperatura de ingreso al combustor</i>	101
Tabla 27:	<i>Poder calorífico ideal del gas natural</i>	102
Tabla 28:	<i>Flujo molar del exceso de aire húmedo.....</i>	106
Tabla 29:	<i>Composición de los gases de escape de la turbina de gas.....</i>	107
Tabla 30:	<i>Flujo másico de los gases de escape de la turbina</i>	108
Tabla 31:	<i>Entalpía de salida del compresor por componente del aire.....</i>	109
Tabla 32:	<i>Entalpía de los gases de escape por componente.....</i>	111
Tabla 33:	<i>Entalpía de los gases de escape a la temperatura de referencia por componente</i>	111
Tabla 34:	<i>Entropía del aire húmedo por componente a condiciones ambientales.....</i>	112
Tabla 35:	<i>Entropía del aire húmedo por componente a la descarga del compresor</i>	113
Tabla 36:	<i>Entalpía de ingreso de la turbina de gas por componente</i>	115
Tabla 37:	<i>Entropía de los gases de escape por componente para el ingreso a la turbina de gas.....</i>	116
Tabla 38:	<i>Entropía del aire húmedo por componente a condiciones ambientales.....</i>	117
Tabla 39:	<i>Parámetros isoentrópicos a la descarga del compresor.....</i>	119
Tabla 40:	<i>Entalpía isoentrópica a la descarga del compresor por componente del aire:.....</i>	120
Tabla 41:	<i>Parámetros isoentrópicos a la salida de la turbina de gas</i>	122
Tabla 42:	<i>Entalpía isoentrópica al escape de la turbina de gas</i>	123
Tabla 43:	<i>Condiciones ambientales del EPEyR del 26/08/2022</i>	125
Tabla 44:	<i>Factor de corrección aditivo de la potencia para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia</i>	126

Tabla 45:	<i>Factores de corrección multiplicativos de la potencia para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia</i>	126
Tabla 46:	<i>Factores de corrección multiplicativos de la potencia para llevar de condiciones de referencia a condiciones de potencia efectiva..</i>	127
Tabla 47:	<i>Potencia de ensayo corregida a las condiciones de referencia.</i>	128
Tabla 48:	<i>Potencia de referencia corregida a las condiciones de potencia efectiva.....</i>	128
Tabla 49:	<i>Factores de corrección multiplicativos del consumo específico de calor para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia</i>	129
Tabla 50:	<i>Factores de corrección multiplicativos del consumo específico de calor para llevar de condiciones de referencia a condiciones de potencia efectiva</i>	130
Tabla 51:	<i>Consumo específico de ensayo corregido a las condiciones de referencia</i>	131
Tabla 52:	<i>Consumo específico de referencia corregido a las condiciones de potencia efectiva</i>	131
Tabla 53:	<i>Propiedades termodinámicas del compresor</i>	134
Tabla 54:	<i>Cambio de flujo molar debido a la reacción de combustión de la condición simulada.....</i>	136
Tabla 55:	<i>Flujo molar de gases de combustión a condición simulada</i>	137
Tabla 56:	<i>Cálculo del flujo másico de exceso de aire por iteraciones</i>	141
Tabla 57:	<i>Composición másica de los gases de escape de la turbina</i>	142
Tabla 58:	<i>Parámetros de estado de la turbina de gas.....</i>	144
Tabla 59:	<i>Entropía de ingreso a la turbina de gas.....</i>	144
Tabla 60:	<i>Entropía de gases de escape de la turbina</i>	145
Tabla 61:	<i>Parámetros operativos del compresor.....</i>	147
Tabla 62:	<i>Parámetros operativos de la turbina de gas</i>	148
Tabla 63:	<i>Factor de corrección aditivo de la potencia para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia.</i>	149
Tabla 64:	<i>Potencia simulada de ensayo corregida a las condiciones de referencia</i>	151

Tabla 65:	<i>Potencia simulada de referencia corregida a las condiciones de potencia efectiva</i>	151
Tabla 66:	<i>Consumo específico simulado de ensayo corregido a las condiciones de referencia</i>	153
Tabla 67:	<i>Consumo específico simulado de referencia corregido a las condiciones de potencia efectiva</i>	153
Tabla 68:	<i>Comparación de escenarios sobre el generador.....</i>	154
Tabla 69:	<i>Comparación de escenarios sobre el compresor.....</i>	155
Tabla 70:	<i>Comparación de escenarios sobre la cámara de combustión... ..</i>	156
Tabla 71:	<i>Comparación de escenarios sobre la turbina de gas</i>	157
Tabla 72:	<i>Comparación de escenarios sobre el ciclo Joule Brayton</i>	158
Tabla 73:	<i>Comparación entre escenarios de los parámetros de rendimiento sin corregir</i>	164
Tabla 74:	<i>Comparación entre escenarios de los parámetros de los gases de escape sin corregir.....</i>	165
Tabla 75:	<i>Comparación entre escenarios de la potencia y eficiencia a condiciones de potencia efectiva</i>	166

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades

Las turbinas a gas son máquinas térmicas que, para realizar su análisis energético, se debe representar sus procesos a través de un modelo energético – matemático para cuantificar su rendimiento; sin embargo, la resolución de la mayoría de las expresiones matemáticas resultantes de dicho modelo, son de alta complejidad, por lo que se realizan consideraciones que simplifican los cálculos de procesamiento.

Para determinar el rendimiento de la turbina a gas se debe considerar las condiciones climáticas del medio ambiente, siendo la temperatura el parámetro más influyente en el rendimiento.

Considerando que la degradación del rendimiento de la turbina a gas es inherente a su régimen operativo, es importante monitorear este parámetro de manera continua para evitar pérdidas excesivas durante su operación normal y realizar las acciones correctivas a tiempo.

La recuperación de la degradación del rendimiento para restaurarlo a niveles cercanos a los de diseño, se realiza durante los periodos de mantenimiento; sin embargo, para alcanzar el rendimiento de diseño o superarlo se tiene que modernizar sus componentes o procesos de manera conveniente. Sin embargo, se debe considerar las limitaciones operativas de la máquina térmica en el análisis. En este punto, el análisis energético cumple una función importante porque no sólo permite identificar puntos de optimización, sino

permite también cuantificar la variación del rendimiento a través de un análisis comparativo entre las condiciones actuales de operación y un escenario simulado optimizado.

Los avances tecnológicos en materiales y nuevos diseños de componentes en los turbogeneradores permiten modernizar su operación, lo que conlleva a una modificación en sus gráficas termodinámicas, por lo que antes de implementar cualquier actualización sobre un turbogenerador, se realiza un análisis energético para predecir el impacto de su modificación.

1.2 Descripción del problema de investigación

El régimen operativo de las turbinas a gas reduce su capacidad de transformación de energía, lo que disminuye su rendimiento. Este fenómeno es ocasionado principalmente por desgaste en sus componentes y ensuciamiento en el compresor, debido a sus condiciones operativas como se muestran en las Figura 1 y Figura 2 (Vigueras, 2007; Burnes & Kurz, 2018; Kurz, Et al., 2013).

Figura 1

Ensuciamiento del compresor por fuga de aceite de lubricación del cojinete del compresor



Nota. Fuente: Kurz, R. et al. (2013). "Gas Turbine Performance and Maintenance"

Figura 2

Depósitos de sal en álabes del compresor.

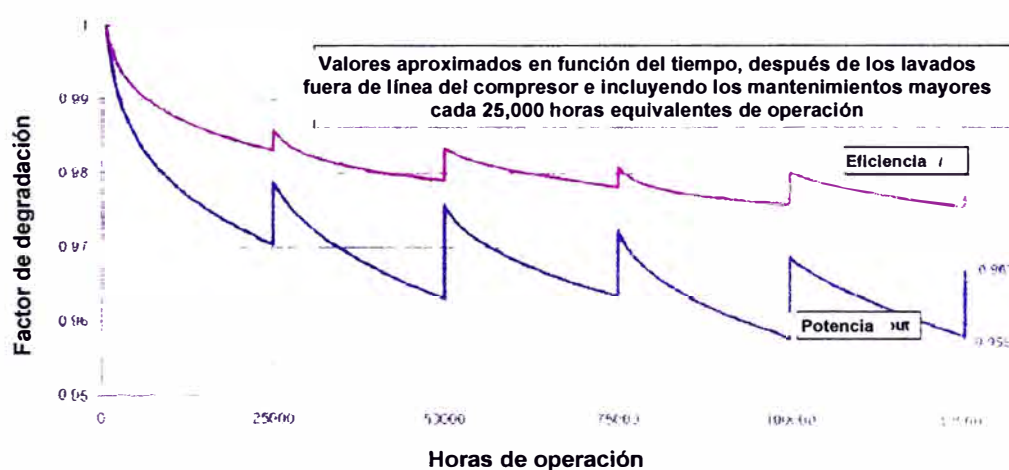


Nota: Fuente: Kurz, R. et al. (2013). "Gas Turbine Performance and Maintenance"

Existen técnicas elaboradas por los fabricantes de turbogeneradores para mantener la operación óptima el mayor tiempo posible (minimizar la degradación de la potencia y eficiencia), como las acciones rutinarias de los lavados del compresor en línea y fuera de línea (Siemens Energy Inc., 2008; Rodríguez, 2012; Rieder, Et al., 2012). Estas acciones sólo realizan la limpieza externa de los álabes, evitando desconfigurar la aerodinámica de los perfiles, para recuperar la potencia y el rendimiento en el turbogenerador (Smith, 1996), como se muestra en la Figura 3.

Figura 3

Degradación de la potencia y rendimiento de la turbina a gas versus horas de operación



Nota. Fuente: Rieder, M. et al. (2012). "On-line Performance Monitoring System for the 400 MW Combined Cycle Power Plant Timelkam (Austria)".

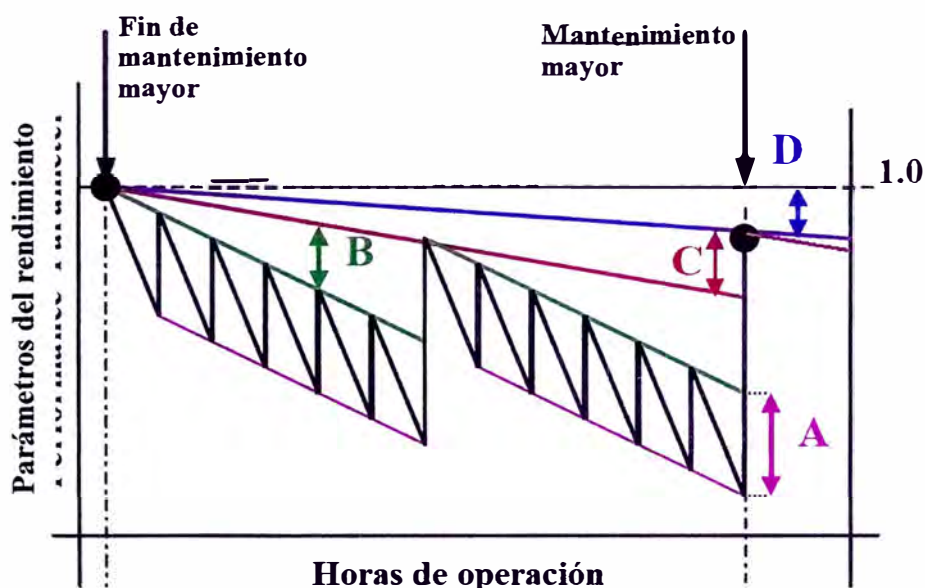
En la Figura 3, se observa que con los lavados del compresor se recupera parte de la potencia y rendimiento perdido en la turbina, sin embargo, estos parámetros no alcanzan su valor inicial.

Este efecto se presenta porque existe otro grupo de pérdidas que no son recuperables y que genera una degradación permanente y creciente sobre la potencia y rendimiento del turbogenerador (Kiameh, 2002; Boyce, 2012; Pels, Et al., 2003).

Una explicación gráfica de lo expuesto se detalla en la Figura 4, donde muestra el comportamiento de las pérdidas (recuperables y no recuperables), a lo largo de la operación del turbogenerador.

Figura 4

Pérdidas sobre el rendimiento en turbinas de gas



Nota. Fuente: Pels, C. et al., (2003), "Performance benefits using Siemens advanced compressor cleaning system"

Donde:

A: Pérdidas recuperadas en lavados en línea del compresor.

B: Pérdidas recuperadas en lavados fuera de línea del compresor.

C: Pérdidas recuperadas en mantenimientos mayores.

D: Pérdidas no recuperables.

En los mantenimientos mayores se recupera gran parte del rendimiento perdido a lo largo del tiempo de operación de la turbina a gas (Smith, 1996), sin embargo, es imposible alcanzar los niveles de transformación de energía inicial con su respectivo rendimiento, sin aplicar repotenciaci3nes o actualizaciones en sus componentes, o mejoras en sus procesos (Nordlund & Kovac, 2009).

El problema de la degradaci3n del rendimiento asociado a las turbom3quinas es inherente a su operaci3n. Un ejemplo de lo mencionado se muestra en la Tabla 1 donde se ve la evoluci3n de la potencia de la TG1 de la Central T3rmica Las Flores desde su puesta en servicio.

Tabla 1

Evoluci3n de la potencia de ensayo y potencia efectiva de la TG1 de la C.T.

Las Flores

Año	2010	2012	2014	2016	2018	2021
Potencia						
Ensayo (MW)	195.782	198.244	192.735	197.272	186.886	179.950
Potencia						
Efectiva (MW)	198.444	192.847	195.073	196.751	195.428	188.911

Nota. Datos obtenidos de los Ensayos de Potencia Efectiva y Rendimiento de la TG1 de la C.T. Las Flores. Fuente: Comit3 de Operaci3n Econ3mica del Sistema, (2023). "Ensayo de Potencia Efectiva y Rendimiento". COES. <https://www.coes.org.pe/Portal/Operacion/Estudios/PotenciaEfectiva>

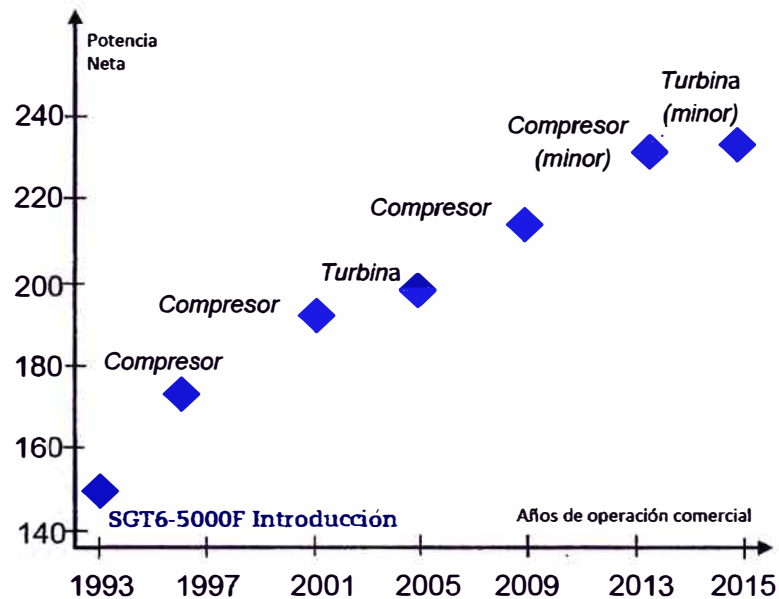
Los fabricantes entregan curvas que corrigen la potencia y eficiencia en función de las horas equivalentes de operación (EOH) eliminando el efecto de la degradación a las condiciones actuales de operación para realizar una comparación del rendimiento actual con respecto a cuando fue instalada (máquina nueva) (Gay, Et al., 2006).

Las modificaciones que se realizan a una turbina afectarán directamente a su ciclo termodinámico, por lo que alterará el rendimiento del turbogenerador (Gülen, 2019).

Sin la medición de la caída del rendimiento sobre el turbogenerador no se cuantificará la degradación de la potencia y eficiencia durante su operación. No se tendrá capacidad de análisis para la decisión de realizar acciones correctivas rutinarias como se presenta en la investigación de (Rodríguez, 2012), o implementación de actualizaciones en materiales o mejoras en procesos usualmente propuestos por sus fabricantes, como se muestra en la página web oficial de Siemens Energy los cuales están relacionados con los avances tecnológicos de diseño y materiales como en el caso de la evolución del modelo de la turbina a gas SGT6 - 5000F del fabricante Siemens Energy Inc. (Siemens), que incrementó su potencia y rendimiento a lo largo de los años, según se muestra en la Figura 5, (Foust, 2014).

Figura 5

Evolución de la turbina SGT6 5000F de Siemens



Nota. Fuente: Foust, A. (2014). "Siemens SGT6-5000F Gas Turbine: An Evolutionary Approach"

Considerando un enfoque distinto, el monitoreo del rendimiento de un turbogenerador debe ser de manera continua y a máxima capacidad para identificar cualquier descenso en su tendencia (Gay, Et al., 2006), sin embargo, las turbinas que operan bajo el régimen de regulación primaria de frecuencia de manera permanente tienen la desventaja que no operan a plena carga, debido a que están restringidas a entregar un porcentaje menor de potencia, para inyectar esa reserva en situaciones que el sistema eléctrico lo requiera y así mantener la frecuencia estable en el sistema eléctrico, según lo establecido por (Comité de Operación Económica del Sistema, 2021).

Otro factor que complica el monitoreo del rendimiento en turbinas a gas es que su potencia y eficiencia se ven afectadas por parámetros externos como son la temperatura ambiente, humedad relativa, presión atmosférica, velocidad

de rotación, etc. Un ejemplo de ello es que con temperaturas mayores, la potencia de una turbina a plena carga entrega menor potencia en comparación a su operación con temperaturas menores (debido al efecto de la temperatura ambiente), por lo que una comparación de la potencia de la turbina entre ambos periodos no es adecuada sin la corrección de este parámetro a la temperatura de referencia entregada por su fabricante (Gay, Et al., 2006; Kurz, Et al., 2013); sin embargo, esta corrección tiene validez sólo en operación a carga base, lo que complica el monitoreo a máxima capacidad del turbogenerador para unidades en régimen de regulación primaria de frecuencia.

De lo descrito anteriormente se plantea la siguiente interrogante:

¿De qué manera se optimiza la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca?

1.3 Objetivo del estudio

1.3.1 Objetivo general

Analizar energéticamente basado en mejoras operativas para la optimización de la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca.

1.4 Antecedentes investigativos

1.4.1 Investigaciones internacionales

Kurz, R. et al. (2013) describen las características de un turbocompresor, cuáles son sus componentes principales, las características de su comportamiento en relación con las condiciones operativas y ambientales, y los

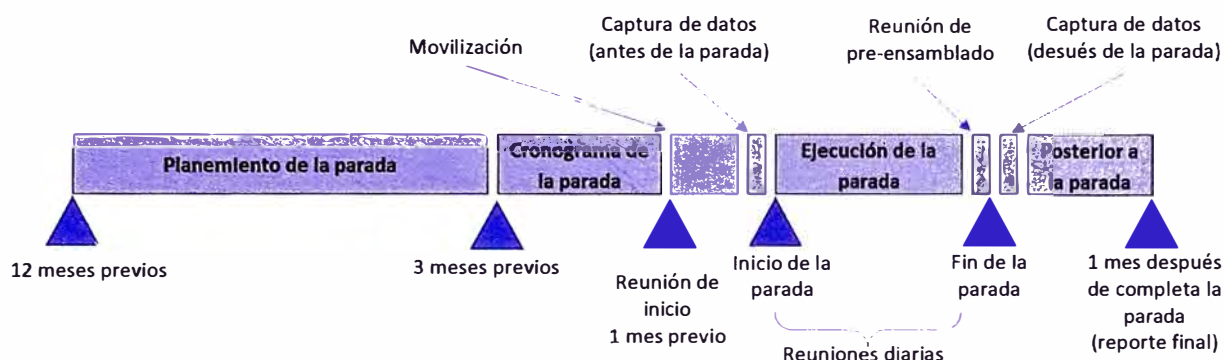
principales mecanismos de degradación de sus componentes y parámetros operativos.

Los autores muestran a través de imágenes los efectos del ensuciamiento del compresor como se muestra en las Figura 1 y Figura 2 y detalla las consecuencias de una operación bajo dichas condiciones, explicando el método de control del ensuciamiento a través de los lavados del compresor y definiendo los parámetros operativos a monitorear para evitar una degradación excesiva del rendimiento del turbocompresor.

Los autores también exponen sobre la degradación no recuperable sobre el rendimiento del turbocompresor, las que son ocasionadas por daños permanentes en parte de sus componentes. Parte de estas pérdidas son recuperadas durante el periodo de un mantenimiento mayor debido a que en esta se realiza la limpieza o reemplazo de parte de los componentes dañados; sin embargo, a pesar de ello, otra parte del rendimiento no se recuperan debido a otros factores como distorsión en la carcasa, entre otros.

Tejedor, T. Á. et al. (2013) describen los factores y procesos que involucran los mantenimientos de las turbinas de gas, desde su planificación hasta el informe final como se aprecia en la Figura 6.

Figura 6

Proceso de mantenimiento

Nota. Fuente: Tejedor, T. Á. et al. (2013). "Maintenance and repair of gas turbine components"

En el ciclo de mantenimiento se visualiza los daños internos que se encuentran en los componentes de los equipos y se decide si se deja como se encuentra, se repara o se reemplaza el componente afectado. Para esto existen técnicas especializadas (como verificación de dimensiones, ultrasonido, tintes penetrantes, inspección por corrientes de Eddy, etc.), que proporcionan información sobre el estado de los componentes que ayudarán a definir qué acción se ejecutaría.

La avanzada tecnología de reparación también ofrece actualizaciones (sugeridas por los fabricantes), sobre los componentes que los llevará más allá de su capacidad original.

Aragón Gutiérrez, J. M. (2016) describe los principios básicos de una turbina de gas, sus componentes y las ecuaciones que modelan el comportamiento de cada uno de sus procesos. Menciona también los factores

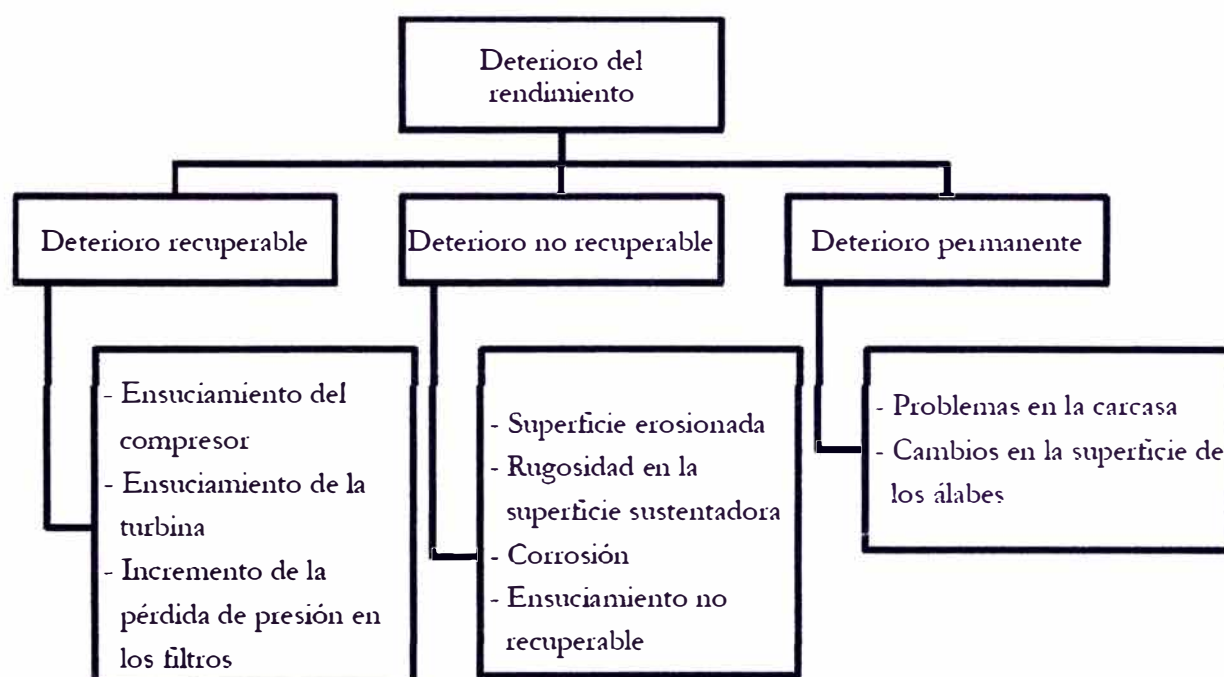
que afectan la operación del compresor y de la turbina como son la temperatura ambiente, humedad relativa, etc.

Aragón también describe los tipos de degradación o deterioro que existen sobre los componentes de los equipos de la turbina clasificándolo en: degradación mecánica y degradación del rendimiento.

Profundizando el análisis sobre la degradación del rendimiento y clasificándolo según el tipo de daño, el autor lo subdivide en degradación recuperable, no recuperable y permanente como se muestra en la Figura 7.

Figura 7

Clasificación del deterioro en turbinas a gas



Nota. Fuente: Aragón Gutiérrez, J. M. (2016). "Método para Optimizar la Planificación de los Lavados "Off-Line" en Compresores de Turbinas de Gas"

El autor también describe las consecuencias del ensuciamiento en el compresor y las acciones correctivas para mitigar la pérdida del rendimiento como son los lavados del compresor.

Posteriormente desarrolla un modelo técnico - económico teórico que le permite generar una planificación de los lavados “off-line” en el compresor.

Burnes, D., & Kurz, R. (2018) describen los mecanismos de degradación más comunes que afectan al rendimiento de una turbina a gas bajo distintas condiciones de operación y mantenimiento.

Para sustentar lo descrito, los autores muestran 3 casos estudio con datos reales de máquinas diferente bajo distintos regímenes de operación:

Caso estudio 1: Con datos de un año sobre una turbina en California, se muestra el impacto que tienen las condiciones ambientales y la calidad de ingreso de aire, en el grado de ensuciamiento del compresor y su rendimiento.

Caso estudio 2: Con datos sobre una turbina en España, se muestra en tendencias el beneficio de los lavados del compresor al recuperar la potencia eléctrica generada y disminuir el consumo específico de calor (heat rate).

Caso estudio 3: Con datos sobre una turbina en Sudáfrica, se muestra que cuando la unidad opera a cargas parciales, la pérdida del rendimiento es mucho menor en comparación a una operación a plena carga.

1.4.2 Investigaciones nacionales

Cuadros, M., (2015) describe los efectos del ensuciamiento en el compresor de la turbina a gas Siemens modelo SGT6-5000F y las acciones correctivas a ejecutar para contrarrestar la pérdida de potencia.

Cuadros, describe el procedimiento de un lavado en línea del compresor y cómo se comportan los valores de la potencia bruta generada y la presión de descarga del compresor antes, durante y después del lavado demostrando los beneficios de esta práctica comparando la operación con lavados del compresor en línea versus una operación sin lavados del compresor.

1.4.3 Investigaciones locales

Rodríguez, L. (2012) describe el comportamiento de la turbina a gas SGT6-4000F de la central térmica de Chilca Uno, desde el punto de vista de disminución de la potencia eléctrica y eficiencia térmica por desgaste de sus componentes.

El autor evaluó con datos reales el efecto de los cambios de los elementos filtrantes de la casa de filtros, realizado después de su mantenimiento.

Rodríguez también analizó los lavados del compresor en línea y fuera de línea ejecutados, con el fin de obtener el intervalo óptimo para la ejecución de estas actividades.

CAPITULO II

MARCOS TEÓRICO Y CONCEPTUAL

2.1 Marco teórico

2.1.1 Ciclos de potencia en turbinas de gas

Çengel, Y., Et al. (2019), “Termodinámica”

En el capítulo 9 del libro se expone el marco teórico de los ciclos termodinámicos que utilizan como fluido de trabajo a un gas. Se realiza una explicación de los tipos de los ciclos de gas como son el Ciclo de Carnot, Otto, etc., sin embargo, para la presente investigación se consideró como referencia el estudio del ciclo Joule Brayton, que es el que modela la operación de una turbina a gas como máquina térmica.

Los autores definen a un turbogenerador como una máquina compleja cuya función es transformar la energía del combustible, en energía eléctrica, siendo sus principales componentes: el compresor, la cámara de combustión, la turbina y el generador; sin embargo, para que esta máquina funcione requiere de sistemas auxiliares que integren sus componentes para que operen como un sistema autónomo.

Los autores consideran que el estudio de una turbina a gas es complejo, por lo que recurren a simplificaciones que permiten un adecuado análisis sobre la turbina a gas diferenciando así el ciclo Joule Brayton ideal con respecto al ciclo Joule Brayton real.

Los autores definen el ciclo Joule Brayton de la siguiente manera:

Ciclo Joule Brayton

Es un modelo energético-matemático representado por 4 procesos realizados sobre un fluido de trabajo (aire estándar), en un turbogenerador.

Los cuatro procesos que la representan son los siguientes:

- Compresión isentrópica (1-2)
- Adición de calor isobárica (2-3).
- Expansión isentrópica (3-4)
- Rechazo de calor isobárico (4-1)

La formulación de las ecuaciones que rigen cada proceso son:

1-2 Trabajo específico del compresor:

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad (1)$$

Donde:

w_{comp} : Trabajo específico del compresor, kJ/kg.

h_1 : Entalpía específica de ingreso del compresor, kJ/kg.

h_2 : Entalpía específica de salida del compresor, kJ/kg.

3-4 Trabajo específico de la turbina:

$$w_{turb} = h_3 - h_4 \quad (2)$$

Donde:

w_{turb} : Trabajo específico de la turbina, kJ/kg.

h_3 : Entalpía específica de ingreso de la turbina, kJ/kg.

h_4 : Entalpía específica de salida de la turbina, kJ/kg.

2-3 Calor añadido al ciclo:

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (3)$$

Donde:

$q_{entrada}$: Calor específico añadido al ciclo, kJ/kg.

h_2 : Entalpía específica de salida del compresor, kJ/kg.

h_3 : Entalpía específica de ingreso a la turbina, kJ/kg.

4-1 Calor específico rechazado del ciclo:

$$q_{salida} = h_4 - h_1 \quad (4)$$

Donde:

q_{salida} : Calor específico rechazado del ciclo, kJ/kg.

h_4 : Entalpía específica de salida de la turbina, kJ/kg.

h_1 : Entalpía específica de ingreso al compresor, kJ/kg.

El trabajo específico neto del ciclo es:

$$w_{neto} = w_{turb} - w_{comp} \quad (5)$$

Donde:

w_{neto} : Trabajo específico neto del ciclo, kJ/kg.

w_{comp} : Trabajo específico del compresor, kJ/kg.

w_{turb} : Trabajo específico de la turbina, kJ/kg.

Se debe considerar que, para el cálculo del trabajo del compresor, turbina o del ciclo termodinámico, se debe multiplicar su trabajo específico por el flujo de masa que pasa a través de dichos equipos.

La eficiencia térmica del ciclo es:

$$n_{th} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} \quad (6)$$

Donde:

n_{th} : Eficiencia térmica del ciclo.

w_{neto} : Trabajo específico neto del ciclo, kJ/kg.

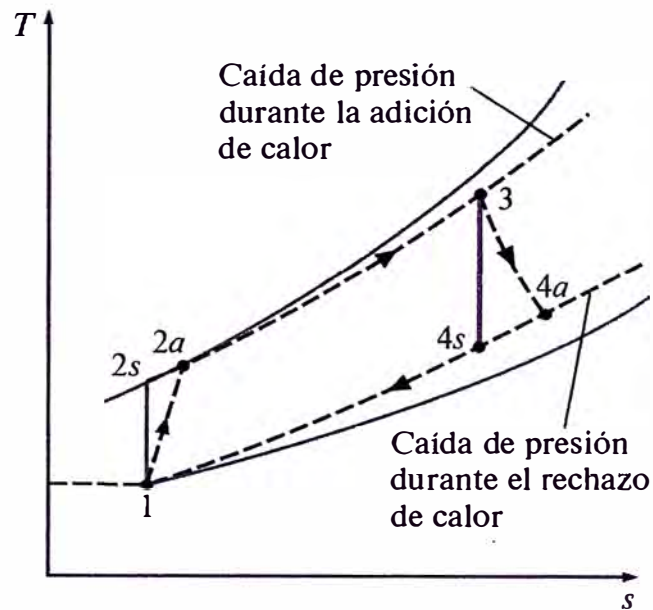
$q_{entrada}$: Calor específico añadido al ciclo, kJ/kg.

Ciclo Joule Brayton Real

Con respecto al ciclo Joule Brayton real, los autores consideran que las irreversibilidades en los cuatro procesos son los causantes de la desviación con respecto a su ciclo ideal. Esto se aprecia en la Figura 8 en donde se superpone el ciclo Joule Brayton real con respecto a su ciclo ideal, sin embargo, mantienen las otras consideraciones del ciclo ideal. Por este motivo se consulta otras referencias bibliográficas para el análisis en el ciclo real.

Figura 8

Ciclo real Joule Brayton



Nota. Fuente: Çengel, Y., Et al. (2019), "Termodinámica"

Desideri, U. (2013). "Fundamentals of gas turbine cycles: thermodynamics, efficiency and specific power". En P. Woodhead, & P. Jansohn (Ed.), "Modern Gas Turbine Systems High Efficiency, Low Emission, Fuel Flexible Power Generation"

En el capítulo 3 del libro "Modern Gas Turbine Systems", después de una breve introducción sobre el tema, el autor muestra y analiza las propiedades termodinámicas más importantes de los gases (como la energía interna, el calor específico a volumen constante, el calor específico a presión constante, la entalpía, etc.), debido a que son la base para el estudio de los ciclos termodinámicos en turbinas a gas. El punto más relevante de esta sección es la conclusión que sustenta el autor (basada en la gráfica del factor de compresibilidad vs presión reducida), la cual menciona que, para propósitos de

ingeniería en los ciclos de gas es aceptable considerar la ecuación de estado de los gases ideales en los cálculos. De manera similar, es válido también considerar los valores de los calores específicos en función sólo de la temperatura.

Desideri en la siguiente sección detalla las características de los cuatro procesos del ciclo Joule Brayton (compresión adiabática, aporte de calor de una fuente externa a presión constante, expansión adiabática y rechazo de calor a presión constante), considerando como fluido de trabajo un gas o mezcla de gases. Estas consideraciones son válidas para el caso de un ciclo cerrado colocando intercambiadores de calor en las etapas de aporte y rechazo de calor, sin embargo, para el caso de un ciclo abierto también son válidas debido a que la etapa de rechazo de calor recae sobre el medio ambiente que no es afectado por su inmensidad. Por esta razón no se afecta a las condiciones de ingreso (temperatura y presión). También describe cada proceso y sus ecuaciones que la gobiernan.

Para diferenciar el análisis del ciclo ideal con respecto al real, el autor consideró los siguientes enunciados mostrados en la Tabla 2.

Tabla 2

Diferencias entre el ciclo Joule Brayton ideal respecto al real

Ciclo Joule Brayton Ideal	Ciclo Joule Brayton Real
El fluido de trabajo tiene un comportamiento de gas ideal.	El fluido de trabajo tiene un comportamiento de gas real.
El fluido de trabajo tiene un flujo constante y su composición no cambia a lo largo de los procesos.	El fluido de trabajo no tiene flujo ni calor específico constante y su composición varía durante el proceso de combustión.
Los procesos termodinámicos son ideales (sin irreversibilidades).	Todos los procesos ocurren en una máquina real con irreversibilidades en sus procesos (pérdidas de calor en los intercambiadores, compresión y expansión no adiabática e isentrópica).

Nota. Fuente: Desideri, U. (2013). "Fundamentals of gas turbine cycles: thermodynamics, efficiency and specific power". En P. Woodhead, & P. Jansohn (Ed.), "Modern Gas Turbine Systems High Efficiency, Low Emission, Fuel Flexible Power Generation"

De manera particular en el caso de un ciclo cerrado real se considera:

- El fluido es real y su calor específico a presión constante está en función de la temperatura.
- El intercambiador de calor tiene pérdidas de calor y el fluido de trabajo tiene pérdidas por fricción haciendo que la presión de salida sea menor a la de ingreso.
- El fluido en el compresor y turbina tiene pérdidas por fricción, la compresión y expansión son adiabáticos, pero no isentrópicos.

Para el caso de un ciclo abierto real se debe tener dos consideraciones adicionales:

- El flujo y la composición del fluido cambian después de la adición de combustible en el flujo de aire.
- El proceso de la combustión cambia a composición del aire transformándolo en gases de escape.

Desideri, después de plantear las consideraciones que modelan el ciclo Joule Brayton real abierto, procede con la descripción de las ecuaciones que sustentan el cálculo del rendimiento de una turbina a gas.

En la siguiente sección del capítulo 3, el autor presenta modificaciones sobre el ciclo Joule Brayton básico, las cuales presentan mejoras sobre el rendimiento inicial.

2.1.2 Mezclas no reactiva de gases ideales y principios de psicrometría

Morán, M., & Shapiro, H. (2018). "Fundamentos de Termodinámica Técnica" (2da ed.). Editorial Reverté S.A.

En el capítulo 12 los autores definen a una mezcla de gases como el conjunto de gases en un volumen determinado, por lo que la masa total de la mezcla está representada por la siguiente expresión:

$$m_{total} = m_1 + m_2 + \dots + m_i = \sum_{i=1}^k m_i \quad (7)$$

Donde:

m_{total} : Masa total de la mezcla, kg.

m_i : Masa por compuesto de la mezcla, kg.

k : Cantidad de compuestos de la mezcla.

Las cantidades relativas de los componentes de la mezcla de gases se representa a través de sus fracciones másicas definidas de la siguiente manera:

$$Xm_i = \frac{m_i}{m_{total}} \quad (8)$$

Donde:

Xm_i : Fracción másica por compuesto de la mezcla de gases.

m_{total} : Masa total de la mezcla, kg.

m_i : Masa por compuesto de la mezcla, kg.

De (8) se obtiene que la sumatoria de todas las fracciones másicas de la mezcla de gases es la unidad:

$$\sum_{i=1}^k \frac{m_i}{m_{total}} = 1 \quad (9)$$

Teniendo en cuenta que un mol es una cantidad de masa numéricamente igual al peso molecular de dicha sustancia o compuesto de una mezcla:

$$n_i = \frac{m_i}{PM_i} \quad (10)$$

Donde:

n_i : Cantidad de moles por compuesto de la mezcla, kmol.

m_i : Masa por compuesto de la mezcla, kg.

PM_i : Peso molecular por compuesto de la mezcla, kg/kmol.

i: Compuesto de una mezcla de gases.

La cantidad de número de moles de una mezcla de gases viene representada por la siguiente expresión:

$$n_{total} = n_1 + n_2 + \dots + n_i = \sum_{i=1}^k n_i \quad (11)$$

Donde:

n_{total} : Moles totales de la mezcla, kmol.

n_i : Mol por compuesto de la mezcla, kmol.

i: Compuestos de la mezcla de gases.

Las cantidades relativas de los componentes de la mezcla de gases representadas a través de sus fracciones molares es la siguiente:

$$XM_i = \frac{n_i}{n_{Total}} = \frac{\dot{M}_i}{\dot{M}_{Total}} \quad (12)$$

Donde:

XM_i : Fracción molar de la mezcla de gases por compuesto.

n_{total} : Moles totales de la mezcla, kmol.

n_i : Mol por compuesto de la mezcla, kmol.

\dot{M}_{total} : Flujo molar total de la mezcla, kmol/s.

\dot{M}_i : Flujo molar por compuesto de la mezcla, kmol/s.

De (12) se obtiene que la sumatoria de todas las fracciones molares de la mezcla de gases es la unidad:

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{n} = 1 \quad (13)$$

De (7), (10) y (12), se obtiene la siguiente expresión para calcular el peso molecular promedio de una mezcla de gases:

$$PM_{prom} = \sum_{i=1}^k (XM_i * PM_i) \quad (14)$$

Donde:

PM_{prom} : Peso molecular promedio de la mezcla de gases, kg/kmol.

XM_i : Fracción molar por compuesto de la mezcla de gases.

PM_i : Peso molecular por compuesto de la mezcla de gases, kg/kmol.

Considerando las ecuaciones (8), (10) y (12) se obtiene segunda expresión para la fracción másica:

$$Xm_i = XM_i * \frac{PM_i}{PM_{prom}} \quad (15)$$

El flujo molar total de una mezcla de gases se representa con la siguiente expresión:

$$\dot{M}_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{PM_{gas}} \quad (16)$$

Donde:

\dot{M}_{gas} : Flujo molar del total de la mezcla de gases, kmol/s.

\dot{m}_{gas} : Flujo másico de la mezcla de gases, kg/s.

PM_{gas} : Peso molecular de la mezcla de gases, kg/kmol.

El flujo molar por compuesto de una mezcla de gases tiene la siguiente expresión:

$$\dot{M}_i = \dot{m}_i * \frac{XM_i}{PM_{\text{prom}}} \quad (17)$$

Donde:

\dot{M}_i : Flujo molar por compuesto de la mezcla, kmol/s

XM_i : Fracción molar por compuesto de la mezcla.

\dot{m}_i : Flujo másico por compuesto de la mezcla, kg/s.

PM_{prom} : Peso molecular promedio de la mezcla, kg/kmol.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2001). "ASHRAE Handbook" (Vol. Fundamental). (J. Baird, Ed.) Comstock, S.

En el capítulo 6 la Sociedad Americana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés), presenta definiciones importantes que sirven de sustento para el cálculo las propiedades del aire requeridas como:

Aire atmosférico:

Composición de varios gases que contienen vapor de agua y contaminantes.

Aire seco:

Composición de aire atmosférico cuando son removidos los contaminantes y el vapor de agua. Está compuesto por el nitrógeno, oxígeno, argón, dióxido de carbono, neón, helio, metano, dióxido de sulfuro, hidrógeno y en menor cantidad el xenón, kriptón y ozono.

Esta composición varía dependiendo de la ubicación geográfica y altitud, sin embargo, esta variación es despreciable.

Para efectos de simplificación, en la presente investigación se está utilizando la composición de los 4 componentes más abundantes del aire. Para el caso del argón, se está incluyendo en él a todas las especies de gases inertes monoatómicos (neón, helio, xenón, kriptón) y el resto de los constituyentes se considera como dióxido de carbono (Gordon, 1982). La composición resultante se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3

Composición del aire seco

Componente del aire seco	Porcentaje
Nitrógeno	78.084%
Oxígeno	20.9476%
Argón	0.9365%
Dióxido de carbono	0.0319%
Total	100%

Nota. Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2001). "ASHRAE Handbook"

Aire húmedo:

Mezcla binaria entre aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua en aire húmedo varía desde cero (aire seco) hasta su valor máximo el cual depende de la temperatura y presión.

Presión de vapor saturado de agua:

se calcula con la siguiente fórmula:

$$\ln(P_{vap_sat}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 * T + C_4 * T^2 + C_5 * T^3 + C_6 * T^4 + C_7 * \ln(T) \quad (18)$$

Donde:

T: Temperatura ambiente, K.

P_{vap_sat} : Presión de vapor saturado a la temperatura T, Pa.

C_1, \dots, C_7 : Constantes de la ecuación mostradas en la Tabla 4.

Tabla 4

Constantes para el cálculo de la presión de vapor para temperaturas entre 0°C hasta 200°C

Coficiente	Valor
C1	-5.8002206E+03
C2	1.3914993E+00
C3	-4.8640239E-02
C4	4.1764768E-05
C5	-1.4452093E-08
C6	0.0000000E+00
C7	6.5459673E+00

Nota. Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2001). "ASHRAE Handbook"

Humedad Relativa:

Es la relación entre las fracciones molares de la presión de vapor de agua de una muestra de aire con respecto a la fracción molar de ese mismo aire en condiciones de vapor de agua saturado.

Para este caso, las fracciones molares de la presión de vapor de agua son proporcionales a sus presiones parciales, por lo que es válido formular la humedad relativa de la siguiente manera:

$$hr = \frac{P_{H_2O}}{P_{Vap_sat}} * 100\% \quad (19)$$

Donde:

hr: Humedad relativa, %.

P_{H_2O} : Presión parcial de vapor de agua, Pa.

P_{vap_sat} : Presión de vapor saturado, Pa.

Relación de humedad:

Se define como la cantidad de masa de vapor de agua con respecto a la masa del aire seco según la siguiente expresión:

$$rh = \left(1 - \frac{1}{FAS}\right) * \frac{PM_{H_2O}}{PM_{as}} \quad (20)$$

Donde:

rh: Relación de humedad, kg_{H_2O}/kg_{as} .

FAS: Fracción de aire seco.

PM_{H_2O} : Peso molecular del agua (18.01528), kg/kmol.

PM_{as} : Peso molecular del aire seco (28.9651159), kg/kmol.

as: Aire seco.

Humedad específica:

Es la relación entre la cantidad de masa de vapor de agua en relación con la cantidad de masa total del aire húmedo.

$$he = \frac{hr}{1 + hr} \quad (21)$$

Donde:

he: Humedad específica, $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ah}}$.

hr: Relación de humedad, $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}$.

ah: Aire húmedo.

as: Aire seco.

American Society of Mechanical Engineers. (2014). "Gas Turbines Performance Test Codes". Nueva York.

En el Apéndice Mandatorio I, apartado I-3.2.1 presenta la metodología del cálculo de los parámetros necesarios para hallar la composición del aire húmedo relacionando los conceptos de psicrometría referidos de la "ASHRAE Handbook" (Vol. Fundamental); sin embargo, en esta norma se presenta de manera más detallada el cálculo de la composición del aire húmedo, partiendo del concepto de fracción de aire seco:

Fracción de aire seco en el aire húmedo (FAS):

Se define de la siguiente manera:

$$FAS = \frac{P_{atm} - P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{atm}} \quad (22)$$

Donde:

FAS: Fracción de aire seco.

P_{atm} : Presión atmosférica, Pa.

P_{H_2O} : Presión parcial de vapor de agua, Pa.

La composición del aire húmedo o fracción molar de aire húmedo se obtiene de las siguientes expresiones:

$$XM_{ah(N_2, O_2, Ar, CO_2)} = XM_{as(N_2, O_2, Ar, CO_2)} * FAS \quad (23)$$

$$XM_{ah(H_2O)} = 1 - FAS \quad (24)$$

Donde:

XM: Fracción molar.

N_2, O_2, Ar, CO_2, H_2O : Componentes del aire seco.

ah: Aire húmedo.

as: Aire seco.

FAS: Fracción de aire seco.

El resultado de la composición de aire húmedo se muestra en la Tabla 5

Tabla 5*Composición del aire húmedo*

Componente del aire húmedo	Fracción Molar
Nitrógeno	$X_{M_{as}(N_2)} * FAS$
Oxígeno	$X_{M_{as}(O_2)} * FAS$
Argón	$X_{M_{as}(Ar)} * FAS$
Dióxido de Carbono	$X_{M_{as}(CO_2)} * FAS$
Agua	1 - FAS
Total	1

Nota. Fuente: American Society of Mechanical Engineers (2014), "Gas Turbines Performance Test Code"

2.3 Principios de la combustión

Morán, M., & Shapiro, H. (2018). "Fundamentos de Termodinámica Técnica" (2da ed.). Editorial Reverté S.A.

En el capítulo 13 del libro, los autores definen el marco teórico de la reacción de combustión presentando las siguientes definiciones:

Reacción de combustión:

Reacción química exotérmica que ocurre entre el combustible y el comburente al combinarse rápidamente, rompiéndose los enlaces químicos de estos compuestos para reagruparse, liberando energía en forma de calor.

El combustible es el agente que se oxida rápidamente. Está compuesto principalmente de carbono, hidrógeno y azufre. Al producirse la combustión, el carbono y el hidrógeno son los que aportan la mayor cantidad de energía en forma de calor y el azufre es el principal agente de corrosión al mezclarse con el agua.

El comburente es el agente que permite la oxidación del combustible. Está compuesto principalmente de oxígeno u otros compuestos o mezclas que lo tengan (como el aire).

Combustión estequiométrica:

La combustión es estequiométrica cuando todos los componentes del combustible y del comburente han reaccionado de manera exacta, por lo que también se llama combustión teórica.

Cantidad de aire teórico:

Es la cantidad de aire mínimo que se requiere para que la combustión sea completa.

American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

En el Apéndice Mandatorio I, apartado I-3.2.2 los autores detallan las fórmulas que rigen la reacción de combustión, los cuales sirven para determinar la composición de los gases de escape. Para ello inicialmente definen la ecuación de combustión estequiométrica generalizada para hidrocarburos que se muestra en la Tabla 6:

Tabla 6

Reacciones de combustión generalizada

Subíndices del combustible	Reacción de combustión generalizada estequiométrica
x=x, y=y, z=z	$C_xH_yS_z + \left(x + \frac{y}{4} + z\right) O_2 \rightarrow (x)CO_2 + \left(\frac{y}{2}\right)H_2O + (z)SO_2$
x=1, y=0, z=0	$C + O_2 \rightarrow CO_2$
x=0, y=2, z=0	$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$
x=0, y=0, z=1	$S + O_2 \rightarrow SO_2$

Nota. Fuente: American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

Los coeficientes resultantes de la combustión estequiométrica con cada uno de los componentes del gas natural se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7

Coefficientes de combustión del gas natural

Compuestos del Gas Natural	Compuestos del aire					
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O	Ar	SO ₂
CH ₄	0	-2	1	2	0	0
C ₂ H ₆	0	-3.5	2	3	0	0
C ₃ H ₈	0	-5	3	4	0	0
iso-C ₄ H ₁₀	0	-6.5	4	5	0	0
n-C ₄ H ₁₀	0	-6.5	4	5	0	0
iso-C ₅ H ₁₂	0	-8	5	6	0	0
n-C ₅ H ₁₂	0	-8	5	6	0	0
n-C ₆ H ₁₄	0	-9.5	6	7	0	0
n-C ₇ H ₁₆	0	-11	7	8	0	0
N ₂	1	0	0	0	0	0
CO	0	-0.5	1	0	0	0
CO ₂	0	0	1	0	0	0
H ₂ O	0	0	0	1	0	0
H ₂ S	0	-1.5	0	1	0	1
H ₂	0	-0.5	0	1	0	0
He	0	0	0	0	1	0
O ₂	0	1	0	0	0	0
Ar	0	0	0	0	1	0
SO ₂	0	0	0	0	0	1

Nota. Fuente: American Society of Mechanical Engineers (2014), "Gas Turbines Performance Test Code"

Los coeficientes del oxígeno se consideran negativos debido a que se consume durante la reacción de combustión.

Para el caso de los componentes inertes del gas natural, estos pasan directamente a los productos porque no reaccionan con los compuestos del aire.

El helio se considera como argón en la composición del aire.

El cambio de flujo molar debido a la combustión por cada constituyente del aire lo obtiene a través de la siguiente expresión:

$$\Delta \dot{M}_i = \sum_{j=1}^i (\dot{M}_{gas} * XM_{gas_j} * RT_{ij}) \quad (25)$$

Donde:

$\Delta \dot{M}_i$: Cambio de flujo molar debido a la combustión por compuesto, kmol/s.

\dot{M}_{gas} : Flujo molar del gas, kmol/s.

XM_{gas} : Fracción molar del gas por compuesto del gas.

RT: Ratios de combustión de la Tabla 7.

i: Componentes del aire.

j: Componentes del gas.

De la reacción de combustión estequiométrica de un combustible con aire teórico, se calcula la composición y los flujos de los gases de escape; sin embargo, se debe considerar en la composición real del aire una pequeña fracción de vapor de agua (aire húmedo).

Por este motivo, ASME en el apartado I-3.2.4 muestra el cálculo del flujo másico de aire húmedo (estequiométrico), requerido para la combustión considerando que el oxígeno del aire húmedo se consume por completo, obteniéndose la siguiente expresión

$$\dot{m}_{est} = \frac{\Delta \dot{M}_{O_2}}{XM_{est_{O_2}}} * PM_{ah} \quad (26)$$

Donde:

\dot{m}_{est} : Flujo másico del aire húmedo estequiométrico al combustor, kg/s.

$\Delta\dot{M}_{O_2}$: Cambio de flujo molar del oxígeno debido a la combustión, kmol/s.

$X_{M_{est_O_2}}$: Fracción molar del oxígeno en aire húmedo estequiométrico.

PM_{ah} : Peso molecular de aire húmedo, kg/kmol.

En el apartado I-3.2.5, ASME muestra el cálculo de los productos de la combustión.

Considerando que algunos modelos de turbinas operan con inyección de agua para un control de las emisiones en el proceso de combustión, se debe considerar el flujo molar de inyección de agua o vapor de la siguiente manera:

$$\dot{M}_{iny} = \frac{\dot{m}_{iny}}{PM_{H_2O}} \quad (27)$$

Donde:

\dot{M}_{iny} : Flujo molar de Inyección de agua o vapor de agua, kmol/s.

\dot{m}_{iny} : Flujo másico de Inyección de agua o vapor de agua, kg/s.

PM_{H_2O} : Peso molecular del agua kg/kmol.

El flujo molar por constituyente en el escape se define:

$$\dot{M}_{comb_H_2O} = \dot{M}_{est_H_2O} + \Delta\dot{M}_{H_2O} + \dot{M}_{iny} \quad (28)$$

$$\dot{M}_{comb_k} = \dot{M}_{est_k} + \Delta\dot{M}_{comb_k} \quad (29)$$

Donde:

$\dot{M}_{comb_H_2O}$: Flujo molar del agua en productos de combustión, kmol/s.

$\dot{M}_{est_H_2O}$: Flujo molar del agua en aire estequiométrico de combustión, kmol/s.

$\Delta\dot{M}_{H_2O}$: Cambio del flujo molar del agua debido a la combustión, kmol/s.

\dot{M}_{est} : Flujo molar del aire de combustión, kmol/s.

\dot{M}_{iny} : Flujo molar de inyección de agua o vapor de agua, kmol/s.

\dot{M}_{comb} : Flujo molar de productos de la combustión, kmol/s.

$\Delta\dot{M}_{comb}$: Cambio en flujo molar debido a la combustión, kmol/s.

subíndice k: denota componente de productos de la combustión (sin considerar el agua).

El flujo másico de productos de combustión al escape de la turbina se define:

$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{est} + \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{iny} \quad (30)$$

Donde:

\dot{m}_{comb} : Flujo másico de productos de combustión, kg/s.

\dot{m}_{est} : Flujo másico de aire de combustión, kg/s.

\dot{m}_{fuel} : Flujo másico del gas combustible, kg/s.

\dot{m}_{iny} : Flujo másico de inyección de agua o vapor de agua, kg/s.

La fracción másica de productos de combustión al escape de la turbina se define:

$$Xm_{comb_k} = \dot{M}_{comb_k} * \frac{PM_k}{\dot{m}_{comb}} \quad (31)$$

Donde:

Xm_{comb} : Fracción másica de productos de combustión.

\dot{M}_{comb} : Flujo molar de productos de combustión, kmol/s.

\dot{m}_{comb} : Flujo másico de productos de combustión, kg/s.

PM: Peso molecular, kg/kmol.

k: Subíndice que denota componentes de productos de la combustión.

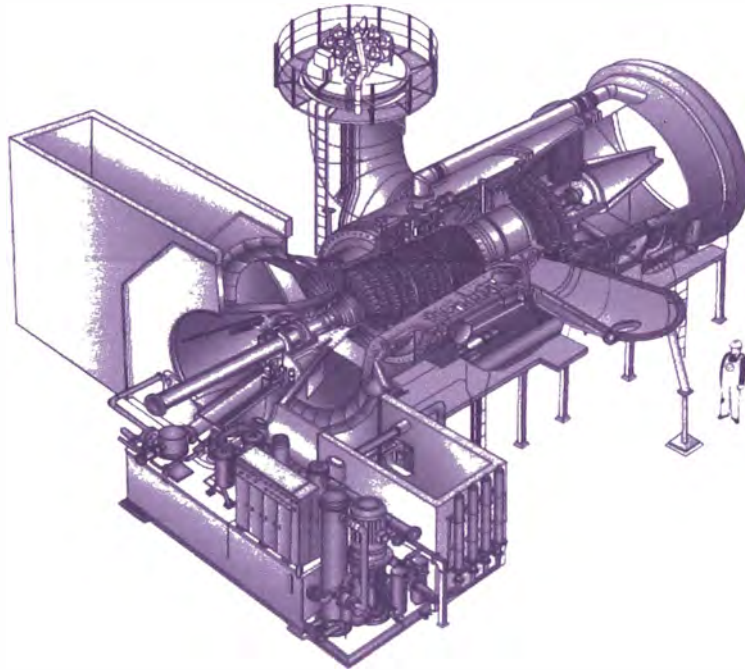
Boyce, M. (2012). "Gas Turbine Engineering Handbook"

En el capítulo 10, "Combustors", el autor describe las características de las cámaras de combustión de las turbinas a gas. Describe los parámetros operativos que afectan su rendimiento y muestra con gráficos y tablas sus rangos de operación.

Detalla los tres principales arreglos de las cámaras de combustión que existen en los diversos tipos de turbina: tipo silo, anular o can-anular, como se muestran en las Figura 9, Figura 10 y Figura 11 respectivamente:

Figura 9

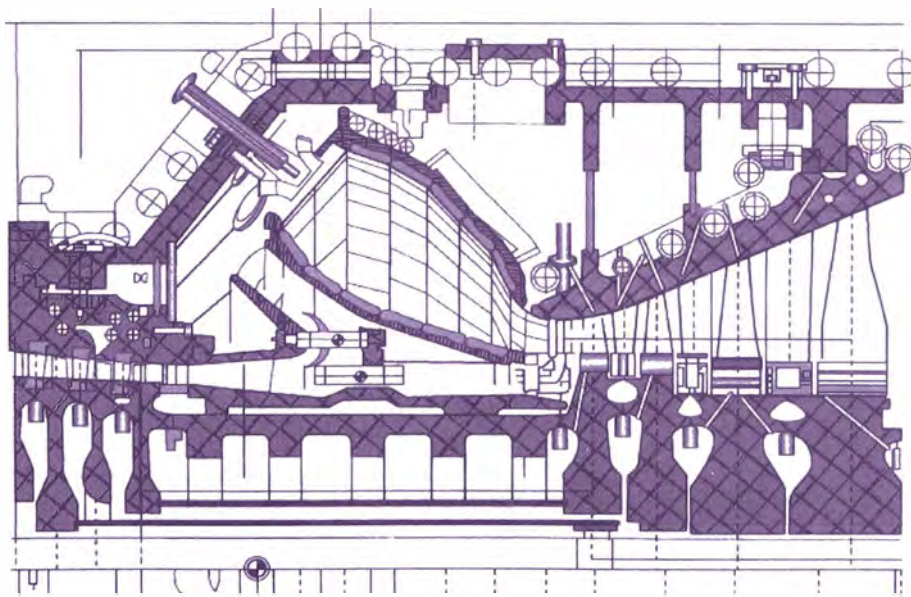
Cámara de combustión tipo silo



Nota. Fuente: Boyce, M. (2012). "Gas Turbine Engineering Handbook"

Figura 10

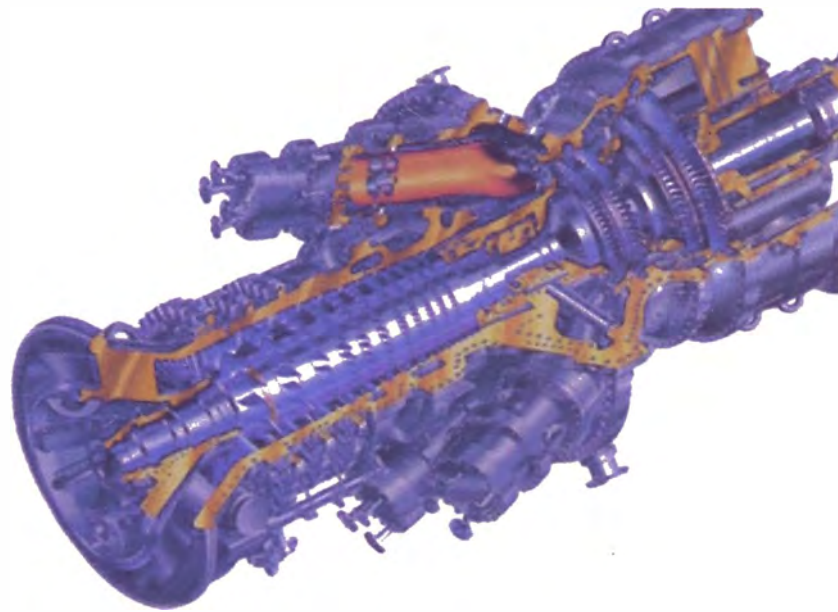
Cámara de combustión tipo anular



Nota. Fuente: Boyce, M. (2012). "Gas Turbine Engineering Handbook"

Figura 11

Cámara de combustión tipo can-anular



Nota. Fuente: Boyce, M. (2012). "Gas Turbine Engineering Handbook"

Se describe la combustión dentro de la cámara de combustión clasificándola en dos tipos: combustión de difusión y combustión seca bajo en NO_x.

En el mismo capítulo describe que el rendimiento de la cámara de combustión es medido a través de la eficiencia, de la caída de presión y de la uniformidad del perfil de la temperatura de salida.

La eficiencia de la cámara de combustión se obtiene de la siguiente ecuación:

$$n_{comb} = \frac{\Delta h_{actual}}{\Delta h_{teórico}} = \frac{(\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{fuel}) * h_3 - \dot{m}_{aire} * h_2}{\dot{m}_{fuel} * PCI} \quad (32)$$

Donde:

n_{comb} : Eficiencia de la combustión.

Δh_{actual} : Incremento de entalpía actual, kJ/kg.

$\Delta h_{\text{teórico}}$: Incremento de entalpía teórico (aporte de calor del combustible), kJ/kg.

\dot{m}_{aire} : Flujo másico de aire, kg/s.

\dot{m}_{fuel} : Flujo másico de combustible, kg/s.

h_2 : Entalpía específica a la salida del compresor, kJ/kg.

h_3 : Entalpía específica al ingreso de la turbina de gas, kJ/kg.

PCI: Poder calorífico inferior del gas natural, kJ/kg.

2.1.4 Entalpía de los gases

Çengel, Y., Et al. (2019), “Termodinámica”

En el capítulo 3 del libro, los autores definen la entalpía como una propiedad termodinámica que surge de la combinación de otras propiedades como la energía interna más el producto de la presión por el volumen.

$$H = U + P * V \quad (33)$$

Donde:

H: Entalpía, kJ.

U: Energía interna, kJ.

P: Presión, kPa.

V: Volumen, m³.

De manera análoga, la entalpía específica se representa de la siguiente forma:

$$h = u + P * v \quad (34)$$

Donde:

h: Entalpía específica, kJ/kg.

u: Energía interna específica, kJ/kg.

P: Presión, kPa.

v: Volumen específico, m³/kg.

En el capítulo 4, los autores considerando el modelo de gases ideales, muestran que la entalpía específica depende sólo de la temperatura, así como del calor específico c_p de acuerdo con la siguiente expresión:

$$dh = c_p(T) * dT \quad (35)$$

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (36)$$

Donde:

$c_p(T)$: Calor específico a presión constante del gas en función de la temperatura, kJ/kg*K.

T: Temperatura, K.

h: Entalpía específica del gas kJ/kg.

d: Operador diferencial.

De forma análoga, la energía interna la definen a través de la siguiente expresión para un gas ideal:

$$du = c_v(T) * dT \quad (37)$$

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad (38)$$

Donde:

c_v : Calor específico a volumen constante del gas en función de la temperatura, kJ/kg*K.

T: Temperatura, K.

u: Energía interna específica del gas, kJ/kg.

d: Operador diferencial.

En el capítulo 11 del libro, los autores exponen que para el cálculo de las propiedades termodinámicas (incluido la entalpía), es necesario tener una representación precisa de la presión, temperatura y volumen específico. Para esto existen tres formas de obtenerlas: a través de tablas de propiedades termodinámicas, a través de gráficos como el de la superficie p-v-T y gráficas del factor de compresibilidad; y a través de la forma analítica proveniente de las ecuaciones de estado.

En la presente investigación, las ecuaciones propuestas en este capítulo del libro para el cálculo de la entalpía no se considerarán debido a que se utilizarán las ecuaciones propuestas por la American Society of Mechanical Engineers (ASME) de la norma técnica "Gas Turbines Performance Test Code" del 2014.

En el capítulo 15 los autores realizan definiciones de entalpía relacionadas con el proceso de combustión, como las siguientes:

- **Entalpía de reacción:** diferencia entre la entalpía de los productos de una reacción química, con respecto a la entalpía de los reactantes, y ambos en un mismo estado de referencia.
- **Entalpía de combustión:** es el valor de la entalpía de reacción cuando la reacción química es una combustión. Es equivalente al calor liberado cuando se quema por completo 1 kmol de combustible a una condición de presión y temperatura específica.
- **Entalpía de formación:** es la entalpía de una sustancia química en su forma estable en el estado de referencia estándar (25°C y 1 atm).

American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

En el Apéndice Mandatorio I, apartado I-3.2.6.1 los autores describen la metodología para el cálculo de las entalpías de los gases.

La fórmula presentada para el cálculo de la entalpía de cada constituyente de los gases, así como los coeficientes utilizados en dicha fórmula fueron adaptados de McBride, B., Et al. (2002). *“NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species”*.

La ecuación para el cálculo de la entalpía de los gases¹ viene formulada por la siguiente expresión:

$$h = \frac{\left[\left(\frac{a_1}{T_K} + a_2 * LN(T_K) + a_3 * T_K + \frac{a_4 * T_K^2}{2} + \frac{a_5 * T_K^3}{3} + \frac{a_6 * T_K^4}{4} + \frac{a_7 * T_K^5}{5} + b_1 \right) * Ru - \overline{\Delta_f h} \right]}{PM} \quad (39)$$

¹ Se eliminó de la ecuación el factor de conversión 2.326 que convierte el resultado de kJ/kg a BTU/lb

Donde:

T_k : Temperatura, K.

a_1, \dots, a_7 : Coeficientes para el cálculo del calor específico molar a presión constante a condiciones estándar según la Tabla 8.

b_1 : Constante de integración para el cálculo de la entalpía molar según la Tabla 8.

h : $h(T_k) - h(298.15k)$ = Entalpía específica (referida a 298.15K), kJ/kg.

PM: Peso molecular, kg/kmol.

R_u : Constante universal de los gases, 8.31451 kJ/(kmol*K).

$\overline{\Delta_f h}$: Calor de formación molar referido a la Tabla 8 kJ/kmol.

Para situaciones en que la temperatura de referencia es diferente a 298.15K, la entalpía deberá ser evaluada dos veces a través de la siguiente expresión:

$$h(T_k)_{T_{Ref}} = h(T_k)_{298.15k} - h(T_{Ref})_{298.15k} \quad (40)$$

Donde:

$h(T_k)_{T_{Ref}}$: Entalpía a la temperatura T_k sobre la nueva temperatura de referencia, kJ/kg.

$h(T_k)_{298.15k}$: Entalpía a la temperatura T_k referida a 298.15K, kJ/kg.

$h(T_{Ref})_{298.15k}$: Entalpía a temperatura de la nueva referencia, referida a 298.15K, kJ/kg.

La entalpía de una mezcla de gases se define de la siguiente forma:

$$h(T_k)_{mezcla} = \sum_{i=1}^n (Xm_i * h(T_k)_i) \quad (41)$$

Donde:

$h(T_k)_{mezcla}$: Entalpía por componente de gas, kJ/kg.

Xm : Fracción másica.

T_k : Temperatura de la mezcla, K.

n : Cantidad de componente de los gases.

2.1.5 Entropía de los gases

Morán, M., & Shapiro, H. (2018). "Fundamentos de Termodinámica Técnica" (2da ed.). Editorial Reverté S.A.

En el capítulo 6 del libro, los autores utilizando los trabajos previos del físico alemán R. J. E. Clausius (1822-1888), definen la variación de entropía de un sistema durante un proceso internamente reversible a través de la siguiente ecuación:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta q}{T} \right)_{int rev} \quad (42)$$

O en su forma diferencial:

$$(\delta q)_{int rev} = T * ds \quad (43)$$

Donde:

s : Entropía específica del proceso desde 1 hasta 2, kJ/(kg*K).

q : Calor específico del proceso o hacia el proceso, kJ/kg.

T: Temperatura del sistema, K.

d: Operador diferencial.

Los autores considerando el principio de conservación de la energía en su forma diferencial, muestran la ecuación siguiente:

$$(\delta q)_{int rev} = du + (\delta w)_{int rev} \quad (44)$$

Donde:

q: Calor específico en un proceso, kJ/kg.

u: Energía interna específica de la sustancia o mezcla, kJ/kg.

w: Trabajo específico de un proceso, kJ/kg.

Int rev: Proceso internamente reversible (al invertirse el sentido del proceso es capaz de volver a su estado inicial).

d: Operador diferencial.

δ : Diferencia.

De las ecuaciones (34) y (43) reemplazando en (44), (todas en su forma diferencial), los autores presentan las siguientes expresiones:

$$Tds = du + Pdv \quad (45)$$

$$Tds = dh - vdP \quad (46)$$

Donde:

T: Temperatura, K.

s: Entropía específica, kJ/(kg*K).

u: Energía interna específica, kJ/kg.

v: Volumen específico, m³/kg.

P: Presión, kPa.

h: Entalpía específica, kJ/kg.

d: Operador diferencial.

Para un gas ideal considerando que se cumple la siguiente expresión:

$$P * v = R * T \quad (47)$$

Donde:

T: Temperatura del gas, K.

v: Volumen específico del gas, m³/kg.

P: Presión del gas, kPa.

R: Constante específica del gas, kJ/(kg*K).

De (37) y (47) en (45) y de (35) y (47) en (46) se obtiene las siguientes expresiones:

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) \frac{dT}{T} + R * LN\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (48)$$

$$s(T_2, P_2) - s(T_1, P_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \frac{dT}{T} - R * LN\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (49)$$

Donde:

s: Entropía específica a la temperatura T y presión p, kJ/(kg*K).

T: Temperatura, K.

v: Volumen específico, m³/kg.

P: Presión, kPa.

c_p: Calor específico a presión constante del gas, kJ/(kg*K).

c_v: Calor específico a volumen constante del gas, kJ/(kg*K).

subíndices 1, 2: Estados inicial y final del proceso.

R: Constante específica del gas, kJ/(kg*K).

d: Operador diferencial

Desarrollando la integral del calor específico a presión constante de la ecuación (49), se obtiene lo siguiente:

$$\int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \frac{dT}{T} = \int_0^{T_2} c_p(T) \frac{dT}{T} - \int_0^{T_1} c_p(T) \frac{dT}{T} = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) \quad (50)$$

Donde:

s° : Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera.

Reemplazando (50) en (49), se obtiene la siguiente expresión:

$$s(T_2, P_2) - s(T_1, P_1) = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R * LN\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (51)$$

Donde:

$s(T_1, P_1)$: Entropía específica a presión y temperatura en el estado 1, kJ/(kg*K).

$s(T_2, P_2)$: Entropía específica a presión y temperatura en el estado 2, kJ/(kg*K).

$s^\circ(T_1)$: Entropía específica a temperatura T_1 a presión de 1 atm, kJ/(kg*K).

$s^\circ(T_2)$: Entropía específica a temperatura T_2 a presión de 1 atm, kJ/(kg*K).

P_1 : Presión en el estado 1, kPa.

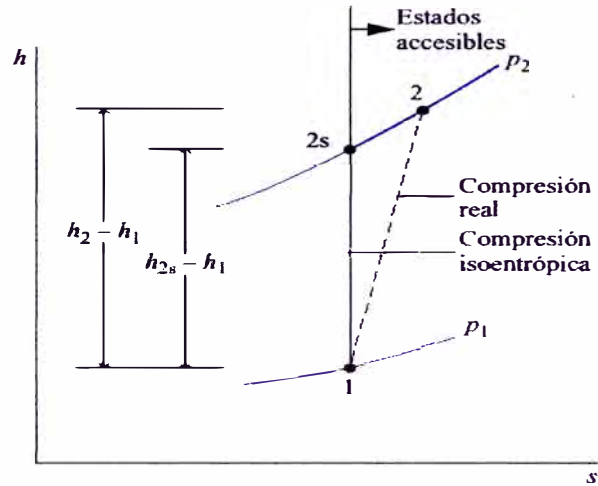
P_2 : Presión en el estado 2, kPa.

R: Constante específica del gas, kJ/(kg*K).

Los autores también definen la eficiencia isoentrópica como la relación entre la prestación real de un dispositivo en comparación con la prestación del mismo dispositivo en un proceso ideal. En la Figura 12 y Figura 13 muestra el comportamiento real versus el comportamiento ideal para un compresor y su turbina a gas.

Figura 12

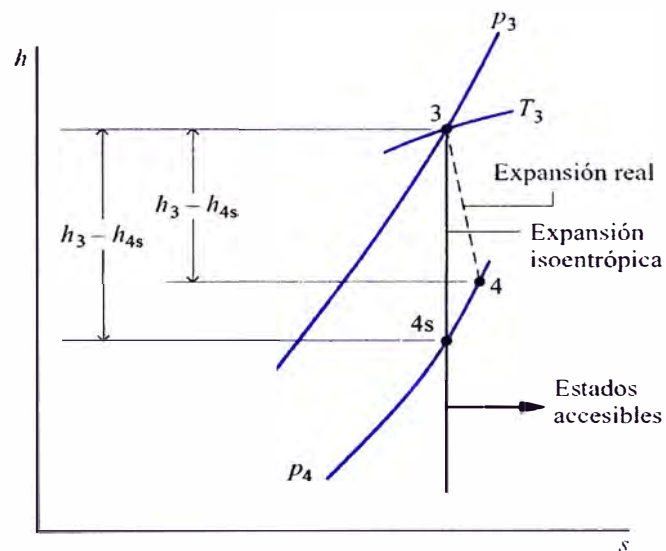
Compresión real versus compresión isoentrópica en un compresor



Nota. Fuente: Morán, M., & Shapiro, H. (2018). "Fundamentos de Termodinámica Técnica"

Figura 13

Expansión real versus expansión isoentrópica en una turbina a gas



Nota. Fuente: Morán, M., & Shapiro, H. (2018). "Fundamentos de Termodinámica Técnica"

De acuerdo con ello define a la eficiencia isoentrópica del compresor y de la turbina con las siguientes ecuaciones:

$$n_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (52)$$

Donde:

n_c : Eficiencia isoentrópica del compresor.

h_1 : Entalpía en el estado de ingreso del compresor, kJ/kg.

h_2 : Entalpía en el estado de salida del compresor, kJ/kg.

h_{2s} : Entalpía en el estado de salida ideal del compresor, kJ/kg.

$$n_t = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (53)$$

Donde:

n_t : Eficiencia isoentrópica de la turbina.

h_3 : Entalpía en el estado de ingreso de la turbina, kJ/kg.

h_4 : Entalpía en el estado de salida de la turbina, kJ/kg.

h_{4s} : Entalpía en el estado de salida ideal de la turbina, kJ/kg.

En el capítulo 12, los autores presentan la expresión para el cálculo de la entropía molar de una mezcla de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\bar{s}_{mezcla} = \sum_{i=1}^k (X M_i * \bar{s}_i) \quad (54)$$

Donde:

\bar{s}_{mezcla} : Entropía molar de la mezcla de gases, kJ/(kmol*K).

\bar{s}_i : Entropía molar por compuesto de una mezcla de gases, kJ/(kmol*K).

$X M_i$: Fracción molar por compuesto de una mezcla de gases.

k: Cantidad de compuestos en una mezcla de gases.

Reformulando (54) con la ecuación (15) se obtiene la siguiente expresión:

$$s_{mezcla} = \sum_{i=1}^k (Xm_i * s_i) \quad (55)$$

Donde:

s_{mezcla} : Entropía específica de la mezcla de gases, kJ/(kg*K).

s_i : Entropía específica por compuesto de una mezcla de gases, kJ/(kg*K).

Xm_i : Fracción másica por compuesto de una mezcla de gases.

k: Cantidad de compuestos en una mezcla de gases.

McBride, B., Et al. (2002). "NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species". National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio.

En esta investigación, los autores presentan la ecuación empírica del calor específico molar por cada sustancia a presión constante a condiciones estándar para el ajuste de las propiedades termodinámicas:

$$\frac{\overline{C_p}(T)}{Ru} = \frac{a_1}{T^2} + \frac{a_2}{T} + a_3 + a_4 * T + a_5 * T^2 + a_6 * T^3 + a_7 * T^4 \quad (56)$$

Donde:

T: Temperatura de la sustancia, K

$\overline{C_p}(T)$: Calor específico molar a presión constante para una temperatura T a condiciones estándar (para gases se considera 1bar), kJ/(kmol*K).

Ru: Constante universal del gas, 8.314510 kJ/(kmol*K).

a_1, \dots, a_7 : Coeficientes para el cálculo del calor específico molar a presión constante según la Tabla 8.

La entalpía molar se obtiene por integración en función de la temperatura de $\overline{C}_p(T)$ de la ecuación (56).

El cálculo de la entalpía específica se muestra en la ecuación (39) (adaptada de la ecuación (56) para su obtención en kJ/kg) (American Society of Mechanical Engineers, 2014).

La entropía molar se obtiene de la integración en función de la temperatura de $\overline{C}_p(T)/T$ como se muestra a continuación:

$$\frac{\overline{s}(T)}{Ru} = -\frac{a_1}{2 * T^2} - \frac{a_2}{T} + a_3 * LN(T) + a_4 * T + \frac{a_5 * T^2}{2} + \frac{a_6 * T^3}{3} + \frac{a_7 * T^4}{4} + b_2 \quad (57)$$

Donde:

T: Temperatura, K

a_1, \dots, a_7 : Coeficientes para el cálculo del calor específico molar a presión constante según la Tabla 8.

b_2 : Constante de integración para el cálculo de la entropía según la Tabla 8.

$\overline{s}(T)$: Entropía molar en función de la temperatura T para el estado estándar (1atm), kJ/(kmol*K).

Ru: Constante universal de los gases, 8.314510 kJ/(kmol*K).

La entropía específica se obtiene dividiendo (57) entre el peso molecular de la sustancia como se muestra a continuación:

$$s(T) = \left(-\frac{a_1}{2 * T^2} - \frac{a_2}{T} + a_3 * LN(T) + a_4 * T + \frac{a_5 * T^2}{2} + \frac{a_6 * T^3}{3} + \frac{a_7 * T^4}{4} + b_2 \right) * \frac{Ru}{PM} \quad (58)$$

Donde:

$s(T)$: Entropía específica en función de la temperatura T para el estado estándar (1atm), kJ/(kmol*K).

T: Temperatura, K

a_1, \dots, a_7 : Coeficientes para el cálculo del calor específico molar a presión constante según la Tabla 8.

b_2 : Constante de integración para el cálculo de la entropía según la Tabla 8.

Ru: Constante universal de los gases, 8.314510 kJ/(kmol*K).

PM: Peso molecular de la sustancia, kg/kmol.

Tabla 8

Constantes para el cálculo del calor específico molar a presión constante, entalpía molar y entropía molar a condiciones estándar

Componentes del Gas Natural	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	a ₆	a ₇	b ₁	b ₂	$\overline{\Delta_f h}$ kJ/kmol
CH ₄	-176685	2786.181	-12.0257785	0.039176193	-3.6191E-05	2.03E-08	-5E-12	-23313.1	89.043228	-74600
C ₂ H ₆	-186204	3406.192	-19.51705092	0.075658356	-8.2042E-05	5.06E-08	-1.3E-11	-27029.3	129.81405	-83851.5
C ₃ H ₈	-243314	4656.271	-29.39466091	0.118895275	-0.00013763	8.81E-08	-2.3E-11	-35403.4	184.17493	-104680
iso-C ₄ H ₁₀	-383447	7000.04	-44.400269	0.174618345	-0.00020782	1.34E-07	-3.6E-11	-50340.2	265.89665	-134990
n-C ₄ H ₁₀	-317587	6176.332	-38.9156212	0.158465428	-0.00018601	1.2E-07	-3.2E-11	-45403.6	237.94887	-125790
iso-C ₅ H ₁₂	-423190	6497.189	-36.8112697	0.153242473	-0.00015488	8.75E-08	-2.1E-11	-51554.2	230.95182	-153700
n-C ₅ H ₁₂	-276889	5834.283	-36.1754148	0.153333971	-0.00015284	8.19E-08	-1.8E-11	-46653.8	226.55441	-146760
n-C ₆ H ₁₄	-581593	10790.98	-66.3394703	0.252371516	-0.00029043	1.8E-07	-4.6E-11	-72715.4	393.82835	-166920
n-C ₇ H ₁₆	-612743	11840.85	-74.871886	0.291846605	-0.00034168	2.16E-07	-5.7E-11	-80134.1	440.72133	-187780
N ₂	22103.71	-381.846	6.08273836	-0.008530914	1.38465E-05	-9.6E-09	2.52E-12	710.8461	-10.76004	0
CO	14890.45	-292.229	5.72452717	-0.008176235	0.000014569	-1.1E-08	3.03E-12	-13031.3	-7.859241	-110535
CO ₂	49436.51	-626.412	5.30172524	0.002503814	-2.1273E-07	-7.7E-10	2.85E-13	-45282	-7.048279	-393510
H ₂ O	-39479.6	575.5731	0.931782653	0.007222713	-7.3426E-06	4.96E-09	-1.3E-12	-33039.7	17.242058	-241826
H ₂ S	9543.809	-68.7518	4.05492196	-0.000301456	3.7685E-06	-2.2E-09	3.09E-13	-3278.46	1.4151947	-20600
H ₂	40783.23	-800.919	8.21470201	-0.012697145	1.75361E-05	-1.2E-08	3.37E-12	2682.485	-30.43789	0
He	0	0	2.5	0	0	0	0	-745.375	4.3796749	0
O ₂	-34255.6	484.7001	1.119010961	0.004293889	-6.8363E-07	-2E-09	1.04E-12	-3391.45	18.496995	0
Ar	0	0	2.5	0	0	0	0	-745.375	4.3796749	0
SO ₂	-53108.4	909.0312	-2.35689124	0.0220445	-2.5108E-05	1.45E-08	-3.4E-12	-41137.5	40.455125	-296810

Nota. Fuente: McBride, B., Et al. (2002), "Nasa Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamics Properties of Individual Species"

2.1.6 Poder calorífico del combustible

Çengel, Y., Et al. (2019), “Termodinámica”

En el capítulo 15 del libro, el autor define el poder calorífico o entalpía de combustión de un combustible, como la cantidad de energía que libera en la reacción de combustión completa con oxígeno o aire, y los productos son llevados a la temperatura inicial de referencia de 25°C (77°F).

Si el agua de los productos se encuentra en forma de líquido, se obtendrá el Poder calorífico superior (PCS), pero si se encuentra en forma de vapor, se obtendrá el poder calorífico inferior (PCI).

Con lo descrito se obtiene la siguiente relación:

$$PCS = PCI + (h_{fg})_{agua} \quad (59)$$

Donde:

PCS: Poder calorífico superior del combustible, kJ/kg.

PCI: Poder calorífico inferior del combustible, kJ/kg.

$(h_{fg})_{agua}$: Calor latente o entalpía de vaporización del agua kJ/kg.

American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

En el Apéndice Mandatorio I, apartado I-3.2.7 los autores definen la utilización del poder calorífico inferior para los cálculos. También mencionan la metodología del cálculo del poder calorífico del gas combustible.

El poder calorífico de los compuestos siempre debe estar basados en la última publicación disponible de los estándares:

- Standard Practice for Calculating Heat Value, Compressibility Factor, and Relative Density for Gaseous Fuels: ASTM D3588,
- Gas Processors Association: GPA-2145 y
- Gas Processors Suppliers Association: GPSA Engineering Data Book.

Los autores resaltan que las condiciones de referencia de la combustión que ellos utilizan es de 60°F and 14.696 psia, sin embargo, a pesar de que otras publicaciones en la industria utilizan otras condiciones de referencia como 15°C, 20°C y 25°C, la variación de los valores del poder calorífico por estas condiciones de referencia distintas son pequeñas, por lo que no se toman en cuenta.

Luego de haber precisado las consideraciones de los valores del poder calorífico que utilizan, proceden a detallar la metodología del cálculo del poder calorífico para el gas natural como se muestra a continuación:

Se debe hallar primero el peso molecular del gas natural utilizando la ecuación (14):

$$PM_{gas} = \sum_{j=1}^k (PM_{gas_j} * XM_{gas_j}) \quad (60)$$

Donde:

PM_{gas} : Peso molecular promedio del gas natural, kg/kmol.

XM_{gas_j} : Fracción molar por compuesto de la mezcla del gas natural.

PM_{gas_j} : Peso molecular por compuesto de la mezcla del gas natural, kg/kmol.

j: Compuesto del gas natural.

Luego sumando los aportes del poder calorífico por cada componente del gas natural:

$$PCI_{quim} = \sum_{k=1}^j \frac{XM_{gas_j} * PM_{gas_j} * hc_j}{PM_{Gas}} = \sum_{k=1}^j Xm_{gas_j} * hc_j \quad (61)$$

Donde:

PCI_{quim} : Poder calorífico ideal del gas, kJ/kg.

PM_{gas} : Peso molecular promedio de la mezcla del gas natural, kg/kmol.

PM_{gas_j} : Peso molecular por compuesto del gas natural, kg/kmol.

XM_{gas_j} : Fracción molar por compuesto del gas natural.

Xm_{gas_j} : Fracción másica por compuesto del gas natural.

hc_j : Calor específico de combustión por compuesto del gas natural, kJ/kg.

j : Componentes del gas.

Los valores de calor de combustión (hc) se muestran en la Tabla 9 referidos a norma ASTM D 3588 – 98.

El poder calorífico neto se obtiene de la siguiente forma:

$$PCI = PCI_{quim} + PCI_{sensible} \quad (62)$$

Donde:

PCI : Poder calorífico inferior neto del combustible, kJ/kg.

PCI_{quim} : Poder calorífico ideal del gas, kJ/kg.

$PCI_{sensible}$: Calor sensible del combustible a presión constante derivados de (39) y (41), kJ/kg.

Tabla 9

Propiedades de los compuestos del gas natural a 60°F y 14.696 psia²

Compuesto	Peso Molecular	Poder Calorífico Bruto Ideal		Poder Calorífico Neto Ideal	
	kg/kmol	kJ/kmol	kJ/kg	kJ/kmol	kJ/kg
H₂	2.016	286.2	141973	241.79	119943
He	4.003	0	0	0	0
H₂O	18.015	44.409	2465.07	0	0
CO	28.01	282.9	10099.9	282.9	10099.9
N₂	28.013	0	0	0	0
O₂	31.999	0	0	0	0
H₂S	34.081	562.4	16501.9	517.99	15198.8
Ar	39.948	0	0	0	0
CO₂	44.01	0	0	0	0
Air	28.962	0	0	0	0
CH₄	16.042	891.53	55573.1	802.71	50036.6
C₂H₆	30.069	1562.06	51949.1	1428.13	47495
C₃H₈	44.096	2220.99	50367.6	2043.3	46337.9
C₄H₁₀	58.122	2870.45	49386.5	2648.4	45566.1
C₄H₁₀	58.122	2879.63	49544.4	2657.6	45724.4
C₅H₁₂	72.149	3531.5	48947.5	3265	45253.7
C₅H₁₂	72.149	3535.8	49007.1	3269.3	45313.3
C₆H₁₄	86.175	4198.1	48715.8	3887.2	45108
C₇H₁₆	100.202	4857.2	48474.1	4501.9	44928.3
C₈H₁₈	114.229	5515.9	48288.3	5116.2	44789.2
C₉H₂₀	128.255	6175.9	48153.3	5731.8	44690.6
C₁₀H₂₂	142.282	6834.9	48037.8	6346.4	44604.5

Nota. Fuente: American Society for Testing and Materials (1998), "Standard Practice for Calculating Heat Value, Compressibility Factor, and Relative Density of Gaseous Fuels"

² Unidades convertidas al SI.

2.1.7 Pérdidas de calor

American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

En la sección 4, apartado 4-10, la ASME menciona que las pérdidas por calor en una turbina a gas influyen de una manera no significativa en el resultado del cálculo de la energía o flujo de escape, por lo que a menudo se calcula a partir de los datos proporcionados por el fabricante.

Las pérdidas se clasifican en 4 categorías principales: pérdidas del generador (en el orden de 1% al 2% de la potencia eléctrica bruta), pérdidas de la caja de engranajes (en el orden de 1% al 2% de la potencia al eje), pérdidas fijas y pérdidas variables.

Para el cálculo de las pérdidas se utiliza información proporcionado por el fabricante las cuales se muestran en el Anexo 5 y la ecuación (32), considerando que la pérdida de eficiencia en la cámara de combustión se transforma en pérdida de calor.

2.1.8 Delimitación de la frontera de análisis y balance de energía y masa en un turbogenerador

American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

En la sección 3, apartado 3-1.5 los autores describen los lineamientos necesarios que definen la frontera de análisis de un turbogenerador.

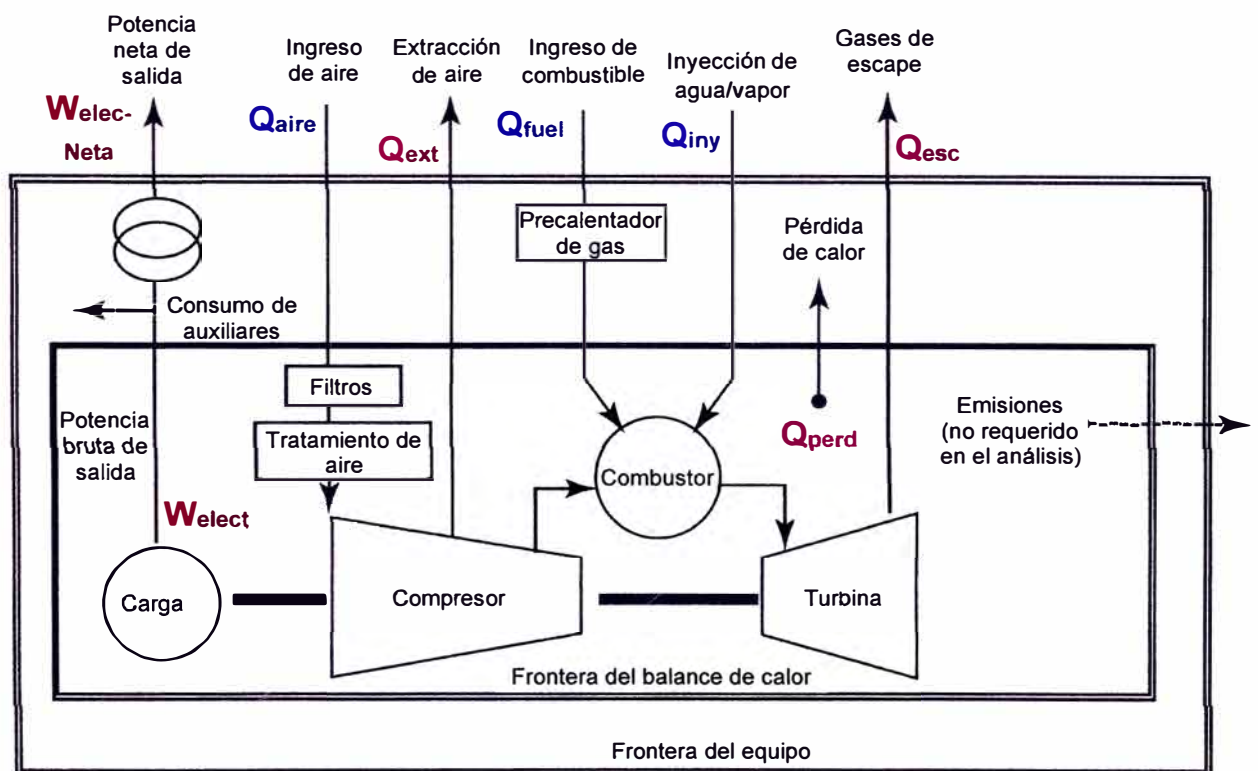
La delimitación de la frontera de análisis del turbogenerador (volumen de control), sirve para calcular los parámetros que definen el rendimiento de la máquina térmica dentro de la zona delimitada.

Con la frontera para el balance de calor se obtiene el flujo y la entalpía de los gases de escape y con la frontera del equipo se obtiene la eficiencia del turbogenerador.

La delimitación de las fronteras típicas en un turbogenerador se muestra en la Figura 14.

Figura 14

Volumen de control del turbogenerador



Nota. Fuente: American Society of Mechanical Engineers (2014), "Gas Turbines Performance Test Codes"

Frontera para el balance de calor

Del principio de la conservación de la energía para un sistema en estado estacionario, el balance de calor sobre la frontera del turbogenerador se define de la siguiente manera:

$$\text{Flujo Energía Ingreso} = \text{Flujo Energía Salida} \quad (63)$$

Considerando la frontera de la Figura 14 se obtiene el siguiente balance:

$$\dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{fuel} + \dot{Q}_{iny} = \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{esc} + \dot{Q}_{perd} + \dot{W}_{elect} \quad (64)$$

Donde:

\dot{Q}_{aire} : Flujo de energía del aire en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{fuel} : Flujo de energía del combustible en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{iny} : Flujo de energía de las inyecciones de agua o vapor de agua en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{ext} : Flujo de energía de las extracciones en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{esc} : Flujo de energía de los gases de escape en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{perd} : Flujo de energía de las pérdidas en forma de calor, MW.

\dot{W}_{elec} : Potencia eléctrica entregada por el turbogenerador, MW.

Del balance de masa se obtiene la siguiente expresión:

$$\text{Flujo másico de ingreso} = \text{Flujo másico de salida} \quad (65)$$

$$\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{iny} = \dot{m}_{ext} + \dot{m}_{esc} \quad (66)$$

Donde:

\dot{m}_{aire} : Flujo másico del aire, kg/s.

\dot{m}_{fuel} : Flujo másico del combustible, kg/s.

\dot{m}_{iny} : Flujo másico de las inyecciones de agua o vapor de agua, kg/s.

\dot{m}_{ext} : Flujo másico de las extracciones del compresor, kg/s.

\dot{m}_{esc} : Flujo másico de los gases de escape, kg/s.

Debido a que la reacción de combustión real ocurre con exceso de aire, se obtiene las siguientes expresiones:

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{Q}_{est} + \dot{Q}_{exc_ing} \quad (67)$$

$$\dot{Q}_{esc} = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{exc_sal} \quad (68)$$

$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{est} + \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{iny} \quad (69)$$

$$\dot{m}_{esc} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{exc} \quad (70)$$

Donde:

\dot{Q}_{aire} : Flujo de energía del aire en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{est} : Flujo de energía del aire estequiométrico en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{exc_ing} : Flujo de energía del exceso de aire al ingreso del compresor en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{exc_sal} : Flujo de energía del exceso de aire a la salida de la turbina en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{esc} : Flujo de energía de los gases de escape en forma de calor, MW.

\dot{Q}_{comb} : Flujo de energía de los productos de combustión estequiométrica en forma de calor, MW.

\dot{m}_{comb} : Flujo másico de los productos de combustión, kg/s.

\dot{m}_{est} : Flujo másico de aire estequiométrico, kg/s.

\dot{m}_{fuel} : Flujo másico del combustible, kg/s.

\dot{m}_{iny} : Flujo másico de las inyecciones de agua o vapor de agua, kg/s.

\dot{m}_{esc} : Flujo másico de los gases de escape de la turbina, kg/s.

\dot{m}_{exc} : Flujo másico del exceso de aire, kg/s.

Considerando que la energía en forma de calor se calcula:

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_n * h_n \quad (71)$$

Donde:

\dot{Q}_n : Energía transferida en forma de calor de “n”, MW.

\dot{m}_n : Flujo másico de la sustancia o mezcla de gases “n”, kg/s.

h_n : Entalpía de la sustancia o mezcla de gases “n”, kJ/kg.

De las ecuaciones (62), (64), (67), (68) y (71), reordenando los términos se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{exc} * (h_{ing_aire} - h_{sal_air}) \\ = \dot{m}_{ext} * h_{ext} + \dot{m}_{comb} * h_{comb} + \dot{Q}_{perd} + \dot{W}_{elect} - \dot{m}_{est} \\ * h_{ing_aire} - \dot{m}_{fuel} * PCI - \dot{m}_{iny} * h_{iny} \end{aligned} \quad (72)$$

De la ecuación (72) se obtiene el flujo de aire de exceso.

Para el cálculo de la eficiencia aplicará la metodología descrita en la sección siguiente.

2.1.9 Corrección de la potencia y la eficiencia

Comité de Operación Económica del Sistema. (2020). "Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de las Unidades de Generación Termoeléctrica"

En el procedimiento técnico, el COES detalla la metodología para el cálculo de la potencia efectiva y su eficiencia térmica de las unidades de generación termoeléctricas.

La potencia efectiva para una unidad de generación termoeléctrica se define como la potencia medida durante el EPEyR y que es corregida a las condiciones de potencia efectivas (condiciones ambientales de sitio de temperatura, presión atmosférica, humedad relativa y temperatura de la fuente fría a las que normalmente opera).

Este procedimiento se realiza en dos etapas:

- Etapa 1: conversión de los valores de potencia en condiciones de ensayo (P_y), a valores de potencia en condiciones de referencia (P_r), de acuerdo con la ecuación (73).
- Etapa 2: conversión de los valores de potencia en condiciones de referencia (P_r), a valores en condiciones de potencia efectiva (P_x), de acuerdo con la ecuación (74).

$$P_r = \frac{P_y}{(KPt_{a_{y-r}} * KPp_{a_{y-r}} * KPh_{r_{y-r}})} \quad (73)$$

$$P_x = P_r * (KPt_{a_{r-x}} * KPp_{a_{r-x}} * KPh_{r_{r-x}}) \quad (74)$$

Donde:

P_y : Potencia medida durante el EPEyR, MW.

P_r : Potencia en las condiciones de referencia, MW.

P_x : Potencia efectiva, MW.

K_{Pta} : Factor de corrección de la potencia por variación de la temperatura ambiente.

K_{Ppa} : Factor de corrección de la potencia por variación de la presión atmosférica.

K_{Phr} : Factor de corrección de la potencia por variación de la humedad relativa.

Subíndice y-r: Factor de corrección para llevar la potencia desde las condiciones de ensayo a las condiciones de referencia.

Subíndice r-x: Factor de corrección para llevar la potencia desde las condiciones de referencia a las condiciones de potencia efectiva.

Se considera que la operación de la unidad de generación debe operar con un factor de potencia igual a 1, caso contrario, se deberá aplicar el factor de corrección respectivo.

Para el cálculo de la eficiencia térmica de la unidad de generación se requiere previamente el cálculo del consumo específico de calor o heat rate.

De manera análoga con la potencia efectiva, este procedimiento se realiza en dos etapas:

- Etapa 1: conversión de los valores del consumo específico de calor en condiciones de ensayo (Cec_y), a valores de consumo específico de calor en condiciones de referencia (Cec_r), de acuerdo con la ecuación (75).
- Etapa 2: conversión de los valores de consumo específico de calor en condiciones de referencia (Cec_r), a valores en condiciones de potencia efectivas (Cec_x), de acuerdo con la ecuación (76).

$$Cec_r = \frac{Cec_y}{(KCta_{y-r} * KCpa_{y-r} * KChr_{y-r})} \quad (75)$$

$$Cec_x = Cec_r * (KCta_{r-x} * KCpa_{r-x} * KChr_{r-x}) \quad (76)$$

Donde:

Cec_y : Consumo específico de calor medido durante el EPEyR, kJ/kWh.

Cec_r : Consumo específico de calor a las condiciones de referencia, kJ/kWh.

Cec_x : Consumo específico de calor a condiciones de potencia efectiva, kJ/kWh

KCta: Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la temperatura ambiente.

KCpa: Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la presión atmosférica.

KChr: Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la humedad relativa.

Subíndice y-r: Factor de corrección para llevar el consumo específico de calor desde las condiciones de ensayo a las condiciones de referencia.

Subíndice r-x: Factor de corrección para llevar el consumo específico de calor desde las condiciones de referencia a las condiciones de potencia efectiva.

Los factores de corrección por variación de los parámetros ambientales para el consumo específico de calor se obtienen del Anexo 7: Curvas de Corrección de la TG21.

El cálculo de la eficiencia térmica de la unidad de generación analizada se obtiene de la siguiente manera:

$$n_{th} = \frac{3600}{Cec_x} * 100\% \quad (77)$$

Donde:

n_{th} : Eficiencia térmica de la unidad de generación, %.

Cec_x : Consumo específico de calor a condiciones de potencia efectiva, kJ/kWh.

American Society of Mechanical Engineers (2014), “Gas Turbines Performance Test Code”

En la sección 5, apartado 5-4, la ASME muestra la fórmula que se aplica para obtener los valores corregidos que representan el rendimiento de una turbina a gas.

La potencia corregida a las condiciones de referencia se calcula a través de la siguiente expresión:

$$P_{cor} = \frac{P_{med} + \sum_{i=1}^m \Delta_i}{\prod_{n=1}^x \alpha_n} \quad (78)$$

Donde:

P_{cor} : Potencia corregida a la condición de referencia, MW.

P_{med} : Potencia medida, MW.

Δ_i : Factores de corrección aditivos.

α_n : Factores de corrección multiplicativos para la corrección de la potencia.

El heat rate corregido a las condiciones de referencia se calcula a través de la siguiente expresión:

$$HR_{cor} = \left(\frac{1}{\prod_{n=1}^x \beta_n} \right) \left(\frac{CI_{med}}{P_{med} + \sum_{i=1}^m \Delta_i} \right) \quad (79)$$

Donde:

HR_{cor} : Heat rate a las condiciones de referencia, kJ/KWh.

CI_{med} : Calor total de ingreso, kJ/h.

P_{med} : Potencia medida, kW.

Δ_i : Factores de corrección aditivos.

β_n : Factores de corrección multiplicativos para la corrección del heat rate.

Para el presente trabajo de investigación se considera una corrección por factor de potencia (Δ_1), temperatura ambiente (α_1, β_1), Presión barométrica (α_2, β_2) e ingreso de humedad específica (en reemplazo de la humedad relativa) (α_3, β_3), como se aprecia en la Tabla 10.

Tabla 10

Factores de corrección de parámetros del rendimiento de la turbina a gas

Condición externa incontrolable que requiere corrección	Potencia	Heat Rate
Factor de potencia	Δ_1	Δ_1
Temperatura ambiente	α_1	β_1
Presión barométrica	α_2	β_2
Humedad específica	α_3	β_3

Nota. Fuente: American Society of Mechanical Engineers (2014), "Gas Turbines Performance Test Codes"

2.2 Marco conceptual

Combustor.

Zona de la turbina donde se realiza la combustión. Para el caso de la turbina analizada, se cuenta con 16 combustores.

Componente:

Partes del turbogenerador.

Composición:

Conjunto de gases constituyentes en una mezcla de gases (aire seco, aire húmedo, gas natural, gases de combustión y gases de escape).

Degradación:

Se refiere a la pérdida del rendimiento de una turbina durante su vida útil.

Desgaste:

Deformación geométrica de las piezas metálicas.

Escenario:

Estado termodinámico de un sistema sujeto a análisis bajo una condición real o simulada.

Extensiva:

Propiedad termodinámica que depende de la cantidad de sustancia en un sistema. Ejemplo: entalpía, volumen, energía, etc.

Intensiva:

Propiedad termodinámica que no depende de la cantidad de sustancia en un sistema. Ejemplo: presión, temperatura, etc.

Modelo:

Se refiere a la descripción matemática del comportamiento de un proceso o fenómeno físico para cuantificar las propiedades modeladas.

Rendimiento:

Capacidad de una máquina definida por una o más cantidades características como potencia, flujo, eficiencia o velocidad. Se obtiene mediante la medición y el cálculo de uno o más parámetros que, por sí solos o en conjunto, proporcionan información sobre la cantidad característica. Las características de rendimiento son cantidades de referencia o envolventes.

CAPÍTULO III

HIPÓTESIS Y OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.1 Hipótesis general

El análisis energético basado en mejoras operativas influye en la optimización de la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca.

3.2 Operacionalización de variables

Las variables presentadas en esta investigación son dos las cuales están especificadas en la Tabla 11:

3.2.1. Variable independiente

Análisis energético basado en mejoras operativas.

3.2.2. Variable dependiente

Potencia efectiva del turbogenerador.

Tabla 11

Variables e indicadores

Variables	Indicadores
V. D.: Potencia efectiva del turbogenerador	-Potencia en bornes del generador (MW).
V.I.: Análisis energético basado en mejoras operativas.	-Temperatura de ingreso a la turbina de gas (K). -Flujo másico de combustible (kg/s). -Eficiencia térmica del ciclo simple. -Flujo másico de gases de escape (kg/s). -Temperatura de salida de gases de escape de la turbina (K). -Entalpía de salida de los gases de escape (MW).

Nota. Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO IV

METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

4.1 Tipo y diseño de la investigación

4.1.1 Tipo de investigación

La presente investigación tiene un enfoque predominantemente cuantitativo por las siguientes características epistemológicas:

Percepción de la realidad: Es objetivo porque utilizará los datos del Ensayo de Potencia Efectiva y Rendimiento (EPEyR) del 26/08/2022 de la Central Térmica de Chilca Uno.

Razonamiento: la investigación es deductiva porque parte de las bases teóricas del ciclo Joule Brayton para elaborar los cálculos del rendimiento del turbogenerador en las condiciones actuales y las condiciones simuladas, y sus resultados se contrastarán para confirmar la hipótesis.

Finalidad: la investigación es orientada a la comprobación de la hipótesis porque los resultados del análisis comprobarán su validez.

Orientada: la investigación está orientada al resultado porque el objetivo es validar la mejora del rendimiento del turbogenerador (finalidad de la investigación) a través de análisis energético.

Principio de verdad: la investigación es particularista porque sólo analizará los parámetros necesarios que definen el rendimiento de un turbogenerador como son el flujo másico de combustible (kg/s), el flujo másico de los gases de escape de la turbina (kg/s), la temperatura de los gases de escape (K), la entalpía

de los gases de escape de la turbina (MW) y la eficiencia térmica del ciclo Joule Brayton (%).

Perspectiva del investigador: en la etapa de recolección de datos, el investigador no tiene injerencia sobre los datos, sin embargo, para generar los escenarios que validarán la optimización del rendimiento, se modificarán los parámetros de los indicadores de las variables independientes mostrados en la Tabla 11 (potencia en bornes del generador y temperatura de ingreso a la turbina de gas), para demostrar la hipótesis planteada.

Causalidad: la operación del turbogenerador depende de los parámetros de entrada y estos influyen en los resultados, por lo que se evidencia una interacción de los factores en el análisis.

En la Tabla 12 se muestra de manera esquemática las características epistemológicas de la investigación:

Tabla 12

Características epistemológicas de la investigación

Características	Investigación cualitativa	Investigación cuantitativa
Percepción de la realidad		Objetiva
Razonamiento		Deductivo Contrasta hipótesis
Finalidad		Comprobación
Orientada		Al resultado
Principio de verdad		Particularista
Perspectiva del investigador	Desde dentro (próximo a los datos).	
Causalidad	Interacción de factores	

Nota. Fuente: Elaboración propia

Con respecto al alcance, la presente investigación es predominantemente correlacional porque partiendo del análisis energético se demuestra que la variación de los indicadores de las variables independientes (potencia en bornes del generador y temperatura de ingreso a la turbina de gas), afectará a los indicadores de las variables dependientes (flujo másico de combustible, eficiencia térmica del ciclo simple, flujo másico de gases de escape, temperatura de gases de escape y entalpía de los gases de escape).

4.1.2 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es experimental porque utilizará datos de los registros obtenidos durante el EPEyR del 26/08/2022 de la Central Térmica de Chilca Uno, los que se modificarán con el fin de evaluar la variación de los distintos parámetros que caracterizan el rendimiento del turbogenerador sujeto a análisis.

4.2 Unidad de análisis

La unidad de análisis es la turbina a gas modelo SGT6-5000F.FD3 perteneciente a la empresa Engie Energía Perú S.A. (Engie), cuyo fabricante es Siemens Energy. Esta turbina es denominada por Engie como TG21, siendo sus características operativas detalladas en la Tabla 13.

La TG21 se encuentra en la Central Termoeléctrica de Chilca Uno (Chilca Uno) ubicada en el distrito de Chilca, provincia de Cañete departamento de Lima.

Chilca Uno cuenta con 3 turbinas a gas: dos turbinas de gas modelo V84.3A (TG11 y TG12), una turbina de gas modelo SGT6 5000F (TG21) y una turbina a vapor modelo D11-270T818 (TV31). Las tres primeras turbinas son del fabricante Siemens Energy, y la última del fabricante General Electric.

Estas cuatro turbinas le permiten a Chilca Uno operar en dos modos: ciclo simple con sus 3 turbinas a gas y ciclo combinado bajo sus 7 configuraciones:

1X1: 3 configuraciones (TG11+TV31, TG12+TV31 y TG21+TV31).

2X1: 3 configuraciones (TG11+TG12+TV31, TG12+TG21+TV31 y TG21+TG11+TV31).

3X1: 1 configuración (TG11+TG12+TG21+TV31).

Tabla 13

Características del turbogenerador

TURBINA A GAS (TG21)	
Fabricante	Siemens
Modelo	SGT6-5000.FD3
Año de fabricación	2008
Año de puesta en servicio	2009
Potencia nominal base	200.2 MW
Velocidad de rotación	3600 RPM
Combustible utilizado	Gas natural
Etapas del compresor	16
Etapas de la turbina	4
GENERADOR ELÉCTRICO	
Fabricante	Siemens
Tipo	2 polos síncrono
Potencia nominal	200 MVA
Tensión nominal	16.5 kV
Corriente nominal	6998 A
Velocidad de rotación	3600 RPM
Factor de Potencia	0.9

Nota. Fuente: HAMEK Ingenieros asociados S.A.C. (2022). "Estudio De Determinación De La Potencia Efectiva Y Rendimiento Del Ciclo Combinado 3x1 De La Central Termoeléctrica Chilca1"

CAPÍTULO V

DESARROLLO DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

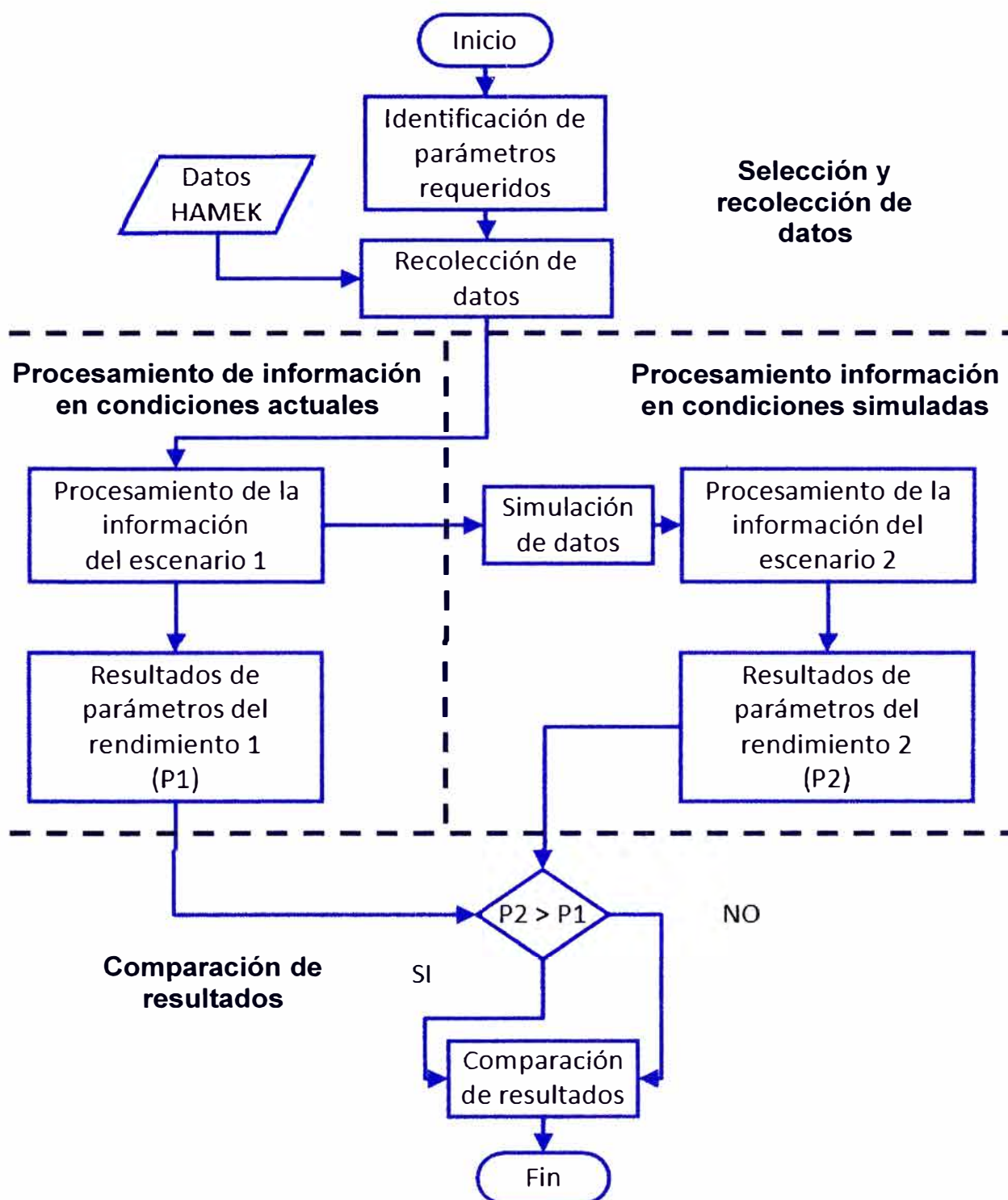
El desarrollo de la presente investigación cuenta con 4 etapas las que se muestran en el diagrama de flujo de la Figura 15.

Las cuatro etapas definidas son la siguientes:

- Selección y recolección de datos provenientes del EPEyR del 2022 de la Central Térmica de Chilca Uno.
- Procesamiento de la información en condiciones actuales utilizando los datos anteriormente mencionados (escenario 1).
- Procesamiento de la información en condiciones simuladas considerando el incremento de temperatura al ingreso de la turbina de gas e incremento en la potencia generada (escenario 2).
- Comparación de resultados.

Figura 15

Diagrama de flujo del desarrollo de la investigación



Nota. Fuente: Elaboración propia

5.1 Selección y recolección de datos

Los datos utilizados se obtuvieron de los registros del EPEyR de Chilca Uno en modo ciclo combinado 3X1 del 26/08/2022 y 27/08/2022 realizados por el consultor Hamek Ingenieros Asociados S.A.C. (Hamek) responsable del ensayo y de Engie.

El EPEyR se realizó en dos días. El primer día se realizó la prueba de potencia efectiva y el segundo día se realizó la prueba de rendimiento, por lo que se determinó utilizar los registros del día 26/08/2022, periodo en el que el turbogenerador operó a máxima capacidad debido a que se desactiva el control de regulación primaria de frecuencia.

De Hamek se obtuvo las condiciones ambientales (temperatura ambiente, humedad relativa y presión atmosférica) a través de instrumentación externa a la TG21, los que se muestran en el Anexo 1.

La potencia bruta generada y el factor de potencia también se obtuvieron de instrumentación externa a la TG21 los cuales se muestran en el Anexo 2.

Los parámetros operativos de las unidades de generación fueron entregados por Engie a Hamek para la elaboración del informe del EPEyR; sin embargo, para la presente investigación se seleccionó sólo los parámetros operativos de la TG21 (consumo de combustible, la temperatura de ingreso de combustible y la temperatura de los gases de escape de la TG21), los cuales se muestra en el Anexo 2, con una periodicidad de la recolección de datos de 10 minutos por un tiempo de 5 horas (duración del ensayo).

5.2 Procesamiento de la Información de las condiciones actuales

El procesamiento de la información se realizó a través de una hoja de cálculo Excel la que contiene todas las instrucciones necesarias para el desarrollo de los cálculos y que están expresadas en el marco teórico.

Los datos que caracterizan el rendimiento de la TG21, obtenidos de los registros del EPEyR del 26/08/2022, se promediaron con el fin de obtener un valor representativo.

El objetivo del análisis de la información es calcular los siguientes parámetros:

- Flujo másico de combustible (kg/s).
- Eficiencia térmica del ciclo simple.
- Flujo másico de gases de escape (kg/s).
- Temperatura de salida de gases de escape de la turbina (K).
- Entalpía de salida de los gases de escape (kJ/kg).

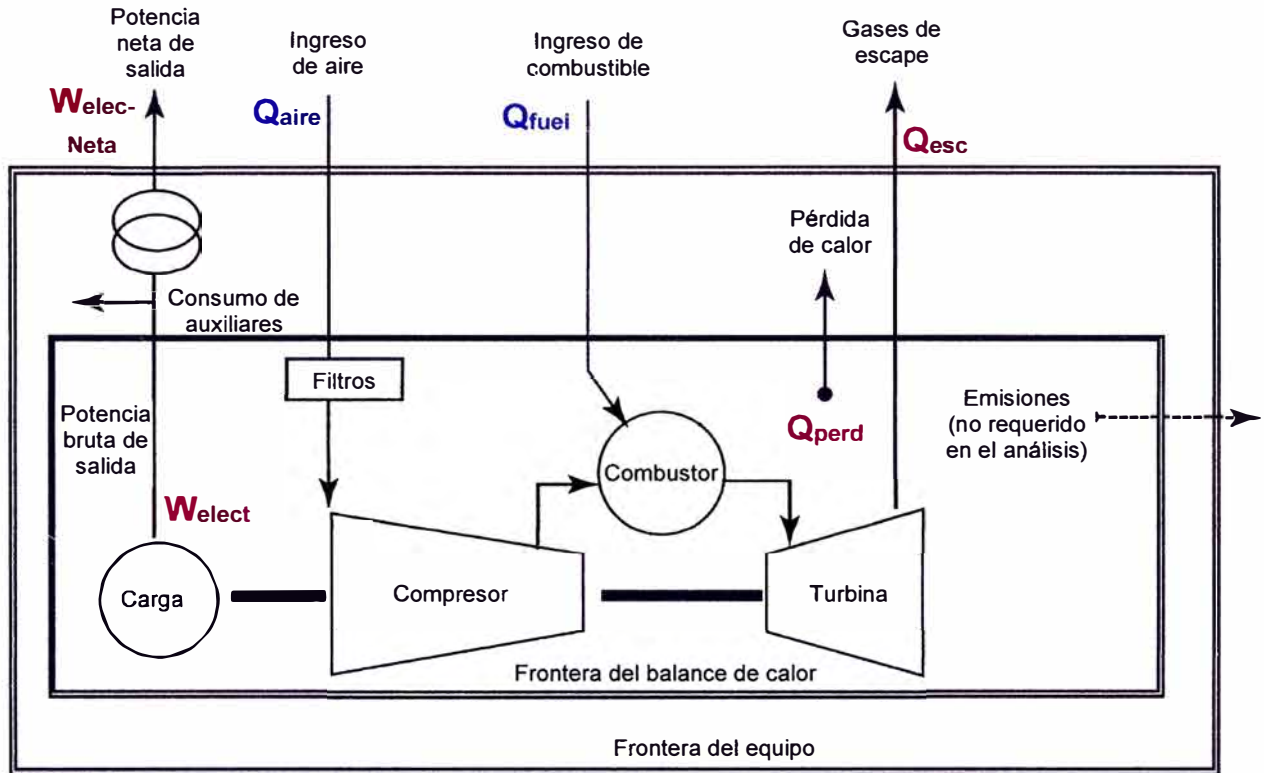
Para el cálculo de las propiedades termodinámicas es necesario realizar un análisis energético sobre la frontera o volumen de control del turbogenerador.

La TG21 no cuenta con extracciones de aire en el compresor que crucen el volumen de control definido en este estudio, ni cuenta con inyecciones de agua hacia los combustores.

Con estas premisas, la delimitación de la frontera de la TG21 quedaría esquematizada como se muestra en la Figura 16.

Figura 16

Volumen de control de la TG21



Nota. Fuente: Elaboración propia

De (72) se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{exc} * (h_{ing_aire} - h_{esc_aire}) \\ = \dot{Q}_{perd} + \dot{W}_{elect} + \dot{m}_{comb} * h_{comb} - \dot{m}_{est} * h_{ing_aire} \\ - \dot{m}_{fuel} * PCI \end{aligned} \quad (80)$$

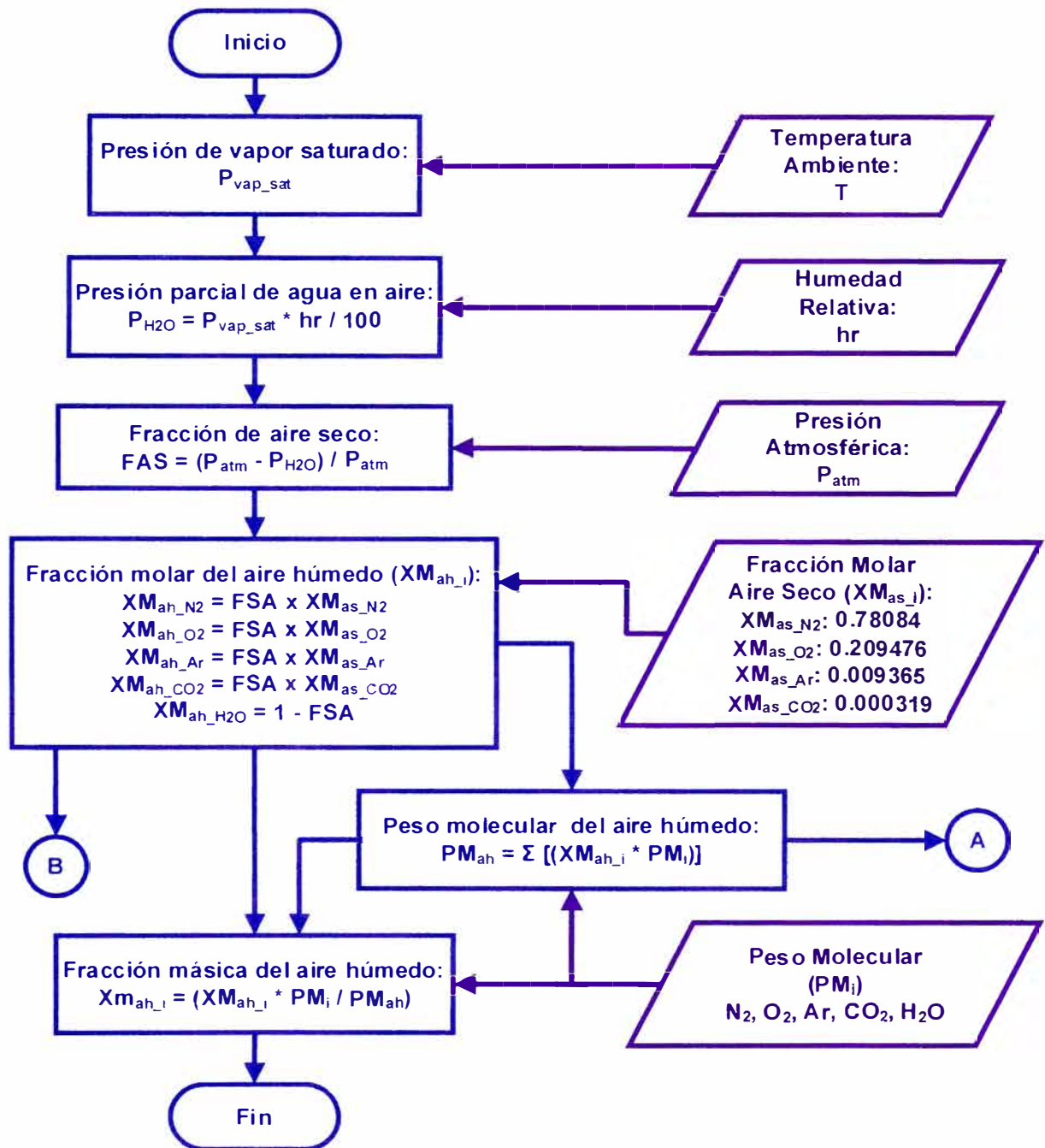
Para resolver (80) se requiere cálculos previos los que se desarrollan en la siguiente sección.

5.2.1 Composición del aire húmedo

El cálculo de la composición del aire húmedo cuenta con varios pasos, los que se encuentran esquemáticos a continuación en la Figura 17.

Figura 17

Cálculo de la composición del aire húmedo



Nota. Fuente: Elaboración Propia

Las condiciones ambientales promedio durante el EPEyR del 26/08/2022 se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14

Condiciones ambientales promedio del EPEyR 26/08/2022

Presión Barométrica	101.2949333	kPa
Temperatura de ingreso de bulbo seco	287.5566667	K
Humedad Relativa de ingreso	92.61	%

Nota. Fuente: HAMEK Ingenieros asociados S.A.C. (2022). "Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento del Ciclo Combinado 3x1 de la Central Termoeléctrica CHILCA1"

De las ecuaciones (18), (19), y (22) se obtiene:

$$P_{\text{vapor}} = 1641.361915 \text{ Pa}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 1520.06527 \text{ Pa}$$

$$\text{FAS} = 0.984993669$$

Aplicando las ecuaciones (23) y (24) se obtiene la composición del aire húmedo ($X_{M_{\text{ah}_i}}$).

De la ecuación (14) se obtiene el peso molecular del aire húmedo y de la ecuación (15) se obtienen las fracciones másicas del aire húmedo.

Los resultados se muestran en la Tabla 15:

Tabla 15*Composición del aire húmedo*

Constituyente del Aire	Fracción Molar aire seco $X_{M_{as,i}}$	Fracción Molar aire húmedo $X_{M_{ah,i}}$		Peso Molecular PM_i	$X_{M_{ah}} * PM_i$	Fracción másica aire húmedo $X_{m_{ah,i}}$
				kg/kmol	kg/kmol	
N₂	0.78084	0.78084*FAS	0.769122	28.0134	21.54574	0.748095
O₂	0.209476	0.209476*FAS	0.206333	31.9988	6.60239	0.229243
CO₂	0.000319	0.000319*FAS	0.000314	44.0095	0.01383	0.000480
H₂O	0	1-FAS	0.015006	18.01528	0.27034	0.009387
Ar	0.009365	0.009365*FAS	0.009224	39.948	0.36850	0.012795
				PM_{ah}	28.80080	

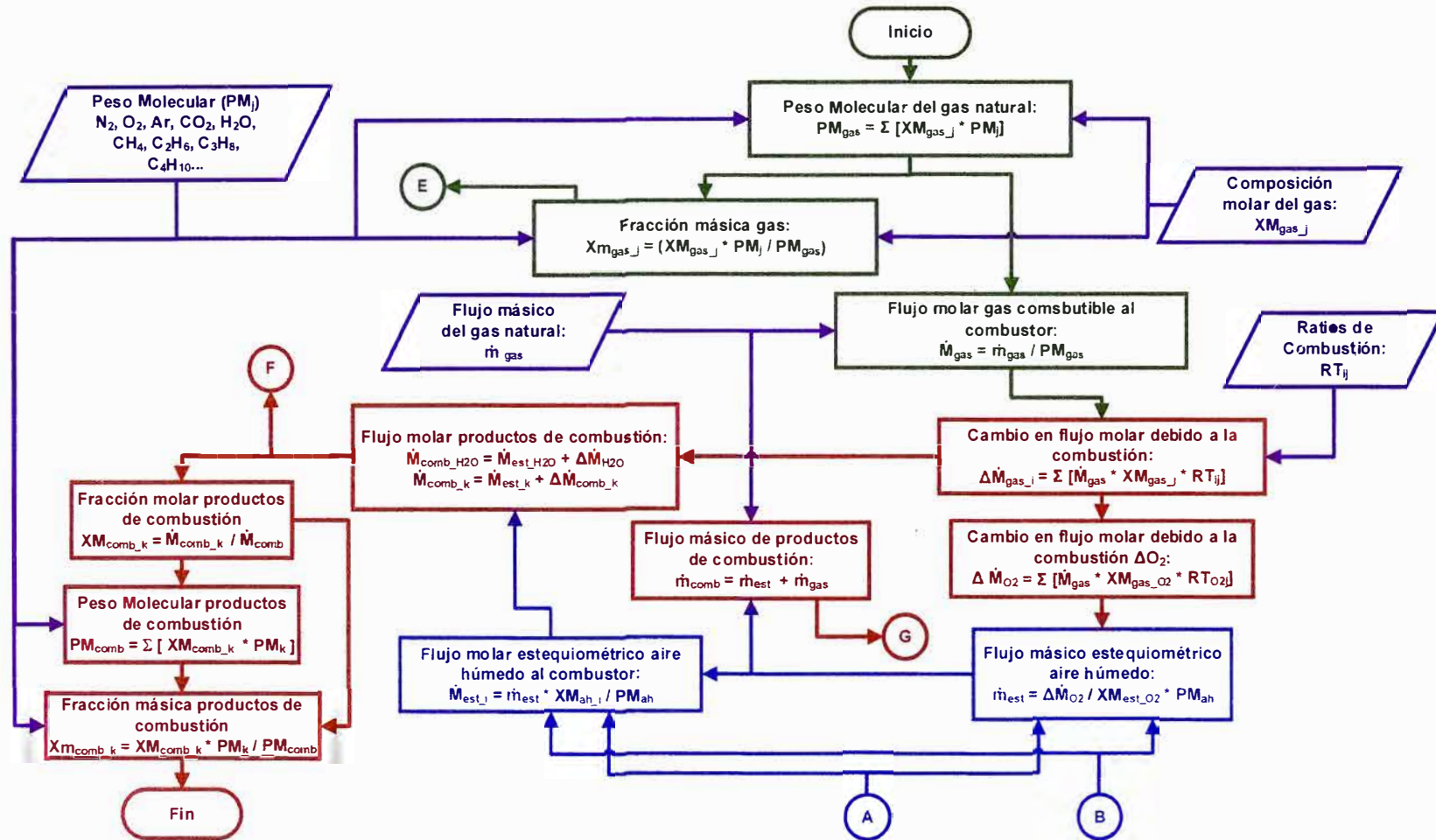
Nota. Fuente: Elaboración propia

5.2.2 Composición de gases de combustión

En esta sección se realiza los cálculos para la obtención de la composición de los gases de escape partiendo de la composición del gas natural y su reacción de combustión con exceso de aire húmedo como se muestra en la Figura 18.

Figura 18

Cálculo de la composición de los gases producto de la reacción de combustión



Nota. Fuente: Elaboración propia

De la composición del gas natural referidos en el Anexo 3, se obtiene su peso molecular y su fracción másica aplicando las ecuaciones (60) y (15) como se muestra en la Tabla 16.

Tabla 16

Composición del gas natural y peso molecular

Constituyentes del gas natural	Fracción Molar Gas Natural XM_j	Peso Molecular PM_j	$XM_j * PM_j$	$\frac{XM_j * PM_j}{PM_{gas}}$
		kg/kmol	kg/kmol	
CH₄	0.904247	16.04246	14.506346	0.832977
C₂H₆	0.082729	30.06904	2.487582	0.142841
C₃H₈	0.000849	44.09562	0.037437	0.002150
iso-C₄H₁₀	0.00000696	58.1222	0.000405	0.000023
n-C₄H₁₀	0	58.1222	0	0
iso-C₅H₁₂	0	72.14878	0	0
n-C₅H₁₂	0	72.14878	0	0
C₆H₁₄	0	86.17536	0	0
C₇H₁₆	0	100.20194	0	0
N₂	0.009519	28.0134	0.266660	0.015312
CO	0	28.0101	0	0
CO₂	0.00265	44.0095	0.116625	0.006697
H₂O	0	18.01528	0	0
H₂S	0	34.08088	0	0
H₂	0	2.01588	0	0
He	0	4.0026	0	0
O₂	0	31.9988	0	0
Ar	0	39.948	0	0
		PM_{gas}	17.415054	

Nota. Fuente: Elaboración propia

Del flujo másico y peso molecular del gas natural se obtiene del flujo molar de combustible utilizando la ecuación (16):

$$\text{Flujo másico del gas natural } (\dot{m}_{\text{fuel}}) = 11.09759804 \text{ kg/s}$$

$$\text{Flujo molar del gas natural } (\dot{M}_{\text{fuel}}) = 0.637241653 \text{ kmol/s}$$

De la ecuación de la combustión estequiométrica del gas natural con el aire húmedo (ver Tabla 7 para los coeficientes de la combustión), se obtiene el cambio de flujo molar por componente de los productos según la ecuación (25), como se muestra en la Tabla 17.

Tabla 17

Cambio de flujo molar debido a la reacción de combustión

Compuesto del gas natural	Fracción Molar GN XM _j	Coef. N ₂	Δ Flujo molar N ₂ kmol/s	Coef. O ₂	Δ Flujo molar O ₂ kmol/s	Coef. CO ₂	Δ Flujo molar CO ₂ kmol/s	Coef. H ₂ O	Δ Flujo molar H ₂ O kmol/s	Coef. Ar	Δ Flujo molar Ar kmol/s	Coef. SO ₂	Δ Flujo molar SO ₂ kmol/s
CH ₄	0.904247	0	0	-2	-1.1524477	1	0.5762239	2	1.1524477	0	0	0	0
C ₂ H ₆	0.082729	0	0	-3.5	-0.1845143	2	0.1054367	3	0.1581551	0	0	0	0
C ₃ H ₈	0.000849	0	0	-5	-0.0027051	3	0.0016231	4	0.0021641	0	0	0	0
iso-C ₄ H ₁₀	0.00000696	0	0	-6.5	-2.883E-05	4	1.774E-05	5	2.218E-05	0	0	0	0
n-C ₄ H ₁₀	0	0	0	-6.5	0	4	0	5	0	0	0	0	0
iso-C ₅ H ₁₂	0	0	0	-8	0	5	0	6	0	0	0	0	0
n-C ₅ H ₁₂	0	0	0	-8	0	5	0	6	0	0	0	0	0
C ₆ H ₁₄	0	0	0	-9.5	0	6	0	7	0	0	0	0	0
C ₇ H ₁₆	0	0	0	-11	0	7	0	8	0	0	0	0	0
N ₂	0.009519	1	0.0060659	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CO	0	0	0	-0.5	0	1	0	0	0	0	0	0	0
CO ₂	0.00265	0	0	0	0	1	0.0016887	0	0	0	0	0	0
H ₂ O	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
H ₂ S	0	0	0	-1.5	0	0	0	1	0	0	0	1	0
H ₂	0	0	0	-0.5	0	0	0	1	0	0	0	0	0
He	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
O ₂	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ar	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
ΔFlujo molar por la combustión			0.0060659		-1.3396959		0.6849901		1.312789		0		0

Nota. Fuente: Elaboración propia

De (26) se obtiene el flujo másico estequiométrico de aire húmedo hacia el combustor:

Flujo másico de aire húmedo al combustor: 187.0006236 kg/s

De (17) se obtiene el flujo molar estequiométrico por componente de aire húmedo al combustor (\dot{M}_{ah}), como se muestra en la Tabla 18:

Tabla 18

Flujo molar de aire húmedo hacia el combustor

Componente del aire húmedo	Flujo molar aire húmedo
	\dot{M}_{ah} kmol/s
N ₂	4.993832937
O ₂	1.339695902
CO ₂	0.002040153
H ₂ O	0.097434561
Ar	0.059893506

Nota. Fuente: Elaboración propia

El cálculo del flujo molar de los productos de la combustión estequiométrica ($\Delta\dot{M}_{comb_k}$) se obtiene aplicando las ecuaciones (28) y (29) como se muestra en la Tabla 19:

Tabla 19

Flujo molar de gases debido a la combustión estequiométrica

Componente del aire húmedo	Flujo molar aire húmedo \dot{M}_{est_k}	Cambio de flujo molar por la combustión $\Delta\dot{M}_{comb_k}$	Flujo molar de inyección de agua \dot{M}_{iny}	Flujo molar de productos de la combustión \dot{M}_{comb_k}
	kmol/s	kmol/s	kmol/s	kmol/s
N₂	4.993832937	0.006065903	0	4.99989884
O₂	1.339695902	-1.339695902	0	0
CO₂	0.002040153	0.684990068	0	0.687030221
H₂O	0.097434561	1.312789049	0	1.41022361
Ar	0.059893506	0	0	0.059893506
SO₂	0	0	0	0
			SUM =	7.157046177

Nota. Fuente: Elaboración propia

Aplicando (30) y considerando que la TG21 no cuenta con extracciones de aire del compresor (\dot{m}_{ext}) que crucen el volumen de control del turbogenerador y que no cuenta con inyección de agua hacia el combustor ($\dot{m}_{iny}=0$), se obtiene el flujo másico de los productos de la combustión:

$$\text{Flujo másico de aire húmedo hacia el combustor } (\dot{m}_{est}) = 187.0006 \text{ kg/s}$$

$$\text{Flujo másico de combustible hacia el combustor } (\dot{m}_{fuel}) = 11.0976 \text{ kg/s}$$

$$\text{Flujo másico de productos de la combustión } (\dot{m}_{comb}) = 198.0982 \text{ kg/s}$$

Conociendo el flujo másico de productos de la combustión (\dot{m}_{comb}), el flujo molar de productos de la combustión (\dot{M}_{comb_k}) y el peso molecular de cada

compuesto, reemplazando en (31) se obtiene las fracciones másicas de los productos de la combustión ($X_{m_{comb_k}}$) como se muestra en la Tabla 20.

Tabla 20

Composición estequiométrica de gases de escape

Componente del aire húmedo	Flujo molar productos combustión \dot{M}_{comb_k}	Fracción molar productos combustión $X_{M_{comb_k}}$	Peso molecular PM_k	Fracción másica productos combustión $X_{m_{comb_k}}$
	kmol/s		kg/kmol	
N₂	4.99989884	0.698598097	28.0134	0.707044036
O₂	0	0	31.9988	0
CO₂	0.687030221	0.095993543	44.0095	0.152630631
H₂O	1.41022361	0.197039893	18.01528	0.128247356
Ar	0.059893506	0.008368467	39.948	0.012077977
SO₂	0	0	64.0638	0
SUM =	7.157046177		27.678768	

Nota. Fuente: Elaboración propia

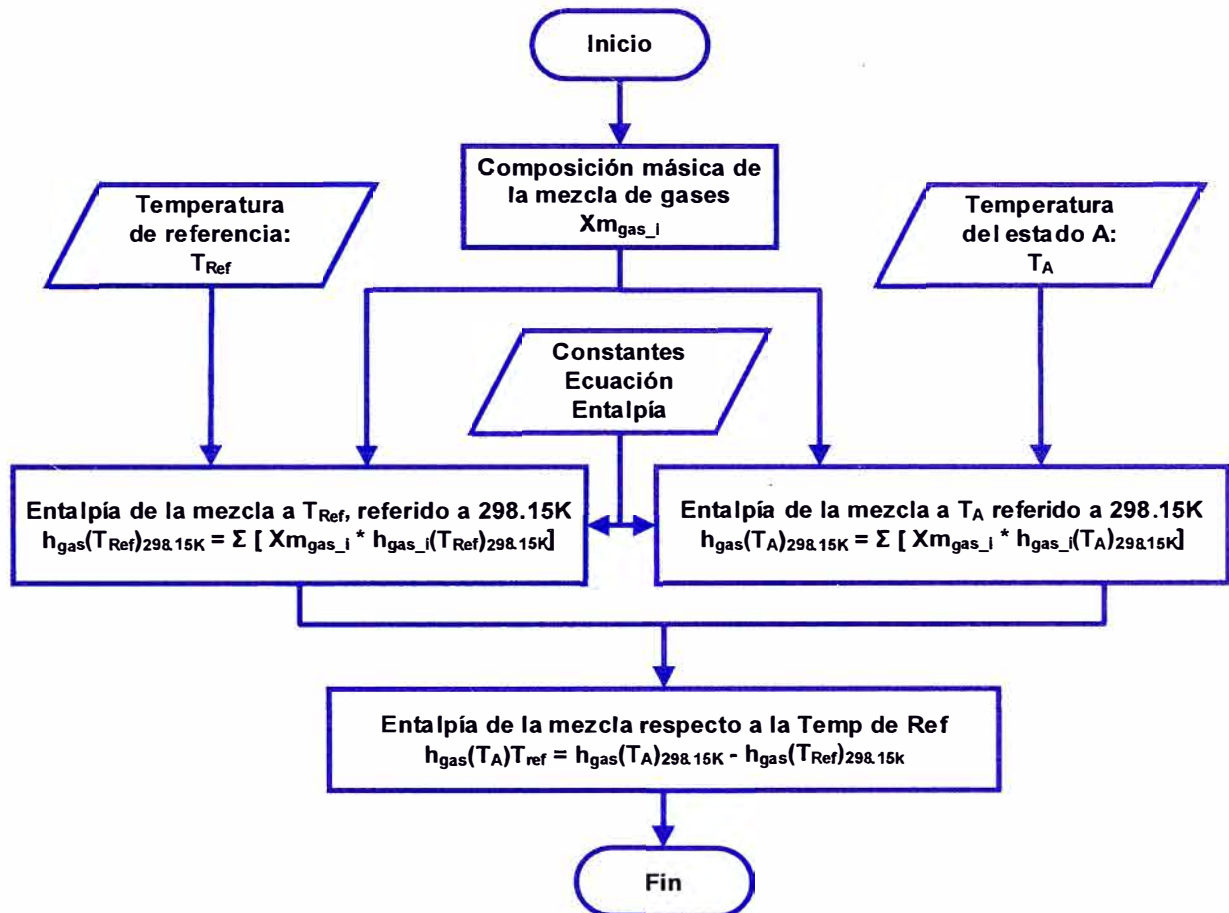
5.2.3 Cálculo de entalpías del aire húmedo y de los gases de combustión

La presente investigación considera a la temperatura de ingreso del compresor como temperatura de referencia, para simplificación de los cálculos.

El procedimiento de cálculo de la entalpía de una mezcla se realiza a través de las ecuaciones (39) y (41) y el cambio de la temperatura de referencia se realiza a través de la ecuación (40). Este cálculo se esquematiza en la Figura 19 como se muestra a continuación:

Figura 19

Cálculo de la entalpía de una mezcla de gases respecto a una nueva temperatura de referencia



Nota. Fuente: Elaboración propia

Entalpía del aire húmedo:

Considerando que la temperatura de ingreso es la misma que la temperatura de referencia ($T_1 = T_{ref}$):

Temperatura de ingreso de aire: 287.5566667 K

De las ecuaciones (39) y (41) y la fracción másica del aire húmedo (X_{mah}) se obtiene los resultados mostrados en la Tabla 21.

Tabla 21*Entalpía de ingreso del aire húmedo*

Componente del aire húmedo	Fracción másica aire húmedo X_{mah}	Entalpía de componentes aire húmedo al ingreso	X_{mah}^* $h_{ing_air_i}$
		$h_{ing_air_i}$ kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.748095043	-11.01261455	-8.238482358
O₂	0.229243413	-9.717581504	-2.227691553
CO₂	0.000480138	-8.879783055	-0.004263521
H₂O	0.009386658	-19.73713145	-0.185265702
Ar	0.012794748	-5.512064179	-0.07052547
SO₂	0	-6.556495988	0
$h_{ing_air} = h_{ing_air}(T_1)_{298.15K} =$			-10.7262286

Nota. Fuente Elaboración propia

Entalpía de ingreso de aire húmedo:

$$h_{ing_air} = h_{ing_air}(T_1)_{298.15K} = -10.7262286 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{ing_air_ref} = h_{ah}(T_{ref})_{298.15K} = -10.7262286 \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del aire húmedo referido a la temperatura de la referencia:

$$h_{ing_air}(T_1)_{Tref} = h_{ing_air}(T_1)_{298.15K} - h_{ah}(T_{ref})_{298.15K} = 0 \text{ kJ/kg} = h_1$$

Replicando el cálculo para el aire húmedo a la temperatura de gases de escape (T_4) se obtiene la Tabla 22:

Aire húmedo a temperatura de gases producto de la combustión : 870.6694444 K

Sobre la misma temperatura de referencia, de las ecuaciones (39), (41) y la fracción másica de los gases producto de la combustión ($X_{m_{comb}}$) se obtiene los resultados mostrados en la Tabla 23.

Tabla 23

Entalpía de gases producto de la combustión a temperatura de referencia

Componente gases de escape	Fracción másica productos combustión $X_{m_{comb}}$	Entalpía productos combustión a temperatura de referencia	$X_{m_{comb}}^* h_{comb_ref_i}$
		$h_{comb_ref_i}$ kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.707044036	-11.01261455	-7.786403439
O₂	0	-9.717581504	0
CO₂	0.152630631	-8.879783055	-1.355326888
H₂O	0.128247356	-19.73713145	-2.531234927
Ar	0.012077977	-5.512064179	-0.066574585
SO₂	0	-6.556495988	0
$h_{comb_ref} = h_{comb}(T_{ref})_{298.15K}$			-11.73953984

Nota. Fuente Elaboración propia

Entalpía de gases producto de la combustión:

$$h_{comb_ref} = h_{comb}(T_{ref})_{298.15K} = -11.73953984 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de salida de gases producto de la combustión es la siguiente:

Temperatura de salida de gases de escape producto de la combustión : 870.6694444 K

De las ecuaciones (39) y (41) y la fracción másica de los gases producto de la combustión ($X_{m_{comb}}$) se obtiene los resultados mostrados en la Tabla 24.

Tabla 24

Entalpía de gases producto de la combustión a temperatura de escape

Componente gases de combustión	Fracción másica productos combustión $X_{m_{comb}}$	Entalpía de productos combustión a temperatura de escape	$X_{m_{comb}}^* h_{comb_i}$
		h_{comb_i} kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.707044036	616.9920656	436.2405603
O₂	0	569.9928824	0
CO₂	0.152630631	601.7854179	91.85088785
H₂O	0.128247356	1152.985134	147.8672951
Ar	0.012077977	297.9009366	3.598040698
SO₂	0	427.6503032	0
$h_{comb} = h_{comb}(T_4)_{298.15K}$			679.5567839

Nota. Fuente Elaboración propia

Entalpía de producto de la combustión a la temperatura de referencia:

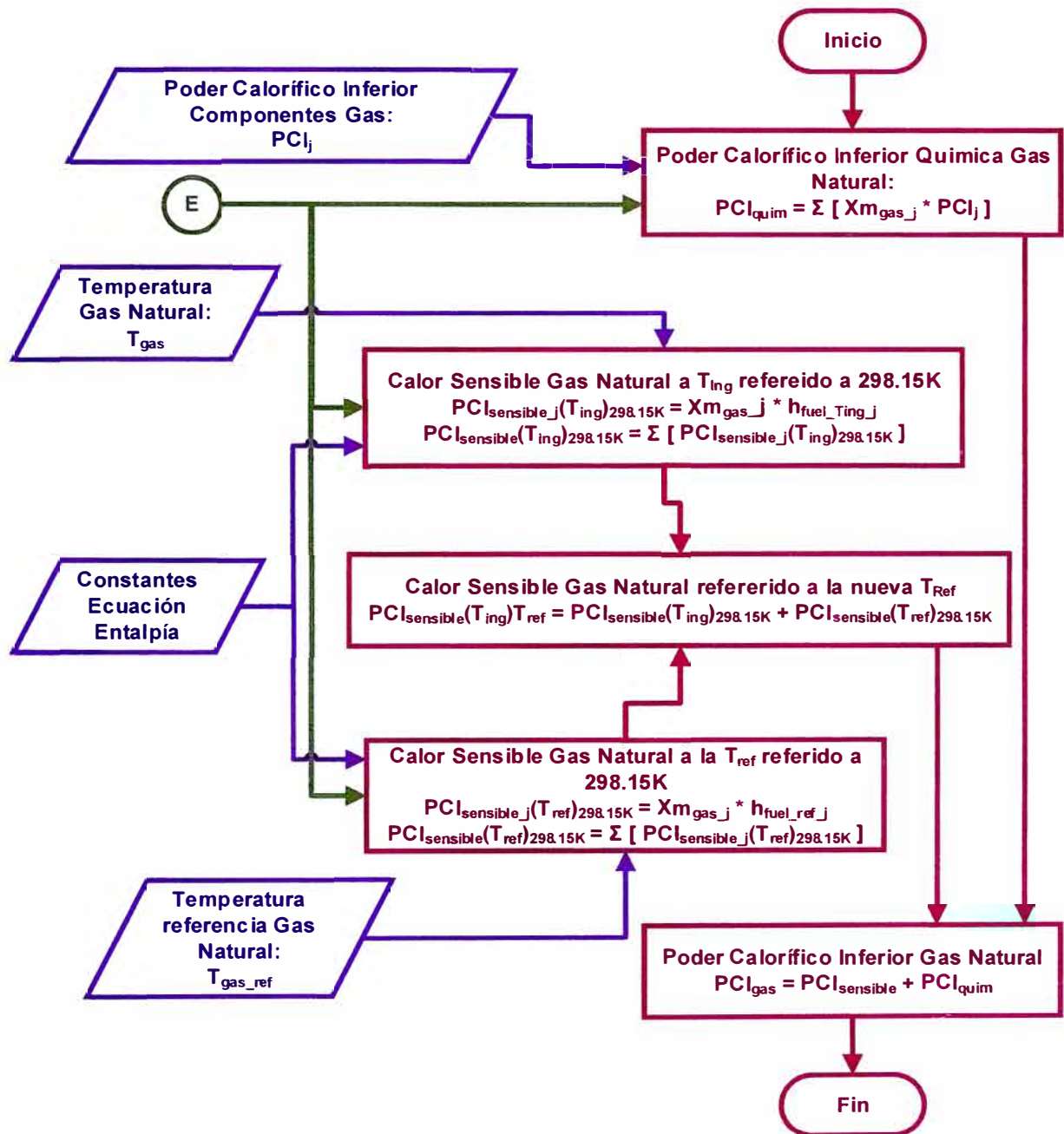
$$h_{comb}(T_4)_{T_{ref}} = h_{comb}(T_4)_{298.15K} - h_{comb}(T_{ref})_{298.15K} = 691.2963238 \text{ kJ/kg}$$

5.2.4 Cálculo del poder calorífico inferior del gas natural

En esta sección se realiza los cálculos para obtener el poder calorífico inferior del gas natural. El esquema de los cálculos se muestra en la Figura 20.

Figura 20

Cálculo del poder calorífico del gas natural



Nota. Fuente: Elaboración propia

Calor sensible del gas natural:

Para el cálculo del calor sensible del gas natural se considera a la temperatura del medio ambiente como temperatura de referencia:

Temperatura de referencia 287.5566667 K

De la ecuación (39), la fracción másica de gas natural de la Tabla 16 y los datos de la Tabla 8 a temperatura de referencia, se obtiene la Tabla 25.

Tabla 25

Calor sensible del gas natural a la temperatura de referencia

Componentes del gas natural	Fracción másica GN $X_{m_{fuel}}$	Entalpía componentes	$X_{m_{fuel}}*h_j$
		GN a temp. de ref. h_j kJ/kg	kJ/kg
CH ₄	0.832977378	-23.44191095	-19.52658151
C ₂ H ₆	0.142840875	-18.27168206	-2.609943057
C ₃ H ₈	0.002149702	-17.42749485	-0.037463925
iso-C ₄ H ₁₀	2.32288E-05	-17.35110695	-0.000403045
n-C ₄ H ₁₀	0	-17.73631648	0
iso-C ₅ H ₁₂	0	-17.18882139	0
n-C ₅ H ₁₂	0	-17.38443517	0
C ₆ H ₁₄	0	-17.28678381	0
C ₇ H ₁₆	0	-17.21856239	0
N ₂	0.015312014	-11.01261455	-0.168625307
CO	0	-11.01969563	0
CO ₂	0.006696802	-8.879783055	-0.059466151
H ₂ O	0	-19.73713145	0
H ₂ S	0	-10.62808016	0
H ₂	0	-151.3282833	0
He	0	-55.01319887	0
O ₂	0	-9.717581504	0
Ar	0	-5.512064179	0
Entalpía del gas natural a temperatura de ref. =			-22.40248299

Nota. Fuente: Elaboración propia

La temperatura de ingreso del gas natural a la cámara de combustión es la siguiente:

Temperatura de ingreso del gas natural: 315.4735185 K

De la ecuación (39), la fracción másica de gas natural y los datos de la Tabla 8 para la temperatura de ingreso del gas natural, se obtiene la Tabla 26.

Tabla 26

Calor sensible del gas natural a la temperatura de ingreso al combustor

Componentes del gas natural	Fracción másica gas natural $X_{m\text{fuel}}$	Entalpía componentes gas natural a temperatura de ingreso	$X_{m\text{fuel}}*h_{\text{fuel}_j}$
		h_{fuel_j} kJ/kg	kJ/kg
CH ₄	0.832977378	38.90365242	32.40586237
C ₂ H ₆	0.142840875	30.85782326	4.407758483
C ₃ H ₈	0.002149702	29.587979	0.063605345
iso-C ₄ H ₁₀	2.32288E-05	29.51218562	0.000685532
n-C ₄ H ₁₀	0	30.06627503	0
iso-C ₅ H ₁₂	0	29.24768672	0
n-C ₅ H ₁₂	0	29.47400109	0
C ₆ H ₁₄	0	29.31852314	0
C ₇ H ₁₆	0	29.21835156	0
N ₂	0.015312014	18.0132288	0.27581881
CO	0	18.0280039	0
CO ₂	0.006696802	14.77223315	0.098926724
H ₂ O	0	32.33701308	0
H ₂ S	0	17.46568737	0
H ₂	0	248.2846486	0
He	0	89.96433317	0
O ₂	0	15.9293117	0
Ar	0	9.014003702	0
Entalpía del gas natural al ingreso del combustor =			37.25265727

Nota. Fuente: Elaboración propia

El calor sensible referido a la temperatura de la nueva referencia:

$$PCI_{\text{sensible}} = 37.25265727 - (-22.4024829929) = 59.65514026 \text{ kJ/kg}$$

Poder calorífico inferior del gas natural

El poder calorífico inferior del gas natural se compone del poder calorífico ideal del gas sumado su calor sensible. El cálculo poder calorífico ideal del gas se obtiene de los valores del PCI de la Tabla 9 y la ecuación (61). Los resultados se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27

Poder calorífico ideal del gas natural

Componentes del gas natural	Fracción másica GN $X_{m_{\text{fuel}}}$	Entalpía de combustión de componentes del GN	$X_{m_{\text{fuel}}} \cdot hc_j$
		hc_j	
		kJ/kg	kJ/kg
CH ₄	0.832977378	50036.5904	41679.34785
C ₂ H ₆	0.142840875	47495.03143	6784.23186
C ₃ H ₈	0.002149702	46337.9356	99.61276389
iso-C ₄ H ₁₀	2.32288E-05	45566.06598	1.05844424
n-C ₄ H ₁₀	0	45724.35317	0
iso-C ₅ H ₁₂	0	45253.71046	0
n-C ₅ H ₁₂	0	45313.30953	0
C ₆ H ₁₄	0	45108.0216	0
C ₇ H ₁₆	0	44928.27185	0
N ₂	0.015312014	0	0
CO	0	10099.9572	0
CO ₂	0.006696802	0	0
H ₂ O	0	0	0
H ₂ S	0	15197.6188	0
H ₂	0	119944.1442	0
He	0	0	0
O ₂	0	0	0
Ar	0	0	0
Energía química del gas natural. =			48564.25092

Nota. Fuente: Elaboración propia

De (62) se obtiene el poder calorífico inferior del gas natural:

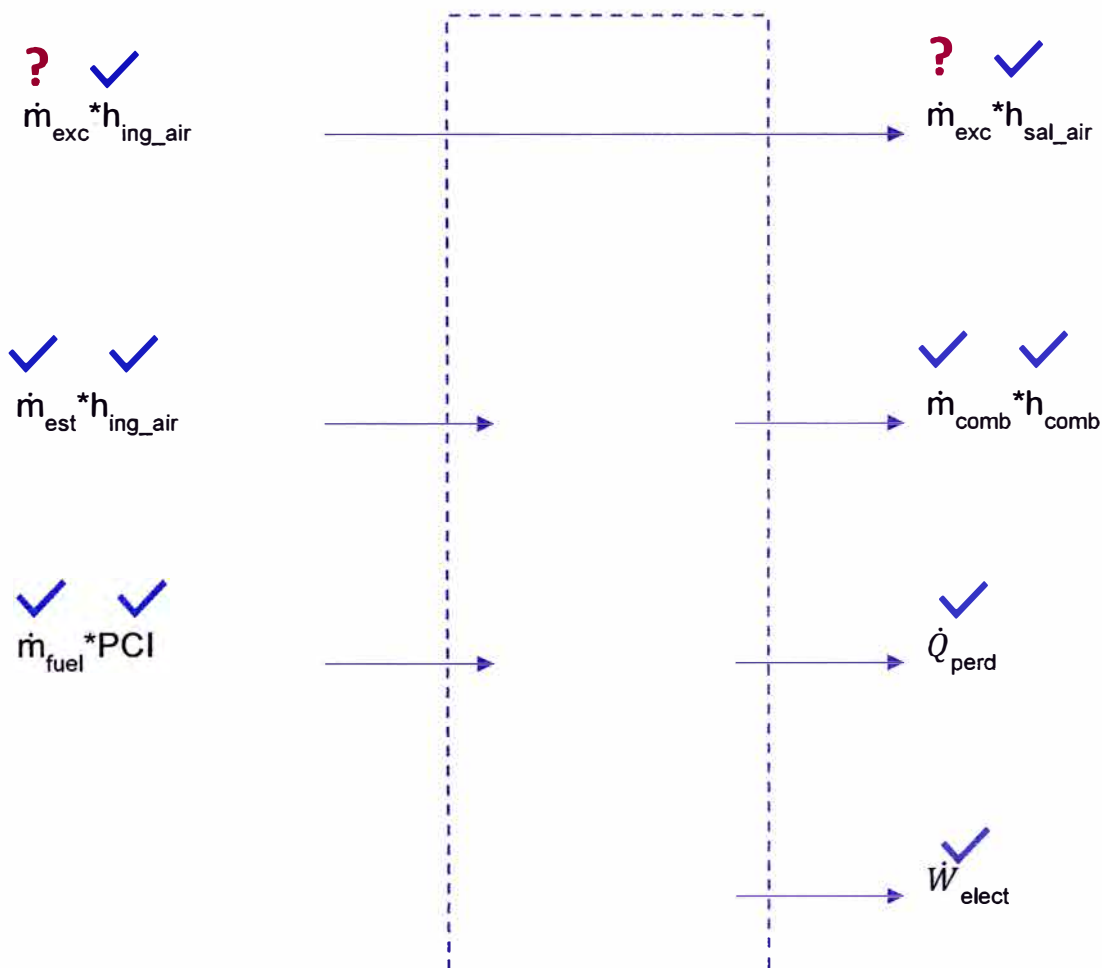
$$PCI_{\text{gas_natural}} = 48623.90606 \text{ kJ/kg}$$

5.2.5 Balance de calor y masa

Interpretando la ecuación (80) de manera gráfica se obtiene la Figura 21.

Figura 21

Balance de calor de la TG21



Nota. Fuente: Elaboración propia

Datos obtenidos:

\dot{m}_{est}	=	187.0006	kg/s
\dot{m}_{fuel}	=	11.0976	kg/s
\dot{m}_{comb}	=	198.0982	kg/s
h_{ing_air}	=	0	kJ/kg
PCI	=	48623.90606	kJ/kg
h_{comb}	=	691.2963238	kJ/kg
h_{sal_air}	=	617.8852328	kJ/kg
\dot{W}_{elect}	=	197.7417	MW
$\dot{Q}_{perd_gen}^3$	=	2.329497986	MW
$\dot{Q}_{perd_Exc_Rotor}^3$	=	0.265589904	MW
$\dot{Q}_{perd_comb}^4$	=	7.498263518	MW

Del balance de calor se obtiene el flujo másico de exceso de aire:

\dot{Q}_{est}	=	0	MW
\dot{Q}_{fuel}	=	539.6085647	MW
\dot{Q}_{comb}	=	136.9445724	MW
\dot{W}_{elect}	=	197.7417	MW
\dot{Q}_{perd}	=	10.09335141	MW
$\Delta\dot{Q}_{exc}$	=	194.8289409	MW
\dot{m}_{exc}	=	315.3157424	kg/s

³ Calculado con las curvas mostradas en el Anexo 06

⁴ Sobre la base de la eficiencia de la combustión obtenido en el Anexo 05.

De (70) se obtiene el flujo másico del escape de la turbina de gas:

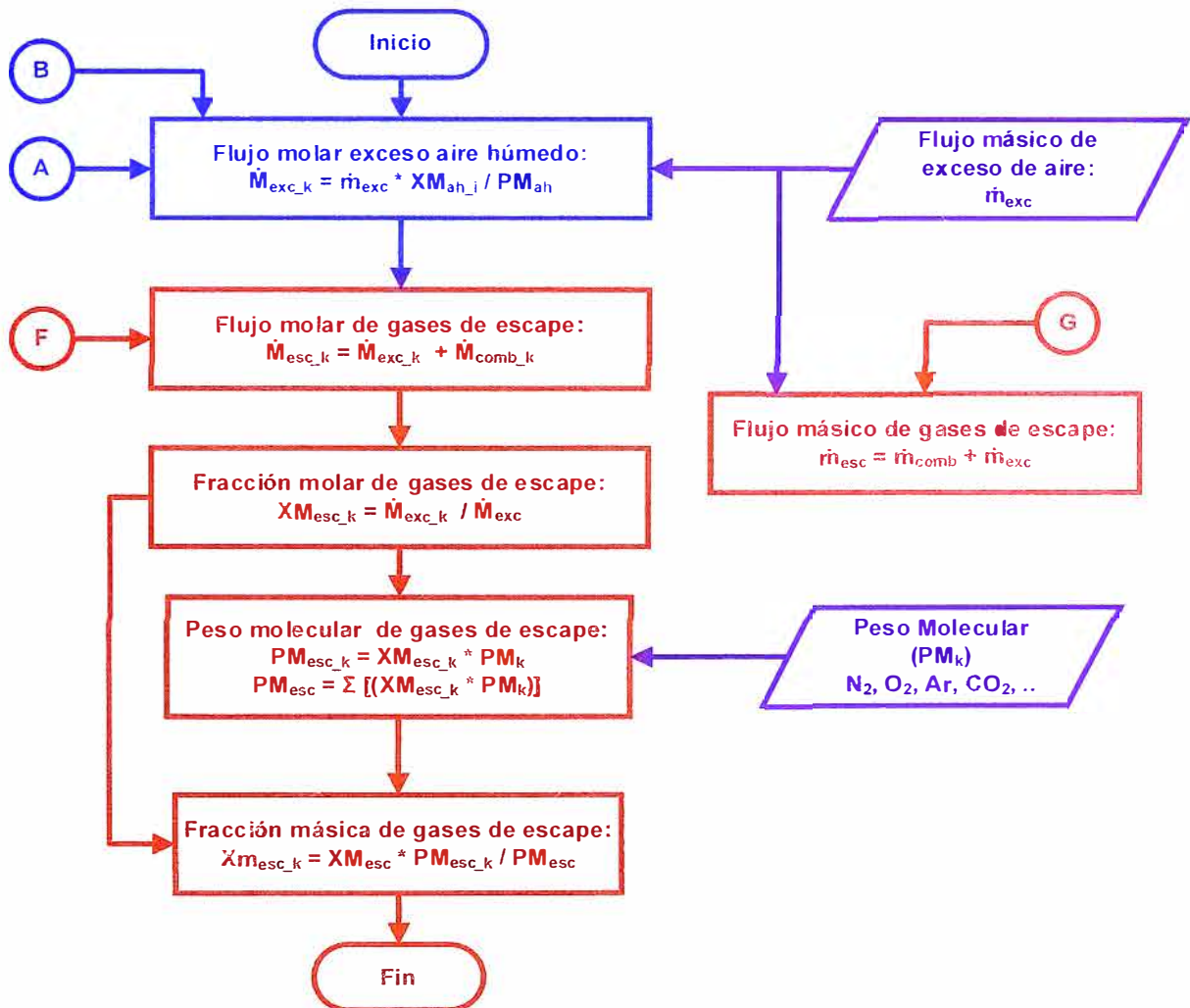
$$\dot{m}_{\text{esc}} = 513.4140 \text{ kg/s}$$

5.2.6 Composición de los gases de escape de la turbina a gas

El cálculo de la composición de los gases de escape se esquematiza en el flujograma de la Figura 22:

Figura 22

Cálculo de los gases de escape de la turbina de gas



Nota. Fuente: Elaboración propia

La composición de los gases de escape de la turbina de gas se obtiene de los flujos molares de los gases de combustión y el flujo molar del exceso de aire húmedo.

Del flujo másico de exceso de aire húmedo, el peso molecular del aire húmedo y la ecuación (16) se obtiene el flujo molar de exceso de aire húmedo:

$$\text{Flujo molar de exceso de aire húmedo} = 10.94815951 \text{ kmol/s}$$

De (17) se obtiene el flujo molar de exceso de aire húmedo por componente al combustor, como se muestra en la Tabla 28:

Tabla 28

Flujo molar del exceso de aire húmedo

Constituyente del Aire	Fracción molar exceso aire húmedo $X_{M_{exc_i}}$	$\dot{M}_{exc_i} * X_{M_{ah_i}}$
		kmol/s
N₂	0.76912246	8.420475341
O₂	0.20633253	2.258961493
CO₂	0.00031421	0.003440054
H₂O	0.01500633	0.164291702
Ar	0.00922447	0.100990922

Nota. Fuente: Elaboración propia

Sumando los flujos molares del exceso de aire húmedo obtenidos en la Tabla 28 y los flujos molares de los gases de combustión obtenidos en la Tabla 19, se obtiene las fracciones molares de los gases de escape de la turbina.

Aplicando la ecuación (12) se obtiene la fracción molar de los gases de escape como se muestra en la Tabla 29.

Tabla 29

Composición de los gases de escape de la turbina de gas

Constituyente del Aire	Flujo molar exceso de aire húmedo \dot{M}_{exc_k}	Flujo molar productos combustión \dot{M}_{comb_k}	Flujo molar de gases de escape de turbina \dot{M}_{esc_k}	Fracción molar gases de escape $X_{M_{esc_k}}$
	kmol/s	kmol/s	kmol/s	
N₂	8.420475341	4.99989884	13.4203742	0.74124395
O₂	2.258961493	0	2.25896149	0.124768618
CO₂	0.003440054	0.687030221	0.69047027	0.038136561
H₂O	0.164291702	1.41022361	1.57451531	0.086964785
Ar	0.100990922	0.059893506	0.16088443	0.008886087
SO₂	0	0	0	0
			$\dot{M}_{esc} =$	18.1052057

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (15) se obtiene la composición másica de los gases de escape como se muestra en la Tabla 30.

Tabla 30

Flujo másico de los gases de escape de la turbina

Constituyente del Aire	Fracción molar gases de escape $X_{M_{esc_k}}$	Peso Molecular PM_k	$X_{M_{esc_k}}^*$	Fracción másica gases de escape $X_{m_{esc}}$
		kg/kmol	PM_k	kg/kmol
N ₂	0.74124395	28.0134	20.7647633	0.732255717
O ₂	0.124768618	31.9988	3.99244606	0.140790984
CO ₂	0.038136561	44.0095	1.67837097	0.059186648
H ₂ O	0.086964785	18.01528	1.56669494	0.055248467
Ar	0.008886087	39.948	0.35498139	0.012518185
SO ₂	0	64.0638	0	0
$PM_{esc} =$			28.3572566	

Fuente: Elaboración propia

5.2.7 Cálculo de la entalpía sobre el ciclo termodinámico

Para el cálculo de las entalpías de cada estado del ciclo termodinámico se aplica la misma metodología mostrada en la Figura 19.

Entalpía de ingreso de aire al compresor (h_1)

La entalpía de ingreso al compresor es la entalpía de aire húmedo (calculado previamente).

De manera adicional, definimos a la temperatura de ingreso al compresor como la temperatura de referencia.

De acuerdo con la ecuación (40), se obtiene lo siguiente:

$$h_{ing_air} = h(T_1)_{298.15K} = -10.7262286 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{ing_air_ref}} = h(T_{\text{ref}})_{298.15\text{K}} = -10.7262286 \text{ kJ/kg}$$

$$h(T_1)_{T_{\text{ref}}} = h(T_1)_{298.15\text{K}} - h(T_{\text{ref}})_{298.15\text{K}} = h_1 = 0 \text{ kJ/kg}$$

Entalpía de salida del compresor (h_2)

Aplicando a las ecuaciones (39) y (41) a la composición másica del aire húmedo a la temperatura de descarga del compresor (T_2) se obtiene los resultados de la Tabla 31.

Temperatura de descarga del compresor (T_2): 691.9729305 K

Tabla 31

Entalpía de salida del compresor por componente del aire

Constituyente del Aire	Fracción másica aire húmedo X_{mah}	Entalpía por componente $h(T_2)_i$	$X_{\text{mah}} * h(T_2)_i$
		kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.748095043	417.2967564	312.177635
O₂	0.229243413	382.3769006	87.65738584
CO₂	0.000480138	394.4373809	0.189384349
H₂O	0.009386658	771.0903193	7.23796108
Ar	0.012794748	204.9191883	2.621889303
SO₂	0	282.6222522	0
$h(T_2) = h(T_2)_{298.15\text{K}} =$			409.8842556

Nota. Fuente: Elaboración propia

La entalpía del proceso a la descarga del compresor se obtiene restando la entalpía a la temperatura de referencia como se muestra en la ecuación (40):

$$\begin{aligned}
 h(T_2)_{298.15K} &= 409.8842556 \text{ kJ/kg} \\
 h(T_{ref})_{298.15K} &= -10.7262286 \text{ kJ/kg} \\
 h(T_2)_{Tref} = h(T_2)_{298.15K} - h(T_{ref})_{298.15K} = h_2 &= 420.6104842 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Entalpía de ingreso a la turbina (h_3)

De la ecuación (32) se obtiene la entalpía de ingreso a la turbina h_3 :

Flujo másico de gas natural a la turbina:	\dot{m}_{GN}	11.09760	kg/s
Flujo másico de aire de combustión estequiométrica:	\dot{m}_{est}	187.00062	kg/s
Flujo másico de exceso de aire:	\dot{m}_{exc}	315.31574	kg/s
Entalpía descarga del compresor:	h_2	420.61048	kJ/kg
Eficiencia de la cámara de combustión ⁵ :	η_{comb}	0.98610	
Entalpía Ingreso a la turbina de gas:	h_3	1447.935	kJ/kg

Entalpía de los gases de escape (h_4)

Considerando la temperatura de salida de los gases de escape (T_4) y la temperatura de referencia, sobre la composición de los gases de escape, se obtienen las Tabla 32 y Tabla 33:

Temperatura de salida de los gases de escape:		870.6694444	K
---	--	-------------	---

⁵ El cálculo de la eficiencia de la cámara de combustión se desarrolla en el Anexo 05.

Tabla 32

Entalpía de los gases de escape por componente

Constituyente de gases de escape	Fracción másica gases de escape $X_{m_{esc}}$	Entalpía por componente h_{esc_i}	$X_{m_{esc}} * h_{esc_i}$
		kJ/kg	kJ/kg
N ₂	0.732255717	616.9920656	451.795967
O ₂	0.140790984	569.9928824	80.2498586
CO ₂	0.059186648	601.7854179	35.61766168
H ₂ O	0.055248467	1152.985134	63.70066058
Ar	0.012518185	297.9009366	3.729179129
SO ₂	0	427.6503032	0
$h_{esc} = h_{esc}(T_4)_{298.15K}$			635.093327

Nota. Fuente: Elaboración propia

Temperatura de referencia de los gases de escape : 287.557 K

Tabla 33

Entalpía de los gases de escape a la temperatura de referencia por componente

Constituyente de gases de escape	Fracción másica gases de escape $X_{m_{esc}}$	Entalpía por componente h_{esc_i}	$X_{m_{esc}} * h_{esc_i}$
		kJ/kg	kJ/kg
N ₂	0.732255717	-11.01261455	-8.064049958
O ₂	0.140790984	-9.717581504	-1.368147859
CO ₂	0.059186648	-8.879783055	-0.525564594
H ₂ O	0.055248467	-19.73713145	-1.090446246
Ar	0.012518185	-5.512064179	-0.069001041
SO ₂	0	-6.556495988	0
$h_{esc_ref} = h_{esc}(T_{ref})_{298.15K}$			-11.1172097

Nota. Fuente: Elaboración propia

La entalpía en el escape de la turbina se obtiene de restar la entalpía obtenida menos la entalpía de referencia de acuerdo con la ecuación (40):

$$h_{\text{esc}} = h(T_4)_{298.15\text{K}} = 635.093327 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{esc_ref}} = h_{\text{esc}}(T_{\text{ref}})_{298.15\text{K}} = -11.1172097 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{esc}}(T_4)_{T_{\text{ref}}} = h_{\text{esc}}(T_4)_{298.15\text{K}} - h_{\text{esc}}(T_{\text{ref}})_{298.15\text{K}} = h_4 = 646.2105367 \text{ kJ/kg}$$

5.2.8 Cálculo de entropía sobre el ciclo termodinámico

Entropía de ingreso de aire al compresor (s_1)

Las condiciones ambientales de ingreso al compresor son la siguientes:

$$\begin{aligned} \text{Condiciones de ingreso de aire} &: & 287.5566667 & \text{ K} \\ & & 101.2949333 & \text{ kPa} \end{aligned}$$

Aplicando la ecuación (58) sobre cada componente del aire húmedo se obtiene la Tabla 34:

Tabla 34

Entropía del aire húmedo por componente a condiciones ambientales

Constituyente del Aire	Fracción másica aire húmedo X_{mah}	Entropía por componente $s_{\text{ah}_i}^\circ$	$X_{\text{mah}} * s_{\text{ah}_i}^\circ$
		kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)
N₂	0.748095043	6.802321965	5.088783344
O₂	0.229243413	6.377975405	1.462108852
CO₂	0.000480138	4.827432037	0.002317833
H₂O	0.009386658	10.41420571	0.097754587
Ar	0.012794748	3.857381662	0.049354225
SO₂	0	3.852212857	0
		$s_{\text{ah}}^\circ = s^\circ(T_1) =$	6.700318841

Nota. Fuente: Elaboración propia

Debido a que la entropía en el estado 1 se encuentra a presión atmosférica se obtiene:

$$s^{\circ}_{ah} = s^{\circ}(T_1) = s^{\circ}(T_1, P_1) = 6.700318841 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

Entropía de salida del compresor (s_2)

De las condiciones de estado inicial y final se obtiene los siguientes datos:

Condiciones de ingreso de aire	:	287.5566667	K
		101.2949333	kPa
<hr/>			
Condiciones a la descarga del compresor ⁶	:	691.9729305	K
		1714.655973	kPa

Aplicando la ecuación (58) sobre cada componente del aire húmedo a la descarga del compresor se obtiene la Tabla 35.

Tabla 35

Entropía del aire húmedo por componente a la descarga del compresor

Constituyente del Aire	Fracción másica aire húmedo X_{mah}	Entropía por componente	$X_{mah} * s^{\circ}(T_2)_i$	Constante específica del gas R	$R * LN \left(\frac{P_2}{P_1} \right) * X_{mah}$
		$s^{\circ}(T_2)_i$			
		kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)
N ₂	0.7480950	7.72886278	5.78192394	0.2968047	0.62813070
O ₂	0.2292434	7.2218901	1.65557074	0.2598382	0.16850867
CO ₂	0.0004801	5.68462681	0.00272941	0.1889253	0.00025661
H ₂ O	0.0093867	12.1176174	0.11374393	0.4615254	0.01225544
Ar	0.0127947	4.31430033	0.05520038	0.2081333	0.00753348
SO ₂	0	4.46864898	0	0.1297848	0
$s^{\circ}(T_2) =$			7.60916839		0.81668491

Nota. Fuente: Elaboración propia

⁶ Valor estimado para la TG21 sobre la base del EPEyR del 2012 de la Central Térmica de Las Flores de acuerdo con (HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C., 2012) como se muestra en el Anexo 8.

De la ecuación (51) y considerando que $s(T_1, P_1) = s^\circ(T_1)$ se obtiene:

$$s(T_2, P_2) - s(T_1, P_1) = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1)$$

$$s(T_2, P_2) = s_2 = (7.60916839287222 - 0.816684909014093) \text{ KJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$s(T_2, P_2) = s_2 = 6.79248348385812 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Entropía al ingreso de la turbina (s_3)

La entropía de ingreso a la turbina se obtiene de la temperatura de ingreso a la turbina de gas, la que a su vez se obtiene de la entalpía previamente calculado.

$$\text{Entalpía Ingreso a la turbina de gas } h_3 : 1447.935 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpía de ref. de gases de escape } h_{\text{ref}} : -11.1172097 \text{ kJ/kg}$$

De la ecuación (40) se obtiene:

$$h(T_3)_{287.556} = h(T_3)_{298.15\text{k}} - h(287.556)_{298.15\text{k}}$$

$$1447.93458 = h(T_3)_{298.15\text{k}} - 11.11721$$

$$h(T_3)_{298.15\text{k}} = 1436.81737 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la función "Goal Seek" de la hoja de cálculo Excel con los siguientes parámetros:

1. Celda que contiene el valor de entalpía para el estado 3 a la referencia de 298.15K.
2. Valor objetivo de entalpía "1436.81737" kJ/kg.
3. Variando la celda que contiene la temperatura objetivo (K).

Se obtiene la temperatura objetivo:

Temperatura de ingreso a la turbina T_3 : 1511.970339 K

Los valores de entalpía por compuesto de gas de escape se muestran a modo de comprobación en la Tabla 36.

Tabla 36

Entalpía de ingreso de la turbina de gas por componente

Constituyente de gases de escape	Fracción másica gases de escape X_{mesc}	Entalpía por componente h_{esc_i}	$X_{mesc} * h_{esc_i}$
		kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.732255717	1385.832575	1014.783825
O₂	0.140790984	1282.892491	180.6196958
CO₂	0.059186648	1418.065815	83.9305622
H₂O	0.055248467	2707.34952	149.5769094
Ar	0.012518185	631.5911508	7.906375067
SO₂	0	981.5773023	0
		$h(T_3)_{298.15k} =$	1436.817368

Nota. Fuente: Elaboración propia

Las condiciones de ingreso y salida a la turbina de gas son:

Condiciones de ingreso a la turbina de gas	:	1511.970339 K
		1690.829549 kPa
<hr/>		
Condiciones de salida de la turbina de gas	:	870.6694444 K
		101.2949333 kPa

Aplicando la ecuación (58) sobre cada componente de los gases de escape sobre la turbina se obtiene la Tabla 37.

Tabla 37

Entropía de los gases de escape por componente para el ingreso a la turbina de gas

Constituyente de Gases de Escape	Fracción másica aire húmedo $X_{m_{esc}}$	Entropía por componente	$X_{m_{esc}} * s^{\circ}(T_3)_i$	Constante específica del gas R	$R * LN\left(\frac{P_3}{P_4}\right) * X_{m_{esc}}$
		$s^{\circ}(T_3)_i$			
		kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)
N₂	0.7322557	8.64434216	6.3298690	0.2968047	0.6117901
O₂	0.1407910	8.07455964	1.1368252	0.2598382	0.1029785
CO₂	0.0591867	6.64999260	0.3935908	0.1889254	0.0314762
H₂O	0.0552485	13.9345837	0.7698644	0.4615254	0.0717769
Ar	0.0125182	4.72100435	0.0590984	0.2081333	0.0073342
SO₂	0	5.13019721	0	0.1297848	0
$s^{\circ}(T_3) =$			8.68924772		0.82535598

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (51) y considerando que $s(T_4, P_4) = s^{\circ}(T_4)$ se obtiene:

$$s(T_3, P_3) - s(T_4, P_4) = s^{\circ}(T_3) - s^{\circ}(T_4) - R * LN(P_3/P_4)$$

$$s(T_3, P_3) = s_3 = (8.68924771647579 - 0.825355982621169) \text{ KJ/(kg*K)}$$

$$s(T_3, P_3) = s_3 = 7.86389173385462 \text{ kJ/(kg*K)}$$

Entropía a la salida de la turbina (s_4)

Las condiciones de salida de los gases de escape son la siguientes:

Condiciones de salida de la turbina de gas : 870.6694444 K
101.2949333 kPa

Aplicando la ecuación (58) sobre cada componente de los gases de escape se obtiene la Tabla 38:

Tabla 38

Entropía del aire húmedo por componente a condiciones ambientales

Constituyente de gases de escape	Fracción másica de gases de escape $X_{m_{esc}}$	Entropía por componente $s^\circ(T_4)_i$	$X_{m_{esc}} * s^\circ(T_4)_i$
		kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)
N₂	0.732255717	7.985382971	5.847342329
O₂	0.140790984	7.462897011	1.050708611
CO₂	0.059186648	5.950857238	0.352211292
H₂O	0.055248467	12.60800444	0.696572911
Ar	0.012518185	4.433828989	0.055503493
SO₂	0	4.654918485	0
		$s^\circ(T_4) =$	8.002338637

Nota. Fuente: Elaboración propia

Para efectos de simplificación de los cálculos, se considera que la presión de salida de los gases de escape de la turbina de gas es igual a la presión atmosférica (presión de referencia), obteniéndose lo siguiente:

$$s(T_4, P_4) = s^\circ(T_4) = 8.002338637 \text{ kJ/(kg*K)}$$

5.2.9 Cálculo de la potencia y eficiencia isoentrópica del compresor, turbina de gas y del ciclo termodinámico

Potencia del compresor

Con los valores del flujo másico, entalpías específicas al ingreso y salida del compresor y aplicando la ecuación (1) se obtienen los siguientes resultados:

Flujo másico de ingreso compresor	=	502.3164	kg/s
Flujo másico de salida compresor	=	502.3164	kg/s
Entalpía específica ingreso al compresor	=	0	kJ/kg
Entalpía específica descarga del compresor	=	420.61048	kJ/kg
Flujo de energía de ingreso al compresor	=	0	MW
Flujo de energía de salida del compresor	=	211.2795299	MW
Potencia neta del compresor	=	211.2795299	MW

Eficiencia isoentrópica del compresor (n_c)

Para el cálculo de la eficiencia isoentrópica del compresor se debe calcular previamente su entalpía isoentrópica a la presión de descarga del compresor.

$$s(T_1, P_1) = s^\circ(T_1) = s(T_{2s}, P_{2s}) = 6.700318841 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$P_1 = 101.2949333 \text{ kPa}$$

$$P_2 = P_{2s} = 1714.655973 \text{ kPa}$$

T_{2s} se calcula del valor de $s(T_{2s}, P_{2s})$ a través de la función "Goal Seek" de la hoja de cálculo Excel con los siguientes parámetros:

1. Celda que contiene el valor de entropía para el estado 2s a la presión de descarga del compresor.
2. Valor objetivo de entropía “6.700318841” kJ/(kg*K).
3. Variando la celda que contiene la temperatura objetivo (T_{2s}).

La temperatura isoentrópica a la presión de descarga de compresor obtenida es:

Temperatura isoentrópica a
la descarga del compresor : 635.1342808 K

Con la temperatura isoentrópica obtenida, se valida el cálculo de la entropía en el estado 2s según se muestra en la Tabla 39.

Tabla 39

Parámetros isoentrópicos a la descarga del compresor

Constituyente del Aire	Fracción másica aire húmedo $X_{m_{ah}}$	Entropía por componente	$X_{m_{ah}}^* s^{\circ}(T_{2s})_i$	Constante específica del gas R	R
		$s^{\circ}(T_{2s})_i$	kJ/(kg*K)		kJ/(kg*K)
N₂	0.7480950	7.63551706	5.7120925	0.2968047	0.62813070
O₂	0.2292434	7.13437655	1.6355088	0.2598382	0.16850867
CO₂	0.0004801	5.58962984	0.0026838	0.1889254	0.00025661
H₂O	0.0093867	11.9412995	0.1120889	0.4615254	0.01225544
Ar	0.0127948	4.26970236	0.0546298	0.2081333	0.00753348
SO₂	0	4.40150686	0	0.1297848	0
$s^{\circ}(T_{2s}) =$			7.5170038		0.81668491

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (51) y considerando que $s(T_1, P_1) = s^\circ(T_1)$ se obtiene lo siguiente:

$$s(T_{2s}, P_{2s}) - s(T_1, P_1) = s^\circ(T_{2s}) - s^\circ(T_1) - R \cdot \ln(P_{2s}/P_1)$$

$$s(T_{2s}, P_{2s}) = (7.51700374997322 - 0.816684909014093) \text{ KJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$s(T_{2s}, P_{2s}) = 6.70031884095913 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Con la temperatura isoentrópica, se procede a calcular la entalpía isoentrópica según se muestra en la Tabla 40.

Tabla 40

Entalpía isoentrópica a la descarga del compresor por componente del aire:

Constituyente del Aire	Fracción másica aire húmedo X_{mah}	Entalpía por componente h_{2s_i}	$X_{mah} * h_{2s_i}$
		kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.748095043	355.3893502	265.8650113
O₂	0.229243413	324.3361259	74.35192054
CO₂	0.000480138	331.428917	0.159131595
H₂O	0.009386658	654.1504015	6.14028607
Ar	0.012794748	175.3441457	2.243484096
SO₂	0	238.0905478	0
		$h_{2s} = h(T_{2s})_{298.15k}$	348.7598336

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (40) se obtiene la entalpía isoentrópica a la descarga del compresor a la temperatura de referencia:

$$h(T_{2s})_{287.556} = h(T_{2s})_{298.15k} - h(287.556)_{298.15k}$$

$$h(T_{2s})_{287.556} = 348.7598336 - (-10.7262286)$$

$$h(T_{2s})_{287.556} = 359.486062 \quad \text{kJ/kg}$$

La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene aplicando la ecuación (52):

$$n_c = 85.4676894 \quad \%$$

Potencia de la turbina de gas

Con los valores del flujo másico, entalpías específicas al ingreso y salida de la turbina de gas y aplicando la ecuación (2) se obtiene los siguientes resultados:

Flujo másico de Ingreso Turbina	=	513.4140	kg/s
Flujo másico de salida Turbina	=	513.4140	kg/s
Entalpía específica de Ingreso de la turbina	=	1447.935	kJ/kg
Entalpía específica de salida de la turbina	=	646.2105367	kJ/kg
Flujo de energía de Ingreso de la turbina	=	743.3898311	MW
Flujo de energía de salida de la turbina	=	331.7735133	MW
Potencia neta de la Turbina	=	411.6163178	MW

Eficiencia isoentrópica de la turbina de gas (n_t)

Para el cálculo de la eficiencia isoentrópica de la turbina se debe calcular previamente su entalpía isoentrópica a la presión de descarga de la turbina.

$$s(T_3, P_3) = s(T_{4s}, P_{4s}) = 7.863891734 \quad \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$P_3 = 1690.829549 \quad \text{kPa}$$

$$P_4 = P_{4s} = 101.2949333 \quad \text{kPa}$$

T_{4s} se calcula del valor de s_{4s} a través de la función "Goal Seek" de la hoja de cálculo Excel con los siguientes parámetros:

1. Celda que contiene el valor de entropía para el estado 4s a la presión de descarga de la turbina de gas.
2. Valor objetivo de entropía "7.863891734" kJ/(kg*K)
3. Variando la celda que contiene la temperatura objetivo (T_{4s})

La temperatura isoentrópica a la presión de descarga de la turbina es:

Temperatura isoentrópica a la
salida de la turbina de gas = 773.5166677 K

Con la temperatura isoentrópica obtenida, se construye la Tabla 41, en la que se valida el cálculo de la entropía en el estado 4s (igual a la entropía en el estado 3) según se muestra a continuación:

Tabla 41

Parámetros isoentrópicos a la salida de la turbina de gas

Constituyente de gases de escape	Fracción másica de gases de escape $X_{m_{esc}}$	Entropía por componente $s^\circ(T_{4s})_i$	$X_{m_{esc}} * s^\circ(T_{4s})_i$	Constante específica del gas R	$R * LN \left(\frac{P_3}{P_{4s}} \right) * X_{m_{esc}}$
		kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)
N₂	0.7322557	7.85202591	5.74969086	0.29680474	0.61179013
O₂	0.1407910	7.33762372	1.03307126	0.25983818	0.10297853
CO₂	0.0591867	5.81166397	0.34397291	0.18892535	0.03147624
H₂O	0.0552485	12.35190618	0.68242388	0.46152544	0.07177691
Ar	0.0125182	4.37226566	0.05473283	0.20813332	0.00733418
SO₂	0	4.55790050	0	0.12978484	0
$s^\circ(T_{4s}) =$			7.86389173		0.82535598

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (51) se obtiene lo siguiente:

$$s(T_3, P_3) - s(T_{4s}, P_{4s}) = s^\circ(T_3) - s^\circ(T_{4s}) - R \cdot \ln(P_3/P_{4s})$$

$$s(T_{4s}, P_{4s}) = s(T_3, P_3) - (s^\circ(T_3) - s^\circ(T_{4s}) - R \cdot \ln(P_3/P_{4s}))$$

$$s(T_{4s}, P_{4s}) = 7.863892 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} - (8.689248 - 7.863892 - 0.825356) \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$s(T_{4s}, P_{4s}) = 7.86389173 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

Con la temperatura isoentrópica, se procede a calcular la entalpía isoentrópica según se muestra en la Tabla 42:

Tabla 42

Entalpía isoentrópica al escape de la turbina de gas

Constituyente de gases de escape	Fracción másica aire húmedo X_{mesc}	Entalpía por componente h_{4s_i}	$X_{mesc} * h_{4s_i}$
		kJ/kg	kJ/kg
N₂	0.732255717	507.4656806	371.5946455
O₂	0.140790984	467.1075835	65.76453616
CO₂	0.059186648	487.4540987	28.85077414
H₂O	0.055248467	942.6287267	52.07879166
Ar	0.012518185	247.3491108	3.096362006
SO₂	0	347.9679022	0
$h_{4s} = h(T_{4s})_{298.15k}$			521.3851095

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (40) se obtiene:

$$h(T_{4s})_{287.556} = h(T_{4s})_{298.15k} - h(287.556)_{298.15k}$$

$$h(T_{4s})_{287.556} = 521.3851095 - (-11.1172097)$$

$$h(T_{4s})_{287.556} = 532.50232 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia isentrópica de la turbina se obtiene aplicando la ecuación (53):

$$n_t = 87.5787404 \%$$

Potencia del ciclo termodinámico

La potencia del ciclo termodinámico se obtiene a través de la ecuación (5):

$$\text{Potencia del ciclo} = 200.3367879 \text{ MW}$$

Eficiencia del ciclo termodinámico

La eficiencia del ciclo termodinámico se calcula a través de la ecuación (6):

$$\text{Eficiencia térmica del ciclo} = 37.1263173 \%$$

5.2.10 Cálculo de la potencia y eficiencia corregida a condiciones de potencia efectiva

El cálculo de la potencia y consumo específico de calor a condiciones de potencia efectiva es importante porque representa los valores calculados a los que normalmente opera una unidad de generación (Comité de Operación Económica del Sistema, 2000).

El EPEyR del 26/08/2022 se realizó al ciclo combinado de Chilca Uno, por lo que en su informe final no se realizó el cálculo de los parámetros que caracterizan el rendimiento para cada turbina de gas de manera independiente; por ese motivo, se utilizó los registros ambientales del ensayo, los valores ambientales de referencia proporcionada por el fabricante de la turbina, los valores ambientales en condiciones de potencia efectiva que se muestran en la

Tabla 43, y los registros operativos correspondientes a la TG21 de dicho informe para calcular su potencia efectiva y eficiencia en las condiciones de operación actual.

Tabla 43

Condiciones ambientales del EPEyR del 26/08/2022

Condición	Presión atmosférica (bar)	Temperatura ambiente °C	Humedad relativa %	Humedad específica⁷ kg_{H2O}/kg_{ah}
Ensayo	1.0129	14.41	92.61	0.009386654
Referencia	1.0073	19	79	0.010790969
Potencia Efectiva	1.008	20.7	85.3	0.012954921

Nota. Fuente: HAMEK Ingenieros asociados S.A.C. (2022). "Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento del Ciclo Combinado 3x1 de la Central Termoeléctrica CHILCA1"

Cálculo de la Potencia Efectiva

Para llevar los valores de potencia de las condiciones de ensayo a las condiciones de referencia, se requiere calcular los factores de corrección definidos en el procedimiento en (Comité de Operación Económica del Sistema, 2020).

Para este fin, se utiliza las curvas de corrección proporcionadas por el fabricante.

Con las curvas mostradas en el Anexo 6, se obtiene el factor de corrección aditivo (debido a que el factor de potencia no es igual a 1), y con las curvas

⁷ La humedad específica se obtuvo a través de las condiciones ambientales con las ecuaciones (18), (19), (22), (21) y (22).

mostradas en el Anexo 7 se obtiene los factores de corrección multiplicativos. Los resultados se muestran en las Tabla 44 y Tabla 45.

Tabla 44

Factor de corrección aditivo de la potencia para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia

Condición	Potencia generada MW	Factor de potencia	FC por Δ factor de potencia KP_{fp}
Ensayo	197.7417	0.990366667	-0.080487
Referencia	-	0.9	

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 45

Factores de corrección multiplicativos de la potencia para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia

Condición	Presión atm. bar	Temp. amb. °C	Humedad específica $kg_{H_2O}/kg_{ah.}$	FC por Δ presión atmosférica $KP_{pa_{y-r}}$	FC por Δ temp. amb. $KP_{ta_{y-r}}$	FC por Δ humedad específica $KP_{he_{y-r}}$
Ensayo	1.0129	14.41	0.0093867	1.005787	1.034066	0.999617
Referencia	1.0073	19	0.0107910			

Nota. Fuente: Elaboración propia

De igual forma, para calcular el valor de los factores de corrección multiplicativos de la potencia de referencia para llevar a condiciones de potencia efectiva, se requiere utilizar las curvas de corrección proporcionadas por el fabricante mostrados en el Anexo 7. Los resultados se muestran en la Tabla 46.

Tabla 46

Factores de corrección multiplicativos de la potencia para llevar de condiciones de referencia a condiciones de potencia efectiva

Condición	Presión atm. (bar)	Temp amb. °C	Humedad específica kg_{H2O}/kg_{ah}	FC por Δ presión atmosférica KP_{pa-r-x}	FC por Δ temp. amb. KP_{ta-r-x}	FC por Δ humedad específica KP_{he-r-x}
Potencia Efectiva	1.008	20.7	0.012955	1.000717	0.986944	1.000569
Referencia	1.0073	19	0.0107910			

Nota. Fuente: Elaboración propia

Con los factores de corrección definidos y aplicando las ecuaciones (73), (74) y (78) se obtienen las potencias de referencia y efectiva, respectivamente en las Tabla 47 y Tabla 48.

Tabla 47

Potencia de ensayo corregida a las condiciones de referencia

Registro de datos de ensayo					Potencia a condiciones de ensayo	Factores de corrección de potencia para ir de condiciones de ensayo a las de referencia				Potencia a condiciones de referencia
Presión	Temp.	Hum. rel.	Hum. esp.	fdp	P_y	KP_{fp}	$KP_{pa_{y-r}}$	$KP_{ta_{y-r}}$	$KP_{he_{y-r}}$	P_r
Bar	°C	%	kg _{H2O} /kg _{ah.}		MW	MW				MW
1.0129	14.4067	92.6100	0.0094	0.9904	197.7417	-0.081	1.0058	1.0341	0.9996	190.157

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 48

Potencia de referencia corregida a las condiciones de potencia efectiva

Potencia a condiciones de referencia	Factores de corrección de la potencia para ir de condiciones de referencia a las de potencia efectiva			Potencia efectiva
P_r	$KP_{pa_{r-x}}$	$KP_{ta_{r-x}}$	$KP_{he_{r-x}}$	P_x
MW				MW
190.1569839	1.0007	0.9869	1.0006	187.91559

Nota. Fuente: Elaboración propia

Cálculo del Rendimiento:

Para el cálculo del rendimiento, primero se requiere obtener el consumo específico de calor corregido.

La obtención de los factores de corrección aditivos y multiplicativos para el cálculo del consumo específico de calor se realiza de forma análoga que para el cálculo de la potencia efectiva de la unidad.

El factor de corrección aditivo por el factor de potencia del generador es el mismo que el obtenido en la Tabla 44.

Los factores de corrección multiplicativos por condiciones ambientales para llevar de las condiciones de ensayo a las condiciones de referencia, y para llevar de condiciones de referencia a las condiciones de potencia efectiva se muestran en las Tablas 49 y Tabla 50 respectivamente.

Tabla 49

Factores de corrección multiplicativos del consumo específico de calor para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia

Condición	Presión atm. (bar)	Temp. amb. °C	Humedad específica $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aH}}$	FC por Δ presión atm. KCpa_{y-r}	FC por Δ temp. amb. KCta_{y-r}	FC por Δ humedad específica KChe_{y-r}
Ensayo	1.0129	14.41	0.009387	0.999873	0.989944	0.999624
Referencia	1.0073	19	0.010791			

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 50

Factores de corrección multiplicativos del consumo específico de calor para llevar de condiciones de referencia a condiciones de potencia efectiva

Condición	Presión atm. bar	Temp amb. °C	Humedad específica kg_{H2O}/kg_{ah}	FC por Δ presión atm. KC_{pa-r-x}	FC por Δ temp. amb. KC_{ta-r-x}	FC por Δ humedad específica KC_{he-r-x}
Potencia Efectiva	1.008	20.7	0.012955	0.999984	1.004163	1.000584
Referencia	1.0073	19	0.010791			

Nota. Fuente: Elaboración propia

Aplicando las ecuaciones (75), (76) y (79) se obtienen los consumos específicos de referencia y a condición de potencia efectiva, respectivamente en las Tabla 51 y Tabla 52.

Tabla 51*Consumo específico de ensayo corregido a las condiciones de referencia*

Registro de datos de ensayo						Potencia a condición de ensayo	Consumo específico de calor de ensayo	Factores de corrección del consumo específico de calor para ir de condiciones de ensayo a las de referencia				Consumo específico de calor a condiciones de referencia
Presión	Temp.	Hum. rel.	Hum. esp.	fdp	Flujo comb.	P_y	Cec_y	KP_{fp}	$KCpa_{y-r}$	$KCta_{y-r}$	$KChe_{y-r}$	Cec_r
bar	°C	%	kg _{H2O} /kg _{ah}		m ³ /h	(MW)	(kJ/KWh)	(MW)				(kJ/KWh)
1.01295	14.407	92.61	0.009387	0.99	54105.3	197.7417	9811.9487	-0.080	0.9999	0.9899	0.9996	9918.845123

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 52*Consumo específico de referencia corregido a las condiciones de potencia efectiva*

Consumo específico de calor a condiciones de referencia	Factores de corrección del consumo específico de calor para ir de condiciones de referencia a condiciones de potencia efectiva			Consumo específico de calor a condiciones de potencia efectiva
Cec_r	$KCpa_{r-x}$	$KCta_{r-x}$	$KChe_{r-x}$	Cec_x
(kJ/KWh)				(kJ/KWh)
9918.845123	0.99998	1.00416	1.00058	9,965.80376

Nota. Fuente: Elaboración Propia

De la ecuación (77) se obtiene la eficiencia corregida de la turbina a gas operando em ciclo simple:

$$\eta_{th} = 3600 / 9,965.80376 = 36.123529\%$$

5.3 Procesamiento de la Información para el escenario simulado

Siemens Energy investiga nuevas soluciones para el mejoramiento del rendimiento de sus unidades. De acuerdo con ello, Siemens ofrece mejoras para sus unidades de generación, incluyendo la serie SGT6-5000F en sus diferentes marcos.

Siemens proporciona estimaciones del resultado luego de aplicar la implementación de algunas de sus modernizaciones. Un ejemplo de esto y utilizando como referencia la opción "Turbina Avanzada con Opción de Rendimiento", aplicable para las unidades SGT6-5000F duales con marcos FC, FD, FD2, FD3, F4, F5 (Siemens AG, 2023).

Entre los beneficios que ofrece son:

- Incremento en la temperatura de fuego (más de 70°F desde un marco FD2).
- Incremento en la potencia generada (más de 12MW desde un marco FD2).

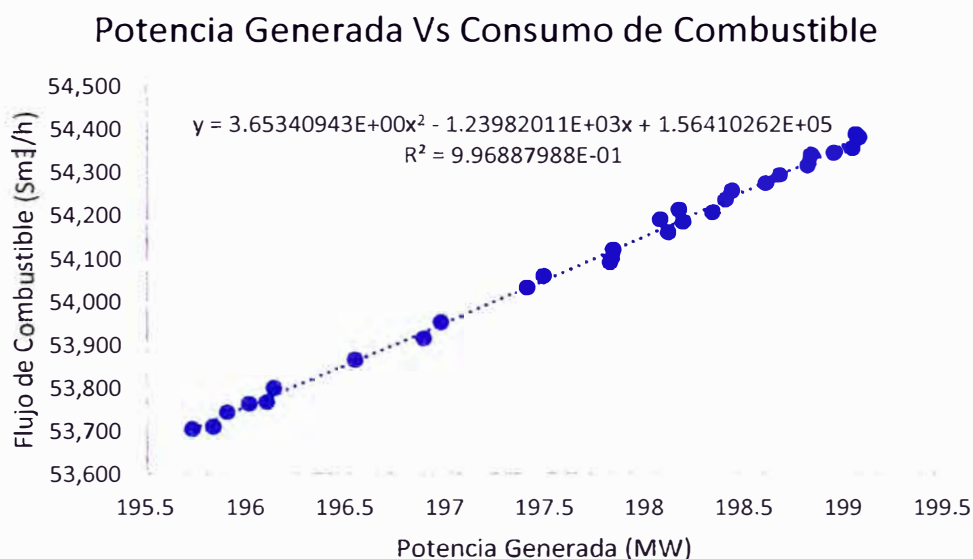
De acuerdo con esto, para la simulación de las nuevas condiciones de operación de la turbina a gas (aprovechando la actualización de parte de sus componentes), se utiliza como referencia los descrito por Siemens.

5.3.1 Cálculo del consumo de combustible simulado

Cualquier variación en la potencia de la unidad de generación conllevará a una respuesta similar en el consumo de combustible, como se aprecia en la Figura 23 donde se grafica la relación entre la potencia generada y el flujo de combustible del EPEyR del 26/08/2022.

Figura 23

Relación entre potencia generada y flujo de combustible



Nota. Fuente: Elaboración propia

De la resultante en la gráfica se obtiene el siguiente resultado:

$$\text{Potencia generada simulado} = 197.742 + 12 = 209.742 \text{ MW}$$

$$\text{Flujo de combustible simulado} = 57,087.540 \text{ Sm}^3/\text{h}$$

5.3.2 Cálculo de entalpías y entropías simuladas del compresor

En el escenario simulado, los valores de las entalpías y entropías específicas al ingreso y salida del compresor son las mismas que las calculadas del EPEyR del 26/08/2023 como se muestra en la Tabla 53, sin embargo, para el cálculo del trabajo del compresor, se debe considerar el nuevo flujo másico el cual se obtiene con el flujo de combustible calculado en la sección anterior.

Tabla 53

Propiedades termodinámicas del compresor

Propiedad		Valor	Unidad
Presión ingreso al compresor	P'_1	101.2949333	kPa
Temperatura ingreso al compresor	T'_1	287.5566667	K
Entalpía ingreso al compresor	h'_1	0	kJ/kg
Entropía de ref. ingreso al compresor	s'^{o}_1	6.700318841	kJ/kg*K
Entropía ingreso al compresor	s'_1	6.700318841	kJ/kg*K
Presión descarga del compresor	P'_2	1714.655973	kPa
Temperatura descarga del compresor	T'_2	691.9729305	K
Entalpía descarga del compresor	h'_2	420.6104842	kJ/kg
Entropía de ref. descarga del compresor	s'^{o}_2	7.609168393	kJ/kg*K
Entropía descarga del compresor	s'_2	6.792483484	kJ/kg*K
Entropía isoentrópica de referencia descarga del compresor	s'^{o}_{2s}	7.51700375	kJ/kg*K
Entropía ideal salida del compresor	s'_{2s}	6.700318841	kJ/kg*K
Temp. Isoentrópica descarga del compresor	T'_{2s}	635.1342808	K
Entropía de ref. descarga del compresor iterado	s'_{2s_i}	6.700318841	kJ/kg*K
Entalpía isoentrópica descarga del compresor	h'_{2s}	359.4860622	kJ/kg

Nota. Fuente: Elaboración propia

5.3.3 Cálculo del flujo molar de aire estequiométrico y de productos de la combustión simulados

Para el cálculo del flujo de aire estequiométrico y la composición de los gases de escape se aplica la misma metodología de la sección “5.2.2 Composición de los gases de combustión”. Los resultados se aprecian en las Tabla 54 y Tabla 55.

$$\dot{m}'_{\text{fuel}} = 11.70928882 \text{ kg/s}$$

$$\dot{M}'_{\text{fuel}} = 0.672365906 \text{ kmol/s}$$

Tabla 54

Cambio de flujo molar debido a la reacción de combustión de la condición simulada

Compuesto del gas natural	Fracción Molar GN $X_{M_{gas,i}}$	Coef. N ₂	Δ Flujo molar N ₂ kmol/s	Coef. O ₂	Δ Flujo molar O ₂ kmol/s	Coef. CO ₂	Δ Flujo molar CO ₂ kmol/s	Coef. H ₂ O	Δ Flujo molar H ₂ O kmol/s	Coef. Ar	Δ Flujo molar Ar kmol/s	Coef. SO ₂	Δ Flujo molar SO ₂ kmol/s
CH ₄	0.904247	0	0	-2	-1.216	1	0.608	2	1.216	0	0	0	0
C ₂ H ₆	0.082729	0	0	-3.5	-0.195	2	0.1112	3	0.1669	0	0	0	0
C ₃ H ₈	0.000849	0	0	-5	-0.003	3	0.0017	4	0.0023	0	0	0	0
iso-C ₄ H ₁₀	0.00000696	0	0	-6.5	-3E-05	4	2E-05	5	2E-05	0	0	0	0
n-C ₄ H ₁₀	0	0	0	-6.5	0	4	0	5	0	0	0	0	0
iso-C ₅ H ₁₂	0	0	0	-8	0	5	0	6	0	0	0	0	0
n-C ₅ H ₁₂	0	0	0	-8	0	5	0	6	0	0	0	0	0
C ₆ H ₁₄	0	0	0	-9.5	0	6	0	7	0	0	0	0	0
C ₇ H ₁₆	0	0	0	-11	0	7	0	8	0	0	0	0	0
N ₂	0.009519	1	0.0064	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CO	0	0	0	-0.5	0	1	0	0	0	0	0	0	0
CO ₂	0.00265	0	0	0	0	1	0.0018	0	0	0	0	0	0
H ₂ O	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
H ₂ S	0	0	0	-1.5	0	0	0	1	0	0	0	1	0
H ₂	0	0	0	-0.5	0	0	0	1	0	0	0	0	0
He	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
O ₂	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ar	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
ΔFlujo molar por la combustión			0.0064		-1.4135		0.7227		1.3851		0		0

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 55

Flujo molar de gases de combustión a condición simulada

Componente del aire húmedo	Fracción molar aire húmedo $X_{M_{ah_j}}$	Fracción másica aire húmedo $X_{m_{ah_j}}$	Flujo molar aire húmedo \dot{M}_{ah_k}	Cambio de flujo molar por la combustión	Flujo molar de productos de la combustión
				$\Delta \dot{M}_{comb_k}$	$\dot{M}_{prod_comb_k}$
			kmol/s	kmol/s	kmol/s
N₂	0.769123	0.748095	5.269089	0.006400	5.275489
O₂	0.206333	0.229243	1.413539	-1.413539	0.000000
CO₂	0.000314	0.000480	0.002153	0.722746	0.724899
H₂O	0.015006	0.009387	0.102805	1.385149	1.487954
Ar	0.009225	0.012795	0.063195	0.000000	0.063195

Nota. Fuente: Elaboración propia

De (26) se obtiene el flujo másico estequiométrico de aire húmedo hacia el combustor:

Flujo másico de aire húmedo al combustor: 197.3079492 kg/s

5.3.4 Cálculo del flujo de exceso de aire y composición de los gases de escape simulados

Partiendo como condición simulada un incremento de temperatura en 70 °F con respecto a la temperatura de ingreso a la turbina del EPEyR del 26/08/2022 (2261.876611°F), se obtiene la temperatura al ingreso de la turbina:

$$T'_3 = T_3 + 70^\circ\text{F} = 2331.876611^\circ\text{F} \leftrightarrow 1550.859228\text{K}$$

De la ecuación (32), se obtiene la "Ecuación A" que relaciona la entalpía al ingreso de la turbina de gas y el flujo másico de exceso de aire:

Ecuación A:

$$\dot{V}_{comb} * \dot{m}'_{fuel} * PCI' + (\dot{m}'_{est} + \dot{m}'_{exc}) * h'_{2} = (\dot{m}'_{est} + \dot{m}'_{exc} + \dot{m}'_{fuel}) * h'_{3}$$

De las ecuaciones (40) y (41), se obtiene la “Ecuación B” que relaciona la entalpía de la mezcla de gases a la temperatura de referencia de 287.55K y la fracción másica de los gases de escape ⁸ como se muestra en la siguiente expresión:

Ecuación B:

$$h(T'_{3})_{esc_{287.55}} = \sum_{i=1}^k (Xm'_{esc} * h(T'_{3})_i)_{298.15} - \sum_{i=1}^k (Xm'_{esc} * h(287.55)_i)_{298.15}$$

$$h(T'_{3})_{esc_{287.55}} = h(T'_{3})$$

Considerando inicialmente en la “Ecuación A” un valor de exceso de aire igual a cero se obtiene los siguientes resultados:

$$h'_{3} = 3083.140873 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}'_{exc} = 0 \text{ Kg/s}$$

De igual manera para la “Ecuación B” con un valor de flujo de exceso de aire igual a cero se obtiene lo siguiente:

$$Xm'_{esc_{N2}} = 0.70704$$

⁸ La fracción másica se calcula utilizando la metodología aplicada en la sección 5.5.2 de la presente investigación.

$$\begin{aligned}
 X_{m'_{esc_O2}} &= 0.00000 \\
 X_{m'_{esc_CO2}} &= 0.15263 \\
 X_{m'_{esc_H2O}} &= 0.12825 \\
 X_{m'_{esc_Ar}} &= 0.01208 \\
 X_{m'_{esc_SO2}} &= 0.00000 \\
 h(T'_3) &= 1618.48340 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Con la entalpía obtenida de la Ecuación B, utilizamos la función “Goal Seek” en la hoja de cálculo Excel sobre la Ecuación A bajo los siguientes parámetros:

1. Celda que contiene el valor de entalpía calculado para el estado 3.
2. Valor objetivo de entalpía: 1618.48340 kJ/kg.
3. Variando la celda que contiene el valor del flujo de exceso de aire kg/s (objetivo).

Con el valor del flujo de exceso de aire de la ecuación A, se procede a calcular con la Ecuación B la fracción másica de los gases de escape y su entalpía.

Realizando iteraciones sucesivas entre ambas expresiones se obtienen las Figura 24 y la Tabla 56, Donde:

h'_3 : Entalpía calculada a través de la “Ecuación A”, kJ/kg.

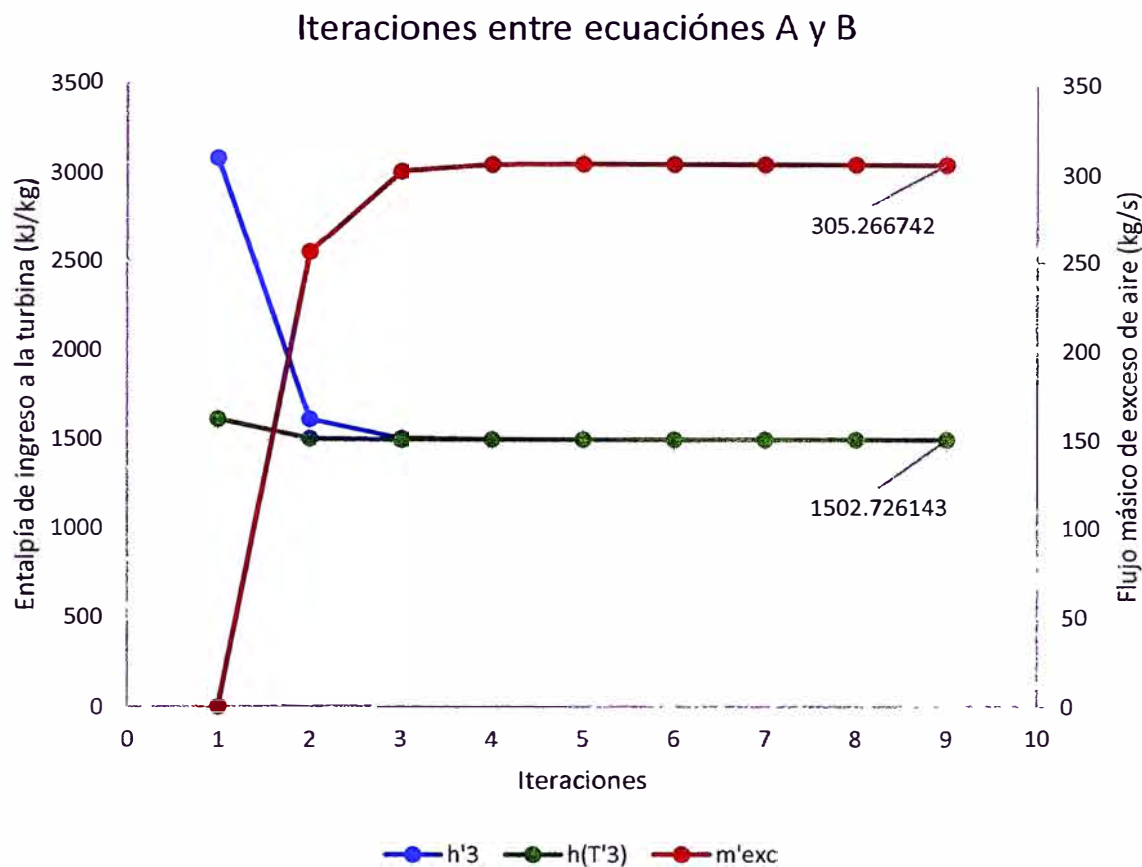
\dot{m}'_{exc} : Flujo de exceso de aire calculado de la “Ecuación A”, kg/s.

$h(T'_3)$: Entalpía calculada a través de la “Ecuación B” , kJ/kg.

$X_{m'_{esc_i}}$: Fracción másica de los gases de escape por componente de la “Ecuación B”.

Figura 24

Entalpía de ingreso a la turbina y flujo de exceso de aire



Nota. Figura donde muestra la tendencia de la entalpía calculada en las ecuaciones A y B, y el flujo de exceso de aire de la ecuación A por cada iteración realizada. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 56

Cálculo del flujo másico de exceso de aire por iteraciones

Ec.	Item	Iteraciones								Unid.
		1	2	3	4	5	6	7	8	
A	h'_3	3083.140873	1618.483402	1511.204767	1503.347158	1502.771629	1502.729474	1502.726387	1502.726143	kJ/kg
	\dot{m}'_{exc}	0.000000	255.568562	301.268536	304.971769	305.245126	305.265159	305.266626	305.266742	kg/s
B	Xm'_{N_2}	0.707044	0.729626	0.731280	0.731401	0.731410	0.731411	0.731411	0.731411	
	Xm'_{O_2}	0.000000	0.126107	0.135343	0.136020	0.136070	0.136073	0.136073	0.136073	
	Xm'_{CO_2}	0.152631	0.068933	0.062802	0.062353	0.062320	0.062318	0.062318	0.062318	
	Xm'_{H_2O}	0.128247	0.062862	0.058073	0.057722	0.057697	0.057695	0.057694	0.057694	
	Xm'_{Ar}	0.012078	0.012472	0.012501	0.012503	0.012503	0.012503	0.012503	0.012503	
	Xm'_{SO_2}	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	
	$h(T'_3)$	1618.483402	1511.204767	1503.347158	1502.771629	1502.729474	1502.726387	1502.726160	1502.726143	kJ/kg

Nota. Resultados de las iteraciones entre las ecuaciones A y B para calcular la entalpía de ingreso a la turbina de gas y el flujo másico de exceso de aire. Fuente: Elaboración propia

Los valores obtenidos de las iteraciones son:

$$\begin{array}{l} \text{Ec. A} \quad h'_3 = 1502.72614259228 \text{ kJ/kg} \\ \quad \quad \quad \dot{m}'_{\text{exc}} = 305.26674230496 \text{ kg/s} \\ \hline \text{Ec. B} \quad h(T'_3) = 1502.72614259228 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

Con el flujo másico del exceso de aire, su peso molecular, su composición y el flujo molar de los gases de combustión se construye la Tabla 57.

Tabla 57

Composición másica de los gases de escape de la turbina

Componente de gases de escape	Fracción molar aire húmedo XM'_{ah_i}	Flujo molar de exceso de aire \dot{M}'_{exc_i} kmol/s	Flujo molar de gases de escape \dot{M}'_{esc_i} kmol/s	Fracción molar de gases de escape XM'_{esc_i}	Fracción másica de gases de escape XM'_{esc_i}
N₂	0.769123	8.152118	13.427607	0.739781	0.731411
O₂	0.206333	2.186969	2.186969	0.120489	0.136073
CO₂	0.000314	0.003330	0.728229	0.040121	0.062318
H₂O	0.015006	0.159056	1.647009	0.090740	0.057695
Ar	0.009225	0.097772	0.160967	0.008868	0.012503
			PM_{esc}	28.33398	

Nota. Fuente: Elaboración propia

5.3.5 Cálculo de la temperatura simulada de gases de escape de la turbina a gas

Realizando el balance de calor y masa sobre el turbocompresor y utilizando como referencia la ecuación (72), se obtiene la entalpía de los gases de escape:

$$h'_{esc} = 678.6739842 \text{ kJ/kg}$$

El valor de la temperatura del escape de la turbina $T'4$ para la composición de gases de escape, se obtiene aplicando la función "Goal Seek" en la hoja de cálculo Excel sobre los siguientes parámetros:

1. Celda que contiene el valor de entalpía para el estado 4 (a la referencia de 298.15K).
2. Valor objetivo de entalpía: 678.6739842 kJ/kg.
3. Variando la celda que contiene la temperatura objetivo (K)

Se obtiene la temperatura objetivo $T'4$:

$$T_4 \text{ iterado} = 896.6910265 \text{ K}$$

5.3.6 Cálculo de entropías sobre la turbina de gas simuladas

Con los valores de temperatura y presión al ingreso y salida de la turbina de gas como se muestra en la Tabla 58 y la composición másica de los gases de escape mostrados previamente en la Tabla 57, se calcula las entropías respectivas de forma similar en la sección 5.2.8.

Los resultados se muestran en las Tabla 59 y Tabla 60 respectivamente.

Tabla 58

Parámetros de estado de la turbina de gas

Propiedad		Valor	Unidad
Presión de ingreso a la turbina	P'_3 ⁹	1690.829549	kPa
Temperatura de Ingreso de la turbina $T'_3=T_3+70^\circ\text{F}$ (del modelo reconstruido)	T'_3	1550.859228	K
Presión de salida de la turbina	P'_4	101.2949333	kPa
Temperatura de escape de la turbina	T'_4	896.6910265	K

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 59

Entropía de ingreso a la turbina de gas

Constituyente de Gases de Escape	Fracción másica de gases de escape Xm'_{esc}	Entropía por componente $s^\circ(T'_3)_i$	$Xm_{esc} \cdot s^\circ(T'_3)_i$	Constante específica del gas R	$R \cdot LN \left(\frac{P'_3}{P'_4} \right)$
		kJ/(kg*K)	kJ/(kg*K)		kJ/(kg*K)
N₂	0.73141094	8.67601226	6.345730263	0.2968047	0.611084327
O₂	0.13607344	8.103633424	1.102689271	0.2598382	0.099527979
CO₂	0.06231772	6.683771307	0.416517362	0.1889254	0.033141382
H₂O	0.05769447	14.00174806	0.807823461	0.4615254	0.074954671
Ar	0.01250344	4.734218451	0.059193993	0.2081333	0.007325543
SO₂	0	5.152733712	0	0.1297848	0
		$s^\circ(T'_3) =$	8.731954349	0.826033902	

Nota. Fuente: Elaboración propia

⁹ Se considera una pérdida de presión similar en porcentaje a la pérdida de eficiencia de la combustión.

De la ecuación (51) y considerando que $s(T'_4) = s^\circ(T'_4)$, se obtiene la entropía al ingreso de la turbina de gas s_3 :

$$s(T'_3, P'_3) - s(T'_4, P'_4) = s^\circ(T'_3) - s^\circ(T'_4) - R \cdot \ln(P'_3/P'_4)$$

$$s(T'_3) = s^\circ(T'_3) - s^\circ(T'_4) - R \cdot \ln(P'_3/P'_4) + s(T'_4)$$

$$s(T'_3) = 8.73195434929073 - 0.826033902218583 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$s(T'_3) = 7.90592044707214 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

La entropía de los gases de escape se obtiene de las ecuaciones (55) y (58).

Los resultados se muestran en la Tabla 60.

Tabla 60

Entropía de gases de escape de la turbina

Constituyente de gases de escape	Fracción másica de gases de escape X_{mesc}	Entropía por componente $s^\circ(T'_4)_i$	$X_{mesc} \cdot s^\circ(T'_4)_i$
		kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
N₂	0.731410938	8.019007858	5.865190058
O₂	0.136073439	7.494434594	1.019793491
CO₂	0.062317716	5.986161588	0.373043917
H₂O	0.057694472	12.67304389	0.731164575
Ar	0.012503435	4.449152263	0.055629686
SO₂	0	4.6793922	0
		$s^\circ(T'_4) =$	8.044821727

Nota. Fuente: Elaboración propia

Para efectos de simplificación de cálculo, se considera la presión de salida de los gases de escape a la presión atmosférica, por lo que la entropía de referencia será la misma que la entropía en el estado 4.

$$s(T'_4) = s^\circ(T'_4) \quad 8.044821727 \quad \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

5.3.7 Cálculo de la potencia y eficiencia isoentrópica del compresor, turbina de gas y ciclo termodinámico a condiciones simuladas

Replicando los cálculos de la sección 5.2.9 a los valores de la condición simulada para el compresor, se obtiene la Tabla 61.

De forma análoga para el caso de la turbina de gas, mediante las condiciones simuladas se obtiene la Tabla 62.

Tabla 61

Parámetros operativos del compresor

Propiedad		Valor	Unidad
Temperatura ingreso al compresor	T'_1	287.5566667	K
Presión ingreso al compresor	P'_1	101.2949333	kPa
Entalpía específica ingreso al compresor	h'_1	0	kJ/kg
Entropía específica de referencia ingreso al compresor	s'°_1	6.700318841	kJ/kg*K
Entropía específica de ingreso al compresor	s'_1	6.700318841	kJ/kg*K
Temperatura descarga del compresor	T'_2	691.9729305	K
Presión de descarga del compresor	P'_2	1714.655973	kPa
Entalpía específica de descarga del compresor	h'_2	420.6104842	kJ/kg
Entropía específica de referencia a la descarga del compresor	s'°_2	7.609168393	kJ/kg*K
Entropía específica de descarga del compresor	s'_2	6.792483484	kJ/kg*K
Entropía específica ideal salida del compresor	s'_{2s}	6.700318841	kJ/kg*K
Temperatura isoentrópica descarga del compresor	T'_{2s}	635.1342808	K
Entropía específica de referencia descarga del compresor	s'°_{2s}	7.51700375	kJ/kg*K
Entropía específica de referencia descarga del compresor iterado	s'_{2s_i}	6.700318841	kJ/kg*K
Entalpía isoentrópica específica a la descarga del compresor	h'_{2s}	359.4860622	kJ/kg
Flujo másico de ingreso al compresor	\dot{m}'_{c_i}	502.5746915	kg/s
Flujo másico de salida del compresor	\dot{m}'_{c_s}	502.5746915	kg/s
Flujo de energía de ingreso al compresor	\dot{W}'_{comp_i}	0	MW
Flujo de energía a la salida del compresor	\dot{W}'_{comp_s}	211.3881843	MW
Potencia neta del compresor	\dot{W}'_{comp}	211.3881843	MW
Eficiencia isoentrópica del compresor	n'_c	85.46768939	%

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 62

Parámetros operativos de la turbina de gas

Propiedad		Valor	Unidad
Temperatura de ingreso de la turbina $T_3+70^\circ\text{F}$ (del modelo reconstruido)	T'_3	1550.85922 8	K
Entalpía específica de ingreso de la turbina	h'_3	1502.72614 3	kJ/kg
Entropía específica de referencia de ingreso a la turbina	s°_3	8.73195434 9	kJ/kg* K
Entropía específica de ingreso a la turbina	s'_3	7.90592044 7	kJ/kg* K
Temperatura de escape de la turbina	T'_4	896.691026 5	K
Entalpía específica a la salida de la turbina	h'_4	678.673984 2	kJ/kg
Entropía específica de referencia de salida de la turbina	s°_4	8.04482172 7	kJ/kg* K
Entropía específica de salida de la turbina	s'_4	8.04482172 7	kJ/kg* K
Entropía específica ideal de salida de la turbina	s'_{4s}	7.90592044 7	kJ/kg* K
Entropía específica de salida de la turbina iterado por temperatura	s'_{4s_i}	7.90592044 7	kJ/kg* K
Temperatura isoentrópica de salida de la turbina	T'_{4s}	797.090793 5	K
Entalpía específica isoentrópica de salida de la turbina	h'_{4s}	561.150055 4	kJ/kg
Flujo másico de ingreso a la turbina	\dot{m}'_{t_i}	514.283980 3	kg/s
Flujo másico de salida de la turbina	\dot{m}'_{t_s}	514.283980 3	kg/s
Flujo de energía de ingreso de la turbina	\dot{W}'_{turb_i}	772.827982	MW
Flujo de energía de salida de la turbina	\dot{W}'_{turb_s}	349.031157 9	MW
Potencia neta de la turbina	\dot{W}'_{turb}	423.796824	MW
Eficiencia isoentrópica de la turbina	n'_t	87.5183821 7	%

Nota. Fuente: Elaboración propia

La potencia neta del ciclo termodinámico es:

$$\text{Potencia neta del ciclo } (\dot{W}'_{\text{ciclo}}) = 212.4086397 \text{ MW}$$

La eficiencia del ciclo termodinámico se calcula a través de la ecuación (6):

$$\text{Eficiencia térmica del ciclo } (n_{\text{th}}) = 0.3730712786$$

5.3.8 Cálculo de la potencia y eficiencia corregida a condiciones de potencia efectiva para el escenario simulado

Cálculo de la potencia efectiva simulada

El cálculo de la potencia efectiva simulada se realiza con el mismo procedimiento aplicado en la sección 5.2.10.

El factor de corrección aditivo por factor de potencia del generador a la potencia simulada se muestra en la Tabla 63.

Tabla 63

Factor de corrección aditivo de la potencia para llevar de condiciones de ensayo a condiciones de referencia.

Condición	Potencia Generada Simulada MW	Factor de Potencia	FC por Δ factor de potencia KP'fp
Ensayo	209.7417	0.990366667	-0.09055
Referencia	-	0.9	

Nota. Fuente: Elaboración propia

Las condiciones ambientales del ensayo de referencia y de potencia efectiva para el escenario simulado son las mismas que en las condiciones

actuales de operación, por este motivo los factores de corrección multiplicativos ambientales son los mismos que los de la Tabla 45 y Tabla 46.

Con los factores de corrección definidos para el escenario simulado y aplicando las ecuaciones (73), (74) y (78) se obtienen las potencias de referencia y efectiva, respectivamente en las Tabla 64 y Tabla 65.

Tabla 64

Potencia simulada de ensayo corregida a las condiciones de referencia

Registro de datos de ensayo simulado					Potencia simulada a condiciones de ensayo	Factores de corrección de la potencia simulada para ir de condiciones de ensayo a las de referencia				Potencia simulada a condiciones de referencia
Presión	Temp.	Hum. Rel.	Hum. Esp.	fdp	P' _y	KP' _{fp}	KP' _{pa_{y-r}}	KP' _{ta_{y-r}}	KP' _{he_{y-r}}	P' _r
Bar	°C	%	kg _{H2O} /kg _{ah}		MW	MW				MW
1.0129	14.4067	92.61	0.0094	0.9904	209.7417	-0.091	1.0058	1.0341	0.9996	201.6552

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 65

Potencia simulada de referencia corregida a las condiciones de potencia efectiva

Potencia simulada a condiciones de referencia	Factores de corrección de la potencia para ir de condiciones de referencia a las de potencia efectiva simulada			Potencia efectiva simulada
P' _r	KP' _{pa_{r-x}}	KP' _{ta_{r-x}}	KP' _{he_{r-x}}	P' _x
MW				MW
201.6551881	1.000716997	0.986943674	1.000568632	199.2782623

Nota. Fuente: Elaboración propia

Cálculo del rendimiento simulado:

El cálculo de la potencia efectiva simulada se realiza con el mismo procedimiento aplicado en la sección 5.2.10.

Para el cálculo del rendimiento, primero se requiere obtener el consumo específico de calor simulado corregido.

El factor de corrección aditivo por el factor de potencia del generador es el mismo que el obtenido en la Tabla 63.

Debido a que las condiciones ambientales del ensayo, de referencia y de potencia efectiva para el escenario simulado son las mismas que en las condiciones actuales de operación, los factores de corrección multiplicativos ambientales son los mismos que los mostrados en la Tabla 49 y Tabla 50.

Con los factores de corrección definidos y aplicando las ecuaciones (75), (76) y (79) se obtienen los consumos específicos de referencia y a condición de potencia efectiva, respectivamente en las Tabla 66 y Tabla 67.

Tabla 66*Consumo específico simulado de ensayo corregido a las condiciones de referencia*

Registro de datos simulados de ensayo						Potencia simulada a condición de ensayo	Consumo específico de calor simulado de ensayo	Factores de corrección del consumo específico de calor simulado para ir de condiciones de ensayo a las de referencia				Consumo específico de calor simulado a condición de referencia
Presión	Temp.	Hum. Rel.	Hum. Esp.	fdp	Flujo Comb.	P'_y	Cec'_y	KP'_{tp}	$KC'_{pa_{y-r}}$	$KC'_{ta_{y-r}}$	$KC'_{he_{y-r}}$	Cec'_r
bar	°C	%	kg _{H2O} /kg _{ah}		m ³ /h	MW	kJ/KWh	MW				kJ/KWh
1.01295	14.407	92.61	0.00939	0.99	57087.54	209.7417	9760.38239	-0.0906	0.99987	0.98994	0.99962	9868.75912

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 67*Consumo específico simulado de referencia corregido a las condiciones de potencia efectiva*

Consumo específico de calor a condiciones de referencia simulada	Factores de corrección del consumo específico de calor simulado para ir de condiciones de referencia a condiciones de potencia efectiva			Consumo específico de calor simulado a condiciones de potencia efectiva
Cec'_r	$KC'_{pa_{r-x}}$	$KC'_{ta_{r-x}}$	$KC'_{he_{r-x}}$	Cec'_x
kJ/KWh				kJ/KWh
9868.75912	0.99998	1.00416	1.00058	9,915.48063

Nota. Fuente: Elaboración Propia

De la ecuación (77) se obtiene la eficiencia corregida de la turbina a gas operando em ciclo simple:

$$n_{th} = 3600 / 9911.19980539721 = 36.3069\%$$

5.4 Comparación de resultados entre las condiciones actuales y el escenario simulado

Con el análisis realizado sobre la operación en las condiciones actuales de la TG21 (basado en el EPEyR del 2022), y el análisis realizado sobre las condiciones simuladas del incremento en la temperatura de ingreso a la turbina de gas, se cuantifica las variaciones de los distintos parámetros operativos que caracterizan el rendimiento de la turbina a gas, las cuales se aprecian en las Tabla 68, Tabla 69, Tabla 70, Tabla 71 y Tabla 72.

Tabla 68

Comparación de escenarios sobre el generador

Propiedad		EPEyR 2022	Escenario Simulado	Unidad
Potencia medida de la unidad de generación	\dot{W}_{elec}	197.74170	209.74170	MW
Factor de potencia	fp	0.99037	0.99037	
Pérdidas del generador en forma de calor (incluye pérdidas en cojinetes)	\dot{Q}_{perd_Gen}	2.32950	2.37807	MW
Pérdidas de excitación y rotor en forma de calor	$\dot{Q}_{perd_Exc_Rotor}$	0.26559	0.28887	MW

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 69

Comparación de escenarios sobre el compresor

Propiedad		EPEyR 2022	Escenario simulado	Unidad
Presión de ingreso al compresor	P_1	101.2949333	101.2949333	kPa
Temperatura ingreso al compresor	T_1	287.5566667	287.5566667	K
Entalpía específica de ingreso al compresor	h_1	0	0	kJ/kg
Entropía específica de ingreso al compresor	s_1	6.700318841	6.700318841	kJ/kg*K
Presión descarga del compresor	P_2	1714.655973	1714.655973	kPa
Temperatura descarga del compresor	T_2	691.9729305	691.9729305	K
Entalpía específica de descarga del compresor	h_2	420.6104842	420.6104842	kJ/kg
Entropía específica de descarga del compresor	s_2	6.792483484	6.792483484	kJ/kg*K
Temperatura isoentrópica descarga del compresor	T_{2s}	635.1342808	635.1342808	K
Entalpía isoentrópica específica de descarga del compresor	h_{2s}	359.4860622	359.4860622	kJ/kg
Flujo másico de aire de combustión estequiométrica	\dot{m}_{est}	187.0006236	197.3079492	kg/s
Flujo másico de exceso de aire	\dot{m}_{exc}	315.3157424	305.2667423	kg/s
Flujo másico de ingreso al compresor	\dot{m}_{c_i}	502.316366	502.5746915	kg/s
Flujo másico de salida del compresor	\dot{m}_{c_s}	502.316366	502.5746915	kg/s
Flujo de energía de ingreso al compresor	\dot{W}_{comp_i}	0	0	MW
Flujo de energía de salida del compresor	\dot{W}_{comp_s}	211.2795299	211.3881843	MW
Potencia neta del compresor	\dot{W}_{comp}	211.2795299	211.3881843	MW
Eficiencia isoentrópica compresor	η_c	85.46768939	85.46768939	%

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 70

Comparación de escenarios sobre la cámara de combustión

Propiedad		EPEyR 2022	Escenario simulado	Unidad
Poder calorífico inferior gas natural	LHV	48623.90606	48623.90606	kJ/kg
Temperatura de ingreso de gas natural	T_{GN}	315.4735185	315.4735185	K
Densidad relativa del gas natural	ρ_{NG}	0.7384	0.7384	
Flujo másico de gas natural a la turbina	\dot{m}_{GN}	11.09759804	11.70928882	kg/s
Flujo de calor de ingreso por el gas natural	\dot{Q}_{fuel}	539.6085647	569.3513595	MW
Eficiencia combustión	n_{comb}	0.986104254	0.986104254	
Pérdidas de la combustión en forma de calor	\dot{Q}_{perd_comb}	7.498263518	7.911561838	MW

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 71

Comparación de escenarios sobre la turbina de gas

Propiedad		EPEyR 2022	Escenario simulado	Unidad
Presión de ingreso a la turbina	P_3	1690.829549	1690.829549	kPa
Temperatura de ingreso de la turbina	T_3	1511.970339	1550.859228	K
Entalpía específica de ingreso a la turbina	h_3	1447.934577	1502.726143	kJ/kg
Entropía específica de ingreso a la turbina	s_3	7.863891734	7.905920447	kJ/kg*K
Temperatura de escape de la turbina	T_4	870.6694444	896.6910265	K
Entalpía específica de salida de la turbina	h_4	646.2105367	678.6739842	kJ/kg
Entropía específica de salida de la turbina	s_4	8.002338637	8.044821727	kJ/kg*K
Temperatura de salida de la turbina	T_{4s}	773.5166677	797.0907935	K
Entalpía isoentrópica específica de salida de la turbina	h_{4s}	532.5023192	561.1500554	kJ/kg
Flujo másico de ingreso a la turbina	\dot{m}_{t_i}	513.413964	514.2839803	kg/s
Flujo másico de salida de la turbina	\dot{m}_{t_s}	513.413964	514.2839803	kg/s
Flujo de energía de ingreso de la turbina	\dot{W}_{turb_i}	743.3898311	772.827982	MW
Flujo de energía de salida de la turbina	\dot{W}_{turb_s}	331.7735133	349.0311579	MW
Potencia neta de la turbina	\dot{W}_{turb}	411.6163178	423.796824	MW
Eficiencia isoentrópica de la turbina	η_t	87.57874037	87.51838217	%

Nota. Fuente: Elaboración propia

Tabla 72

Comparación de escenarios sobre el ciclo Joule Brayton

Propiedad		EPEyR 2022	Escenario simulado	Unidad
Potencia de unidad de generación	\dot{W}_{elect}	197.7417	209.7417	MW
Pérdidas del generador en forma de calor (incluye pérdidas en cojinetes)	$\dot{Q}_{\text{perd_Gen}}$	2.329497986	2.378072715	MW
Pérdidas de excitación y rotor en forma de calor	$\dot{Q}_{\text{perd_exc_rotor}}$	0.265589904	0.288866954	MW
Pérdidas de la combustión en forma de calor	$\dot{Q}_{\text{perd_comb}}$	7.498263518	7.911561838	MW
Flujo de energía de ingreso al compresor	$\dot{W}_{\text{comp_i}}$	0	0	MW
Flujo de energía de salida compresor	$\dot{W}_{\text{comp_s}}$	211.2795299	211.3881843	MW
Potencia neta del compresor	\dot{W}_{comp}	211.2795299	211.3881843	MW
Eficiencia isoentrópica compresor	n_c	85.46768939	85.46768939	%
Flujo de energía de ingreso de la turbina	$\dot{W}_{\text{turb_i}}$	743.3898311	772.827982	MW
Flujo de energía de salida de la turbina	$\dot{W}_{\text{turb_s}}$	331.7735133	349.0311579	MW
Potencia neta de la turbina	\dot{W}_{turb}	411.6163178	423.796824	MW
Eficiencia isoentrópica de la turbina	n_t	87.57874037	87.51838217	%
Potencia neta del ciclo	\dot{W}_{ciclo}	200.3367879	212.4086397	MW
Flujo de calor de ingreso por el gas natural	\dot{Q}_{fuel}	539.6085647	569.3513595	MW
Flujo de calor de los gases de escape	\dot{Q}_{esc}	331.7735133	349.0311579	MW
Eficiencia térmica del ciclo	n_{th}	37.1263173	37.30712786	%
Eficiencia térmica del ciclo a condiciones de PE	n_{pe}	36.64539686	36.83871067	%

Nota. Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

La TG21 tiene dos regímenes de operación: ciclo simple y ciclo combinado, por lo que cualquier reemplazo por desgaste de componentes o modernización de alguno de ellos, afectará su desempeño en ambos ciclos.

El impacto sobre el ciclo simple será ocasionado por la variación de las condiciones de los procesos debido a la actualización y mejoras de materiales de sus componentes, que modificará su ciclo termodinámico afectando su potencia generada y la eficiencia térmica del ciclo simple.

El impacto sobre el ciclo combinado se debe, no sólo por la variación de la potencia y eficiencia de la TG21 (que influye en el cálculo de la eficiencia global en el ciclo combinado), sino también a la variación de la energía de los gases de escape, debido a que éste afecta la producción de vapor en el caldero recuperador de calor que va a la turbina de vapor.

Por este motivo el análisis energético realizado sobre la TG21 evalúa los cambios en ambos ciclos.

6.1 Impacto sobre el ciclo simple

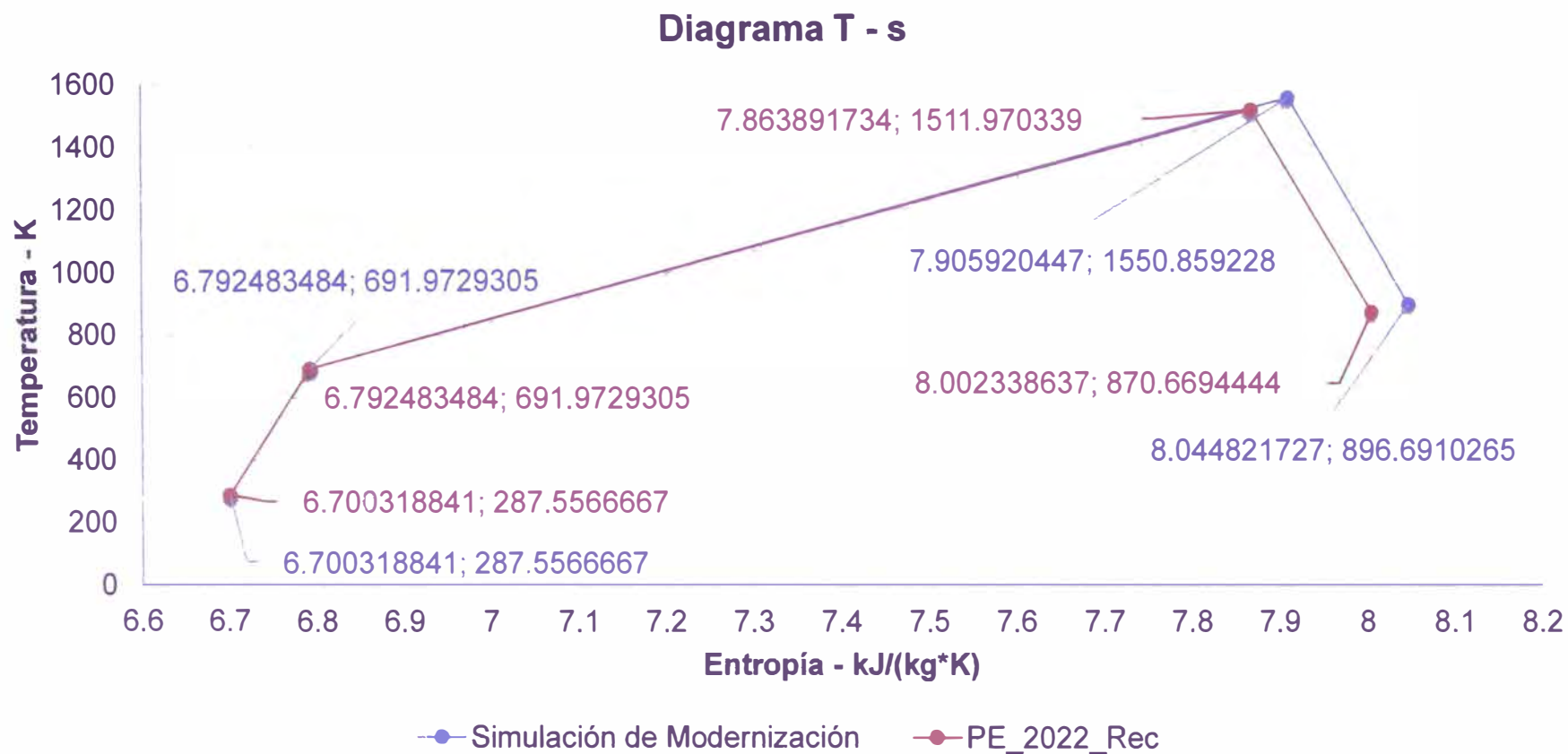
La TG21 al ser una máquina térmica, tiene una limitación mecánica en sus materiales por alta temperatura, por lo que la implementación de mejoras en la resistencia térmica en los materiales de los combustores y filas de álabes de la turbina a gas, permiten alcanzar temperaturas más elevadas en el ciclo

termodinámico Joule Brayton, como se evidencia en los resultados de la Tabla 62 y en los diagramas T-s de la Figura 25 y h-s de la Figura 26.

Esta optimización hace que la operación de la turbina de gas se desplace a la derecha del diagrama T-s como se aprecia en la Figura 27, por lo que la turbina operará con valores mayores de entalpía y entropía específicas.

Figura 25

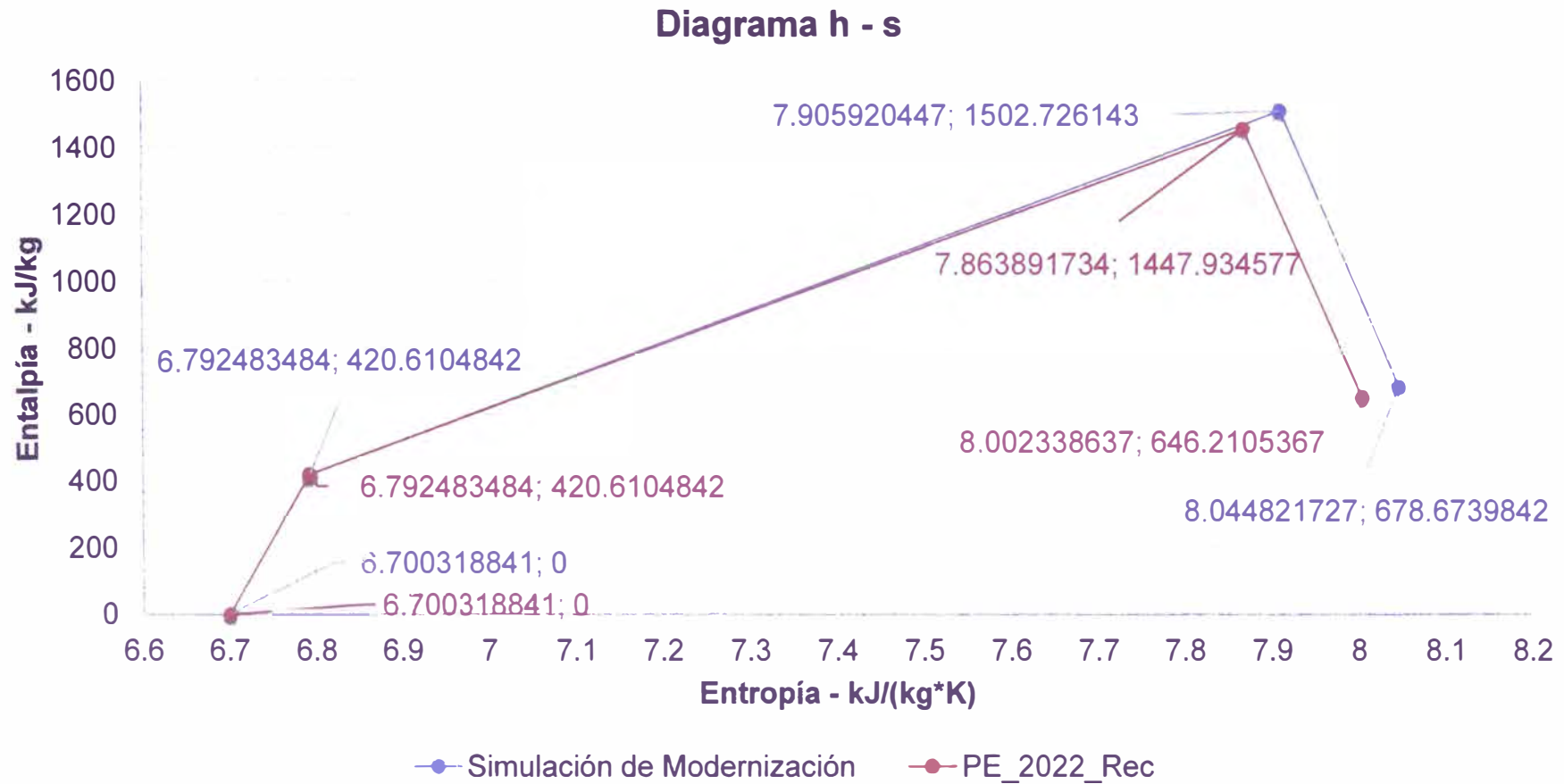
Diagrama T-s de la TG21



Nota. Fuente: Elaboración propia

Figura 26

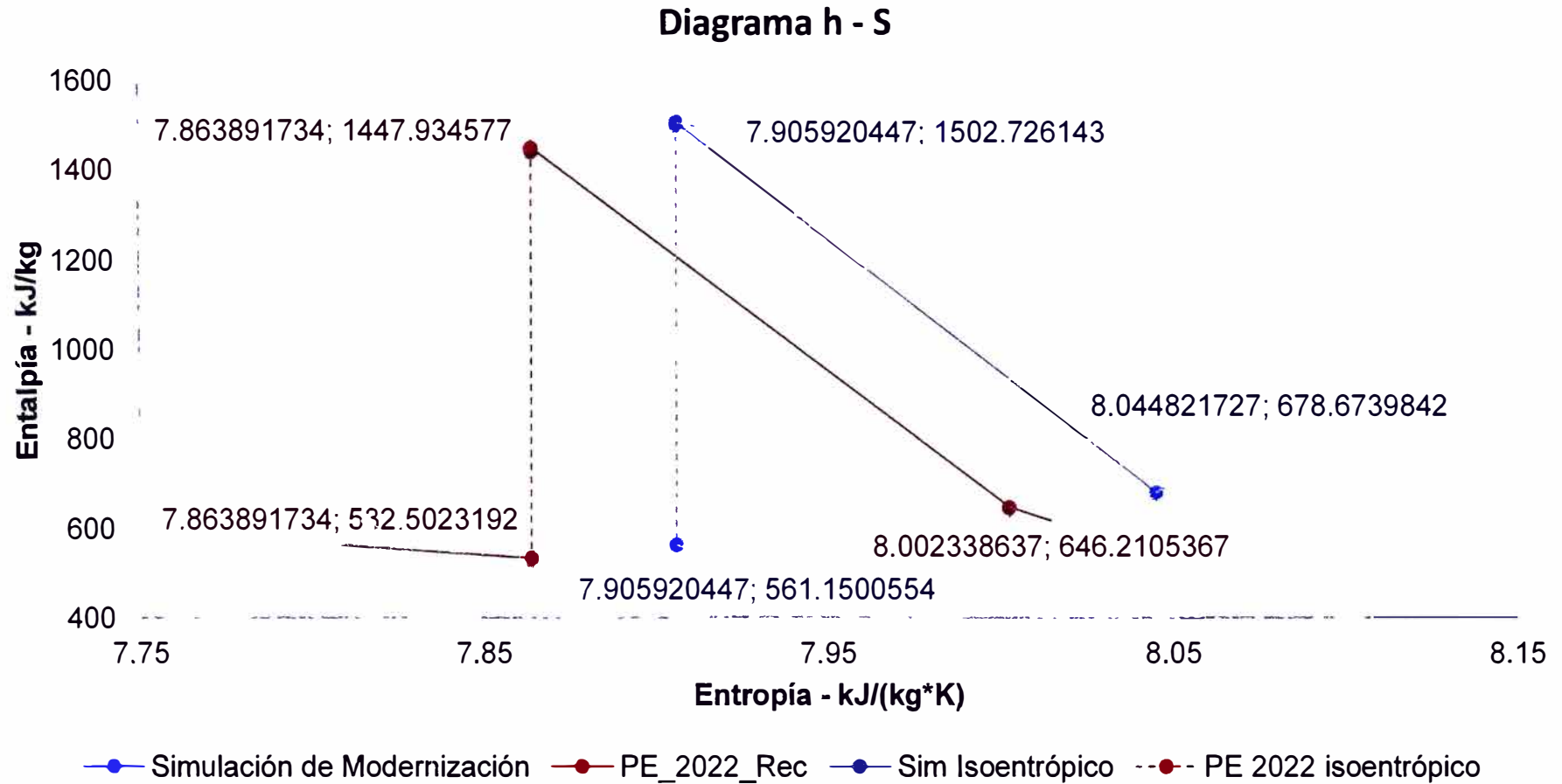
Diagrama h-s de la TG21



Nota. Fuente: Elaboración Propia

Figura 27

Diagrama h-s de la etapa de expansión turbina de la TG21



Nota. Fuente: Elaboración propia

De los cálculos realizados en el Capítulo V, se verifica que por el incremento de la temperatura al ingreso de la turbina en 70 °F y el incremento en la potencia generada en 12MW existe un incremento en el consumo de combustible de 0.6117 kg/s y un aumento en la eficiencia en el ciclo simple de 0.1808% como se muestra en la Tabla 73.

Tabla 73

Comparación entre escenarios de los parámetros de rendimiento sin corregir

Parámetro	Escenario 1	Escenario 2	Variación
Potencia generada (MW)	197.7417	209.7417	↑ 12
Eficiencia térmica del ciclo (%)	37.1263	37.3071	↑ 0.1808
Fujo de combustible (kg/s)	11.0976	11.7093	↑ 0.6117
Temperatura de Ingreso a la turbina (k)	1511.9703	1550.8592	↑ 38.8889

Nota. Fuente: Elaboración Propia

6.2 Impacto sobre el ciclo combinado

Para el análisis del impacto de las mejoras sobre el ciclo combinado, se debe considerar las condiciones de salida de los gases de escape porque esta energía es aprovechada en el caldero recuperador de calor para el ciclo combinado.

De las Tabla 71 y Tabla 72 se obtiene la Tabla 74 que muestra los parámetros de los gases de escape.

Tabla 74

Comparación entre escenarios de los parámetros de los gases de escape sin corregir

Parámetro	Escenario 1	Escenario 2	Variación
Flujo másico de gases de escape (kg/s)	513.4140	514.2840	↑ 0.87
Temperatura de gases de escape (K)	870.6694	896.6910	↑ 26.0216
Flujo de calor de los gases de escape (MW)	331.7735	349.0312	↑ 17.2576

Nota. Fuente: Elaboración propia

De la Tabla 74 se evidencia que, la temperatura de los gases de escape aumenta en 26.0234 K, y que el flujo másico aumenta en 0.8683 kg/s, por lo que la entalpía de los gases de escape aumenta en 17.2576 MW.

Sin considerar alguna restricción sobre los equipos el caldero recuperador de calor o en la turbina de vapor, el incremento de la energía de los gases de escape hacia el caldero recuperador de calor hace que la eficiencia global del ciclo combinado aumente debido al mejor aprovechamiento del combustible en el ciclo simple y por el aumento de energía para producir vapor en la turbina de vapor.

6.3 Análisis a condiciones de potencia efectiva

La corrección de los valores de potencia y eficiencia a condiciones de potencia efectiva es importante porque los modifica a valores a los que normalmente opera la turbina (Comité de Operación Económica del Sistema, 2000).

Estos valores se aprecian a continuación en la Tabla 75.

Tabla 75

Comparación entre escenarios de la potencia y eficiencia a condiciones de potencia efectiva

Parámetro	Escenario 1	Escenario 2	Variación
Potencia corregida (MW)	187.9156	199.2783	↑ 11.3627
Consumo específico de calor (kJ/KWh)	9965.8038	9915.4806	↓ 50.3231
Eficiencia térmica (%)	36.1235	36.3069	↑ 0.1833

Nota. Fuente: Elaboración propia

Los resultados después de las mejoras implementadas muestran un incremento de 11.36MW en la potencia, un decremento en 50.32 kJ/kWh del consumo específico de calor y un incremento en la eficiencia térmica de 0.1833%, todos a condiciones de potencia efectiva.

6.4 Contrastación de la hipótesis

Hi: El análisis energético basado en mejoras operativas influye en la optimización del rendimiento de un turbogenerador en Chilca.

H₀: El análisis energético basado en mejoras operativas no influye en la optimización del rendimiento de un turbogenerador en Chilca.

Decisión

Con el resultado de los cálculos de los parámetros operativos de la TG21 obtenidos del análisis energético (del Capítulo V), para los escenarios de operación actual y simulado, debido al incremento de potencia del turbogenerador y temperatura de ingreso a la turbina de gas, se evidencia: un incremento en el flujo de combustible, incremento en la eficiencia térmica del ciclo simple e incremento en el flujo másico, temperatura y entalpía de los gases de escape. De manera similar, se evidencia un incremento en la potencia y eficiencia corregida a condiciones de potencia efectiva; por lo que se rechaza la hipótesis nula H₀ y se valida la hipótesis de investigación hi.

CONCLUSIONES

1. El análisis energético realizado sobre el compresor de la TG21 demuestra que no hay mayor variación en los parámetros que caracterizan su rendimiento debido a que no se realizó ningún cambio ni actualización sobre sus componentes.
2. El resultado del análisis energético sobre la turbina de gas de la TG21 por incremento de la temperatura en su ingreso muestra un aumento en la potencia neta de 411.6163MW a 423.7968MW, lo que representa un incremento en 12.1805MW (valores sin corregir).
3. El análisis energético confirma la optimización de la potencia efectiva de la TG21 al incrementarse en 11.36MW y también al mejorar su eficiencia a condiciones de potencia efectiva en 0.183%.
4. La optimización de la operación de la TG21 es beneficiosa no sólo para su operación en ciclo simple (por el aumento en su eficiencia térmica y potencia neta generada), sino también para su operación en modo de ciclo combinado debido a que se calcula un incremento en forma de flujo de calor de los gases de escape de 17.2576MW.
5. El análisis energético realizado sobre la TG21 permitió obtener los parámetros que definen su rendimiento, sin embargo, también permitió obtener todos los parámetros que caracterizan los procesos del ciclo Joule Brayton. Esto representa una ventaja, porque permite efectuar un monitoreo continuo sobre cada proceso del ciclo termodinámico, detectando de forma temprana anomalías, con el fin de ejecutar acciones correctivas.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda que los registros utilizados para el cálculo del rendimiento de una turbina de gas sean capturados cuando la máquina se encuentre operando en régimen estable, de tal forma que evita distorsiones en los cálculos.
2. Antes de realizar una modernización o actualización en los equipos o componentes de ellos de una turbina de gas, se recomienda realizar un análisis energético con la finalidad de observar de manera anticipada el comportamiento de sus parámetros y asegurarse que no exista limitaciones en las interfases con otros sistemas.
3. Para el cálculo de los parámetros que definen el rendimiento de un turbogenerador, es recomendable tener una hoja de cálculo u otra herramienta que contenga las instrucciones necesarias para el cálculo de los parámetros requeridos y que estas instrucciones provengan de fuentes confiables para dar precisión y exactitud a los resultados obtenidos.
4. Para un modelamiento más preciso sobre el comportamiento de un turbogenerador bajo nuevas condiciones de operación por implementación de mejoras, se recomienda utilizar un software especializado que contenga librerías internas que modelan el comportamiento de una unidad de generación bajo distintos escenarios.

REFERENCIAS

- American Society for Testing and Materials. (1998). *"Standard Practice for Calculating Heat Value, Compressibility Factor, and Relative Density of Gaseous Fuels"*. American Society for Testing and Materials.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2001). *"ASHRAE Handbook"* (Vol. Fundamental). (J. Baird, Ed.) Comstock, S.
- American Society of Mechanical Engineers. (2014). *"Gas Turbines Performance Test Codes"*. Nueva York.
- Aragón Gutiérrez, J. M. (2016). *"Método para Optimizar la Planificación de los Lavados "Off-Line" en Compresores de Turbinas de Gas"*. PhD Thesis, Universidad Politécnica de Madrid, Departamento de Ingeniería Energética, Madrid.
- Boyce, M. (2012). *"Gas Turbine Engineering Handbook"* (4th ed.). Elsevier.
- Burnes, D., & Kurz, R. (2018). *"Performance Degradation Effects in Modern Industrial Gas Turbines"*. Global Power & Propulsion Society.
- Comité de Operación Económica del Sistema. (2000). *"Glosario de Abreviaturas y Definiciones Utilizadas en los Procedimientos Técnicos del COES-SINAC"*. Comité de Operación Económica del Sistema.
- Comité de Operación Económica del Sistema. (2020). *"Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de las Unidades de Generación Termoeléctrica"*. Comité de Operación Económica del Sistema.
- Comité de Operación Económica del Sistema. (2021). *"Reserva Rotante Para Regulación Primaria de Frecuencia"*. Lima: Comité de Operación Económica del Sistema.
- Cuadros Pino, M. R. (2015). *"Automatización del Sistema de Lavado On-line Para El Compresor Axial de la turbina a Gas SGT6-5000F Siemens en la Central Termoeléctrica Kallpa Generación S.A"*. Tesis de Grado, Universidad Nacional San Agustín de Arequipa, Facultad de Ingeniería de Producción y Servicios, Arequipa.
- Desideri, U. (2013). "Fundamentals of gas turbine cycles: thermodynamics, efficiency and specific power". In P. Woodhead, & P. Jansohn (Ed.), *"Modern Gas Turbine Systems High Efficiency, Low Emission, Fuel"*

- Flexible Power Generation*" (pp. 44-85). Woodhead Publishing.
doi:10.1533/9780857096067.1.44
- Foust, A. (2014). "Siemens SGT6-5000F Gas Turbine: An Evolutionary Approach". *Electric Power Conference And Exhibition*. New Orleans.
- Gay, R., Palmer, C., & Erbes, M. (2006). *"Power Plant Performance Monitoring"*. India: Tech Books International.
- Gordon, S. (1982). *"Thermodynamic and Transport Combustion Properties of Hydrocarbons With Air"*. National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center.
- Gülen, C. (2019). *"Gas Turbines for Electric Power Generation"*. (C. U. Press, Ed.) doi:10.1017/9781108241625
- HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C. (2012). *"Estudio de la Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de la Central Térmica de las Flores"*.
- HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C. (2014). *"Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de los Ciclos Combinados Parciales de la Central Térmica Chilca 1"*. Lima.
- HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C. (2022). *"Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento del Ciclo Combinado 3x1 de la Central Termoeléctrica Chilca1"*. HAMEK Ingenieros asociados S.A.C., Lima.
- Kiameh, P. (2002). *"Power Generation Handbook Selections, Applications, Operations and Maintenance"* (1st ed.). McGraw-Hill Professional.
- Kurz, R., Brun, K., Meher-Homji, C., Moore, J., & Gonzalez, F. (2013). "Gas Turbine Performance and Maintenance". *42nd Turbomachinery Symposium*. Houston, Texas.
- McBride, B., Zehe, M., & Gordon, S. (2002). *"NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species"*. National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio.
- Morán, M., & Shapiro, H. (2018). *"Fundamentos de Termodinámica Técnica"* (2da ed.). Editorial Reverté S.A.
- Nordlund, S., & Kovac, J. (2009). "Advanced SGT6-5000F Development". *18th Symposium of the Industrial Application of Gas Turbines Committee*. Banff, Alberta, Canada.

- Pels, C., Sorgenfrey, C., & Dümmel, L. (2003). *"Performance Benefits Using Siemens Advanced Compressor Cleaning System"*.
- Rieder, M., Riedl, R., Grünbacher, R., & Stirnimann, F. (2012). *"On-line Performance Monitoring System for the 400 MW Combined Cycle Power Plant Timelkam (Austria)"*.
- Rodríguez, L. (2012). *"Mejoramiento de rendimiento de turbinas a gas SGT6-4000F de la central térmica Chilcauno"*. Informe de Suficiencia, Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima.
- Siemens AG. (2008). *"Siemens Gas Turbine SGT6-5000F Application Overview"*.
- Siemens AG. (2023, Agosto 4). *"Interval Extension - 33k Turbine Upgrade"*. Retrieved from <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/services/performance-enhancement/modernization-upgrades/gas-turbines/interval-extension-33k-turbine-upgrade-sgt-5000f.html>
- Siemens Energy Inc. (2008). *"Turbina de Gas SGT6-5000F Manual de Adiestramiento de Familiarización y Operación"*.
- Smith, J. (1996). "Gas Turbines". In B. & Veatch, L. Drbal, K. Westra, & P. Boston (Eds.), *"POWER PLANT ENGINEERING"*. Springer.
- Tejedor, T. Á., Singh, R., & Pilidis, P. (2013). "Maintenance and repair of gas turbine components". In P. Janshon (Ed.), *"Modern gas turbine systems high efficiency, low emission, fuel flexible power generation"* (pp. 525-564). Woodhead Publishing. doi:DOI : 10.1533/9780857096067.3.565
- Vigueras, M. (2007). *"Analysis of Gas Turbine Compressor Fouling and Washing On Line"*. PhD Thesis, Cranfield University, School of Engineering.
- Çengel, Y., Boles, M., & Kanoğlu, M. (2019). *"Termodinámica"* (9na ed.). (G. Dominguez, Ed., & R. Navarro, Trans.) McGraw-Hill Global Education Holdings, LLC.

ANEXOS

Anexo 1:	Registro de parámetros ambientales del EPEyR de la central térmica de Chilca Uno	1
Anexo 2:	Registros de parámetros operativos de la TG21 durante el EPEyR.....	2
Anexo 3:	Cromatografía del gas natural.....	3
Anexo 4:	Nomenclatura.....	4
Anexo 5:	Cálculo de la eficiencia de la combustión.....	11
Anexo 6:	Curvas de pérdidas del generador modelo SGEN6-1000A.....	12
Anexo 7:	Curvas de corrección de la TG21.....	14
Anexo 8:	Estimación de la presión y temperatura de descarga del compresor de la TG21.....	17
Anexo 9:	Matriz de consistencia.....	21

**Anexo 1: Registro de parámetros ambientales del EPEyR de la central
térmica de Chilca Uno**

Día	Hora	Presión Atmosférica	Temperatura Ambiente	Humedad Relativa
		bar	°C	%
26/08/2022	02:40			
26/08/2022	02:50	1.013	14.5	94.00
26/08/2022	03:00	1.013	14.5	94.00
26/08/2022	03:10	1.013	14.4	94.00
26/08/2022	03:20	1.013	14.4	94.00
26/08/2022	03:30	1.013	14.4	94.00
26/08/2022	03:40	1.012	14.4	93.80
26/08/2022	03:50	1.012	14.3	93.00
26/08/2022	04:00	1.012	14.3	93.00
26/08/2022	04:10	1.012	14.3	93.00
26/08/2022	04:20	1.013	14.3	93.00
26/08/2022	04:30	1.013	14.3	93.00
26/08/2022	04:40	1.013	14.4	93.00
26/08/2022	04:50	1.013	14.4	92.50
26/08/2022	05:00	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	05:10	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	05:20	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	05:30	1.013	14.5	92.00
26/08/2022	05:40	1.013	14.6	92.00
26/08/2022	05:50	1.013	14.6	92.00
26/08/2022	06:00	1.013	14.6	92.00
26/08/2022	06:10	1.013	14.5	92.00
26/08/2022	06:20	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	06:30	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	06:40	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	06:50	1.013	14.4	92.00
26/08/2022	07:00	1.013	14.3	92.00
26/08/2022	07:10	1.014	14.4	92.00
26/08/2022	07:20	1.014	14.4	92.00
26/08/2022	07:30	1.014	14.4	92.00
26/08/2022	07:40	1.014	14.4	92.00

**Anexo 2: Registros de parámetros operativos de la TG21 durante el
EPEyR**

Día	Hora	Flujo de Combustible	P _y	fdp	Temperatura de Combustible	Temperatura de Gases de Escape
		SCFM	MW	MW	°F	°F
26/08/2022	02:40					
26/08/2022	02:50	31,803.89	197.411	0.991	109.59	1107.45
26/08/2022	03:00	31,819.59	197.494	0.990	109.9	1107.69
26/08/2022	03:10	31,855.92	197.843	0.990	109.16	1107.35
26/08/2022	03:20	31,897.23	198.077	0.992	109.34	1106.96
26/08/2022	03:30	31,893.81	198.194	0.992	109.32	1106.82
26/08/2022	03:40	31,879.61	198.120	0.992	109.19	1106.79
26/08/2022	03:50	31,907.12	198.340	0.992	108.75	1107.28
26/08/2022	04:00	31,838.72	197.826	0.993	108.17	1107.44
26/08/2022	04:10	31,910.48	198.171	0.993	108.45	1108.5
26/08/2022	04:20	31,733.79	196.895	0.992	108.23	1109.32
26/08/2022	04:30	31,704.46	196.552	0.993	108.33	1109.58
26/08/2022	04:40	31,646.18	196.110	0.993	108.08	1109.67
26/08/2022	04:50	31,644.13	196.022	0.993	108.01	1109.65
26/08/2022	05:00	31,665.56	196.147	0.993	108.42	1109.85
26/08/2022	05:10	31,612.53	195.842	0.991	108.07	1109.99
26/08/2022	05:20	31,632.10	195.911	0.992	108.1	1110.22
26/08/2022	05:30	31,609.34	195.736	0.991	107.74	1108.08
26/08/2022	05:40	31,755.80	196.982	0.992	108.12	1107.2
26/08/2022	05:50	31,844.51	197.837	0.991	107.61	1106.58
26/08/2022	06:00	31,924.47	198.406	0.991	107.57	1107
26/08/2022	06:10	31,936.79	198.437	0.990	107.48	1106.53
26/08/2022	06:20	31,946.60	198.609	0.991	107.43	1106.41
26/08/2022	06:30	31,957.57	198.677	0.988	107.17	1106.1
26/08/2022	06:40	31,973.78	198.824	0.987	107.43	1106.41
26/08/2022	06:50	31,988.62	198.951	0.987	107.1	1106.3
26/08/2022	07:00	32,008.42	199.077	0.989	107.35	1106.74
26/08/2022	07:10	31,986.07	198.837	0.986	107.8	1106.41
26/08/2022	07:20	31,971.22	198.820	0.984	107.53	1106.09
26/08/2022	07:30	32,013.10	199.060	0.985	107.98	1105.85
26/08/2022	07:40	31,993.78	199.043	0.987	108.05	1105.79

Anexo 3: Cromatografía del gas natural

26/08/2022 05:02	MolPct	BTUGross	Dens. Rel.	SDryMJm3	IDryMJm3
C6+ 47/35/17	0	0	0	0	0
PROPANO	0.0849	2.14	0.0013	0.0797	0.0734
i-BUTANO	6.96 PPM	0.02	0	0.0008	0.0008
n-BUTANO	0	0	0	0	0
i-PENTANO	0	0	0	0	0
n-PENTANO	0	0	0	0	0
NITROGENO	0.9519	0	0.0092	0	0
METANO	90.4247	915.37	0.5009	34.0955	30.6992
DIOXIDO DE CARBONO	0.265	0	0.004	0	0
ETANO	8.2729	146.74	0.0859	5.4655	4.9993
TOTAL	100	1064.28	0.6013	39.6416	35.7726
Temp. Ref. (Cond Std) - Metering DEGC	15				
Pres. Ref. (Cond Std) - Metering Bars	1.01325				
Factor Compresibilidad	1.0024				
Poder Calorífico Bruto BTU seco	1064.31				
Poder Calorífico Bruto BTU Sat.	1045.75				
Densidad Relativa Gas Corr.	0.6025				
Densidad Relativa Lqd 60/60°F	0.3116				
Conc. Unnormalizada Total	99.943				
Índice WOBBE	51.19				
Densidad Gas lbm/1000 ft3	46.086				
Presión de Vapor Reid	4587.58				
Poder Calorífico Sup MJ/m3 Seco	39.73				
Poder Calorífico Sup MJ/m3 Sat.	39.04				
Poder Calorífico Inf MJ/m3 Seco	35.86				
Poder Calorífico Inf MJ/m3 Sat.	35.23				
Densidad Gas kg/m3	0.7383				

Anexo 4: Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades SI
$(h_{fg})_{\text{agua}}$	Calor latente o entalpía de vaporización del agua	kJ/kg
a_1, \dots, a_7	Constantes para el cálculo del calor específico molar a presión constante a condiciones estándar	
ah	Aire húmedo	
α_n	Factores de corrección multiplicativos para la corrección de la potencia	
as	Aire seco	
b_1	Constante de integración para el cálculo de la entalpía molar	
β_n	Factores de corrección multiplicativos para la corrección del heat rate	
C_1, \dots, C_7	Constantes de temperaturas para el cálculo de la presión de vapor saturado	
C_{ecr}	Consumo específico de calor a las condiciones de referencia	
$C_{ec'r}$	Consumo específico de calor simulado a las condiciones de referencia	
$C_{ec'x}$	Consumo específico de calor simulado a condiciones de potencia efectiva	
$C_{ec'y}$	Consumo específico de calor simulado medido	
C_{ecx}	Consumo específico de calor a condiciones de potencia efectiva	
C_{ecy}	Consumo específico de calor medido durante el EPEyR	
CI_{med}	Calor total de ingreso	kJ/h
c_p	Coeficiente de calor específico a presión constante	kJ/(kg*K)
$\bar{C}_p^\circ(T)$	Calor específico molar a presión constante para una temperatura T a condiciones estándar	kJ/(kmol*K)
c_v	Coeficiente de calor específico a volumen constante	kJ/(kg*K)
d	Operador diferencial	
$\Delta_f H^\circ$	Calor de formación molar	kJ/kmol
Δh_{actual}	Incremento de entalpía actual	kJ/kg
$\Delta h_{\text{teórico}}$	Incremento de entalpía teórico (aporte de calor del combustible)	kJ/kg
Δ_i	Factores de corrección aditivos	MW
$\Delta \dot{M}_i$	Cambio flujo molar debido a la combustión por compuesto	kmol/s
$\Delta \dot{M}_{\text{comb}}$	Cambio en flujo molar debido a la combustión	kmol/s

$\Delta\dot{M}_{H_2O}$	Cambio del flujo molar del agua debido a la combustión	kmol/s
$\Delta\dot{M}_{O_2}$	Cambio de flujo molar del oxígeno debido a la combustión	kmol/s
FAS	Fracción de aire seco	
H	Entalpía	MW
h	Entalpía específica (referida a 298.15k)	kJ/kg
$h_{(Ref)298.15k}$	Entalpía a temperatura de la nueva referencia, referida a 298.15k	kJ/kg
$h(T_k)_{298.15k}$	Entalpía a la temperatura T_k referida a 298.15k	kJ/kg
$h(T_k)_{mezcla}$	Entalpía de la mezcla de gases a la temperatura T_k	kJ/kg
$h(T_k)_{Ref}$	Entalpía a la temperatura T_k sobre la nueva temperatura de referencia	kJ/kg
h_1	Entalpía específica de ingreso del compresor	kJ/kg
h_2	Entalpía específica de salida del compresor	kJ/kg
h_{2s}	Entalpía específica en el estado de salida ideal del compresor	kJ/kg
h_3	Entalpía específica de ingreso de la turbina	kJ/kg
h_4	Entalpía específica de salida de la turbina	kJ/kg
h_{4s}	Entalpía específica en el estado de salida ideal de la turbina	kJ/kg
h_c	Calor específico de la combustión	kJ/kg
h_e	Humedad específica	kg _{H2O} /kg _{ah}
h_{ext}	Entalpía específica de las extracciones	kJ/kg
h_{fuel}	Entalpía específica de componentes del combustible (gas natural)	kJ/kg
h_{ing_air}	Entalpía específica de ingreso de aire	kJ/kg
$h_{ing_air_ref}$	Entalpía específica a la temperatura de referencia	kJ/kg
h_n	Entalpía específica de la sustancia o mezcla de gases "n"	kJ/kg
h_{comb}	Entalpía específica de productos de la combustión	kJ/kg
h_{comb_ref}	Entalpía específica de productos de la combustión a la temperatura de referencia	kJ/kg
h_r	Humedad relativa	%
HR_{cor}	Heat rate a las condiciones de referencia	kJ/KWh
h_{sal_air}	Entalpía específica de salida de aire	kJ/kg
KChe	Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la humedad específica	
KChr	Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la humedad relativa	

KC _{pa}	Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la presión atmosférica	
KC' _{he}	Factor de corrección del consumo específico de calor simulado por variación de la humedad específica	
KC' _{hr}	Factor de corrección del consumo específico de calor simulado por variación de la humedad relativa	
KC' _{pa}	Factor de corrección del consumo específico de calor simulado por variación de la presión atmosférica	
KC' _{ta}	Factor de corrección del consumo específico de calor simulado por variación de la temperatura ambiente	
KC _{ta}	Factor de corrección del consumo específico de calor por variación de la temperatura ambiente	
KP _{he}	Factor de corrección de la potencia por variación de la humedad específica	
KP _{hr}	Factor de corrección de la potencia por variación de la humedad relativa	
KP _{pa}	Factor de corrección de la potencia por variación de la presión atmosférica	
KP' _{he}	Factor de corrección de la potencia simulada por variación de la humedad específica	
KP' _{hr}	Factor de corrección de la potencia simulada por variación de la humedad relativa	
KP' _{pa}	Factor de corrección de la potencia simulada por variación de la presión atmosférica	
KP' _{ta}	Factor de corrección de la potencia simulada por variación de la temperatura ambiente	
KP _{ta}	Factor de corrección de la potencia por variación de la temperatura ambiente	
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
\dot{M}	Flujo molar	kmol/s
\dot{M}_{comb}	Flujo molar de productos de la combustión	kmol/s
\dot{M}_{est}	Flujo molar del aire húmedo estequiométrico al combustor	kmol/s
\dot{m}_{est}	Flujo másico del aire húmedo estequiométrico al combustor	kg/s
$\dot{M}_{\text{est_H}_2\text{O}}$	Flujo molar del agua en aire estequiométrico de combustión	kmol/s
m_i	Masa por compuesto de la mezcla	kg
\dot{M}_{aire}	Flujo molar del aire de combustión	kmol/s
\dot{m}_{aire}	Flujo másico del aire	kg/s
m_{total}	Masa total de la mezcla	kg
$\dot{m}_{\text{c_i}}$	Flujo másico de ingreso al compresor	kg/s
$\dot{m}_{\text{c_s}}$	Flujo másico de salida del compresor	kg/s

\dot{m}_{t_i}	Flujo másico de ingreso a la turbina	kg/s
\dot{m}_{t_s}	Flujo másico de salida de la turbina	kg/s
$\dot{M}_{\text{comb_H}_2\text{O}}$	Flujo molar del agua en productos de combustión	kmol/s
\dot{m}_{esc}	Flujo másico de los gases de escape de la turbina	kg/s
\dot{M}_{exc}	Flujo molar del exceso de aire	kg/s
\dot{m}_{exc}	Flujo másico del exceso de aire	kg/s
\dot{m}_{ext}	Flujo másico de las extracciones del compresor	kg/s
\dot{m}_{fuel}	Flujo másico del combustible	kg/s
\dot{m}_{gas}	Flujo másico del total de la mezcla de gases	kg/s
\dot{M}_{gas}	Flujo molar del total de la mezcla de gases	kmol/s
\dot{m}_i	Flujo másico por compuesto de la mezcla	kg/s
\dot{M}_i	Flujo molar por compuesto de la mezcla	kmol/s
\dot{M}_{iny}	Flujo molar de inyección de agua o vapor	kmol/s
\dot{m}_{iny}	Flujo másico de las inyecciones de agua o vapor de agua	kg/s
\dot{m}_n	Flujo másico de la sustancia o mezcla de gases "n"	kg/s
\dot{M}_{comb}	Flujo molar de productos de la combustión	kmol/s
\dot{m}_{comb}	Flujo másico de los productos de combustión	kg/s
n	Cantidad de moles de una sustancia	kmol
n_c	Eficiencia isoentrópica del compresor	
n_{comb}	Eficiencia de la combustión	
n_i	Mol por compuesto de la mezcla	kmol
n_t	Eficiencia isoentrópica de la turbina	
n_{th}	Eficiencia térmica del ciclo	
n_{total}	Moles totales de la mezcla	kmol
P	Presión	kPa
P_1	Presión al ingreso del compresor	kPa
P_2	Presión a la salida del compresor	kPa
P_3	Presión al ingreso de la turbina	kPa
P_4	Presión a la salida de la turbina	kPa
P_{atm}	Presión atmosférica	kPa
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
PCI_{quim}	Poder calorífico ideal del gas	kJ/kg
$\text{PCI}_{\text{sensible}}$	Calor sensible del combustible a presión constante	kJ/kg

P_{cor}	Potencia corregida a la condición de referencia	MW
PCS	Poder calorífico superior	kJ/kg
P_{H_2O}	Presión parcial de vapor de agua	kPa
PM	Peso molecular de la sustancia	kg/kmol
PM_i	Peso molecular por componente de la mezcla de gases	kg/kmol
PM_{ah}	Peso molecular de aire húmedo	kg/kmol
P_{med}	Potencia medida	MW
PM_{gas}	Peso molecular promedio de la mezcla del gas natural	kg/kmol
PM_{gas_j}	Peso molecular por compuesto de la mezcla del gas natural	kg/kmol
PM_{H_2O}	Peso molecular del agua	kg/kmol
PM_i	Peso molecular por compuesto de la mezcla de gases	kg/kmol
PM_{prom}	Peso molecular promedio de la mezcla de gases	kg/kmol
P_r	Potencia en las condiciones de referencia	MW
P'_r	Potencia en las condiciones de referencia simulada	MW
P'_x	Potencia efectiva simulada	MW
P'_y	Potencia medida simulada	MW
P_{vap_sat}	Presión de vapor saturado a la temperatura t	kPa
P_{vapor}	Presión de vapor húmedo	kPa
P_x	Potencia efectiva	MW
P_y	Potencia medida durante el EPEyR	MW
q	Calor específico del proceso o hacia el proceso	kJ/(kg*K)
\dot{Q}_{aire}	Flujo de energía del aire en forma de calor	MW
\dot{Q}_{est}	Flujo de energía del aire estequiométrico en forma de calor	MW
$\dot{q}_{entrada}$	Calor específico añadido al ciclo	kJ/kg
\dot{Q}_{esc}	Flujo de energía de los gases de escape en forma de calor	MW
\dot{Q}_{exc_ing}	Flujo de energía del exceso de aire al ingreso del compresor en forma de calor	MW
\dot{Q}_{exc_sal}	Flujo de energía del exceso de aire a la salida de la turbina en forma de calor	MW
\dot{Q}_{ext}	Flujo de energía de las extracciones en forma de calor	MW
\dot{Q}_{fuel}	Flujo de energía del combustible en forma de calor	MW
\dot{Q}_{iny}	Flujo de energía de las inyecciones de agua o vapor de agua en forma de calor	MW
\dot{Q}_n	Flujo de energía transferida en forma de calor de "n"	MW/h

\dot{Q}_{perd}	Flujo de energía de las pérdidas en forma de calor	MW
\dot{Q}_{comb}	Flujo de energía de los productos de combustión estequiométrica en forma de calor	MW
\dot{q}_{salida}	Calor específico rechazado del ciclo	kJ/kg
R	Constante específica del gas	kJ/(kg*K)
rh	Relación de humedad	kg _{H2O} /kg _{as}
RT _{ij}	Ratios de combustión	
Ru	Constante universal de los gases (8.31451)	kJ/(kmol*K)
s	Entropía específica	kJ/(kg*K)
s(T _A , P _A)	Entropía específica a presión y temperatura en el estado "A".	kJ/(kg*K)
s°	Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera	kJ/(kg*K)
s°(T _A)	Entropía en función de la temperatura T _a para el estado estándar (1atm)	kJ/(kg*K)
s° ₁	Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera del ingreso al compresor	kJ/(kg*K)
s° ₂	Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera de la salida del compresor	kJ/(kg*K)
s° ₃	Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera del ingreso a la turbina	kJ/(kg*K)
s° ₄	Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera de la salida de la turbina	kJ/(kg*K)
s° _{ah}	Entropía específica a la temperatura T y presión de 1 atmósfera del aire húmedo	kJ/(kg*K)
s ₁	Entropía específica de ingreso al compresor	kJ/(kg*K)
s ₂	Entropía específica de salida del compresor	kJ/(kg*K)
s ₃	Entropía específica de ingreso a la turbina	kJ/(kg*K)
s ₄	Entropía específica de salida de la turbina	kJ/(kg*K)
s _i	Entropía específica por compuesto de la mezcla de gases	kJ/(kg*K)
$\bar{s}^{\circ}(T)$	Entropía molar en función de la temperatura T para el estado estándar (1atm)	kJ/(kmol*K)
\bar{s}_i	Entropía molar por compuesto de la mezcla de gases	kJ/(kmol*K)
\bar{s}_{mezcla}	Entropía molar de la mezcla de gases	kJ/(kmol*K)
T	Temperatura del sistema	K
T _{GN}	Temperatura de ingreso del gas natural	K
T ₁	Temperatura de ingreso del compresor	K
T ₂	Temperatura de salida del compresor	K
T ₃	Temperatura de ingreso de la turbina	K
T ₄	Temperatura de salida de la turbina	K

T_k	Temperatura referida en grados kelvin	K
u	Energía interna específica de la sustancia o mezcla	kJ/kg
V	Volumen	m^3
v	Volumen específico	m^3/kg
w	Trabajo específico	kJ/kg
w_{comp}	Trabajo específico del compresor	kJ/kg
w_{neto}	Trabajo específico neto del ciclo	kJ/kg
w_{turb}	Trabajo específico de la turbina	kJ/kg
\dot{W}_{comp_i}	Potencia de ingreso del compresor	MW
\dot{W}_{comp_s}	Potencia de salida del compresor	MW
\dot{W}_{elec}	Potencia eléctrica entregada	MW
\dot{W}_{turb_i}	Potencia de ingreso de la turbina	MW
\dot{W}_{turb_s}	Potencia de salida de la turbina	MW
XM	Fracción molar de la mezcla de gases	
Xm	Fracción másica de la mezcla de gases	
XM_{ah}	Fracción molar aire húmedo	
XM_{as}	Fracción molar aire seco	
Xm_{fuel}	Fracción másica del combustible (gas natural)	
XM_{gas_j}	Fracción molar por componente del gas natural	
Xm_{gas_j}	Fracción másica por componente del gas natural	
Xm_i	Fracción másica por compuesto de la mezcla de gases	
XM_i	Fracción molar por compuesto de la mezcla de gases	
XM_{O2_ah}	Fracción molar del oxígeno en aire húmedo	
XM_{comb}	Fracción molar de productos de la combustión	
Xm_{comb}	Fracción másica de productos de la combustión	

Anexo 5: Cálculo de la eficiencia de la combustión

La eficiencia de la cámara de combustión se obtiene de utilizar los datos referidos en (Siemens AG, 2008).

Parámetro	Unidad	Valor
Presión ambiental	Psia	14.696
Humedad relativa	%	60.00
Temperatura de aire de ingreso	°F	59.00
Factor de potencia	-	0.90
Combustible	-	Gas natural ¹⁰
Potencia neta	kW	196000.00
Heat rate neto (LHV)	kJ/kWh	9557.00
Temperatura de gases de escape	°C	584
Flujo de gases de escape	kg/h	1809308.00
Flujo de combustible	kg/h	37441.00
Relación de compresión	-	17:1

Fuente: Siemens AG, (2008), "Siemens Gas Turbine SGT6-5000F Application Overview"

Con los datos del Anexo 5 se obtiene todas las variables para aplicar el balance de calor y masa sobre la turbina de gas, con la excepción de las pérdidas de calor por la combustión.

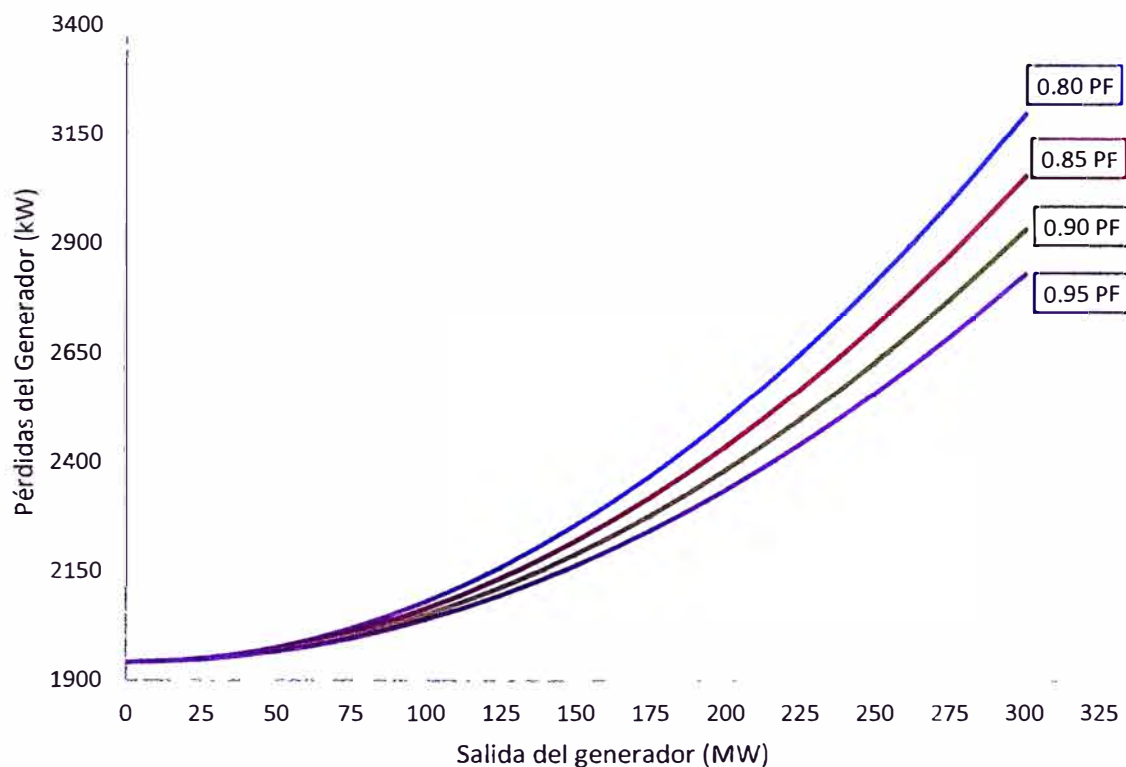
Aplicando la ecuación (32) y considerando que la pérdida de eficiencia de la combustión se debe a la pérdida de calor, se obtiene la eficiencia de la combustión.

$$\eta_{\text{comb}} = 0.986104$$

¹⁰ Para efectos de simplificación se considera como combustible 100% CH₄.

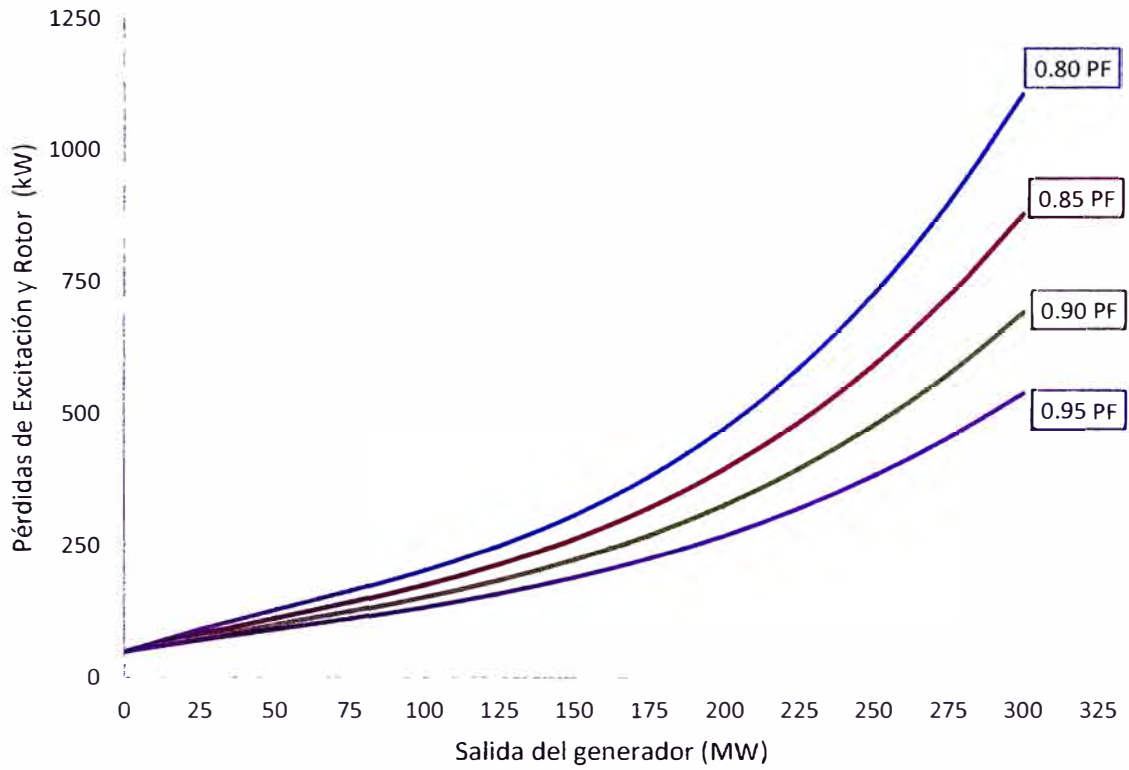
Anexo 6: Curvas de pérdidas del generador modelo SGEN6-1000A

Pérdidas del generador (incluye pérdidas en el cojinete)



Nota. Pérdidas del generador con respecto al factor de potencia. Fuente: HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C, (2014), " Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de los Ciclos Combinados Parciales de la Central Térmica Chilca 1"

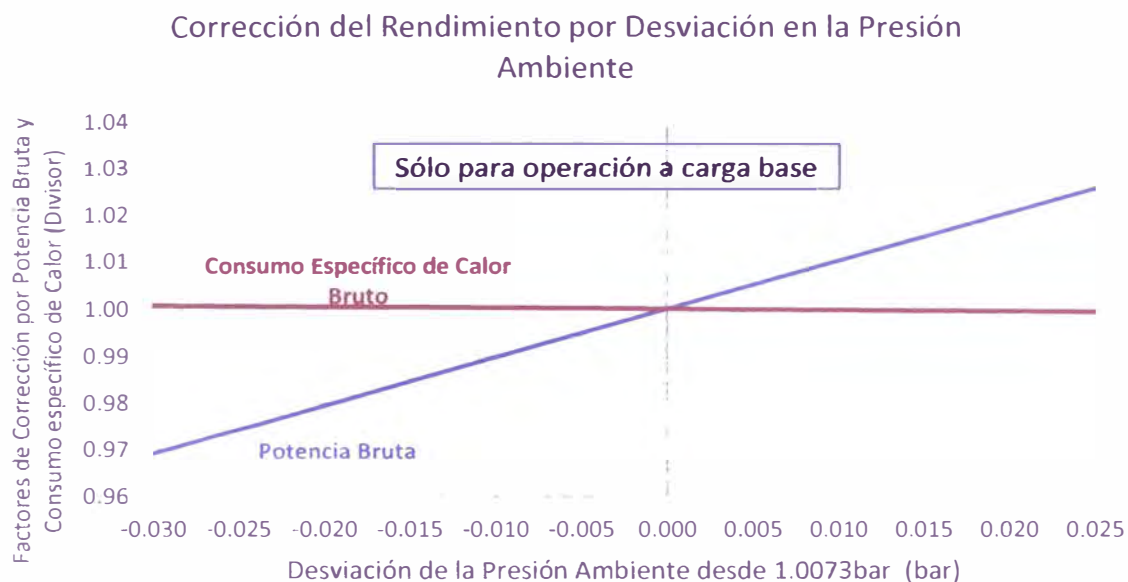
Pérdidas de excitación y rotor



Nota. Pérdidas del generador relacionados con la excitación y el rotor con respecto al factor de potencia. Fuente: HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C, (2014), " Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de los Ciclos Combinados Parciales de la Central Térmica Chilca 1"

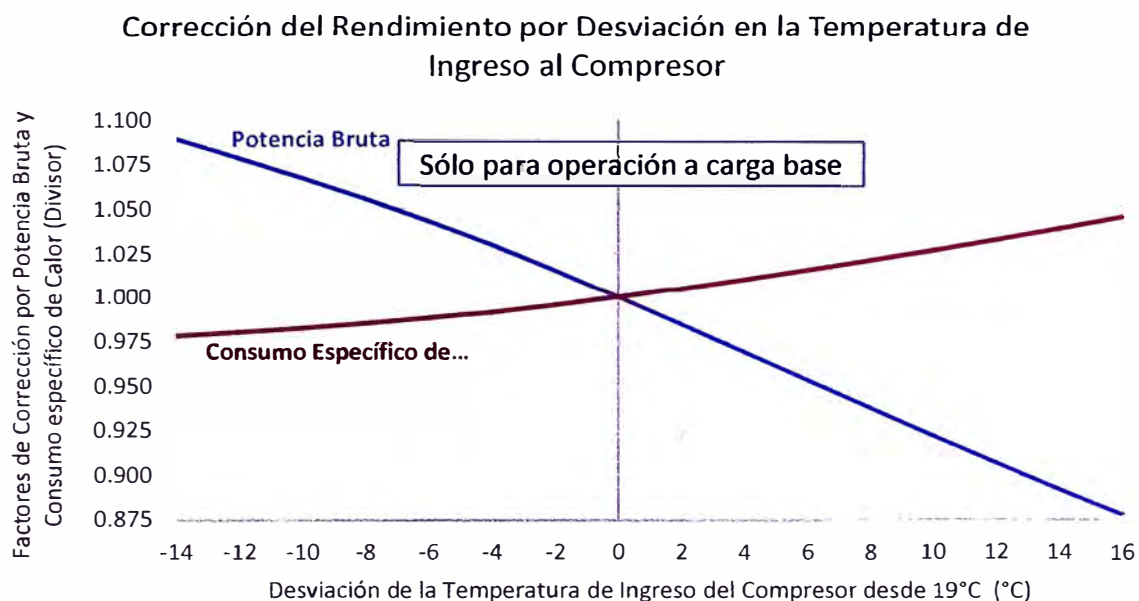
Anexo 7: Curvas de corrección de la TG21

Corrección por presión ambiente



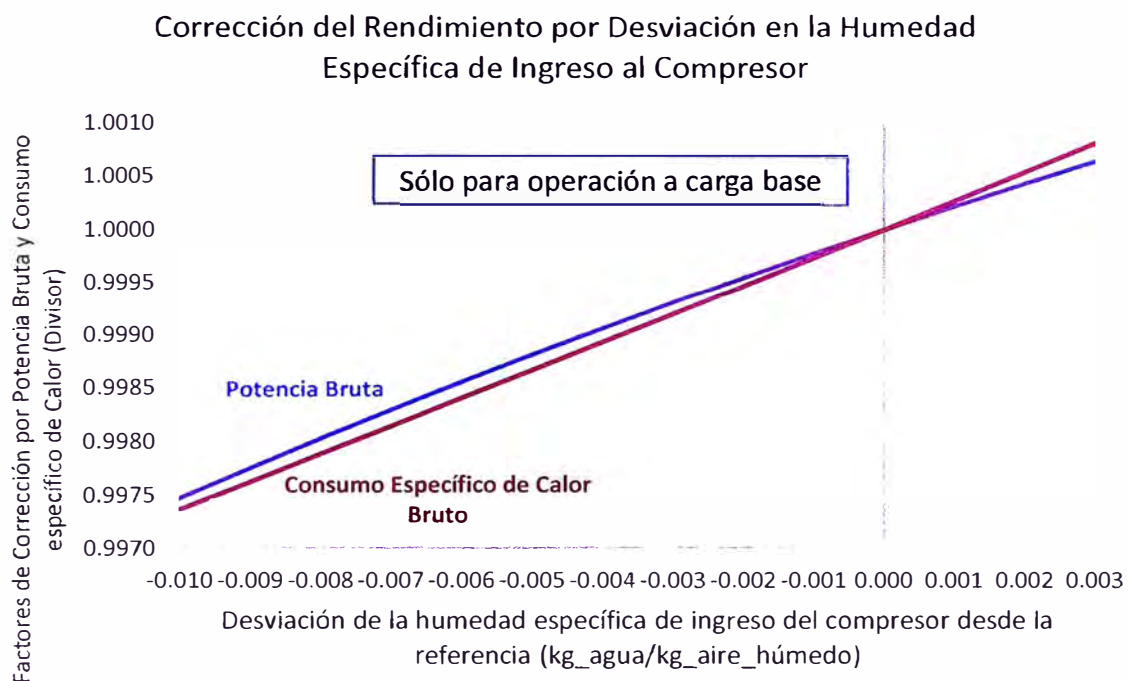
Nota. Factor de corrección por desviación de la presión ambiental medida con respecto al valor de la referencia. Fuente: HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C, (2014), " Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de los Ciclos Combinados Parciales de la Central Térmica Chilca 1"

Corrección por temperatura de ingreso al compresor



Nota. Factor de corrección por desviación de la temperatura de ingreso al compresor medida con respecto al valor de la referencia. Fuente: HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C, (2014), " Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de los Ciclos Combinados Parciales de la Central Térmica Chilca 1"

Corrección por humedad específica



Nota. Factor de corrección por desviación de la humedad específica medida con respecto al valor de la referencia. Fuente: HAMEK Ingenieros Asociados S.A.C, (2014), " Estudio de Determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento de los Ciclos Combinados Parciales de la Central Térmica Chilca 1"

Anexo 8: Estimación de la presión y temperatura de descarga del compresor de la TG21

La estimación de la presión y temperatura a la descarga del compresor de la TG21 se realizó con los datos del informe final del “Estudio de determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento en la Central Térmica de Las Flores”, correspondiente a la TG1, porque es del mismo modelo.

Parámetros del compresor de la TG1 de la C.T. de Las Flores

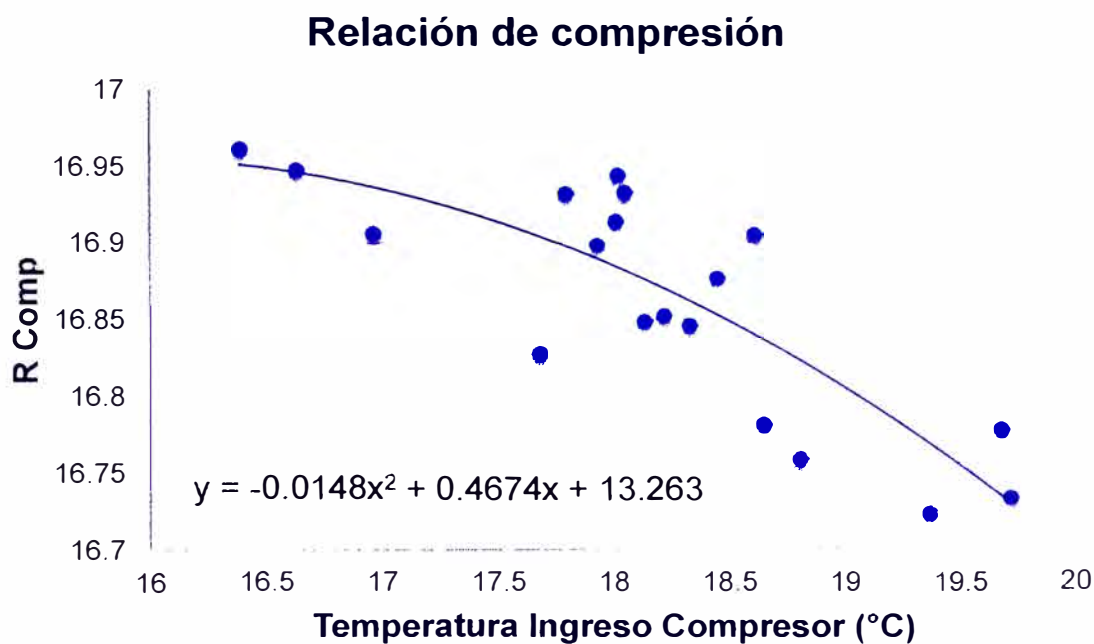
Fecha	Pres. Amb. P_{amb}	Temp. Amb.	Presión ingreso compresor P_1	Temp. salida compresor T_2	Presión salida compresor P_2	Relación de Compresión P_2/P_{amb}
	kPa(A)	°C	°C	°C	kPa(A)	
7/09/2012 08:15	1012.5	17.3	16.388	423.66	1717.3	16.96098765
7/09/2012 08:45	1012.7	17.4	16.635	423.82	1716.3	16.9477634
7/09/2012 09:00	1012.8	17.6	16.963	423.78	1712.3	16.90659558
7/09/2012 09:15	1013	17.7	17.681	424.64	1704.6	16.8272458
7/09/2012 09:30	1012.8	17.9	18.048	426.27	1714.9	16.93226698
7/09/2012 09:45	1012.7	18.1	18.216	426.59	1706.6	16.85197986
7/09/2012 10:00	1012.7	18.1	18.609	427.24	1712	16.90530266
7/09/2012 10:15	1012.6	18.3	18.133	425.72	1706.1	16.8487063
7/09/2012 10:30	1012.7	18.3	18.808	425.66	1697.1	16.75817123
7/09/2012 10:45	1012.6	18.1	19.369	425.83	1693.3	16.72229903
7/09/2012 11:00	1012.3	18	19.68	426.19	1698.4	16.77763509
7/09/2012 11:15	1012.2	18.1	19.721	425.63	1693.7	16.73285912
7/09/2012 11:30	1012.1	18	17.928	425.55	1710.3	16.89852781
7/09/2012 11:45	1011.8	17.8	18.019	426.55	1714.4	16.94406009
7/09/2012 12:00	1011.7	17.9	17.793	425.96	1713	16.93189681
7/09/2012 12:15	1011.4	18	18.01	425.49	1710.7	16.91417837
7/09/2012 12:30	1011.1	18.1	18.447	426.32	1706.4	16.87666897
7/09/2012 12:45	1010.9	18.3	18.652	425.25	1696.4	16.78108616
7/09/2012 13:00	1010.7	18.6	18.33	425.62	1702.6	16.84575047

Nota. Fuente: HAMEK Ingenieros asociados S.A.C. (2012). “Estudio de determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento en la Central Térmica de Las Flores”

Graficando la temperatura de ingreso al compresor y la relación de compresión, se obtiene la ecuación $F_1(X)$ que los interrelaciona:

$$F_1(x) = -0.0148x^2 + 0.4674x + 13.263$$

Temperatura de ingreso del compresor Vs. relación de compresión de la TG1 de la C.T. Las Flores



Nota. Fuente: HAMEK Ingenieros asociados S.A.C. (2012). "Estudio de determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento en la Central Térmica de Las Flores"

Utilizando los datos de la relación de compresión y la presión de ingreso al compresor de la TG21 en la ecuación de $F_1(x)$, obtenemos la presión de descarga del compresor estimado.

Presión de descarga del compresor de la TG21 estimada

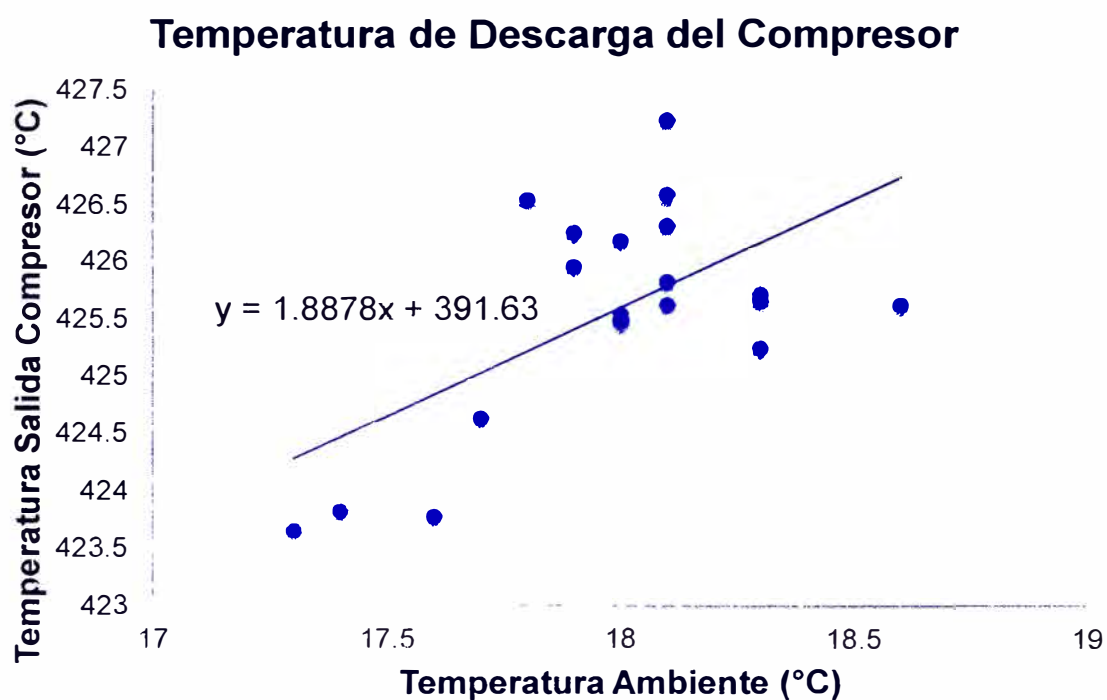
Función	Ecuación		Datos EPEyR 2022 TG21	
	X	Y	P Ing. Comp	P Descarga
	°C		kPa	kPa
$F_1(X)$	14.40667	16.92736	101.29	1714.656

Nota. Fuente: Elaboración propia

Graficando la temperatura ambiente y la temperatura de salida del compresor, se obtiene la ecuación $F_2(X)$ de que los interrelaciona:

$$F_2(X) = 1.8878 * X + 391.63$$

Temperatura ambiente Vs. temperatura de salida del compresor de la TG1 de la C.T. Las Flores



Nota. Fuente: HAMEK Ingenieros asociados S.A.C. (2012). "Estudio de determinación de la Potencia Efectiva y Rendimiento en la Central Térmica de Las Flores"

Reemplazando la temperatura ambiente aplicado para la TG21 se obtiene la temperatura de salida del compresor $418.8229^{\circ}\text{C} \leftrightarrow 691.9729\text{K}$

Anexo 9: Matriz de consistencia

Título: Análisis energético basado en mejoras operativas para la optimización de la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca.

PROBLEMA	OBJETIVO	HIPÓTESIS	VARIABLES	INDICADORES	TECNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCION DE DATOS
¿De qué manera se optimiza la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca?	Analizar energéticamente basado en mejoras operativas para la optimización de la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca.	El análisis energético basado en mejoras operativas influye en la optimización de la potencia efectiva de un turbogenerador en Chilca.	<u>Dependiente:</u> Potencia efectiva del turbogenerador <hr/> <u>Independiente:</u> Análisis energético basado en mejoras operativas.	-Potencia bruta del turbogenerador (MW). <hr/> -Temperatura de ingreso a la turbina de gas (K). -Eficiencia térmica del ciclo simple. -Entalpía de salida de los gases de escape (kJ/kg). -Flujo másico de gases de escape (kg/s). -Temperatura de gases de escape (°F). -Flujo másico del combustible (kg/s).	Registro de datos del EPEyR -Búsqueda bibliográfica (manuales del fabricante) -Hoja de cálculo Excel.

Nota. Fuente: Elaboración propia