

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA



TESIS:

**“UNA METODOLOGÍA DE CONTROL DEL RENDIMIENTO DE UNA TURBINA A GAS
DE LA CENTRAL TÉRMICA SANTA ROSA EMPLEANDO SUPERVISION EN TIEMPO
REAL”**

**PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE MAESTRO EN CIENCIAS CON
MENCIÓN EN SISTEMAS DE POTENCIA**

ELABORADO POR:

PABLO RUBÉN AQUIZE TORO

ASESOR:

Dr. FÉLIX VÍCTOR CÁCERES CÁRDENAS

LIMA – PERÚ

2024

DEDICATORIA

A mi esposa Yeimi Nina, mis hijos Leonardo Favio, Joaquín André y Pablo Ignacio.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi alma mater, la UNI, por la formación profesional. Agradezco al asesor de mi tesis, el Dr. Félix Víctor Cáceres Cárdenas, por la orientación brindada. Agradezco a la empresa ENEL GENERACIÓN PERÚ, por facilitarme información técnica para la realización de mi tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	5
ANTECEDENTES Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	5
1.1. Antecedentes bibliográficos.....	5
1.2. Descripción de la realidad problemática.....	6
1.3. Formulación del problema.....	7
1.4. Justificación e importancia de la investigación.....	7
1.5. Objetivos.....	7
1.5.1. Objetivo general.....	7
1.5.2. Objetivos específicos.....	7
1.6. Hipótesis.....	7
1.6.1. Hipótesis Principal.....	8
1.6.2. Hipótesis Secundarias.....	8
1.7. Variables e indicadores.....	8
1.7.1. Variable independiente.....	8
1.7.2. Variable dependiente.....	8
1.7.3. Indicadores.....	8
1.7.3.1. Indicadores de la variable independiente.....	8
1.7.3.2. Indicadores de la variable dependiente.....	8
1.8. Unidad de análisis.....	8
1.9. Tipo y nivel de investigación.....	8
1.10. Periodo de análisis.....	9
1.11. Fuentes de información e instrumentos utilizados.....	9
1.12. Técnicas de recolección y procesamiento de datos.....	9
 CAPÍTULO II.....	 10
MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL.....	10
2.1. Funcionamiento de la TG.....	10
2.2. Clasificación de las TGs.....	11
2.2.1. Según el ciclo térmico de trabajo.....	11

2.2.2.	Según el número de ejes.....	12
2.2.3.	Según su diseño y tipo de aplicación.....	13
2.3.	Componentes principales de la unidad TG8	13
2.4.	Dinámica de la TG basada en el ciclo de Brayton ideal.....	15
2.5.	Expresiones matemáticas para la determinación del rendimiento de la TG, basados en métodos de diagnóstico energético.....	16
2.5.1.	Determinación del rendimiento de la TG.....	17
2.5.2.	Factores de corrección para la Potencia y el Heat Rate.....	18
2.5.2.1.	Factor de corrección por desviación de la temperatura de entrada al compresor.....	19
2.5.2.2.	Factor de corrección por desviación de la humedad específica de entrada al compresor.....	20
2.5.2.3.	Factor de corrección por desviación de la presión ambiental de la TG...	21
2.5.2.4.	Factor de corrección por desviación de la velocidad angular de la TG...	22
2.5.2.5.	Factor de corrección por desviación de la composición del gas combustible.....	23
2.5.2.6.	Factor de corrección por desviación de la relación C/H	24
2.5.2.7.	Factor de corrección por desviación de la relación I/HC	24
2.5.2.8.	Factor de corrección por desviación de la Temperatura del gas combustible.....	25
2.5.2.9.	Factor de corrección por exceso de pérdida de presión de entrada al compresor.....	26
2.5.3.	Potencia bruta corregida en MW.....	27
2.5.3.1.	Pérdidas de potencia por factor de potencia del alternador eléctrico en MW.....	28
2.5.4.	Potencia neta corregida en MW.....	28
2.5.4.1.	Pérdidas de potencia en el sistema de excitación del alternador eléctrico en KW.....	29
2.5.4.2.	Pérdidas de potencia en el transformador principal de la TG en KW....	29
2.5.5.	Flujo volumétrico estándar del gas combustible a 15°C (FVS15) en sm^3/h	30
2.5.6.	Flujo volumétrico estándar del gas combustible a 60°F (FVS60) en sm^3/h	31
2.5.7.	Heat Rate del gas combustible a 60°F (HR_{60}) en KJ/kg	31
2.5.8.	Heat Rate bruto [$HR(LHV)_{GROSS,M}$] en KJ/KWh	32

2.5.9.	Heat Rate bruto corregido [$HR(LHV)_{GROSS,C}$] en KJ/KWh	33
2.5.10.	Heat Rate neto corregido [$HR(LHV)_{NET,C}$] en KJ/KWh	33
2.6.	Evaluación económica por consumo de energía.....	33
CAPITULO III.....		35
DESARROLLO DEL TRABAJO.....		35
3.1.	Sistema de supervisión en tiempo real para mejorar el rendimiento de la TG.....	35
3.2.	Elemento final de control	36
3.3.	Rendimiento de referencia de la TG.....	36
3.4.	Precisión estática del rendimiento de la TG.....	36
3.5.	Error porcentual del rendimiento de la TG.....	38
3.6.	Acciones de control secuencial para mejorar el rendimiento de la TG...	38
3.6.1.	Cambio de prefiltros y/o filtros finales de admisión.....	38
3.6.2.	Lavados del compresor.....	40
3.7.	Medición y visualización de rendimiento de la TG con el sistema PI de OSIsoft.....	45
3.8.	Procedimiento de cálculo del rendimiento de la TG con software PI de OSIsoft.....	46
3.8.1.	Adquisición de datos de la TG mediante SPPA-T3000 de Siemens.....	47
3.8.2.	Recolección de datos de la TG para el PI Server.....	47
3.8.3.	Almacenamiento de datos de la TG En el PI server.....	47
3.8.4.	Organización de atributos en el PI Server.....	47
3.8.5.	Elaboración de ventanas de análisis para definir las ecuaciones de cálculo del rendimiento de la TG.....	49
3.8.6.	Actualización de atributos de salida disponibles para PI Visión y Data Link.....	50
3.8.7.	Diseño de displays numéricos y de tendencias en tiempo real.....	50
3.8.7.1.	Display del MENU PRINCIPAL.....	51
3.8.7.2.	Displays de tendencias.....	51
3.9.	Validación de la metodología de control del rendimiento de la TG.....	53
CAPITULO IV.....		54
ANÁLISIS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS.....		54
4.1.	Resultados.....	54
4.2.	Mejoras del rendimiento de la TG mostrados en displays numéricos ...	54

4.2.1.	Mejora del rendimiento de la TG por cambio de prefiltros de admisión ..	54
4.2.1.1.	Valores previos al cambio de prefiltros de admisión.....	55
4.2.1.2.	Valores posteriores al cambio de prefiltros de admisión.....	57
4.2.2.	Mejora del rendimiento de la TG por lavados on-line del compresor.....	59
4.2.2.1.	Por lavado on-line del 06 de septiembre de 2023.....	59
4.2.2.2.	Por lavado on-line del 25 de septiembre de 2023.....	63
4.2.2.3.	Por lavado on-line del 01 de octubre de 2023.....	67
4.3.	Mejoras del rendimiento de la TG mostrados en displays de tendencias	71
4.3.1.	Mejora del rendimiento de la TG por cambio de prefiltros de admisión..	71
4.3.2.	Mejora del rendimiento de la TG por lavados on-line del compresor.....	71
4.4.	Tablas resumen de valores promedio del indicador de la variable independiente según la acción de control secuencial de mejorar del rendimiento de la TG.....	72
4.5.	Impacto económico según la acción de control secuencial de mejora del rendimiento de la TG.....	73
4.6.	Análisis de resultados.....	75
4.7.	Contrastación de las hipótesis.....	77
4.7.1.	Contrastación de la hipótesis principal.....	77
4.7.2.	Contrastación de la primera hipótesis secundaria.....	77
4.7.3.	Contrastación de la segunda hipótesis secundaria.....	77
	CONCLUSIONES.....	79
	RECOMENDACIONES.....	81
	BIBLIOGRAFIA.....	83
	ANEXO A.....	89
	ANEXO B.....	90
	ANEXO C.....	93
	ANEXO D.....	94
	ANEXO E.....	95
	ANEXO F.....	100

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1:	Condiciones de referencia establecidos por el fabricante de la TG..	18
Tabla 4.1:	Periodos de análisis previos al cambio de prefiltros.....	55
Tabla 4.2:	Periodos de análisis posterior al cambio de prefiltros.....	57
Tabla 4.3:	Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por cambio de prefiltros.....	59
Tabla 4.4:	Periodos de análisis previos al lavado on-line 06-08-2023.....	59
Tabla 4.5:	Periodos de análisis posterior al lavado on-line (06-09-2023).....	61
Tabla 4.6:	Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por lavado on-line (06-09-2023).....	63
Tabla 4.7:	Periodos de análisis previo al lavado on-line (25-09-2023).....	63
Tabla 4.8:	Periodos de análisis posterior al lavado on-line (25-09-2023).....	63
Tabla 4.9:	Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por lavado on-line (25-09-2023).....	66
Tabla 4.10:	Periodos de análisis previo al lavado on-line (01-10-2023).....	67
Tabla 4.11:	Periodos de análisis posterior al lavado on-line (01-10-2023).....	69
Tabla 4.12:	Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por lavado on-line (01-10-2023).....	69
Tabla 4.13:	Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por cambio de prefiltros de admisión.....	72
Tabla 4.14:	Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por lavado on-line del compresor de 06-09-2023.....	73
Tabla 4.15:	Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por lavado on-line del compresor 25-09-2023.....	73
Tabla 4.16:	Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por lavado on-line del compresor de 01-10-2023.....	73
Tabla 4.17:	Resultado del impacto económico posterior al cambio de prefiltros de admisión del compresor, del 20 al 23 de agosto.....	74
Tabla 4.18:	Resultado del impacto económico posterior al lavado on-line del 06 de septiembre de 2023.....	74
Tabla 4.19:	Resultado del impacto económico posterior al lavado on-line, del 25 de septiembre de 2023.....	74

Tabla 4.20:	Resultado del impacto económico posterior al lavado on-line, del 01 de octubre de 2023.....	74
Tabla 4.21:	Costos operativos referenciales de cada acción de control (costo “C” del lavado on-line del compresor de la TG).....	74
Tabla C.1:	Instrumentación para la prueba de rendimiento térmico de la turbina a gas SGT6 – 5000 de Enel Generación Perú.....	93
Tabla D.1:	Propiedades de los componentes del gas combustible.....	94

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1.1:	Plano de ubicación de la CTSR.....	2
Figura 2.1:	Turbina a gas de ciclo abierto de un solo eje.....	10
Figura 2.2:	Turbina a gas (a) en ciclo abierto y (b) en ciclo cerrado.....	11
Figura 2.3:	Turbina a gas (a) de un solo eje, (b) de doble eje (eje partido de cuerpo simple) y (c) de doble eje (doble cuerpo).....	12
Figura 2.4:	Ciclo de Brayton ideal para una TG de ciclo abierto.....	15
Figura 2.5:	Curva de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación en la temperatura de entrada al Compresor.....	20
Figura 3.1:	Sistema de supervisión en tiempo real (a) y control para mejorar el rendimiento de la TG (b).....	37
Figura 3.2:	Precisión Estática del rendimiento de la TG.....	38
Figura 3.3:	Prefiltro de admisión (a) sucio y (b) limpio.....	39
Figura 3.4:	Diagrama de flujo para el cambio de prefiltros y filtros finales de admisión.....	40
Figura 3.5:	Sistema de lavado de la TG.....	41
Figura 3.6:	Diagrama de flujo para el lavado on-line de la TG.....	42
Figura 3.7:	Diagrama de flujo para el lavado off-line de la TG.....	43
Figura 3.8:	Diagrama de flujo para el lavado manual de la TG.....	44
Figura 3.9:	Arquitectura del Sistema del software de PI de OSIsoft.....	45
Figura 3.10:	Diagrama de flujo de cálculo del rendimiento de la TG con el software PI de OSIsoft.....	46
Figura 3.11:	Parte de atributos de entrada en la Categoría “Variables Input” tipo PI-Point.....	48
Figura 3.12:	Parte de atributos constantes en la “Categoría parámetros” tipo None.....	48
Figura 3.13:	Parte de los atributos de salida en la “Categoría Resultados” tipo Analysis.....	49
Figura 3.14:	Elemento de análisis para el factor de corrección de la potencia por desviación de la temperatura de entrada al compresor.....	50
Figura 3.15:	Display del MENU PRINCIPAL.....	51

Figura 3.16:	Display de TENDENCIAS en tiempo real.....	52
Figura 4.1:	Display numérico “Pérdidas en la TG” previo al cambio de prefiltros del primer periodo.....	55
Figura 4.2:	Display numérico “Rendimiento de la TG” previo al cambio de prefiltros del primer periodo.....	55
Figura 4.3:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al cambio de prefiltros del primer periodo.....	56
Figura 4.4:	Display numérico “Pérdidas en la TG” previo al cambio de prefiltros del segundo periodo.....	56
Figura 4.5:	Display numérico “Rendimiento de la TG” previo al cambio de prefiltros del segundo periodo.....	56
Figura 4.6:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al cambio de prefiltros del segundo periodo.....	57
Figura 4.7:	Display numérico “Rendimiento de la TG” posterior al cambio de prefiltros del primer periodo.....	57
Figura 4.8:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al cambio de prefiltros del primer periodo.....	58
Figura 4.9:	Display numérico “Rendimiento de la TG” posterior al cambio de prefiltros del segundo periodo.....	58
Figura 4.10:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al cambio de prefiltros del segundo periodo.....	58
Figura 4.11:	Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)	60
Figura 4.12:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)	60
Figura 4.13:	Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line de segundo periodo (06-09-2023)	60
Figura 4.14:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (06-09-2023)	61
Figura 4.15:	Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)	61
Figura 4.16:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)	62
Figura 4.17:	Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (06-09-2023)	62

Figura 4.18:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (06-09-2023)	62
Figura 4.19:	Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)	64
Figura 4.20:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)	64
Figura 4.21:	Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (25-09-20203)	64
Figura 4.22:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (25-09-20203)	65
Figura 4.23:	Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203).....	65
Figura 4.24:	Display numérico “Filtros de admisión la TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)	65
Figura 4.25:	Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (25-09-2023)	66
Figura 4.26:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (25-09-20203)	66
Figura 4.27:	Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del primer periodo (01-10-2023)	67
Figura 4.28:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del primer periodo (01-10-20203)	68
Figura 4.29:	Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (01-10-2023)	68
Figura 4.30:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (01-10-20203)	68
Figura 4.31:	Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (01-10-2023)	69
Figura 4.32:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (01-10-20203)	70
Figura 4.33:	Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line el segundo periodo (01-10-2023)	70
Figura 4.34:	Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (01-10-20203)	70
Figura A.1:	Display “Tendencia de filtros de admisión de la TG” por cambio de prefiltros de admisión.....	89

Figura B.1:	Display de tendencia “Lavados del compresor de la TG” por lavados on-line del compresor de la TG del 06 de septiembre.....	90
Figura B.2:	Display de tendencia “Lavados del compresor de la TG” por lavados on-line del compresor de la TG del 25 de septiembre.....	91
Figura B.3:	Display de tendencia “Lavados del compresor de la TG” por lavados on-line del compresor de la TG del 01 de octubre.....	92
Figura E.1:	Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación en la humedad específica de entrada al compresor.....	95
Figura E.2:	Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la presión ambiental.....	95
Figura E.3:	Curvas de corrección de la potencia por desviación en la velocidad angular de la TG.....	96
Figura E.4:	Curvas de Corrección de Heat Rate por desviación en la velocidad angular de la TG.....	96
Figura E.5:	Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la relación C/H del gas combustible.....	96
Figura E.6:	Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la relación I/H del gas combustible.....	97
Figura E.7:	Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la temperatura del gas combustible.....	97
Figura E.8:	Curvas de corrección de la pérdida de presión a la entrada por desviación de la Temperatura de entrada al compresor.....	97
Figura E.9:	Curvas de Corrección de la potencia y del Heat Rate por Exceso de la pérdida de presión estática de entrada al compresor.....	98
Figura E.10:	Curvas de pérdidas por factor de potencia del alternador	98
Figura E.11:	Curvas de pérdidas en el sistema de excitación del alternador.....	98
Figura E.12:	Curvas de pérdidas en el transformador de potencia de la TG.....	99
Figura F.1:	Display numérico de Factores de Corrección para la potencia.....	100
Figura F.2:	Display numérico de Factores de Corrección para el Heat Rate.....	100
Figura F.3:	Display numérico de Pérdidas en la TG.....	101
Figura F.4:	Display numérico de Rendimiento de la TG.....	101
Figura F.5:	Display numérico de Filtros de admisión de la TG.....	101
Figura F.6:	Display de tendencias de los Factores de corrección para la Potencia.....	102
Figura F.7:	Display de tendencias de los Factores de corrección para el Heat Rate.....	103

Figura F.8:	Display de tendencias de Pérdidas de la TG.....	104
Figura F.9:	Display de tendencias de Rendimiento de la TG.....	105
Figura F.10:	Display de tendencias de Filtros de admisión de la TG.....	106
Figura F.11:	Display de tendencias de Lavados del compresor de la TG.....	107

RESUMEN

En esta tesis se desarrolla una metodología de control para la mejora del rendimiento de una turbina a gas (TG) de ciclo abierto, que es afectado por los factores de mayor impacto, localizados en los sistemas de filtrado de aire de admisión y compresión. La TG es parte de la unidad TG-8, de la Central Térmica Santa Rosa (CTSR) que pertenece a Enel Generación Perú S.A.A, empleando supervisión en tiempo real. La TG es marca Siemens, modelo SGT6-5000F de un solo eje, de 200 MW para trabajo pesado.

Con la metodología de control, se busca mantener el rendimiento neto de la TG en valores de referencia o muy cercanos a él, con la finalidad de evitar paradas de la TG que obliguen la realización de mantenimientos correctivos para el cambio de filtros finales de admisión o lavados off-line automáticos o manuales del compresor; y más bien lograr una adecuada operación y reducir los costos operativos.

Para la implementación de la metodología de control, se emplearán expresiones matemáticas relacionadas con el rendimiento de la TG, basadas en métodos de diagnóstico energético que constituyen la base para la implementación del sistema de control y supervisión en tiempo real del rendimiento de TG. El cálculo para la mejora y la supervisión del rendimiento en tiempo real, se implementará con el software PI de OSIsoft, versión 10.0.8628, que es una solución de software para recolectar, almacenar, analizar y proporcionar información a los usuarios. PI de OSIsoft, posee una interface de comunicaciones para obtener los datos de la TG mediante el sistema SPPA-T3000, versión 4.1, de Siemens. PI de OSIsoft, luego de organizar, mejorar y almacenar los datos los procesa para entregarlo al usuario final en tiempo real, mediante su componente PI Visualization Tool.

ABSTRACT

This thesis develops a methodology for controlling the performance of an open cycle gas turbine (GT), which is affected by the factors with the greatest impact, located in the intake and compression air filtration systems. The TG is part of the TG-8 unit of the Santa Rosa Thermal Power Plant (CTSR) belonging to Enel Generación Perú S.A.A, using real-time monitoring. The TG is a Siemens brand, model SGT6-5000F, single-shaft, 200 MW for heavy duty work.

With the methodology, the aim is to maintain the net performance of the TG at reference values or very close to it, in order to avoid stops of the TG that require corrective maintenance to be carried out to change the final filters of the TG. intake or automatic or manual off-line washing of the compressor; and rather achieve adequate operation and reduce operating costs.

For the implementation of the methodology, mathematical expressions related to the performance of the TG will be used, based on energy diagnosis methods that constitute the basis for the implementation of the real-time control and supervision system of the performance of TG. The calculation for real-time performance monitoring and improvement will be implemented with OSIsoft's PI software, version 10.0.8628, which is a software solution for collecting, storing, analyzing and providing information to users. OSIsoft PI, has a communications interface to obtain data from the TG using the Siemens SPPA-T3000 system, version 4.1. OSIsoft PI, after organizing, improving and storing the data, processes it to deliver it to the end user in real time, through its PI Visualization Tool component.

INTRODUCCIÓN

La producción de energía eléctrica tiene como fuentes a los combustibles fósiles o la energía nuclear. Pero, con el agotamiento de estas fuentes y la contaminación ambiental debido a las emisiones de gases de efecto invernadero, la proporción de energía eléctrica generada a partir de energías renovables ha venido en aumento gradualmente para reemplazar a los otros sistemas de generación de energía eléctrica [11, 43]. La producción de energía a partir de las energías renovables varía de acuerdo con las condiciones naturales, como la velocidad del viento, radiación solar, etc., por lo que se viene estudiando cómo superar el problema de la intermitencia de las energías renovables y su almacenamiento [26]. Frente a esta realidad, en la actualidad, se está prestando atención a las TGs para la producción de energía eléctrica en el orden de los cientos de megavatios [44].

Las TGs son máquinas de combustión interna, utilizan la energía gaseosa del aire para convertir la energía química del combustible en energía mecánica y operan según estándar de aire de Brayton [21] y emiten menos contaminantes, porque usualmente emplean gas natural como combustible. Además, las TGs pueden lograr arranques y paradas rápidamente en comparación con otros sistemas de generación de energía, como la generación de energía nuclear y de carbón, así como una operación rápida de seguimiento de carga. Las TGs desarrolladas recientemente emplean la combustión de mezclas de hidrógeno y gas natural, que hace posibles operaciones más ecológicas [11, 15, 38].

Las TGs producen grandes cantidades de energía eléctrica en forma eficiente, por lo que son usadas como generadores confiables de energía. Se ha determinado que el rendimiento de las TGs está en función de numerosos parámetros operativos y variables ambientales. Los efectos de esas variables en dicho rendimiento pueden mitigarse utilizando técnicas de monitoreo. Por lo tanto, se pueden eliminar los costos de mantenimiento adicionales, los costos de defectos de componentes y los costos de mano de obra [2,11].

La TG, materia de estudio de la presente tesis, pertenece a la unidad TG-8 en ciclo abierto de la CTSR y está compuesta por una TG, un alternador eléctrico y un transformador de potencia. Esta unidad entró en operación comercial el año 2009 para despacho en base, obedeciendo al incremento de demanda de energía eléctrica y tuvo un contrato de gas tipo “Take or pay”. La TG de esta unidad es marca SIEMENS, modelo SGT6-5000F de un solo eje, de 200 MW cuyo combustible es el gas natural. La CTSR pertenece a ENEL GENERACIÓN PERU S.A.A. y está ubicada en la Calle José de Rivera y Dávalos N° 201; cuadra 15 del Jirón Ancash, en la provincia de Lima, departamento de Lima. Sus instalaciones están divididas por la vía ferroviaria Lima-Huancayo en dos zonas conocidas como Santa Rosa Antigua (lado sur) y Santa Rosa Nueva (lado norte), ver Figura 1.1.



Figura 1.1: Plano de ubicación de la CTSR.

(Fuente: Referencia [17])

En la CTSR, existen dos tipos de TGs, el primer tipo se tiene 4 turbinas aeroderivadas de marca PRATT AND WHITNEY de 25 MW, cada una, instaladas en la planta UTI y en el segundo tipo se tiene dos TGs industriales o pesadas, marca SIEMENS de 120 MW y 200

MW, instaladas en las plantas WHS y SMS, respectivamente. La capacidad instalada de la CTSR es de 420 MW. Todas las unidades de la CTSR operan en ciclo abierto.

Actualmente, la CTSR cuenta con un sistema de control distribuido SPPA-T3000, marca SIEMENS, para el control del funcionamiento y modos de operación de la unidad TG-8, también para supervisar los parámetros operativos de la TG, mediante pantallas gráficas y generación de alarmas. Este sistema de control distribuido no supervisa el rendimiento de la TG para planificar las acciones correctivas de control secuencial para mejorar su rendimiento, porque la empresa ENEL GENERACIÓN Perú no ha contratado los servicios del fabricante, SIEMENS, para la implementación del servicio de supervisión en tiempo real del rendimiento de la TG, debido a sus altos costos.

Recientemente, ENEL GENERACIÓN Perú, ha adquirido una licencia corporativa del software PI de OSIsoft, tipo SCADA para ser usado de forma extensiva en todas las centrales de generación que posee. Este software, accesa al servidor de datos del sistema SPPA-T3000 para obtener datos operativos de la TG y usarlos en operaciones matemáticas y en una programación estructurada textual, con cuyos resultados se diseñan displays gráficos numéricos y de tendencias en tiempo real e históricas.

El alcance de la tesis contempla la implementación de una metodología de control para mejorar el rendimiento de la TG de ciclo abierto, que es afectado por los factores de mayor impacto, localizados en los sistemas de filtrado de aire de admisión y compresión. No se consideran los factores ubicados en los sistemas de combustión y enfriamiento de la TG. Se empleará supervisión en tiempo real con la finalidad de planificar las acciones correctivas de control secuencial para mejorar su rendimiento, empleando métodos de diagnóstico energéticos.

Para la implementación de la metodología de control, se emplearán recursos de hardware y software existentes en la empresa, tales como el software PI de OSIsoft y el servidor de datos del sistema SPPA-T3000. Con estos recursos se diseñarán displays gráficos numéricos y de tendencias necesarios para los objetivos de la tesis.

La tesis está organizada como se describe a continuación.

En el Capítulo 1, se presenta los antecedentes bibliográficos o estado del arte, la descripción de la realidad problemática, la formulación del problema, la justificación e

importancia de la investigación, los objetivos e hipótesis del problema, las variables, la unidad de análisis, el tipo y nivel de la investigación, el período de análisis, las fuentes de información y las técnicas de recolección y procesamiento de datos.

En el capítulo 2, se presenta el funcionamiento de la TG, su clasificación, los componentes del grupo TG-8 de la CTSR, la dinámica de la TG basada en el ciclo de Brayton ideal y las expresiones matemáticas relacionadas con el rendimiento de la TG, basadas en métodos de diagnóstico energético.

En el Capítulo 3, se presenta la implementación de una metodología de control para mejorar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8, empleando supervisión en tiempo real con la finalidad de planificar las acciones correctivas de control secuencial para su mejora, mediante el software PI de OSIsoft para la elaboración de displays de objetos numéricos y de tendencias en tiempo real.

En el Capítulo 4, se desarrolla el análisis y la presentación de los resultados de la aplicación la metodología de control.

Finalmente, se presentan conclusiones, recomendaciones, referencias bibliográficas y anexos.

CAPITULO I

ANTECEDENTES Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes bibliográficos

La mejora de la potencia de las TG es un tema central de las investigaciones; que ha estado ligado principalmente a la mejora en las secciones del compresor y la cámara de combustión de la TG [31]. En [18], se propone el análisis termo energético, económico y ambiental en una planta de cogeneración con TG y se determinan los principales índices energéticos y sus rangos óptimos, para obtener niveles altos de rendimiento de la TG. El proceso de cálculo se realiza manualmente registrando datos en una hoja de Excel. En [36], se describen métodos, tecnologías y procesos específicos para realizar de forma manual y ad hoc el monitoreo de la condición del sistema de la TG y su rendimiento y expresa que existe la tendencia hacia la automatización del monitoreo remoto del rendimiento de la TG, así como el almacenamiento de datos centralizado para dicho monitoreo. En [20], se presenta un programa en Matlab para el monitoreo y seguimiento del rendimiento de la TG de doble eje, en diferentes escenarios, debido principalmente al ensuciamiento del compresor, también conocido como fenómeno de Fouling. El modelado de la turbina es realizado mediante métodos de caja blanca, pero no utiliza software de supervisión del rendimiento de la TG. En [37, 42], se propone una metodología para el análisis exergético de una TG de ciclo simple y se presenta gráficas del rendimiento exergético y energético de la TG mediante un proceso de cálculos manual. En [13, 14], se plantea que para aumentar la vida útil de la TG controlando su rendimiento, se debe realizar un monitoreo basado en sensores, pero solo se limita a hacer la propuesta. Según [8, 22, 24], La aerodinámica, como la corrosión, la erosión y el ensuciamiento de los álabes del compresor afectan el rendimiento y únicamente proponen monitoreo de esos factores que afectan al rendimiento. En [29], se plantea que el aire se enfría antes de ingresar al compresor para aumentar la potencia de salida a una temperatura ambiente alta y mejorara el rendimiento, no hay un monitoreo directo del rendimiento y la generación de señales de control como consecuencia del monitoreo del rendimiento. En [27, 39, 45], afirman que los impactos aerodinámicos en las partes de la TG causan degradación y su correlación con el rendimiento general de la TG se deteriora, pero no proponen cómo afrontar este deterioro. En [13, 16, 23, 30], se sostiene para controlar el rendimiento y mejorarlo se debe

emplear enfriadores mecánicos del aire de entrada a la turbina, pero los costos de esta solución son relativamente altos, no se hace propuestas de solución en tiempo real.

En la presente tesis, a diferencia de los antecedentes bibliográficos revisados, se propone una metodología de control para mejorar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR, empleando supervisión en tiempo real con la finalidad de planificar las acciones correctivas de control secuencial para su mejora, empleando la base de datos de las variables de entrada y salida de la TG, accesada mediante una interface de un software de supervisión y control. El modelo matemático empleado se basa en fundamentos energéticos de las leyes de la termodinámica.

1.2. Descripción de la realidad problemática

El control y supervisión en tiempo real del estado operativo es una parte esencial del mantenimiento y pronóstico basado en la condición y la gestión del estado de una TG.

La TG opera en un entorno hostil que crea mecanismos de degradación en sus piezas. La degradación estructural aumenta el riesgo de fallo mecánico y la consiguiente avería del sistema. Al mismo tiempo, los mecanismos de degradación alteran la geometría y la rugosidad de las superficies aerodinámicas, lo que afecta el rendimiento de los componentes y el rendimiento general del sistema compresor de la TG. La degradación estructural suele ocurrir lentamente a largo plazo y el rendimiento de la TG no se puede recuperar sin reemplazar las piezas degradadas. Además, de la degradación estructural, la deposición de partículas de aerosol en el sistema de filtración y en las superficies aerodinámicas altera los patrones de flujo interno de la condición óptima de diseño. La degradación a corto plazo se puede recuperar en su mayor parte lavando y limpiando las partes afectadas [32].

Debido a mecanismos de degradación tanto recuperables como no recuperables, el rendimiento de la TG se deteriora durante el tiempo de funcionamiento y conduce a un mayor consumo de combustible, una operación antieconómica y un aumento de las emisiones de gases de efecto invernadero (NO_x y CO₂). Al mismo tiempo, los mecanismos de degradación aumentan el riesgo de fallos mecánicos y paradas no planificadas [28].

Actualmente, no se realiza la supervisión en tiempo real del rendimiento de la TG de la unidad TG-8, por lo que no es posible determinar el momento más adecuado para tomar las acciones de control secuencial necesarias y oportunas para evitar las paradas forzadas

para un mantenimiento correctivo, esto impactaría negativamente en el índice de disponibilidad de la unidad de generación de energía, los objetivos de la empresa como corporación y las utilidades económicas, porque obligaría a la empresa el pago de una multa por parada forzosa al Comité de operación económica del sistema (COES).

1.3. Formulación del problema

En la presente tesis, se busca mantener el rendimiento de la turbina en valores de diseño o muy cercanos a él, con la finalidad de evitar paradas de la TG que obliguen la realización de mantenimientos correctivos para el cambio de filtros finales de admisión o lavados off-line o manuales del compresor; además, lograr una operación óptima para reducir los costos operativos.

1.4. Justificación e importancia de la investigación

No existiendo en la actualidad en la CTSR un medio para controlar y supervisión en tiempo real del rendimiento de la TG, que permita realizar mantenimientos programados y evitar paradas forzosas para mantenimiento correctivo con afectación mínima del índice de disponibilidad de la unidad de generación y multas impuestas por el COES, en la presente tesis, se desarrolla una metodología de control para mejorar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8 en ciclo abierto, de la CTSR, empleando supervisión en tiempo real.

1.5. Objetivos

1.5.1. General

Mejorar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR mediante una metodología de control empleando supervisión en tiempo real.

1.5.2. Específicos

- Desarrollar un sistema de supervisión en tiempo real que permita adquirir data, calcular el rendimiento y mostrar data de una TG de la CTSR.
- Desarrollar una metodología de control empleando un sistema de supervisión en tiempo real y acciones de control secuencial que permita mejorar el rendimiento de una TG de la CTSR.
- Evaluar el desempeño de la metodología de control, mediante una precisión establecida a máxima generación de una TG de la CTSR.

1.6. Hipótesis

1.6.1. Hipótesis principal

La aplicación de una metodología de control empleando supervisión en tiempo real permitirá mejorar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR.

1.6.2. Hipótesis secundarias

- La metodología de control empleando supervisión en tiempo real permitirá mejorar la presión diferencial de los filtros de admisión de una TG de la CTSR.
- La metodología de control empleando supervisión en tiempo real permitirá mantener el rendimiento de una TG de la CTSR dentro de una brecha de control establecida.

1.7. Variables e indicadores

1.7.1. Variable independiente

La variable independiente es la metodología de control del rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR.

1.7.2. Variables dependientes

La variable dependiente es el rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR.

1.7.3. Indicadores

1.7.3.1. Indicadores de la variable independiente

El indicador de la variable independiente es el error porcentual del rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR a máxima generación.

1.7.3.2. Indicadores de la variable dependiente

El indicador de la variable dependiente es el valor de la precisión estática medido a máxima generación.

1.8. Unidad de análisis

La unidad de análisis de la presente tesis constituye la metodología de control para determinar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la Central Térmica Santa Rosa.

1.9. Tipo y nivel de investigación

El tipo de investigación es “Científica aplicada, con enfoque cuantitativo”. El diseño de la investigación es “Experimental (explicativo)”, porque se desarrolla una metodología de control para mejorar el rendimiento de la TG de la TG-8 de la CTSR.

El nivel de investigación es de una maestría en ciencias, porque propone modelos matemáticos basados en métodos de diagnóstico energético para el cálculo del rendimiento de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR, la supervisión y control de dicho rendimiento, empleando datos adquiridos de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR en tiempo real.

1.10. Periodo de análisis

El período de análisis es de 30 minutos [5].

1.11. Fuentes de información e instrumentos utilizados

Las fuentes de información utilizadas están constituidas por revistas indexadas, en las que se publican artículos tipo journal y conferencias. También se ha empleado información técnica del fabricante de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR. Los instrumentos utilizados para la búsqueda de información son Web of Science (WoS), Scopus y Google Scholar.

1.12. Técnicas de recolección y procesamiento de datos

La fuente de datos está constituida por todas las variables operativas involucradas de la TG de la unidad TG-8 de la CTSR, adquiridas y almacenadas en forma automática con una periodicidad de 1 segundo por el sistema SPPA-T3000 de Siemens. A su turno, el procesamiento de los datos se realizará mediante el sistema PI de OSIsoft, que es una solución de software para recopilar, almacenar, analizar y proporcionar información a los usuarios. Este software dispone de una interface, PI Interface, que permite la comunicación con el sistema SPPA-T3000 y el servidor de datos de PI de OSIsoft, que luego de organizar, mejorar y almacenar los datos los procesa para entregarlo al usuario final en tiempo real, mediante una interface denominada PI Visualization Tool.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL

En este capítulo se presenta el funcionamiento de la TG, su clasificación, los componentes de la unidad TG-8 de la CTSR, la dinámica de la TG basada en el ciclo de Brayton ideal y las expresiones matemáticas relacionadas con el rendimiento de la TG, basadas en métodos de diagnóstico energético.

2.1. Funcionamiento de la TG

La Figura 2.1, muestra el sistema de una TG, compuesto por un compresor de aire, una cámara de combustión y una turbina. El aire a presión atmosférica ingresa al compresor por el punto (1), para incrementar su presión a la salida del compresor en el punto (2) e ingresa a la cámara de combustión para mezclarse con el combustible y producir gas caliente en expansión que ingresa a la turbina por el punto (3) e impulsar a la Turbina para generar energía mecánica en su eje, que gira a una determinada velocidad rotacional. Finalmente, los gases de escape salen de la turbina por el punto (4).

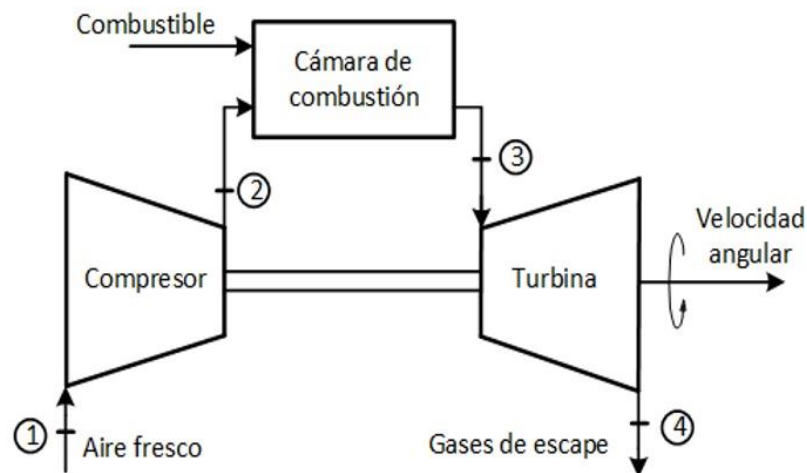


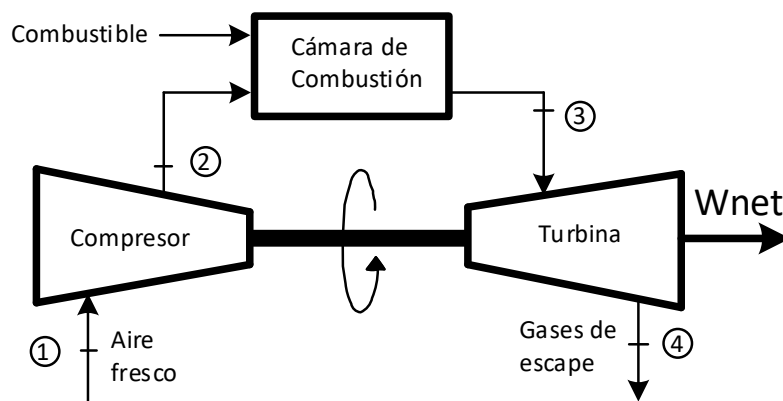
Figura 2.1: Turbina a gas de ciclo abierto y de un solo eje.
(Fuente: Referencia [9]).

2.2. Clasificación de las TGs

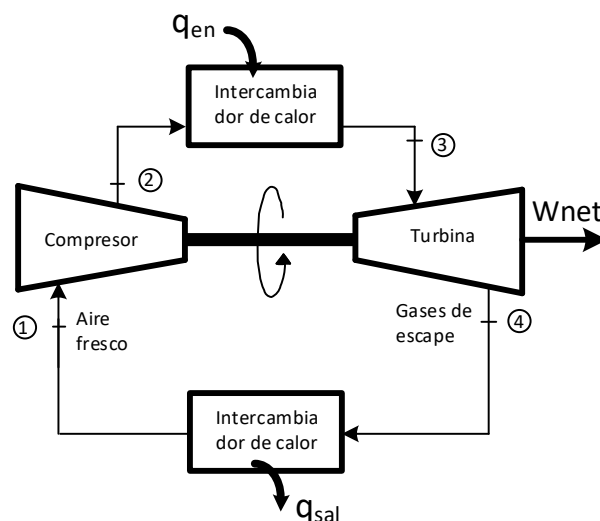
2.2.1. Según el ciclo térmico de trabajo

Según el ciclo del fluido de trabajo, las TGs se dividen en TGs de ciclo abierto y TGs de ciclo cerrado.

En las TGs de ciclo abierto, Figura 2.2(a), el fluido de trabajo, que es el aire de la atmósfera ingresa al compresor, donde se comprime a alta presión, luego ingresa a la cámara de combustión para mezclarse con el combustible y producir combustión a elevada temperatura. Los productos de combustión se expanden en la turbina y se descargan al ambiente. Parte de la potencia desarrollada en la turbina se utiliza en el compresor con la restante se genera electricidad u otras aplicaciones.



(a)



(b)

Figura 2.2: Turbina a gas (a) en ciclo abierto y (b) en ciclo cerrado

En las TGs de ciclo cerrado, Figura 2.2(b), el fluido de trabajo recibe energía mediante transferencia de calor a partir de una fuente externa, tal como un reactor nuclear. El gas que sale de la turbina pasa por un intercambiador de calor, para enfriarse y volver a ingresar al compresor.

2.2.2. Según el número de ejes

Pueden ser de un solo eje o de doble eje o de eje partido. Las TGs de un solo eje, usualmente utilizadas para la generación comercial eléctrica, en este caso, el compresor, la turbina de expansión y el generador eléctrico giran de una forma solidaria con un único eje de rotación, ver Figura 2.3(a).

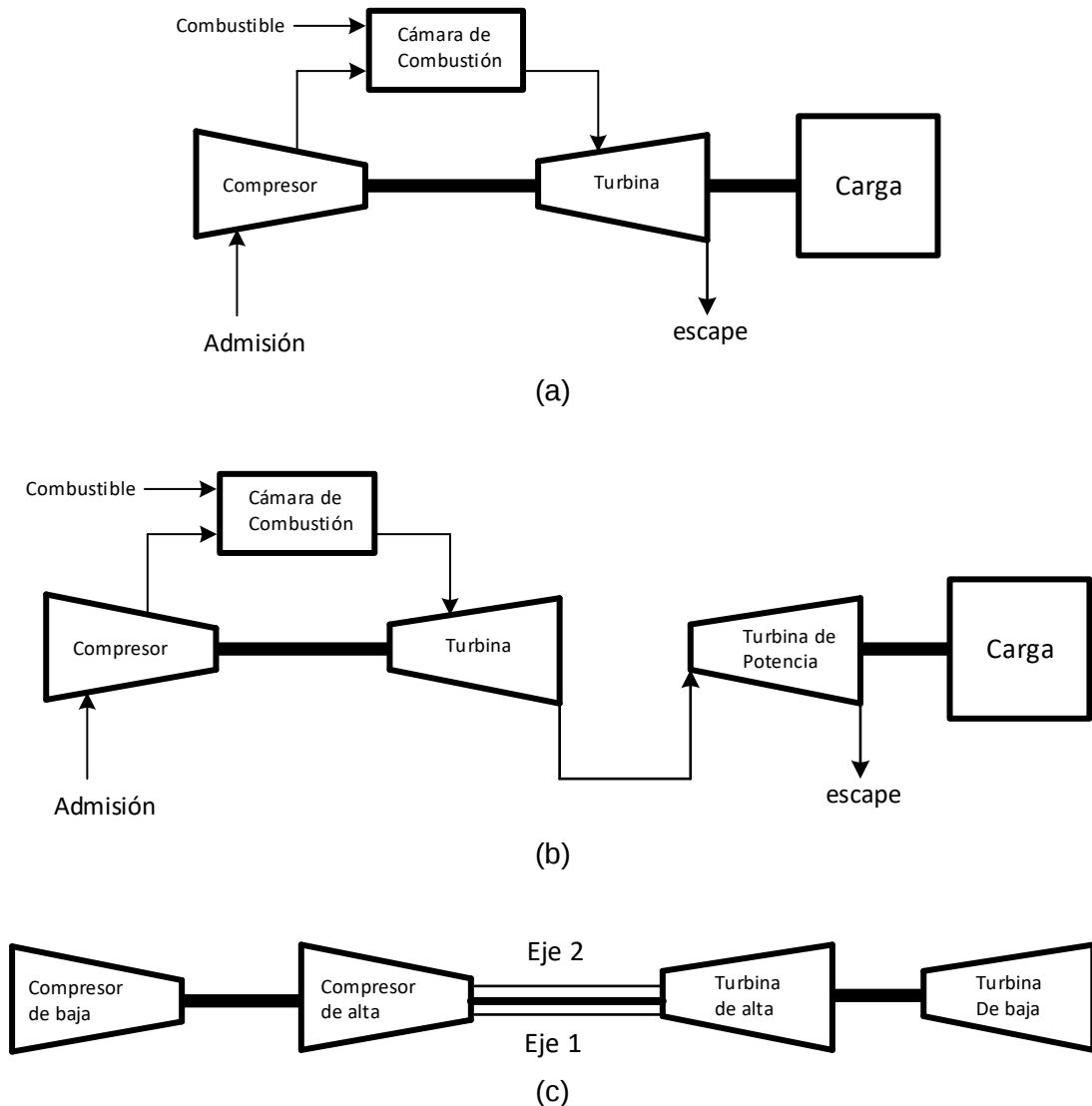


Figura 2.3: Turbina a gas (a) de un solo eje, (b) de doble eje (eje partido de cuerpo simple) y (c) de doble eje (doble cuerpo).

En las TGs de doble eje se tiene dos subtipos, el primero es la TG de eje partido, donde sus dos ejes giran independientemente, en el primer eje están acoplados una de las dos turbinas y el compresor, al que arrastra. En el segundo eje están acoplados la segunda turbina y la carga, siendo esta turbina la que realmente genera la potencia, ver Figura 2.3(b). El segundo subtipo, denominado TG de doble cuerpo, está compuesto por dos compresores independientes, uno de alta presión y otro de baja presión, el primero está acoplado a una turbina de baja presión para impulsarlo y el segundo está acoplado a una turbina de alta presión para impulsarlo. Ambos acoplamientos o ejes están montados uno sobre otro, Figura 2.3(c).

2.2.3. Según su diseño y tipo de aplicación

Las TGs pueden ser aeroderivadas o estacionarias. En la aeronáutica, las TGs impulsan y mueven aeronaves por el aire. El empuje obedece a la tercera ley Newton, de acción y reacción. Las TGs estacionarias están vinculadas a electro generadores, bombas o compresores para impulsar turbogeneradores, turbobombas o turbocompresores de gran potencia. Si el eje principal de la TG está acoplado a un generador eléctrico se usa para producir energía eléctrica. Las TGs se pueden dividir en 5 grupos, [9], según su estructura, aplicación y potencia de salida (MW):

- Microturbinas a gas (MTG), potencia de 20-350 KW y 15-25% de eficiencia.
- Pequeñas TGs para aplicaciones de ciclo simple, potencia de 0,5-2,5 MW y 15-25% de eficiencia.
- TGs aeroderivadas para la industria aeroespacial, potencia 2,5-50 MW y eficiencia del 35-45%.
- TGs para trabajos pesados de tipo bastidor para grandes unidades de generación de energía, potencia de 3 a 480 MW y eficiencia del 30 al 46 %.
- TGs de tipo industrial de uso extensivo en plantas petroquímicas, potencia de 2,5-15 MW y eficiencia de 30-39%.

2.3. Componentes principales de la unidad TG-8

La unidad TG-8 de la CTSR está conformado por los siguientes componentes:

- Motor eléctrico de arranque. Su función es proveer la torsión necesaria para el movimiento inicial y la aceleración de la turbina y el generador eléctrico, desde el giro de virado hasta una velocidad autosustentable. Otra función es el lavado del compresor off-line. La potencia este motor es de 3000 HP y su alimentación es trifásica de 4.16 KV a 60 HZ.
- Motor de virado. Su función es hacer girar al eje de acoplamiento turbina-generador eléctrico, para su enfriamiento lento a partir del momento en que se ha detenido y evitar su deformación. La potencia de este motor es de 12 HP y su alimentación es de 125 VDC.
- Generador Eléctrico. Su función es convertir la energía rotacional (cinética) de la turbina a energía eléctrica trifásica para ser entregada al sistema eléctrico peruano. El Generador eléctrico es marca SIEMENS AEROPAC II, enfriado por aire, con potencia nominal de 225 MVA, factor de potencia de 0.8, trifásico, con voltaje de salida de 16.5 KV a 60HZ y velocidad rotacional de 3600 RPM.
- Casa de filtros de admisión. Su función es limpiar el aire del medio ambiente de las impurezas como polvo o de obstáculo para el ingreso de aves o basura que sea de perjuicio para el compresor y está compuesto por prefiltros y filtros finales de admisión.
- Compresor. Su función es inyectar el aire a presión para la combustión del gas y la refrigeración de las zonas calientes de la turbina. El tipo del compresor es axial, de alto rendimiento y posee 16 etapas.
- Cámara de combustión. Lugar donde se produce la combustión de la mezcla del gas natural con el aire a presión. La cámara de combustión está equipada con 16 combustores de emisiones secas de bajo NOx (DLN) dispuestos en un arreglo circular alrededor de la línea central del eje de la turbina.
- Turbina. Consta de 4 etapas de expansión. La temperatura de los gases de entrada puede llegar a 615°C, mientras que los gases de salida alcanzan 608°C.
- Sistemas auxiliares. Constituidos por los siguientes sistemas: De lavado del compresor, de suministro de combustible de gas natural, de lubricación, de refrigeración Aire-Aire, de levante, de control, de excitación y de media tensión.

2.4. Dinámica de la TG basada en el ciclo de Brayton ideal

Para describir la dinámica de la TG se usa el ciclo Brayton ideal, que consta de dos procesos isobáricos y dos isoentrópicos [9]. Los dos procesos isobáricos se producen en la cámara de combustión de la turbina a gas y los dos procesos isoentrópicos representan procesos de compresión y expansión.

La Figura 2.4, muestra una aplicación simplificada de la primera ley de la termodinámica del ciclo de Brayton de aire estándar en ausencia de cambios en la energía cinética y potencial.

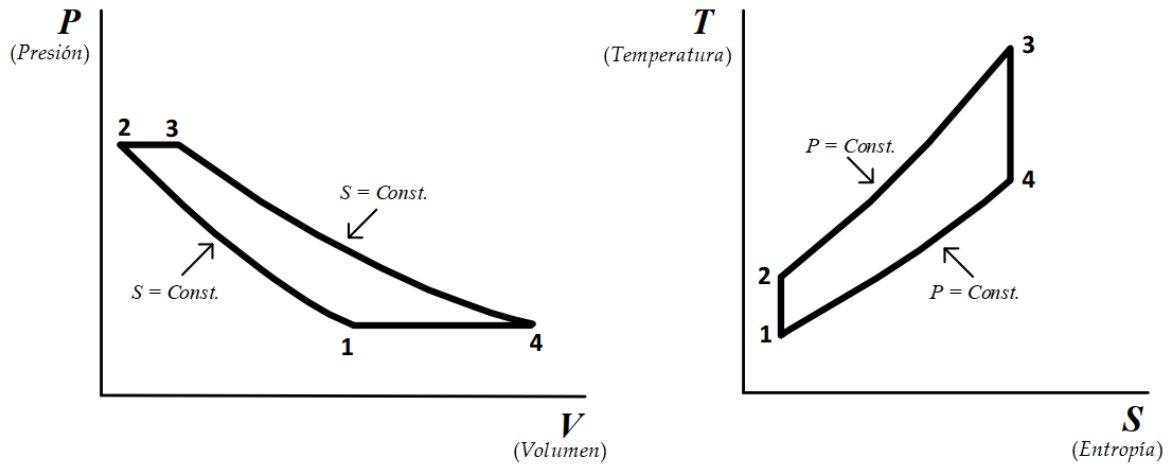


Figura 2.4: Ciclo de Brayton ideal para una TG de ciclo abierto

(Fuente: Referencia [9])

El trabajo por unidad de masa del compresor ($\dot{W}_C$), de la turbina ($\dot{W}_t$) y del ciclo ($\dot{W}_{cyc}$) está dado por las expresiones (2.1), (2.2) y (2.3), respectivamente. Por otro lado, el Heat Rate (HR) está dado por la expresión (2.4) y el rendimiento (η) por la expresión (2.5) [15].

$$\dot{W}_C = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a - \dot{m}_f)(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

$$\dot{W}_{cyc} = \dot{W}_t - \dot{W}_C \quad (2.3)$$

$$HR = \frac{1000MBTU_{fuel}}{24\dot{W}_{cyc}} \quad (2.4)$$

$$\eta = \frac{3600}{HR} \times 100 \quad (2.5)$$

Donde $\dot{m}_a$ es la masa de aire, $\dot{m}_f$ es la masa de combustible, h_1 , h_2 , h_3 y h_4 son las entalpías de los estados de 1 a 4, respectivamente y $MBTU_{fuel}$ es la unidad de energía térmica inglesa en mega BTU del combustible.

2.5. Expresiones matemáticas para la determinación del rendimiento de la TG, basados en métodos de diagnóstico energético.

Para el desarrollo de esta sección, se emplea la información proporcionada por el fabricante de la TG, el Manual de pruebas del rendimiento térmico de la TG marca Siemens, modelo SGT6-5000F [40], concordante con el documento técnico ASME PTC 22 [5].

El diagnóstico energético aplicado a la TG está constituido por tres fases: La adquisición de datos de la TG, el procesamiento de los datos mediante expresiones matemáticas y ejecución de acciones de control secuencial más adecuadas para mejorar el ahorro de energía proveniente del combustible para generar potencia.

El rendimiento de la TG es inversamente proporcional al Heat Rate neto corregido y este a su vez está relacionado con el Heat Rate bruto y por factores de corrección. El Heat Rate Bruto permite cuantificar la energía proveniente del combustible para generar potencia y las ganancias o pérdidas económicas relacionadas. En consecuencia, se debe controlar el rendimiento de la TG para mejorar el ahorro de energía proveniente del combustible para generar potencia.

Como se verá en este capítulo, escapan a las acciones de control secuencial las pérdidas por servicios auxiliares por ser un valor fijo e inherentes a la planta para producir energía eléctrica. De igual manera, las pérdidas por factor de potencia, las pérdidas en el sistema de excitación y las pérdidas en el transformador principal, que dependen del factor de potencia del alternador eléctrico y del Comité de operación económica del sistema (COES).

Para el desarrollo de esta sección, es necesario enunciar las siguientes definiciones:

- Rendimiento clásico (η): Es la relación entre energía entregada y la energía consumida, puede estar representada porcentualmente. Es adimensional.
- Rendimiento de la TG (η_{TG}): Es el rendimiento afectado por factores de corrección de potencia y Heat Rate.

- Potencia Bruta ($PWR_{GROSS,M}$): Es la potencia en MW, entregada por la unidad de generación en bornes del alternador eléctrico.
- Heat Rate (HR): Es la relación entre la cantidad de calor del combustible y la energía eléctrica producida por la unidad de generación, en (BTU/KWh o KJ/KWh), también es conocido como consumo específico de calor.
- Heat Rate neto corregido ($HR(LHV)_{NET,C}$): Es el Heat Rate afectado por factores de corrección de potencia y Heat Rate.
- Poder calorífico inferior (LHV): Es la cantidad de energía que realmente es aprovechable que puede generar el gas natural por unidad de m³, al producirse una reacción química de oxidación.
- BTU: Unidad de energía térmica inglesa, donde 1BTU es la cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura de 1 libra de agua en condiciones atmosféricas normales a 1 grado Fahrenheit.
- Humedad relativa (HRx): Es la cantidad de vapor de agua contenida en el aire y la máxima cantidad de vapor de agua que pudiera contener a esa misma temperatura.
- Humedad específica (SHx): Es la cantidad de vapor de agua contenido en un determinado volumen de aire seco.
- Condiciones de referencia: son valores de rendimiento o potencia medidos a una cierta temperatura ambiental, humedad relativa, presión ambiental y otros parámetros ambientales u operativos que servirán como base de referencia.
- Factor de compresibilidad ($FactCompresi60F$): conocido también como el factor de compresión, es la razón del volumen molar de un gas con relación al volumen molar de un gas ideal a la misma temperatura y presión.
- Factor Beta del componente de gas ($FactorBeta_i$): Es la variación del volumen del componente gaseoso por incremento de la temperatura.
- Presión estática de entrada al compresor ($P1CLOSS$): Es la caída de presión de aire a la entrada del compresor, respecto del medio ambiente.

2.5.1. Determinación del rendimiento de la TG

La expresión general clásica del rendimiento está dada por:

$$\eta = \frac{3600}{HR} \times 100 \quad (2.6)$$

Donde:

- HR es el Heat Rate en KJ/KWh .

En la metodología de control se emplea el rendimiento de la TG usando la potencia corregida mediante factores de corrección obtenidos a partir de curvas de corrección proporcionadas por el fabricante, y el Heat Rate corregido mediante factores de corrección, obtenidos de manera similar que la potencia corregida.

El rendimiento de la TG se determina con la siguiente expresión:

$$\eta_{TG} = \frac{3600}{(HR(LHV)_{NET,C})} \times 100 \quad (2.7)$$

Donde:

- $HR(LHV)_{NET,C}$ es el Heat Rate neto corregido en KJ/KWh .

2.5.2. Factores de corrección para la Potencia y el Heat Rate

Los factores de corrección son números adimensionales que van a afectar la potencia o al Heat Rate a condiciones de referencia establecida por el fabricante [39] a ciertos parámetros ambientales u operativos, el valor de estos factores de corrección dependerá de cuanto es la desviación de los parámetros ambientales (temperatura ambiental, presión ambiental, humedad específica, etc.) u operativos (velocidad, factor de potencia, etc.) con respecto al de referencia y son determinados por ecuaciones también definidas por el fabricante proveniente de curvas de corrección.

Tabla 2.1: Condiciones de referencia establecidos por el fabricante de la TG
(Fuente: Referencia [39])

Condiciones de Referencia	Valores nominales	
Temperatura del aire de entrada	19	°C
Humedad Relativa	79	%
Presión Barométrica	988,3	mbar
Velocidad del eje del generador	3600	rpm
Temperatura del combustible de la TG	15,0	°C
Gas combustible H/C ratio	3,1333	
Gas combustible I/HC ratio	0,0237	

Los factores de corrección se han empleado para obtener el rendimiento de la TG a condiciones de referencia del fabricante, según la Tabla 2.1. Adicionalmente, se empleará la Tabla D.1 del Anexo D, para utilizar algunos parámetros relacionados con las propiedades de los componentes del gas combustible.

2.5.2.1. Factor de corrección por desviación de la temperatura de entrada al compresor

El Factor de corrección para la potencia FP_{T1C} y para el Heat Rate FHR_{T1C} , están en función de la desviación de la temperatura del valor medido respecto del valor de referencia ΔT_{1C} y están determinadas por las siguientes expresiones que han sido suministrada por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura 2.5.

Para una $\Delta T_{1C} \leq -4$:

$$FP_{T1C} = -6.57693 \times 10^{-6} \times (\Delta T_{1C})^3 - 2.06379 \times 10^{-4} \times (\Delta T_{1C})^2 - 8.11461 \times 10^{-3} \times (\Delta T_{1C}) + 1 \quad (2.8)$$

$$FHR_{T1C} = 5.43203 \times 10^{-6} \times (\Delta T_{1C})^3 + 1.44199 \times 10^{-4} \times (\Delta T_{1C})^2 + 2.69416 \times 10^{-3} \times (\Delta T_{1C}) + 1 \quad (2.9)$$

Para una $\Delta T_{1C} > -4$:

$$FP_{T1C} = -3.19309 \times 10^{-6} \times (\Delta T_{1C})^3 - 4.24464 \times 10^{-5} \times (\Delta T_{1C})^2 - 7.63523 \times 10^{-3} \times (\Delta T_{1C}) + 1 \quad (2.10)$$

$$FHR_{T1C} = -6.47539 \times 10^{-7} \times (\Delta T_{1C})^3 + 4.01746 \times 10^{-5} \times (\Delta T_{1C})^2 + 2.38001 \times 10^{-3} \times (\Delta T_{1C}) + 1 \quad (2.11)$$

La desviación de la temperatura de entrada al compresor está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta T_{1C} = T_{med} - T_{ref} \quad (2.12)$$

Donde:

- ΔT_{1C} : desviación de temperatura de entrada al compresor.
- T_{med} : valor medido de temperatura de entrada al compresor.
- T_{ref} : valor de referencia de temperatura de entrada al compresor.

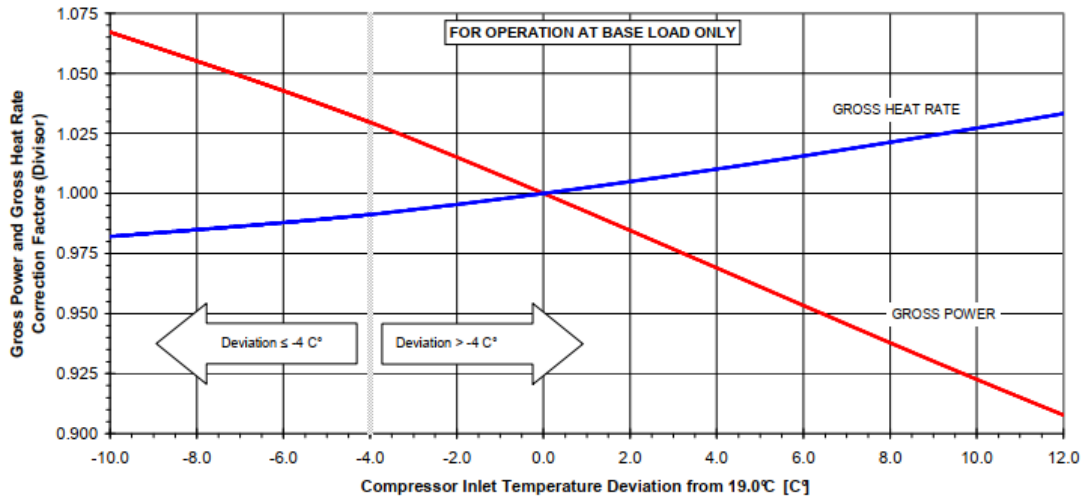


Figura 2.5: Curva de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación en la temperatura de entrada al Compresor.
(Fuente: Referencia [39])

2.5.2.2. Factor de corrección por desviación de la humedad específica de entrada al compresor

El Factor de corrección para la potencia FP_{SH} y para el Heat Rate FHR_{SH} , están en función de la desviación de la humedad específica del valor medido respecto del valor de referencia ΔSH y están determinadas por las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [40] y de acuerdo con la Figura E.1, (ver anexo E):

$$FP_{SH} = 1.02824 \times 10 \times (\Delta SH^3) - 2.95766 \times (\Delta SH^2) + 2.21341 \times 10^{-1} \times (\Delta SH) + 1 \quad (2.13)$$

$$FHR_{SH} = -5.16199 \times 10 \times (\Delta SH^3) + 5.71277 \times 10^{-1} \times (\Delta SH^2) + 2.69304 \times 10^{-1} \times (\Delta SH) + 1 \quad (2.14)$$

La desviación de la humedad específica está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta SH = SH_{med} - SH_{ref} \quad (2.15)$$

El cálculo de la humedad específica está dada por la siguiente expresión:

$$SH_x = \frac{P_{Wx} \times HR_x}{(P_x \times 1000 - P_{Wx} \times HR_x)} \quad (2.16)$$

La presión de vapor de agua está dada por la siguiente expresión:

$$P_{Wx} = \frac{e^{\left(\frac{C8}{(T_x+273.15)} + C9 + C10 \times (T_x+273.15) + C11 \times (T_x+273.15)^2 + C12 \times (T_x+273.15)^3 + C13 \times \ln(T_x+273.15)\right)}}{1000} \quad (2.17)$$

Donde:

- ΔSH : Desviación de humedad específica de entrada al compresor.
- T_x : Valor referencia de Temperatura de entrada al compresor (°C).
- P_{Wx} : Valor de referencia de Presión de vapor de agua (kPa).
- P_x : Valor de referencia de Presión Ambiental (bar).
- HR_x : Valor de referencia de Humedad relativa/100.
- SH_x : Valor de referencia de Humedad específica.
- C8: -5800.220600.
- C9: 1.391499.
- C10: -0.048640.
- C11: 4.176477×10^{-5} .
- C12: -1.445209×10^{-8} .
- C: 6.545967.
- X: subíndice que indica evaluada con valor medido (*med*) o de referencia (*ref*).

2.5.2.3. Factor de corrección por desviación de la presión ambiental de la TG

El Factor de corrección para la potencia $FP_{P_{amb}}$ y para el Heat Rate $FHR_{P_{amb}}$, están en función de la desviación de la presión ambiental del valor medido respecto del valor de referencia (ΔP_{AMB}) y están determinadas por las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [40] y de acuerdo con la Figura E.2, (ver anexo E):

$$FP_{P_{amb}} = 2.56353 \times 10^{-3} \times (\Delta P_{AMB}^3) + 3.79803 \times 10^{-4} \times (\Delta P_{AMB}^2) + 1.04283 \times (\Delta P_{AMB}) + 1 \quad (2.18)$$

$$FHR_{P_{amb}} = -6.88209 \times 10^{-2} \times (\Delta P_{AMB}^3) + 2.60218 \times 10^{-2} \times (\Delta P_{AMB}^2) - 2.19851 \times 10^{-2} \times (\Delta P_{AMB}) + 1 \quad (2.19)$$

La desviación de la presión ambiental está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P_{AMB} = P_{AMB_{med}} - P_{AMB_{ref}} \quad (2.20)$$

Donde:

- ΔP_{AMB} : Desviación de la presión ambiental.

- $P_{AMB_{med}}$: Valor medido de la presión ambiental.
- $P_{AMB_{ref}}$: Valor de referencia de la presión ambiental.

2.5.2.4. Factor de corrección por desviación de la velocidad angular de la TG

El Factor de corrección para la potencia FP_{RPM} y para el Heat Rate FHR_{RPM} , están en función de la desviación de la velocidad angular de la TG del valor medido respecto del valor de referencia (ΔRPM) y las expresiones por usar para el cálculo dependen de la temperatura ambiental, puede ser necesario interpolar entre dos expresiones de corrección consecutivas, para obtener un factor de corrección. Dichas expresiones son suministradas por el fabricante [40] y de acuerdo con la Figura E.3 y Figura E.4, (ver Anexo E):

Si la T_{AMB} es 30°C:

$$FP_{RPM} = -1.56648 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM)^3 - 1.83317 \times 10^{-7} \times (\Delta RPM)^2 + 6.05 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.21)$$

$$FHR_{RPM} = -1.56648 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM)^3 - 1.83317 \times 10^{-7} \times (\Delta RPM)^2 + 6.05 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.22)$$

Si la T_{AMB} es 25°C:

$$FP_{RPM} = -5.84442 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM)^3 - 5.48389 \times 10^{-7} \times (\Delta RPM)^2 + 5.83833 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.23)$$

$$FHR_{RPM} = -5.84442 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM)^3 - 5.48389 \times 10^{-7} \times (\Delta RPM)^2 + 5.83833 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.24)$$

Si la T_{AMB} es 19°C:

$$FP_{RPM} = -1.11528 \times 10^{-8} \times (\Delta RPM)^3 - 1.71904 \times 10^{-6} \times (\Delta RPM)^2 + 4.98301 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.25)$$

$$FHR_{RPM} = -1.11528 \times 10^{-8} \times (\Delta RPM)^3 - 1.71904 \times 10^{-6} \times (\Delta RPM)^2 + 4.98301 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.26)$$

Si la T_{AMB} es 15°C:

$$FP_{RPM} = -2.90261 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM)^3 - 2.31727 \times 10^{-6} \times (\Delta RPM)^2 + 3.77613 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.27)$$

$$FHR_{RPM} = -2.90261 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM^3) - 2.31727 \times 10^{-6} \times (\Delta RPM^2) + 3.77613 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.28)$$

Si la T_{AMB} es 10°C:

$$FP_{RPM} = 1.63309 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM^3) - 2.25291 \times 10^{-6} \times (\Delta RPM^2) + 2.18887 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.29)$$

$$FHR_{RPM} = 1.63309 \times 10^{-9} \times (\Delta RPM^3) - 2.25291 \times 10^{-6} \times (\Delta RPM^2) + 2.18887 \times 10^{-4} \times (\Delta RPM) + 1 \quad (2.30)$$

La desviación por velocidad angular de la TG tiene la siguiente expresión:

$$\Delta RPM = RPM_{med} - RPM_{ref} \quad (2.31)$$

Donde:

- ΔRPM : Desviación en la velocidad angular de la TG.
- RPM_{med} : Valor medido de la velocidad angular de la TG.
- RPM_{ref} : Valor de referencia de la velocidad angular de la TG.

2.5.2.5. Factor de corrección por desviación de la composición del gas combustible

Para determinar el factor de corrección para la potencia ($FP_{C/H}$)($FP_{I/HC}$) y para el Heat Rate ($FHR_{C/H}$)($FHR_{I/HC}$), se utilizarán dos Factores de corrección para la potencia ($FP_{C/H}$)($FP_{I/HC}$) y para Heat Rate ($FHR_{C/H}$)($FHR_{I/HC}$) por desviación en la composición del gas combustible con respecto a la del gas combustible de referencia.

La primera corrección se basa en la relación de masa de carbono a hidrógeno de los componentes del gas combustible, incluido el hidrógeno. Esta relación se abrevia como C/H. gas combustible, incluido el hidrogeno.

El segundo se basa en la relación de masa entre los componentes inertes y los componentes no inertes del gas combustible. Esta relación se conoce como relación de masa “Inertes/Hidrocarburos” (abreviada como I/HC).

Para determinar el factor de corrección para la potencia y para el Heat Rate, están dadas por las siguientes expresiones:

$$[(FP_{C/H})(FP_{I/HC})]=FP_{C/H} \times FP_{I/HC} \quad (2.32)$$

$$[(FHR_{C/H})(FHR_{I/HC})]=FHR_{C/H} \times FHR_{I/HC} \quad (2.33)$$

2.5.2.6. Factor de corrección por desviación de la relación C/H

Los factores de corrección para la potencia $FP_{C/H}$ y para el Heat Rate $FHR_{C/H}$ están en función de la desviación de la relación de masa de carbono a hidrogeno del valor medido respecto al valor de referencia ($\Delta C/H$) y estan dadas por las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [40] y de acuerdo con la Figura E.5, (ver Anexo E):

$$FP_{C/H} = -2.59345 \times 10^{-4} \times [(\Delta C/H)^3] + 2.47995 \times 10^{-3} \times [(\Delta C/H)^2] - 1.32212 \times 10^{-2} \times (\Delta C/H) + 1 \quad (2.34)$$

$$FHR_{C/H} = 5.38197 \times 10^{-4} \times [(\Delta C/H)^3] - 3.40872 \times 10^{-4} \times [(\Delta C/H)^2] + 4.34291 \times 10^{-3} \times (\Delta C/H) + 1 \quad (2.35)$$

La desviación de la relación de masa de carbono a hidrogeno del valor medido respecto al valor de referencia, está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta C/H = C/H_{med} - C/H_{ref} \quad (2.36)$$

Donde:

- $\Delta C/H$: Desviación de la relación C/H del gas combustible.
- C/H_{med} : Valor medido de la relación C/H de la composición del gas combustible.
- C/H_{ref} : Valor de referencia de la relación C/H de la composición del gas combustible.

2.5.2.7. Factor de corrección por desviación de la relación I/HC

Los factores de corrección para la potencia $FP_{I/HC}$ y para el Heat Rate $FHR_{I/HC}$ están en función de la desviación de la relación de masa de componentes inertes y no inertes del valor medido respecto al valor de referencia ($\Delta I/HC$) y están dadas por las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.6, (ver Anexo E):

$$FP_{\frac{I}{HC}} = 1.23916 \times 10^{-1} \times \left[\left(\frac{\Delta I}{HC} \right)^3 \right] + 2.21992 \times 10^{-3} \times \left[\left(\frac{\Delta I}{HC} \right)^2 \right] + 4.14061 \times 10^{-2} \times \left(\frac{\Delta I}{HC} \right) + 1 \quad (2.37)$$

$$FHR_{\frac{I}{HC}} = 1.47414 \times 10^{-1} \times \left[\left(\frac{\Delta I}{HC} \right)^3 \right] - 1.76146 \times 10^{-3} \times \left[\left(\frac{\Delta I}{HC} \right)^2 \right] - 1.48512 \times 10^{-2} \times \left(\frac{\Delta I}{HC} \right) + 1 \quad (2.38)$$

La desviación de la relación de masa de componentes inertes y no inertes del valor medido respecto al valor de referencia está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta I/HC = I/HC_{med} - I/HC_{ref} \quad (2.39)$$

Donde:

- $\Delta I/HC$: Desviación de la relación I/HC del gas combustible
- I/HC_{med} : Valor medido de la relación I/HC de la composición del gas combustible.
- I/HC_{ref} : Valor de referencia de la relación I/HC de la composición del gas combustible.

2.5.2.8. Factor de corrección por desviación de la Temperatura del gas combustible

El Factor de corrección para la potencia FP_{TGAS} y para el Heat Rate FHR_{TGAS} , están en función de la desviación de la temperatura del gas combustible del valor medido respecto del valor de referencia ($\Delta TGAS$) y están determinadas por las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.7, (ver Anexo E):

$$FP_{TGAS} = -9.15334 \times 10^{-11} \times (\Delta T_{GAS})^3 - 5.72697 \times 10^{-10} \times (\Delta T_{GAS})^2 - 4.99476 \times 10^{-6} \times (\Delta T_{GAS}) + 1 \quad (2.40)$$

$$FHR_{TGAS} = -1.08028 \times 10^{-10} \times (\Delta T_{GAS})^3 + 9.05745 \times 10^{-9} \times (\Delta T_{GAS})^2 - 4.83494 \times 10^{-5} \times (\Delta T_{GAS}) + 1 \quad (2.41)$$

La desviación de la temperatura del gas combustible está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta TGAS = TGAS_{med} - TGAS_{ref} \quad (2.42)$$

Donde:

- $\Delta TGAS$: Desviación de la Temperatura del gas combustible.
- $TGAS_{med}$: Valor medido de la Temperatura del gas combustible.
- $TGAS_{ref}$: Valor de referencia de la Temperatura del gas combustible.

2.5.2.9. Factor de corrección por exceso de pérdida de presión de entrada al compresor

Los factores de corrección por exceso de pérdida de presión de entrada al compresor para la potencia $FP_{P1CLOSS}$ y para el Heat Rate $FHR_{P1CLOSS}$, están dadas por las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.9, (ver Anexo E):

$$FP_{P1CLOSS} = -2.09046 \times 10^{-8} \times (\text{Exceso de } P1C_{LOSS}^3) + 2.0907 \times 10^{-7} \times (\text{Exceso de } P1C_{LOSS}^2) - 1.50148 \times 10^{-3} \times (\text{Exceso de } P1C_{LOSS}) + 1 \quad (2.43)$$

$$FHR_{P1CLOSS} = 1.73617 \times 10^{-8} \times (\text{Exceso de } P1C_{LOSS}^3) + 6.01245 \times 10^{-7} \times (\text{Exceso de } P1C_{LOSS}^2) + 4.79477 \times 10^{-3} \times (\text{Exceso de } P1C_{LOSS}) + 1 \quad (2.44)$$

Si se toman medidas de rendimiento después del período nuevo y limpio, el rendimiento se corregirá por ensuciamiento del sistema de entrada (exceso de pérdida de presión estática de entrada al compresor).

$$\text{Exceso de } P1C_{LOSS} = P1C_{LOSS (MEDIDO),C} - P1C_{LOSS (NUEVO Y LIMPIO),C} \quad (2.45)$$

Donde:

- Exceso de $P1C_{LOSS}$: Exceso de la pérdida de presión estática de entrada al compresor.
- $P1C_{LOSS (MEDIDO),C}$: Corrección del valor medido de la pérdida de presión estática de entrada al compresor.
- $P1C_{LOSS (NUEVO Y LIMPIO),C}$: Corrección del valor nuevo y limpio de la pérdida de presión estática de entrada al compresor.
- x : subíndice que indica limpio (nuevo y limpio) o prueba de rendimiento (medido).

Las pérdidas de presión estática de entrada al compresor del valor de prueba de rendimiento y del valor de nuevo y limpio deben corregirse por desviación de la temperatura valor (medido o valor nuevo y limpio) de entrada al compresor respecto al valor de referencia:

$$P1C_{LOSS (x),C} = \frac{P1C_{LOSS(x),M}}{F_{P1C(T1C)x}} \quad (2.46)$$

Dónde:

- $P1C_{LOSS (x),C}$: Corrección de la pérdida de presión estática de entrada al compresor, según el subíndice x , a la temperatura referencia de entrada al compresor.

- $P1C_{LOSS(x),M}$: Valor de la pérdida de presión estática de entrada al Compresor, según subíndice x .
- $F_{P1C(T1C)x}$: Factor de corrección de la pérdida de presión estática de entrada al Compresor, según subíndice x .
- x : subíndice que indica nuevo y limpio (nuevo y limpio) o prueba de rendimiento (medido).

El factor de corrección de la pérdida de presión estática de entrada al compresor $F_{P1C(T1C)x}$ se encuentra en función de la desviación de la temperatura de entrada al compresor $\Delta T1Cx$ y esta determinada por la siguiente expresión suministrada por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.8, (ver anexo E):

$$F_{P1C(T1C)x} = 4.62751 \times 10^{-6} \times (\Delta T1Cx^3) - 9.35893 \times 10^{-5} \times (\Delta T1Cx^2) - 6.23427 \times 10^{-3} \times (\Delta T1Cx) + 1 \quad (2.47)$$

Siendo la desviación de la temperatura de entrada al compresor:

$$\Delta T1Cx = T_x - T_{ref} \quad (2.48)$$

Donde:

- $\Delta T1Cx$: Desviación de temperatura de entrada al compresor, según subíndice x .
- T_x : Valor de la temperatura de entrada al compresor en el momento que se midió la $P1C_{LOSS(x),M}$, según subíndice x .
- T_{ref} : Valor de referencia de la temperatura de entrada al compresor.
- x : subíndice que indica limpio (nuevo y limpio) o prueba de rendimiento (medido).

2.5.3. Potencia bruta corregida en MW

La expresión de la Potencia bruta corregida en MW está dada por:

$$PWR_{GROSS,C} = \frac{PWR_{GROSS,M} + P_{PF}}{\prod_i FP_i}; \quad (2.49)$$

Donde:

- $PWR_{GROSS,M}$: Potencia bruta generada por el alternador eléctrico en MW, medida.
- P_{PF} : Pérdidas de potencia por el factor de potencia del alternador eléctrico en MW.
- $\prod_i FP_i$: Multiplicación de factores de corrección para la potencia.

2.5.3.1. Pérdidas de potencia por factor de potencia del alternador eléctrico en MW

La expresión de las pérdidas de potencia por factor de potencia del alternador eléctrico en MW está dada por:

$$P_{PF} = (GENLOSS_{PF,MED} - GENLOSS_{PF,REF})/1000 \quad (2.50)$$

Donde

- $GENLOSS_{PF,MED}$: Pérdidas de potencia en el alternador eléctrico en función de la potencia bruta y el valor instantáneo del factor de potencia del alternador eléctrico.
- $GENLOSS_{PF,REF}$: Pérdidas de potencia en el alternador eléctrico en función de la potencia bruta y el valor de referencia del factor de potencia del alternador eléctrico.

Para el cálculo de $GENLOSS_{PF,x}$, se tienen las siguientes expresiones, dependiendo del valor del factor de potencia y está determinada por la siguiente expresión suministrada por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.10, (ver anexo E):

Si el factor de potencia del alternador es 0.8:

$$GENLOSS_{PF,x} = 1.4029 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 6.2 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}) + 1.94107 \times 10^3 \quad (2.51)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.85:

$$GENLOSS_{PF,x} = 1.2421 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 1.5 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}) + 1.94107 \times 10^3 \quad (2.52)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.90:

$$GENLOSS_{PF,x} = 1.1073 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 6.4 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}) + 1.94107 \times 10^3 \quad (2.53)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.95:

$$GENLOSS_{PF,x} = 9.934 \times 10^{-3} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 4.6 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}) + 1.94107 \times 10^3 \quad (2.54)$$

2.5.4. Potencia neta corregida en MW

La expresión de la Potencia neta corregida en MW está dada por:

$$PWR_{NET,C} = PWR_{GROSS,C} - PWR_{EXC} - PWR_{AUX} - PWR_{GSU} \quad (2.55)$$

Donde:

- $PWR_{GROSS,C}$: Potencia bruta corregida.
- PWR_{AUX} : valor medido de las pérdidas de potencia por consumo de servicios auxiliares de la TG.
- PWR_{EXC} : Pérdidas de potencia en el sistema de excitación del alternador eléctrico.
- PWR_{GSU} : Pérdidas de potencia en el transformador principal de la TG.

2.5.4.1. Pérdidas de potencia en el sistema de excitación del alternador eléctrico en KW

Para el cálculo de las pérdidas de potencia en el sistema de excitación del alternador eléctrico en KW y dependiendo del valor del factor de potencia del alternador eléctrico se usan las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.11, (ver anexo E):

Si el factor de potencia del alternador es 0.8:

$$PWR_{EXC} = 4.2 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}^3) - 6.85 \times 10^{-3} \times (PWR_{GROSS,M}^2) + 1.80412 \times PWR_{GROSS,M} + 49.5262 \quad (2.56)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.85:

$$PWR_{EXC} = 2.9 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}^3) - 4.07 \times 10^{-3} \times (PWR_{GROSS,M}^2) + 1.3806 \times PWR_{GROSS,M} + 49.5262 \quad (2.57)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.90:

$$PWR_{EXC} = 2.0 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}^3) - 2.441 \times 10^{-3} \times (PWR_{GROSS,M}^2) + 1.07751 \times PWR_{GROSS,M} + 49.5262 \quad (2.58)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.95:

$$PWR_{EXC} = 1.4 \times 10^{-5} \times (PWR_{GROSS,M}^3) - 1.666 \times 10^{-3} \times (PWR_{GROSS,M}^2) + 0.874669 \times PWR_{GROSS,M} + 49.5262 \quad (2.59)$$

2.5.4.2. Pérdidas de potencia en el transformador principal de la TG en KW

Las Pérdidas de potencia en el transformador principal de la TG en KW y dependiendo del valor del factor de potencia del alternador eléctrico se usan las siguientes expresiones suministradas por el fabricante [39] y de acuerdo con la Figura E.12, (ver anexo E):

Si el factor de potencia del alternador es 0.8:

$$PWR_{GSU} = 1.69923 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 4.69163 \times 10^{-6} \times PWR_{GROSS,M} + 92.52 \quad (2.60)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.85:

$$PWR_{GSU} = 1.5052 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 4.15591 \times 10^{-6} \times PWR_{GROSS,M} + 92.52 \quad (2.61)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.90:

$$PWR_{GSU} = 1.3426 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 3.70697 \times 10^{-6} \times PWR_{GROSS,M} + 92.52 \quad (2.62)$$

Si el factor de potencia del alternador es 0.95:

$$PWR_{GSU} = 1.20499 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 3.32703 \times 10^{-6} \times PWR_{GROSS,M} + 92.52 \quad (2.63)$$

Si el factor de potencia del alternador es 1.00:

$$PWR_{GSU} = 1.08751 \times 10^{-2} \times (PWR_{GROSS,M}^2) - 3.00264 \times 10^{-6} \times PWR_{GROSS,M} + 92.52 \quad (2.64)$$

Donde:

- $PWR_{GROSS,M}$: Valor medida de la potencia bruta.

2.5.5. Flujo volumétrico estándar del gas combustible a 15°C (FVS15) en sm^3/h

El flujo volumétrico estándar del gas combustible FVS15 a (15°C Y 1.01325bar), se obtiene en base a [5]. El cálculo está basado en el valor de medición del flujo másico del gas combustible proveniente del flujómetro de la TG [3], el cual es procesado mediante la siguiente expresión:

$$FVS15 = \frac{F_{gas} \times 3600}{\rho_{gas}} \quad (2.65)$$

Donde:

- F_{gas} : Flujo másico del gas combustible proveniente del flujómetro de la TG ($\frac{kg}{s}$).
- ρ_{gas} : Densidad del gas combustible a 15°C ($0.74 \frac{kg}{m^3}$).

2.5.6. Flujo volumétrico estándar del gas combustible a 60°F (FVS60) en sm^3/h

El flujo volumétrico estándar del gas combustible FVS60 a (60°F Y 14.696 pisa), se obtiene en base a [4]. El cálculo está basado en el flujo volumétrico estándar del gas combustible a 15°C, el cual es procesado mediante la siguiente expresión:

$$FVS60 = \frac{FactCompresi60F \times FVS15 \times P_{15} \times T_{60}}{T_{15} \times P_{60}} \quad (2.66)$$

$$FactCompresi60F = 1 - Pbase \times (\sum molar_i \times FactorBeta_i)^2 \quad (2.67)$$

Donde:

- T_{15} : Temperatura condición estándar (15°C, 1.01325bar) a K, valor igual a 288.15K.
- P_{15} : Presión condición estándar (15°C, 1.01325bar), valor igual 1.01325bar.
- T_{60} : Temperatura condición estándar (60°F, 1.01bar) a K, valor igual a 288.706K.
- P_{60} : Presión condición estándar (60°F, 1.01bar), valor igual a 1.01bar.
- $FVS15$: Flujo volumétrico standard del gas combustible a 15 °C.
- $FactCompresi60F$: Factor de compresión del gas combustible a (60°F, 1.01bar).
- $Pbase$: Presión base, 14.696 psia.
- $molar_i$: Fracción molar del componente "i".
- $FactorBeta_i$: Factor beta del componente "i".
- i : *Methano, Ethano, ..., Dioxido de carbono, etc*, componentes del gas combustible.

El Flujo volumétrico estándar del gas combustible a 60°F FVS60 en sm^3/h , es obtenido reemplazando las expresiones (2.66) y (2.67) en (2.65).

2.5.7. Heat Rate del gas combustible a 60°F (HR60) en KJ/kg

El Heat Rate del gas combustible a condición estándar (60°F) está dada en KJ/Kg por la siguiente expresión:

$$HR60 = \frac{LHV60}{GD60} \quad (2.68)$$

Donde:

- $LHV60$: Poder calorífico inferior del gas combustible a 60°F.
- $GD60$: Densidad del gas combustible a 60°F.

El Poder calorífico inferior del gas combustible a 60°F (LHV60) en KJ/m^3 está dado por la siguiente expresión:

$$LHV60 = F1 \times \frac{(\sum molar_i \times BTU_i)}{(FactCompresi60F)} \quad (2.69)$$

Donde:

- $F1$: 37.234028198, Factor de conversión de BTU/pie^3 a KJ/m^3 .
- $molar_i$: Fracción molar del componente "i".
- BTU_i : BTU del componente "i".
- i : Methano, Ethano, ..., Dioxido de carbono, etc, componentes del gas combustible.

La Densidad del gas combustible a 60°F (GD60) en Kg/m^3 está dado por la siguiente expresión:

$$GD60 = F2 \times \frac{\sum molar_i \times D_i}{FactCompresi60F} \quad (2.70)$$

Donde:

- $F2$: 16.01846337396, Factor de conversión de lb/pie^3 a Kg/m^3 .
- $molar_i$: Fracción molar del componente "i".
- D_i : Densidad del componente "i".
- $FactCompresi60F$: Factor de compresibilidad del gas combustible a 60°F.
- i : Methano, Ethano, ..., Dióxido de carbono, etc, componentes del gas combustible.

Las expresiones (2.70) y (2.69) se reemplazan en (2.68) para el cálculo del Heat Rate a 60°F.

2.5.8. Heat Rate bruto [$HR(LHV)_{GROSS,M}$] en KJ/KWh

El valor del Heat Rate bruto, basado en el poder calorífico inferior (LHV) del combustible, se calcula usando la siguiente expresión:

$$HR(LHV)_{GROSS,M} = \frac{FVS60 \times LHV60}{PWR_{GROSS,M} + P_{PF}} \quad (2.71)$$

Donde:

- $FVS60$: Flujo volumétrico standard del gas combustible a 60 °F.
- $LHV60$: Poder calorífico inferior del gas combustible a 60°F.
- $PWR_{GROSS,M}$: Potencia bruta medida.

- P_{PF} : Pérdidas por factor de potencia del alternador.

2.5.9. Heat Rate bruto corregido [$HR(LHV)_{GROSS,C}$] en KJ/KWh

El Heat Rate bruto corregido, basado en el poder calorífico inferior (LHV) del combustible, se calcula usando la siguiente expresión:

$$HR(LHV)_{GROSS,C} = \frac{HR(LHV)_{GROSS,M}}{\prod_i FHR_i}; \text{ con } i = 1 \text{ a } 7 \quad (2.72)$$

Donde:

- $HR(LHV)_{GROSS,M}$: Heat Rate bruto.
- FHR_i : Multiplicación de factores de corrección para el Heat Rate.

La multiplicación de factores de corrección para el Heat Rate, que se puede expresar como:

$$FHR_i = FHR_{T1C} \times FHR_{SH} \times FHR_{Pamb} \times FHR_{RPM} \times [(FHR_{C/H})(FHR_{I/HC})] \\ \times FHR_{TGAS} \times FHR_{P1CLOSS}. \quad (2.73)$$

2.5.10. Heat Rate neto corregido [$HR(LHV)_{NET,C}$] en KJ/KWh

El Heat Rate neto corregido, basado en el poder calorífico inferior (LHV) del combustible, se calcula usando la siguiente expresión:

$$HR(LHV)_{NET,C} = HR(LHV)_{GROSS,C} \times \frac{PWR_{GROSS,C}}{PWR_{NET,C}} \quad (2.74)$$

Donde:

- $HR(LHV)_{GROSS,C}$: Heat Rate bruto corregido.
- $PWR_{GROSS,C}$: Potencia bruta corregida.
- $PWR_{NET,C}$: Potencia neta corregida.

2.6. Evaluación económica por consumo de energía

La expresión (2.70) permite calcular el costo del consumo de energía en dólares por hora y está en relación directa a la reducción del valor del Heat Rate bruto (ΔHR_{bruto}). Entonces, según (2.6), controlar el rendimiento de la TG implica controlar el valor del (ΔHR_{bruto}), en consecuencia, el costo por consumo de energía.

$$G = \frac{(\Delta HR_{bruto}) \times (F) \times (CG) \times (FC) \times (PE)}{1000} \quad (2.75)$$

Donde:

G : Costo por consumo de energía, en dólares/h

ΔHR_{bruto} : Reducción del valor del Heat Rate bruto (KJ/KWh).

CG : Costo del gas combustible en \$/MMBTU.

F : Factor de conversión de KJ a BTU, igual a 0.947817.

FC : Factor de carga del alternador.

PE : Potencia eficaz del alternador (De última prueba de eficiencia realizada) MW.

CAPITULO III

DESARROLLO DEL TRABAJO

En este capítulo se presenta el desarrollo de la metodología de control para mejorar el rendimiento de la TG de la unidad TG-8, perteneciente a la CTSR de la empresa Enel Generación Perú, empleando supervisión en tiempo real.

La metodología de control se basa en un sistema de supervisión en tiempo real, para mejorar su rendimiento, que emplea las expresiones matemáticas de la dinámica de la TG, expuestas en el Capítulo II, basadas en métodos de diagnóstico energético. Por otro lado, se basa en el Software PI de OSIsoft, para el monitoreo del rendimiento de la TG mediante displays numéricos y de tendencias en tiempo real. El monitoreo continuo [33, 34, 35] es utilizado para seleccionar las acciones de control secuencial del rendimiento de la TG.

3.1. Sistema de supervisión en tiempo real para mejorar el rendimiento de la TG

Las Figuras 3.1(a) y 3.1(b), muestran el sistema de supervisión en tiempo real y el sistema de control para mejorar el rendimiento de la TG, respectivamente.

Los niveles del sistema de supervisión en tiempo real son:

- Nivel de datos:
El nivel de datos está constituido por la instrumentación para la prueba de rendimiento térmico de la turbina a gas SGT6 – 5000 de Enel Generación Perú, ver Anexo B [39].
- Nivel de Procesamiento:
El nivel de procesamiento está constituido por los PLCs y el servidor de datos del sistema de control Distribuido (DCS) SPPA-T3000, versión 4.1, de Siemens, comunicados a través de una red de área local Profibus DP y PI Interface y el PI server, comunicados con el servidor de datos del sistema SPPA-T3000 a través de una red local Ethernet/IP.

- Nivel de supervisión:

El Sistema de supervisión en tiempo real está constituido por el software PI de OSIsoft, versión 2.10.0.8628, que emplea los datos procesados por su componente PI Data Archive y PI AF del PI Server, para realizar cálculos numéricos del rendimiento de la TG y su monitoreo a través de su componente PI Visualization Suit, mediante displays numéricos y de tendencias en tiempo real. La visualización se realiza a través de la pantalla de un computador personal, que puede ser la estación maestra (master) del sistema o de una estación de operador.

3.2. Elemento final de control

El elemento final de control está constituido por los filtros (prefiltros y filtros finales) de admisión y el compresor de la TG, que filtran y comprimen el aire del medio ambiente, respectivamente, para enviarlo a las cámaras de combustión.

3.3. Rendimiento de referencia de la TG (η_{TGref})

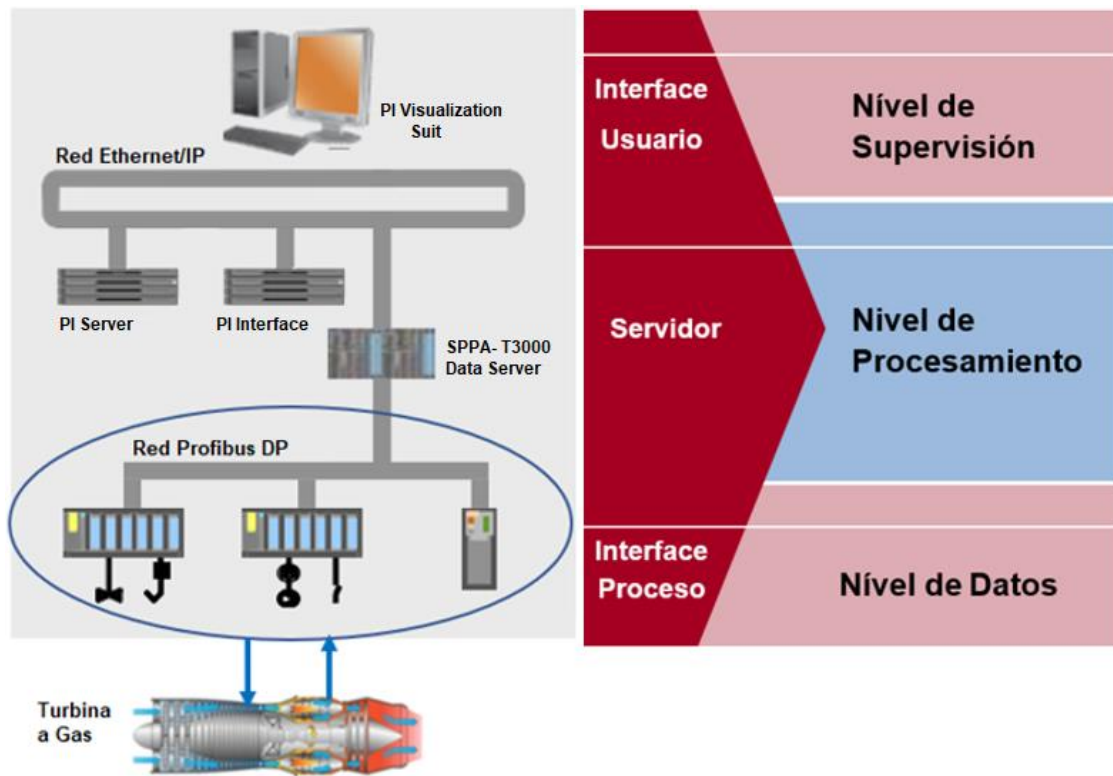
El valor del rendimiento de referencia de la TG está establecido en el programa de supervisión, en 38% [44], a condiciones de referencia establecidas por el mismo fabricante y se basa en la Tabla 2.1 [39].

3.4. Precisión estática del rendimiento de la TG (PE)

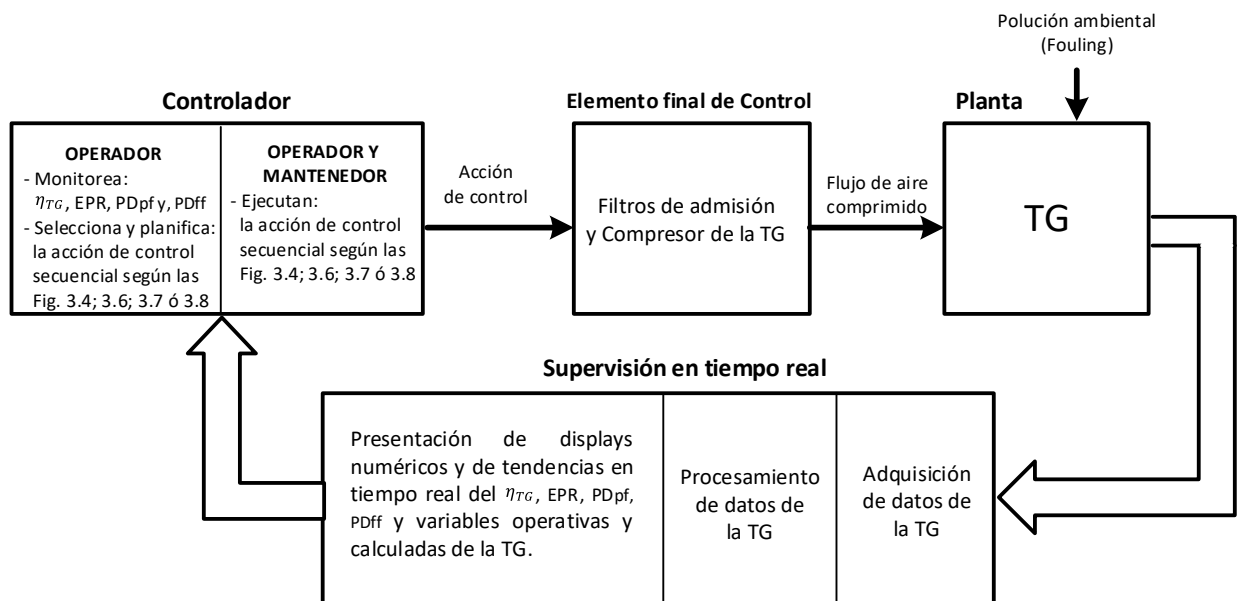
Se establece la precisión estática (PE) del rendimiento de la TG en 1.58% del valor de su rendimiento referencial, Figura 3.2, que implica que el valor más bajo aceptable debe ser 37.4%, es decir, una discrepancia con el rendimiento de referencia de 0.6%, por las siguientes razones:

- Para evitar que la presión P1C alcance su valor de Trip o salida intempestiva de servicio de la unidad, es decir P1C igual a 10 pulgadas de H₂O (24.884 mbar). debido a ensuciamiento excesivo de prefiltros y los filtros de admisión de la TG.
- Para que los lavados on-line sean eficaces y mantengan el rendimiento de la TG cerca de su valor de referencia y no sea necesario parar la unidad y realizar lavados off-line o manuales.
- Para evitar deterioro prematuro de los componentes del compresor por ensuciamiento de sus álabes de la primera etapa.

- Para evitar exceso de consumo de energía proveniente del gas combustible y optimizar este recurso.



(a)



(b)

Figura 3.1: (a) Sistema de supervisión en tiempo real. (b) Sistema de control para mejorar el rendimiento de la TG

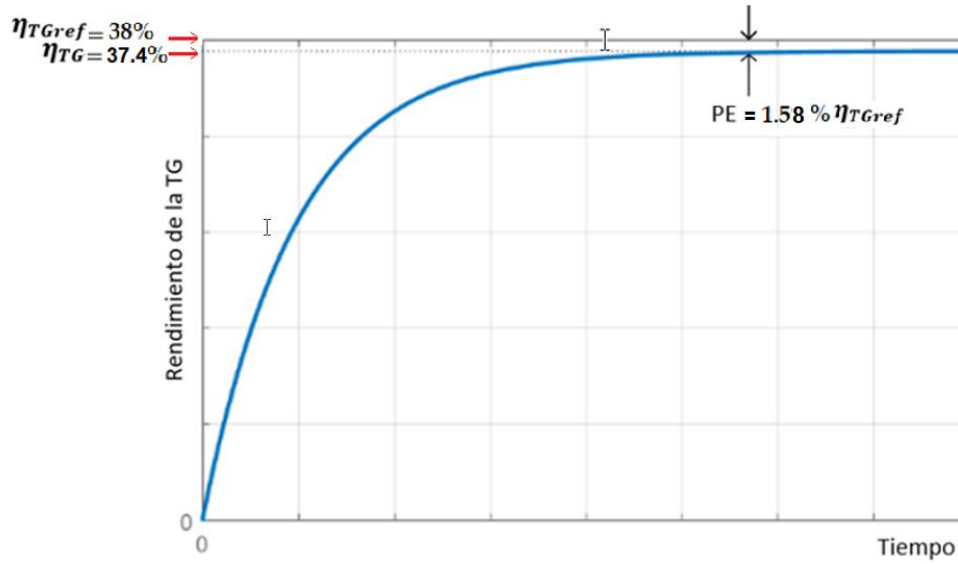


Figura 3.2: Precisión Estática del rendimiento de la TG

3.5. Error porcentual del rendimiento de la TG (EPR)

El error porcentual del rendimiento de la TG a máxima generación, cuyo valor máximo permitido es 0.6% y está dado por la siguiente expresión:

$$EPR = \eta_{TGref} - \eta_{TG} \quad (3.1)$$

3.6. Acciones de control secuencial para mejorar el rendimiento de la TG

El operador de la estación de supervisión monitorea el valor actual del rendimiento de la TG, ver Figura 3.1(b), y lo compara con el rendimiento de referencia, y si hay discrepancia (error) entre estas dos señales tal que $EPR > PE$, la causa puede ser que los prefiltros y/o los filtros finales de admisión o el compresor están sucios. Según sea el caso, seleccionará las acciones de control secuencial para mejorar el rendimiento de la TG, que pueden ser: Lavado on-line, lavado off-line, lavado manual del compresor, cambio de prefiltros y/o filtros finales de admisión. Las acciones de control secuencial, según sea el caso, se ejecutan planificadamente siguiendo los diagramas de flujo de decisión correspondientes, mostrados en las Figuras 3.4; 3.6; 3.7 y 3.8.

3.6.1. Cambio de prefiltros y/o filtros finales de admisión

Si los prefiltros y/o filtros finales de admisión están sucios, ver Figura 3.3, que muestra la vista de un filtro sucio y otro limpio, se procederá a su cambio, con el procedimiento indicado en el diagrama de flujo de la Figura 3.4.

El encargado de realizar el cambio de prefiltros y/o filtros finales de admisión es el personal de mantenimiento mecánico.

Para el cambio de prefiltros (357 filtros de algodón) se ingresa al compartimiento de admisión de la TG, indistintamente, con la unidad en servicio o fuera de servicio y se retiran los prefiltros sucios de los racks donde están insertados y se reemplazan por nuevos.

Para el cambio de filtros finales (357 filtros de algodón) el procedimiento es similar al cambio de prefiltros, con la diferencia que la unidad TG-8 debe estar fuera de servicio.



(a)



(b)

Figura 3.3: (a) Prefiltro de admisión sucio. (b) Prefiltro de admisión limpio

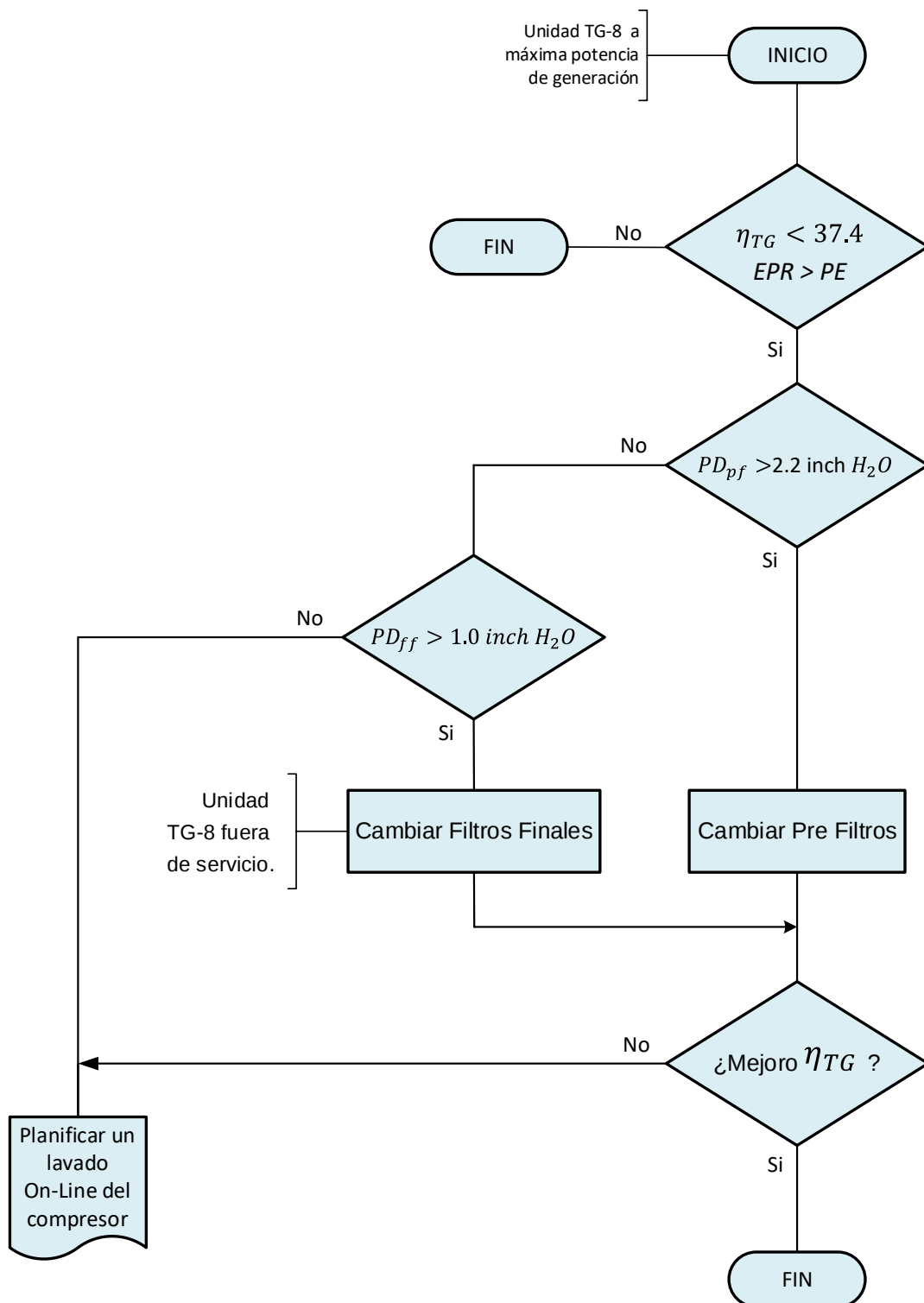


Figura 3.4: Diagrama de flujo para el cambio de prefiltros y filtros finales de admisión.

3.6.2. Lavados del compresor

Para el lavado del compresor se utiliza un sistema de lavado, Figura 3.5, compuesto por un tanque de agua desmineralizada, un tanque de detergente industrial y una bomba para

bompear una mezcla de agua desmineralizada y el detergente industrial al interior del compresor. A continuación, se describe la aplicación de los tipos de lavados utilizados.



Figura 3.5: Sistema de lavado de la TG.

- Lavado on-line del compresor:

El lavado on-line del compresor se efectuará cuando los prefiltros y/o filtros finales de admisión se encuentren limpios y el valor del rendimiento de la TG es menor que 37.4% y el *EPR* es mayor que 0.6%. La Figura 3.6, muestra el diagrama de flujo on-line de la TG.

El lavado on-line del compresor se efectúa con la TG en servicio, es decir, que la unidad TG-8 este conectada al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN), con 140 MW de potencia generada. En este caso se lava el compresor con una mezcla de agua desmineralizada y detergente industrial, mezcla que se bombea al interior del compresor. El ciclo de lavado consta de 3 etapas, en la primera etapa se inyecta agua desmineralizada al interior del compresor por 5 minutos, en la segunda etapa se inyecta la mezcla de agua desmineralizada y detergente industrial por 5 minutos y en la tercera etapa se inyecta solo agua desmineralizada por 5 minutos. El lavado on-line lo ejecuta el operador de planta.

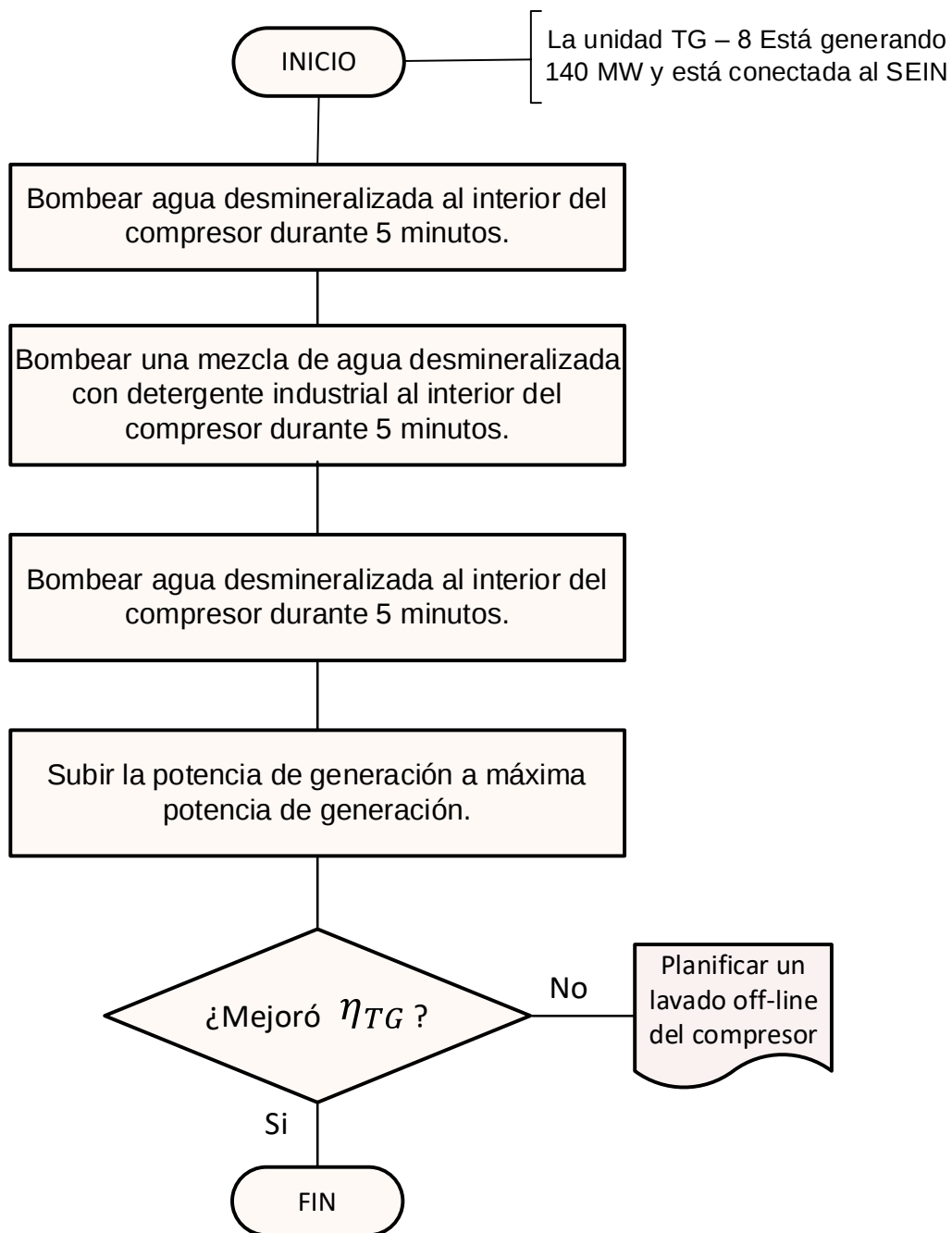


Figura 3.6: Diagrama de flujo para el lavado on-line de la TG.

- Lavado off-line del compresor:

El lavado off-line del compresor se efectuará cuando el valor del rendimiento de la TG no ha mejorado después de varios lavados on-line, no obstante que los prefiltros y filtros finales de admisión se encuentran limpios. La Figura 3.7, muestra el diagrama de flujo del lavado off-line de la TG. El lavado off-line lo ejecuta el operador de planta.

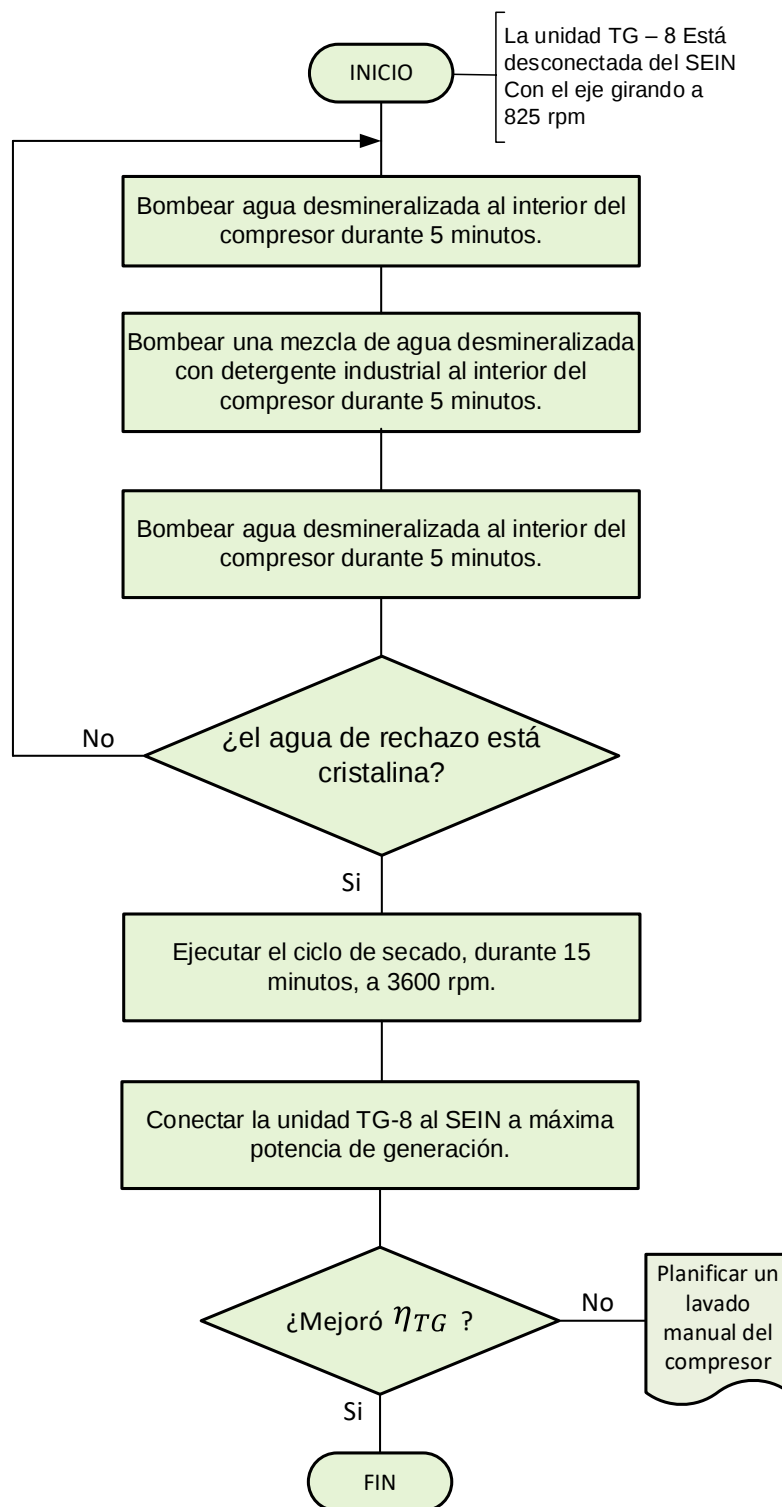


Figura 3.7: Diagrama de flujo para el lavado off-line de la TG.

Este lavado se efectúa con la unidad TG-8 desconectada del SEIN y la TG a una velocidad rotacional aproximada de 825 RPM. En este caso se lava el compresor con una mezcla de agua desmineralizada y detergente industrial, mezcla que se

bombeea al interior del compresor. El ciclo de lavado off-line del compresor consta de 3 etapas, en la primera etapa se inyecta agua desmineralizada al interior del compresor por 5 minutos, en la segunda etapa se inyecta la mezcla de agua desmineralizada y detergente industrial por 5 minutos y en la tercera etapa se inyecta solo agua desmineralizada por 5 minutos. Este ciclo se repite hasta que el agua de rechazo del lavado esté cristalina. Finalmente, se efectúa un ciclo de secado con la TG en funcionamiento y a una velocidad de 3600 RPM por 15 minutos.

- Lavado manual del compresor:

El lavado manual del compresor se efectuará cuando el valor del rendimiento de la TG no ha mejorado después de efectuarse el lavado off-line, no obstante que los prefiltros y filtros finales de admisión se encuentran limpios.

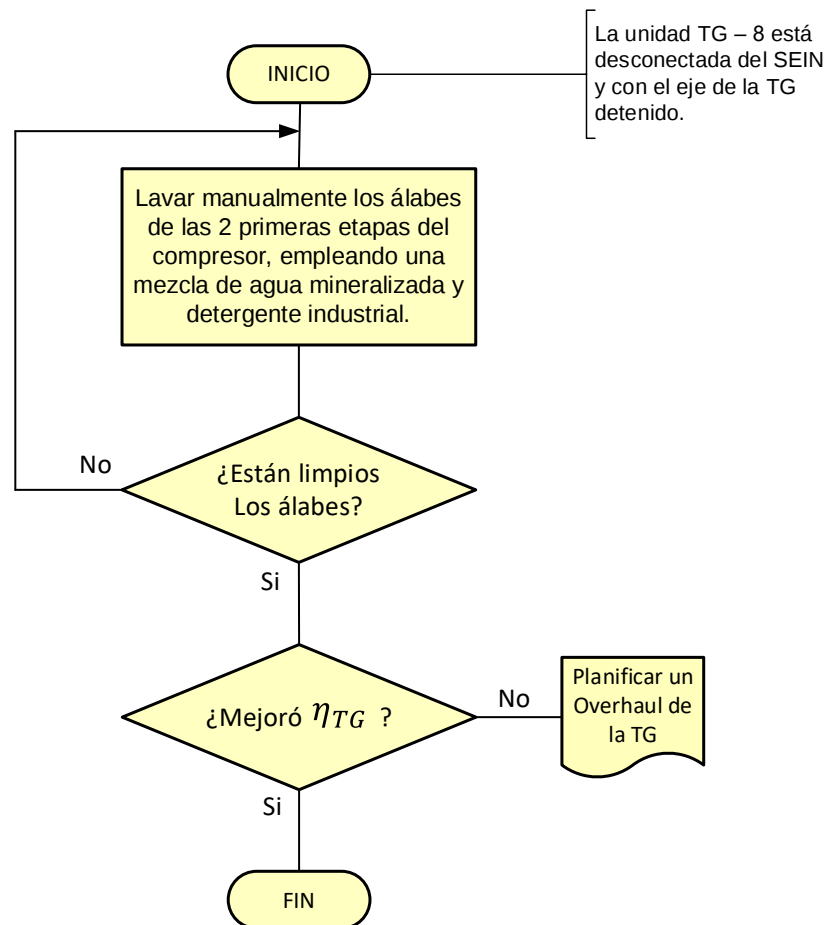


Figura 3.8: Diagrama de flujo para el lavado manual de la TG.

Este lavado del compresor se efectúa con la TG-8 desconectada del SEIN y el eje detenido. Este lavado está a cargo de un grupo calificado de personal de mantenimiento.

Se lavan manualmente los álabes de las dos primeras etapas del compresor (de un total de 16 etapas) con una mezcla de agua desmineralizada y detergente industrial hasta que estos estén completamente limpios. Si no se logra mejorar el rendimiento de la TG, entonces se deberá efectuar un overhaul. La Figura 3.8, muestra el diagrama de flujo para este caso.

3.7. Medición y visualización de rendimiento de la TG con el sistema PI de OSIsoft

El sistema PI de OSIsoft, es una solución de software para recopilar, almacenar, analizar y proporcionar información a los usuarios [35]. Proporciona numerosas opciones para visualizar datos, almacenar datos de alta velocidad, integrar múltiples fuentes de datos, monitoreo de la infraestructura. El Sistema PI puede entregar datos a usuarios geográficamente dispersos. La arquitectura del Sistema PI se muestra en la Figura 3.9.

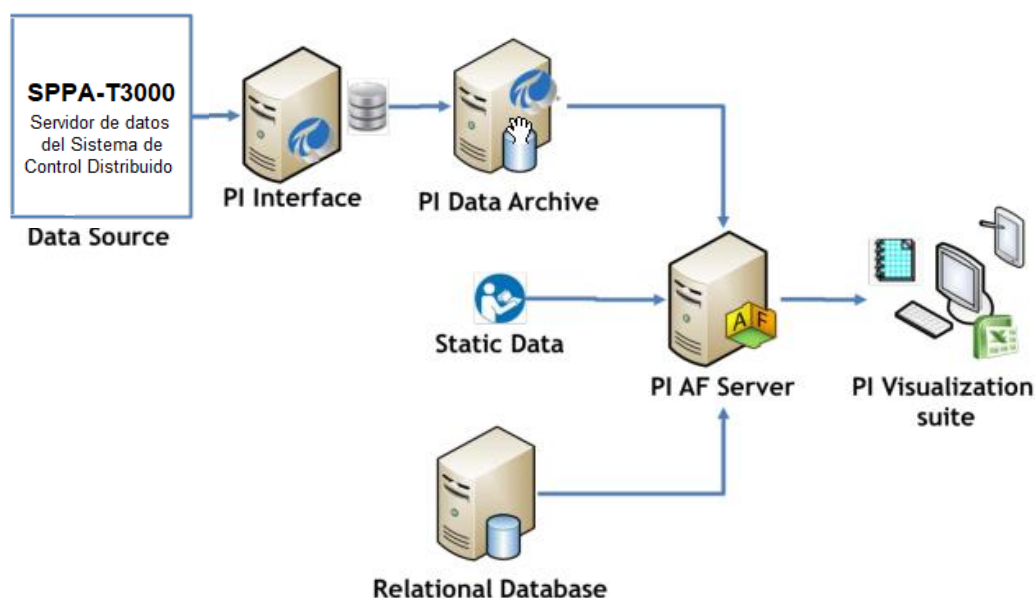


Figura 3.9: Arquitectura del Sistema PI de OSIsoft (Fuente: Referencia [35]).

PI de OSIsoft, posee múltiples componentes de software, en la Figura 3.9 se aprecian los componentes principales: La interface de software PI para la adquisición de datos del proceso, el PI Server para almacenar, organizar y mejorar los datos mediante sus componentes de software Data Archive y Asset Framework, PI Visualization Tool para mostrar y proporcionar al usuario los datos procesados, a través de displays de valores numéricos, displays de tendencias en tiempo real.

Adicionalmente a los componentes visibles en la Figura 3.9, PI de OSIsoft posee un complemento de Microsoft Excel que crea una conexión bidireccional entre el sistema PI y

Excel, PI Data Link [35] que realiza tareas tales como recopilación de datos, generación de informes, análisis, previsión y planificación de procesos.

3.8. Procedimiento de cálculo del rendimiento de la TG con software PI de OSIsoft

En el sistema de control secuencial del rendimiento de la TG, se requiere la medición de éste. Para este fin se sigue el procedimiento mostrado en el diagrama de flujo de la Figura 3.10, usando el software de PI de OSIsoft.

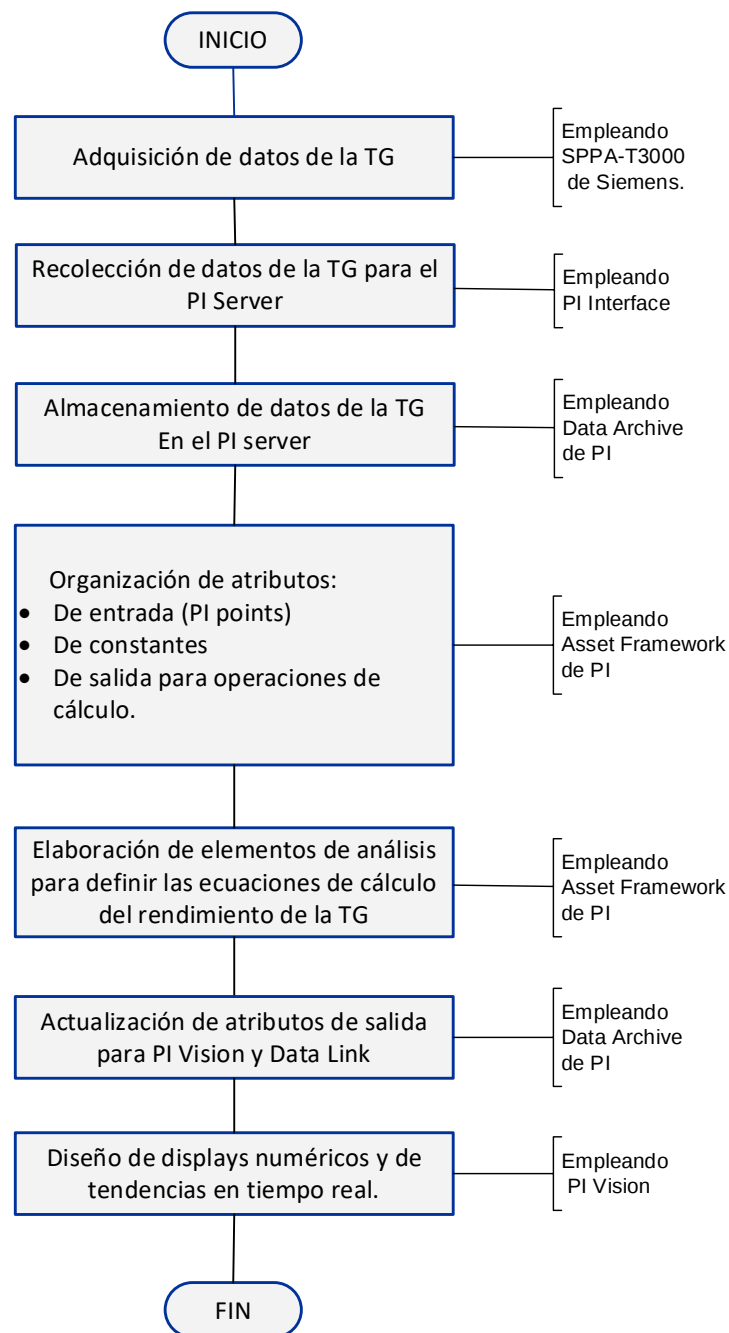


Figura 3.10: Diagrama de flujo de cálculo del rendimiento de la TG con el software PI de OSIsoft.

3.8.1. Adquisición de datos de la TG mediante SPPA-T3000 de Siemens

La medición de las variables de la TG se realiza empleando la instrumentación instalada en la unidad TG-8, a la que pertenece la TG. Esta instrumentación está calibrada para cumplir con los rangos de operación definidos en la Tabla C.1 del Anexo C.

La recolección de estas mediciones se almacena en un servidor de datos del sistema SPPA-T3000, que es sistema de control distribuido (DCS, Distributed Control System) desarrollado por Siemens, para automatización de centrales eléctricas y proporciona una plataforma de datos en tiempo real que incluye la integración de interfaces de terceros.

La comunicación en el sistema SPPA-T3000 se realiza mediante una red Ethernet estándar con el protocolo de comunicaciones Ethernet Industrial Protocol (Ethernet/IP). La comunicación con las interfaces de proceso se establece mediante el bus de campo PROFIBUS DP. También dispone de otros estándares de comunicaciones.

3.8.2. Recolección de datos de la TG para el PI Server

La recolección y acondicionamiento de datos de la TG proveniente del SPPA-T3000 lo realiza la interfaz de PI de OSIsoft mediante su componente PI Interface que recolecta dichos datos en forma de tags, para ser almacenados, organizados y manejados por el PI Server para el proceso de cálculo del rendimiento de la TG y su visualización. El valor del rendimiento de la TG calculado es usado por el controlador para tomar las acciones de control.

3.8.3. Almacenamiento de datos de la TG en el PI Server

El almacenamiento de los datos recolectados por el PI Interface se almacena en el PI Server mediante el componente Data Archive. Estos datos se emplean para elaborar cálculos para ser mostrados en displays de objetos numéricos históricos o para elaborar displays de tendencias históricas.

3.8.4. Organización de atributos en el PI Server

En la ventana del PI Server se determinaron los atributos de entrada, constantes, y atributos de salida, de acuerdo con las necesidades de cálculo.

Los atributos de entrada se seleccionaron a partir de los tags (etiquetas) provenientes del SPPA-T3000 y se usaron como valores de entrada para cálculos con la nomenclatura del PI, denominados PI-Point y son almacenados en el Data Archive desde que fueron

creados y ubicados en la categoría “Variables input”. Parte de estos atributos de entrada creados se muestran en la Figura 3.11. La totalidad de ellos se encuentra en la Tabla del blog personal del autor [7].

Name	Value	Di...	Value ...	Settings...
Estado Lavado	NO LAVADO	-5	String	
Category: Variables Input				
Poder Calorifico Inferior	40000,00	2	Single	SELECT PCI FROM [Poder_Calorifico_Inf...
Factor de Potencia	-327,680	3	Single	\\pi-ctsr\CTSR80.11MKA01CE004B_XQ01
Potencia Bornes	0,000 MW	3	Single	\\pi-ctsr\CTSR80.11MKA01CE003S_XQ0...
HEOTG8	52055,390	3	Single	\\pi-ctsr\CTSR80.11MBY10EE903_ZQ13
Velocidad de turbina	0 rpm	-5	Int32	\\pi-ctsr\CTSR80.11MBY10CS004SA_ZQ01
TempGasF	84,56	-5	Single	\\pi-ctsr\CTSR80.11MBP10CT003S_ZQ01
PGasPSI	445,85	-5	Single	\\pi-ctsr\CTSR80.11MBP10CP003S_XQ01
Flujo Gas	0,00 m3/h	2	Single	\\pi-ctsr\CTSR80.11MBP10CF910_XQ07...

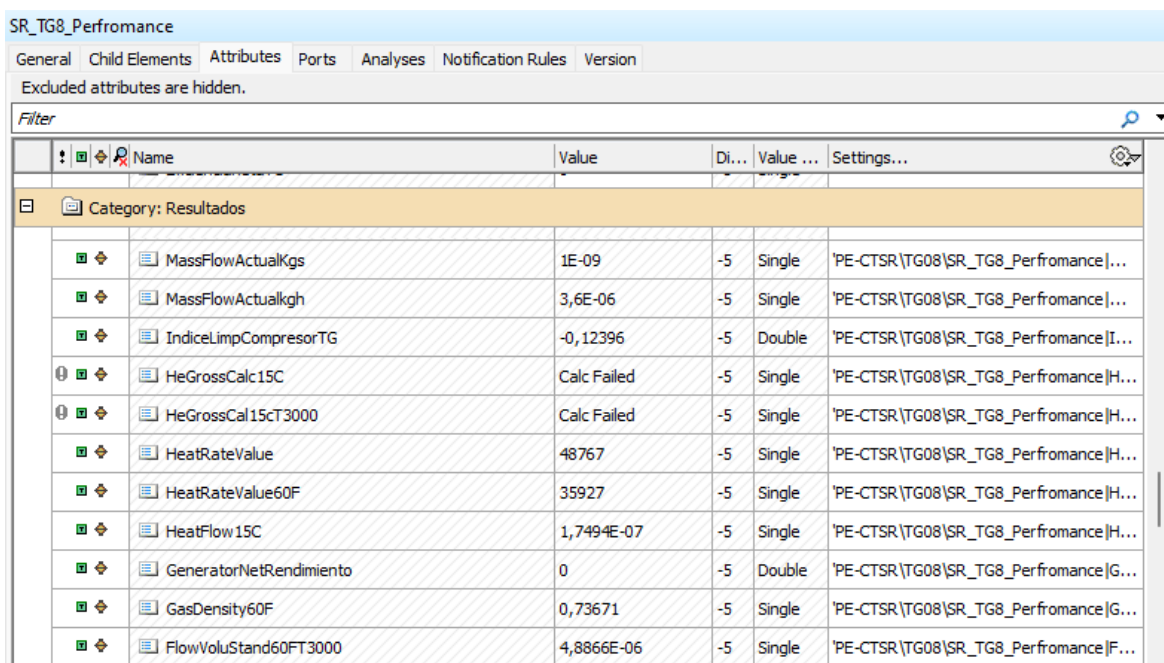
Figura 3.11: Parte de atributos de entrada en la Categoría “Variables Input” tipo PI-Point

Los atributos de constantes son valores numéricos que se definen para información de parámetros de referencia, constantes, etc., y han sido ubicadas en la categoría “Variables input” en la Figura 3.12, que muestra parte de ellos. La totalidad de estos se encuentra en la Tabla 6 del blog personal del autor [7].

Name	Value	Di...	Value ...	Settings...
Estado Lavado	NO LAVADO	-5	String	
Category: Variables Input				
Poder Calorifico Inferior	40000,00	2	Single	SELECT PCI FROM [Poder_Calorifico_Inf...
T60	288,71	-5	Single	
T15	288,15	-5	Single	
P60	1,01	-5	Single	
P15	1,01325	-6	Single	
MolarPropane	0,0011	-5	Single	
MolarOxygen	0	-5	Single	

Figura 3.12: Parte de atributos constantes en la “Categoría parámetros” tipo None

Los atributos de salida son los valores que provienen de los resultados de los cálculos efectuados por los elementos de análisis, estos a su vez han sido ubicados en las categorías “Factor Corrección a Condición Referencia” y “Resultados”, En la Figura 3.13, que muestra una tabla resumen parte de ellos. Ver relación completa en la Tabla 1, Tabla 2 ,Tabla 3 y Tabla 4 del blog personal del autor [7].



The screenshot shows the 'SR_TG8_Performance' window with tabs for General, Child Elements, Attributes, Ports, Analyses, Notification Rules, and Version. The 'Attributes' tab is active, displaying a table of output attributes. A filter bar is at the top, and a category dropdown is set to 'Resultados'. The table lists various attributes with their values, dimensions, and data types.

Name	Value	Di...	Value ...	Settings...
Category: Resultados				
MassFlowActualKgs	1E-09	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance ...
MassFlowActualkgh	3,6E-06	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance ...
IndiceLimpCompresorTG	-0,12396	-5	Double	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance I...
HeGrossCalc15C	Calc Failed	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance H...
HeGrossCal15cT3000	Calc Failed	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance H...
HeatRateValue	48767	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance H...
HeatRateValue60F	35927	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance H...
HeatFlow15C	1,7494E-07	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance H...
GeneratorNetRendimiento	0	-5	Double	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance G...
GasDensity60F	0,73671	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance G...
FlowVoluStand60FT3000	4,8866E-06	-5	Single	'PE-CTSR\TG08\SR_TG8_Performance F...

Figura 3.13: Parte de los atributos de salida en la “Categoría Resultados” tipo Analysis

3.8.5. Elaboración de ventanas de análisis para definir las ecuaciones de cálculo del rendimiento de la TG

Se usaron las ventanas de análisis de PI-SERVER-AF para elaborar el cálculo de todos los factores de corrección para la potencia y para el Heat Rate, pérdidas en la TG, Rendimiento de la TG, Heat Rate neto, Potencia Bruta, etc., [7], en esta referencia también se muestra la Tabla 7, con un resumen de todas las ventanas de análisis usadas para determinar el rendimiento de la TG.

En la Figura 3.14, se muestra un ejemplo de un elemento de análisis elaborado para el cálculo del factor de corrección de la potencia por desviación de “temperatura de entrada al compresor”. En este caso, se elaboró el elemento de análisis “CorrPotTempReferencia”. Dentro del elemento de análisis se ha definido a “T” como el valor del atributo de entrada “temperatura de entrada al compresor” y las funciones A1 como la expresión (2.8) y la función A2 como la expresión (2.9) del capítulo 2. Los resultados de dichas funciones, según corresponda, se almacena en el atributo de salida “Corrección Potencia por

Temperatura”. De la misma manera, se han definido otras ventanas de análisis para definir las expresiones del capítulo 2 y poder obtener el rendimiento de la TG y otros factores, pérdidas y variables de la TG.

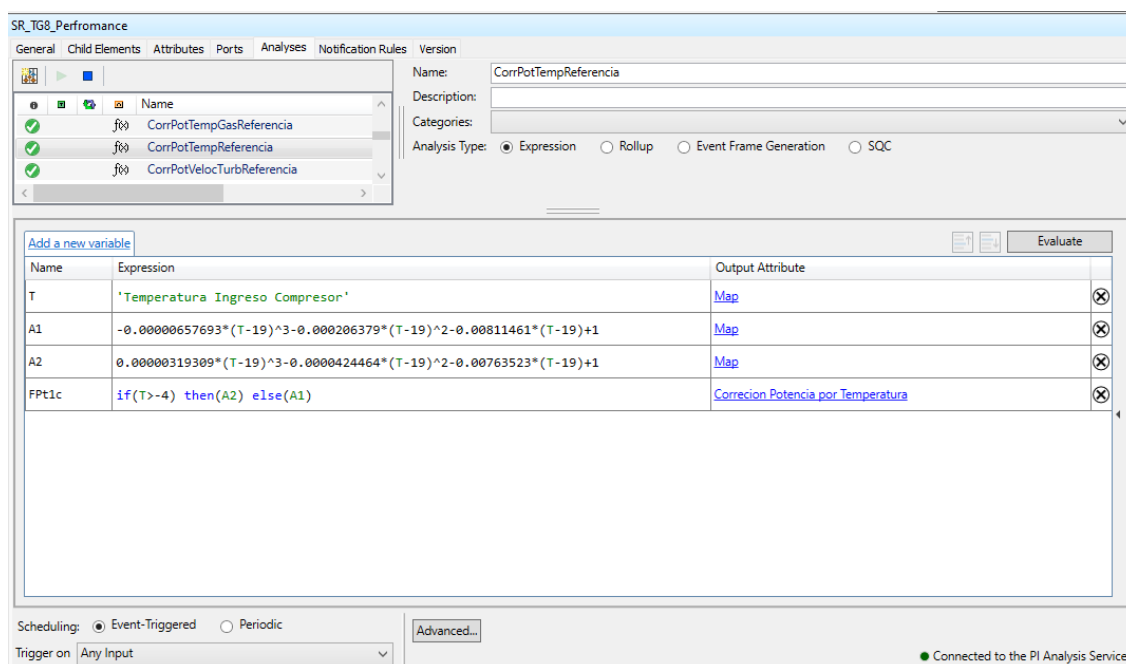


Figura 3.14: Elemento de análisis para el factor de corrección de la potencia por desviación de la temperatura de entrada al compresor

3.8.6. Actualización de atributos de salida disponibles para PI Visión y Data Link

PI Vision Data Link, es un complemento de Microsoft Excel para crear una conexión bidireccional entre el sistema PI y Excel. Empleando PI Data Link, los atributos de salida serán actualizados en tiempo real, con los datos de entrada que fueron almacenados en el PI-Archive y estarán disponibles para el PI-Vision y para el PI-Data Link.

3.8.7. Diseño de displays numéricos y de tendencias en tiempo real

Con el uso de las herramientas que cuenta PI-Vision se han elaborado los displays numéricos que muestran los valores de los factores de corrección para la potencia y para el Heat Rate, pérdidas de la TG y parámetros de Presión diferencial de prefiltros y filtros finales de admisión, potencia bruta, Heat Rate neto, Rendimiento de la TG y otros. También se elaboraron dos displays de tendencias de supervisión, uno para supervisar el Rendimiento de la TG luego del cambio de los prefiltros y filtros finales y otro Display para supervisar el Rendimiento de la TG luego de los lavados de compresor de la TG.

3.8.7.1. Display del MENU PRINCIPAL

Se ha elaborado el display del MENU PRINCIPAL como display de inicio. Desde este display se puede navegar a los displays numéricos y de tendencias en tiempo real utilizando 6 botones de navegación en los que está escrito el nombre del display al que se desea acceder, ver Figura 3.15. Para retornar al MENU PRINCIPAL se ha dotado a cada display un botón de navegación de retorno. La relación de displays a los que se puede navegar desde el MENU PRINCIPAL son los siguientes:

- Factores de corrección para la potencia, (Figura F.1, Anexo F).
- Factores de corrección del Heat Rate, (Figura F.2, Anexo F).
- Pérdidas de la TG, (Figura F.3, Anexo F).
- Rendimiento de la TG, (Figura F.4, Anexo F).
- Filtros de Admisión de la TG, (Figura F.5, Anexo F).
- Tendencias, (Figura 3.15).

Para la implementación de cada uno de los displays numéricos del MENU PRINCIPAL se han usado “Atributos de salida definidos en el PI AF” de la Tabla 7 del blog personal del autor [7].

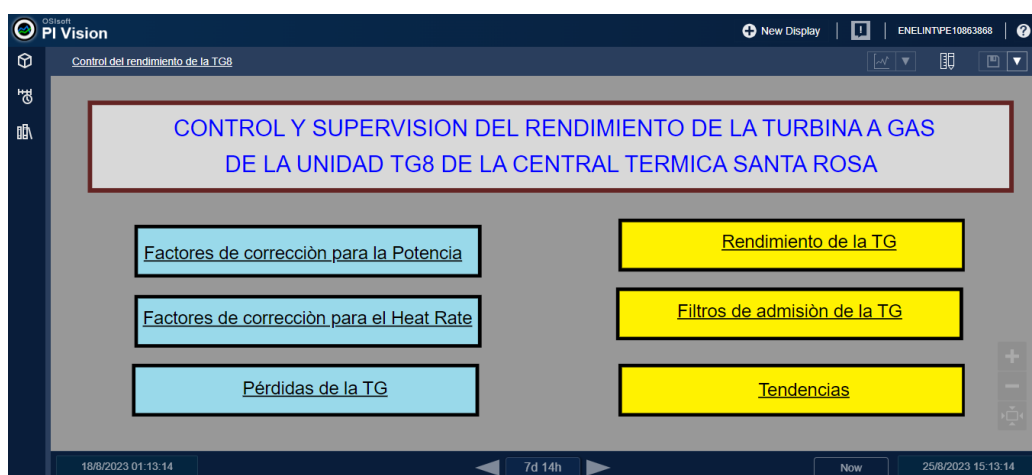


Figura 3.15: Display del MENU PRINCIPAL.

3.8.7.2. Displays de tendencias

Para supervisar, en tiempo real, el rendimiento de la TG y sus factores de corrección, las pérdidas de potencia y del Heat Rate, se han elaborado 6 displays de tendencias en tiempo real. Los botones para navegar a estos displays se encuentran en el display de tendencias en tiempo real mostrado en la Figura 3.16, al que, a su vez, se navega desde

el display del MENU PRINCIPAL empleando el botón Tendencias. La relación de estos display es la siguiente:

- Tendencia de Factores de corrección para la potencia, (Figura F.5, Anexo F).
- Tendencia de Factores de corrección para el Heat Rate, (Figura F.6, Anexo F).
- Tendencia de Pérdidas de la TG, (Figura F.7, Anexo F).
- Tendencia de Rendimiento de la TG, (Figura F.8, Anexo F).
- Tendencia de Filtros de admisión de la TG, (Figura F.9, Anexo F).
- Lavados del compresor de la TG, (Figura F.10, del anexo F).

Para la implementación del display Tendencias se han usado los “Atributos de salida definidos en el PI AF” de la Tabla 7 del blog personal del autor [7].

A cada uno de estos displays se ha dotado de un botón de navegación de retorno al display de Tendencias.



Figura 3.16: Display de TENDENCIAS en tiempo real.

En los displays de Tendencias de Filtros de Admisión de la TG y Lavados del compresor de la TG, se han incrustado tablas para mostrar valores promedio de las variables representadas por las tendencias en tiempo real del display. Así mismo, se ha adicionado el HEO (Horas Equivalentes de Operación) de la turbina para identificar el número HEO cada vez que se realice un cambio de prefiltros, filtros finales de admisión o lavados manuales.

3.9. Validación de la metodología de control del rendimiento de la TG

Para validar la metodología de control del rendimiento de una TG de la unidad TG-8 de la CTSR de la Empresa Enel Generación Perú. Se ha implementado una estructura de control, ver Figura 3.1(b), en el que la planta es la TG y el comportamiento dinámico de su rendimiento se ha modelado mediante ecuaciones basados en métodos de diagnóstico energético, el elemento de medición está constituido por el sistema de control distribuido SPPA-T300 de Siemens y el software PI de OSIsoft, siendo el elemento final de control los filtros de admisión y el compresor de la TG, el controlador está constituido por un operador y un mantenedor de la planta. Por otro lado, se ha establecido el rendimiento de referencia de la TG en 38% [44] y un $EPR < 0.6\%$.

Se han hecho mediciones del rendimiento de la TG en tiempo real, estas mediciones han sido utilizadas por el controlador para seleccionar la acción de control secuencial más conveniente para mantener el valor del rendimiento de la TG en valores entre el 38% y el 37.4%, para cumplir con el $EPR < 0.6\%$. .

CAPITULO IV

ANALISIS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo, se presentan los resultados y el análisis de la metodología de control para la mejora del rendimiento de la TG de la unidad TG-8 en ciclo abierto, de la Central Térmica Santa Rosa, empleando supervisión en tiempo real.

4.1. Resultados:

En el Capítulo 3, sección 3.1, se muestra el sistema de supervisión en tiempo real y el sistema de control para mejorar el rendimiento de la TG, de la unidad TG-8 en ciclo abierto, de la Central Térmica Santa Rosa.

Para la estructura de control en la sección 3.3, se ha considerado como rendimiento de referencia η_{TGref} igual a 38% y como especificación de funcionamiento del sistema en la etapa de estado estable se ha considerado una precisión estática (PE) de 1.58% del valor del rendimiento de referencia. No se ha considerado especificaciones de funcionamiento para la etapa transitoria, porque el análisis solo se realiza para máxima generación de potencia. La metodología se valida con los resultados que se muestran en las siguientes secciones, luego de ejecutar las acciones de control secuencial para mejorar el rendimiento de la TG y que cumplen con la especificación de funcionamiento (PE).

4.2. Mejoras del rendimiento de la TG mostrados en displays numéricos

En esta sección se presentan, mediante displays numéricos, los valores previos a la acción de control secuencial, el error porcentual del rendimiento, el valor del Heat Rate bruto, la presión diferencial de prefiltros y filtros finales de admisión y la presión estática de entrada al compresor, para el análisis y evaluación de la mejora del rendimiento de la TG.

4.2.1. Mejora del rendimiento de la TG por cambio de prefiltros de admisión

Para la mejora del rendimiento de la TG por cambio de prefiltros de admisión se siguió la acción de control secuencial del diagrama de flujo de la Figura 3.4, del Capítulo 3.

4.2.1.1. Valores previos al cambio de prefiltros de admisión

Las Figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6 muestran los displays numéricos “pérdidas de la TG”, “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, para máxima potencia generada y operando varias horas antes al cambio de prefiltros de admisión. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Periodos de análisis previos al cambio de prefiltros.

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	20/08/2023 06:30	20/08/2023 07:00
Segundo periodo	20/08/2023 07:00	20/08/2023 07:30

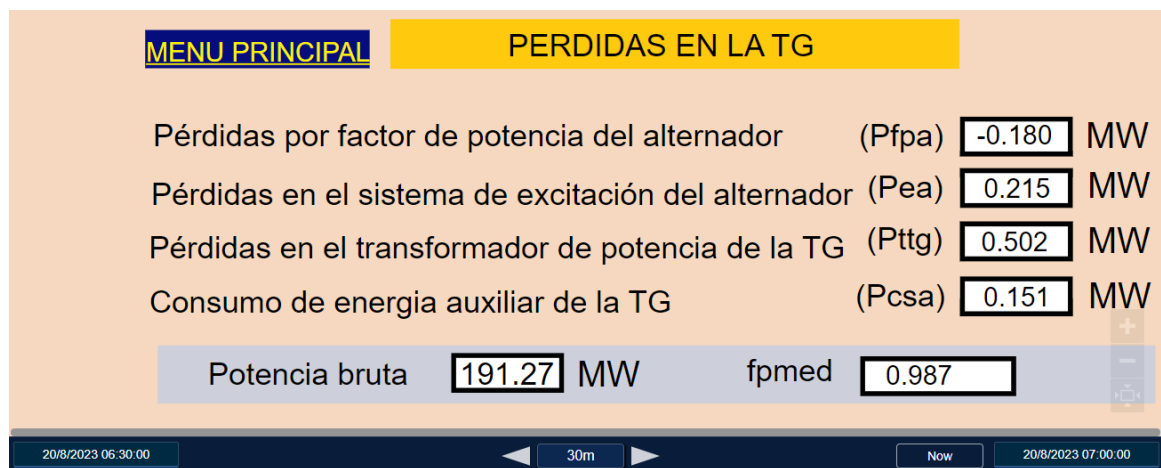


Figura 4.1: Display numérico “Pérdidas en la TG” previo al cambio de prefiltros del primer periodo

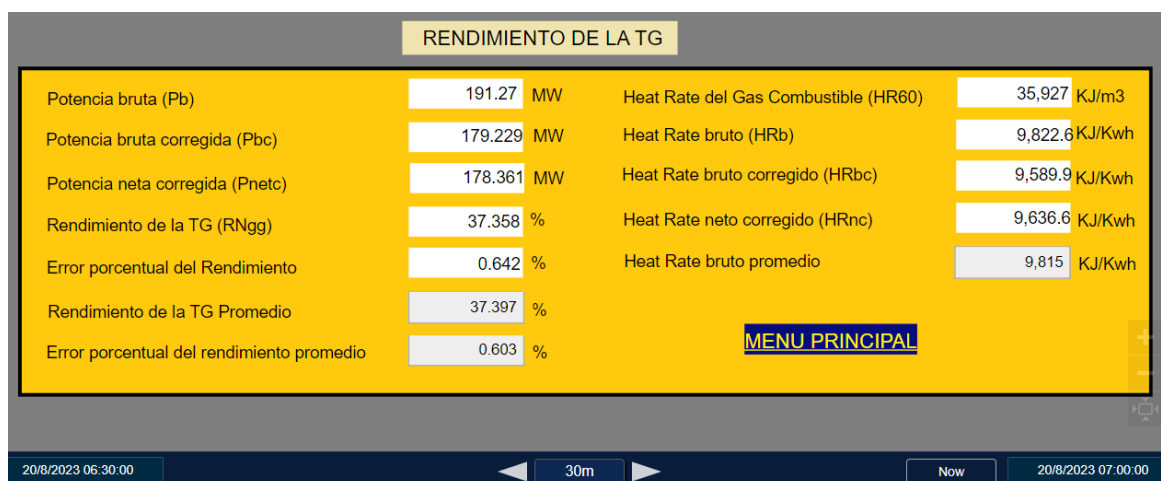


Figura 4.2: Display numérico “Rendimiento de la TG” previo al cambio de prefiltros del primer periodo

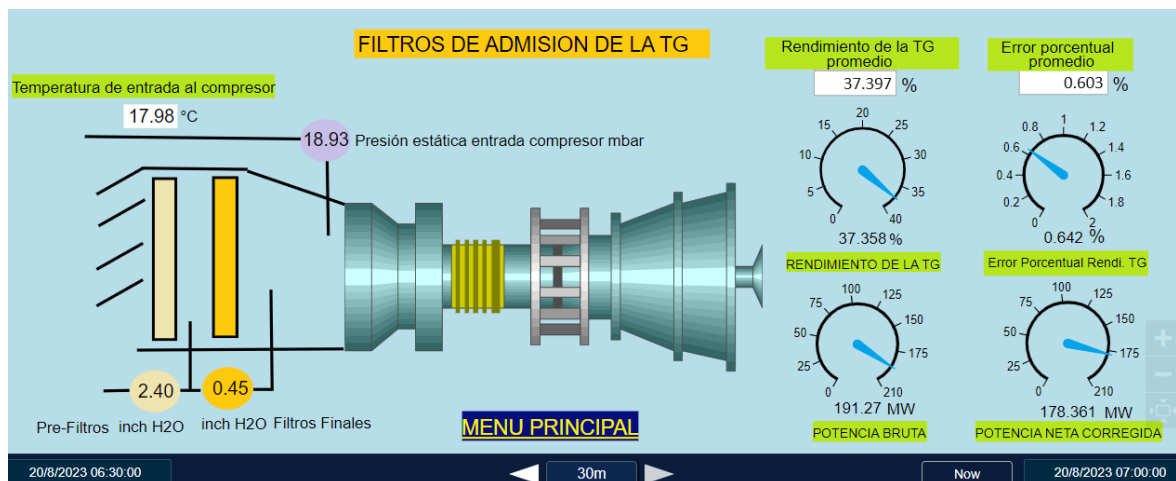


Figura 4.3: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al cambio de prefiltros del primer periodo

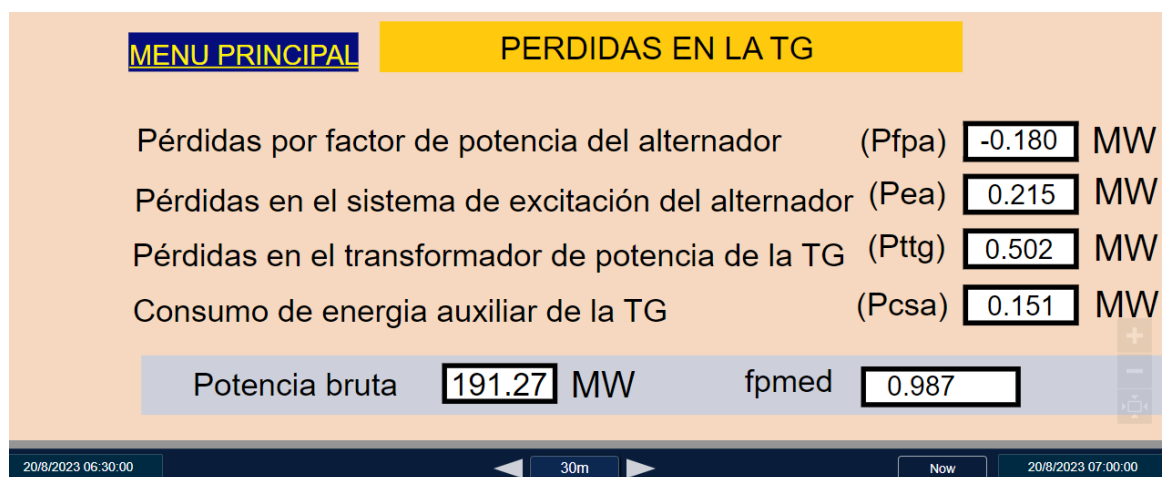


Figura 4.4: Display numérico “Pérdidas en la TG” previo al cambio de prefiltros del segundo periodo

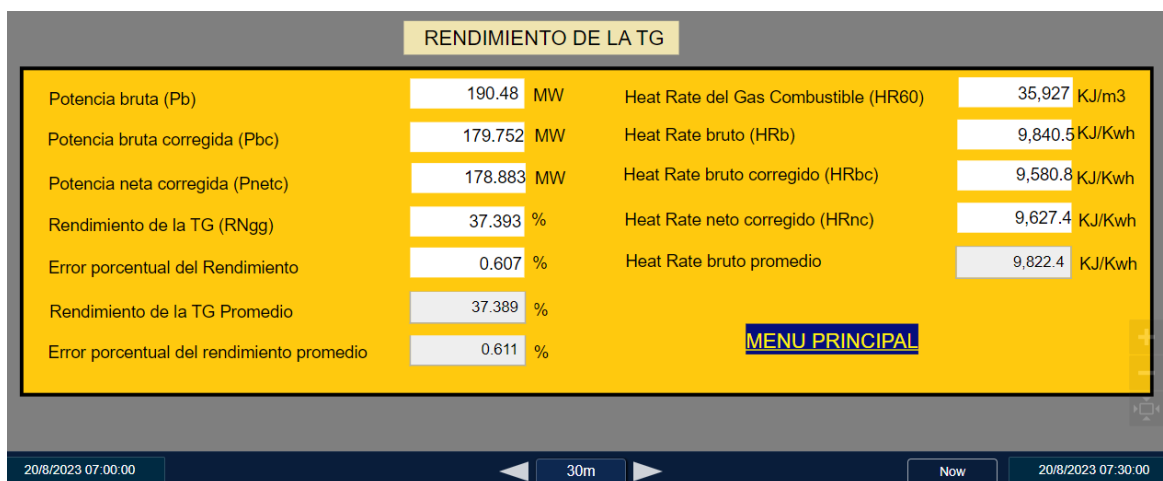


Figura 4.5: Display numérico “Rendimiento de la TG” previo al cambio de prefiltros del segundo periodo

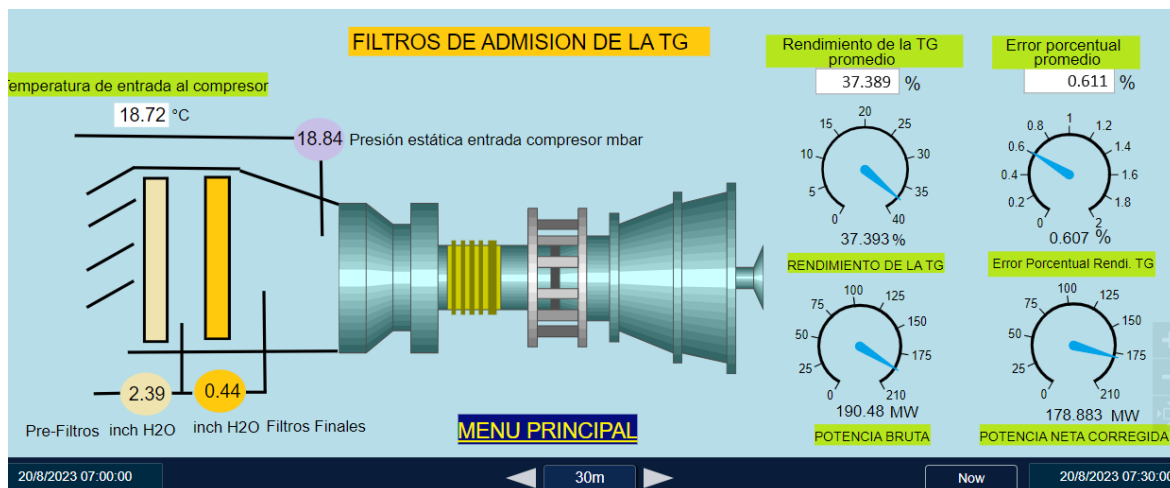


Figura 4.6: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al cambio de prefiltros del segundo periodo

4.2.1.2. Valores posteriores al cambio de prefiltros de admisión

Las Figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, para máxima potencia generada y operando varias horas antes al cambio de prefiltros de admisión. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.2. Los periodos de análisis fueron definidos para el valor más bajo de la presión diferencial de Prefiltro, posterior a su cambio.

Tabla 4.2: Periodos de análisis posterior al cambio de prefiltros

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	23/08/2023 18:00	23/08/2023 18:30
Segundo periodo	23/08/2023 18:30	23/08/2023 19:00

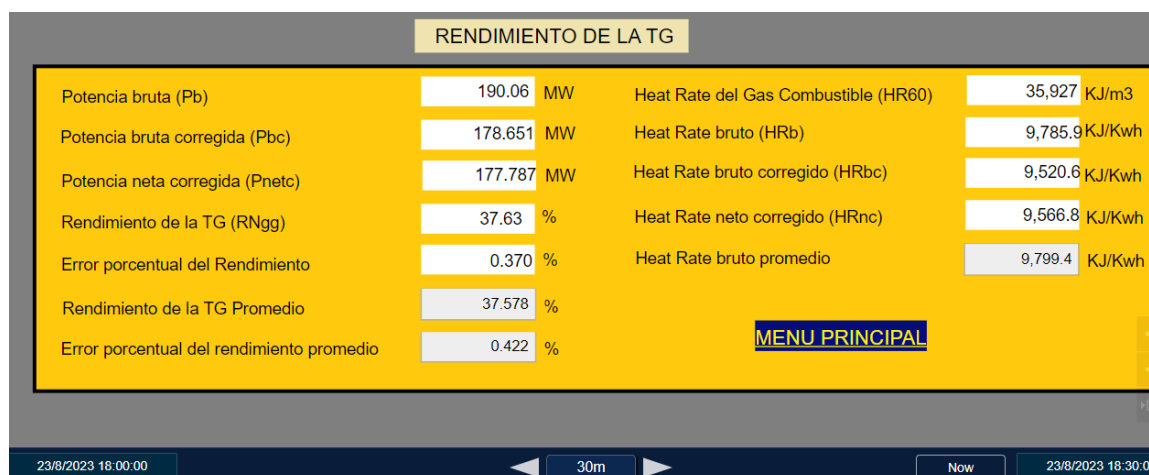


Figura 4.7: Display numérico “Rendimiento de la TG” posterior al cambio de prefiltros del primer periodo

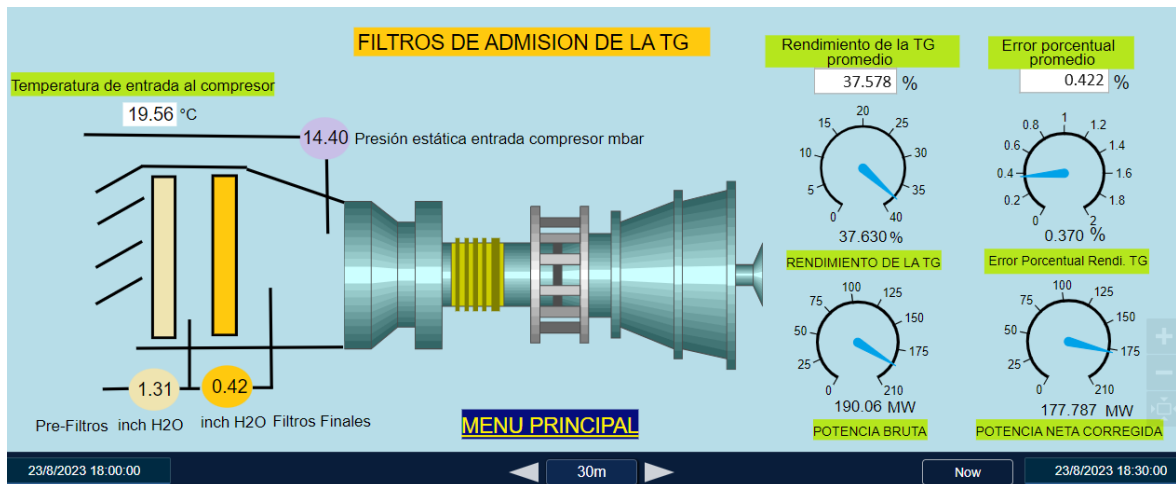


Figura 4.8: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al cambio de prefiltros del primer periodo

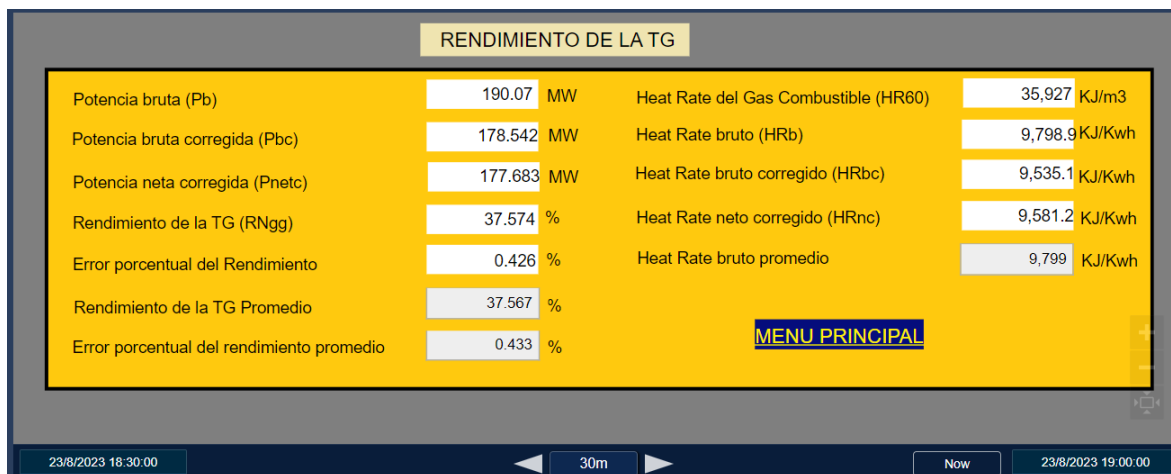


Figura 4.9: Display numérico “Rendimiento de la TG” posterior al cambio de prefiltros del segundo periodo

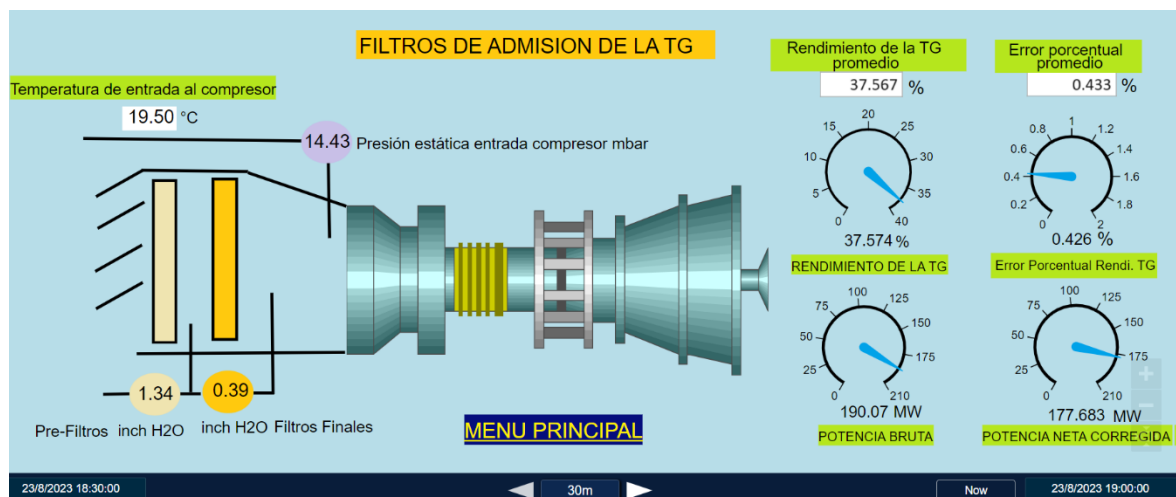


Figura 4.10: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al cambio de prefiltros del segundo periodo

La Tabla 4.3, muestra los valores promedio del rendimiento de la TG, el EPR, el Heat Rate bruto y los valores instantáneos de las presiones PD_{pf}, PD_{ff} y P1C, para los dos períodos previos al cambio de prefiltros y para los dos períodos posteriores al cambio de prefiltros. Los valores instantáneos corresponden al último valor de cada período

Tabla 4.3: Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por cambio de prefiltros

Cambio de Prefiltro	Periodos	Valores promedio			Valores instantáneos		
		Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate Bruto	PD _{pf}	PD _{ff}	P1C
	30min	%	%	KJ/KWh	InchH2O	InchH2O	Mbar
Antes del cambio	Periodo 1	37,397	0,60	9815.0	2,40	0,45	18,93
	Periodo 2	37,389	0,61	9822.4	2,39	0,44	18,84
Después del cambio	Periodo 1	37,578	0,42	9799.4	1,31	0,42	14,40
	Periodo 2	37,567	0,43	9799.0	1,13	0,39	14,43

4.2.2. Mejora del rendimiento de la TG por lavados on-line del compresor

Para la mejora del rendimiento de la TG por lavados on-line del compresor de la TG se siguió la acción de control secuencial del diagrama de flujo de la Figura 3.4 y Figura 3.6, del Capítulo 3.

4.2.2.1. Por lavado on-line del 06 de septiembre de 2023

Teniendo en consideración que el lavado on-line fue llevado a cabo el 06 de septiembre de 01:02 horas a 01:17 horas.

Las Figuras 4.11, 4.12, 4.13 y 4.14 muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, previo al lavado on-line del compresor. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Periodos de análisis previos al lavado on-line 06-08-2023

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	05/09/2023 23:51	06/09/2023 00:21
Segundo periodo	06/09/2023 00:21	06/09/2023 00:51

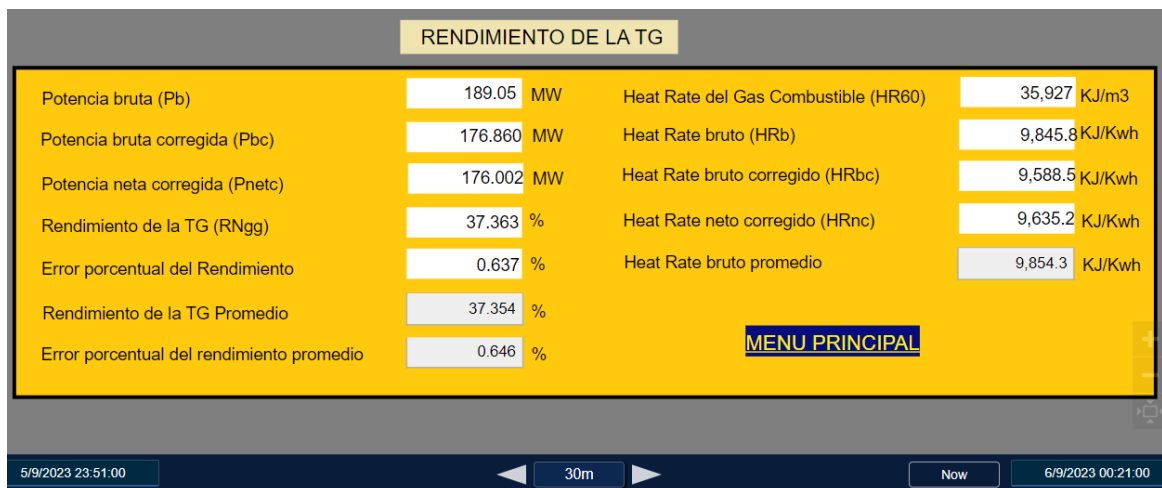


Figura 4.11: Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)

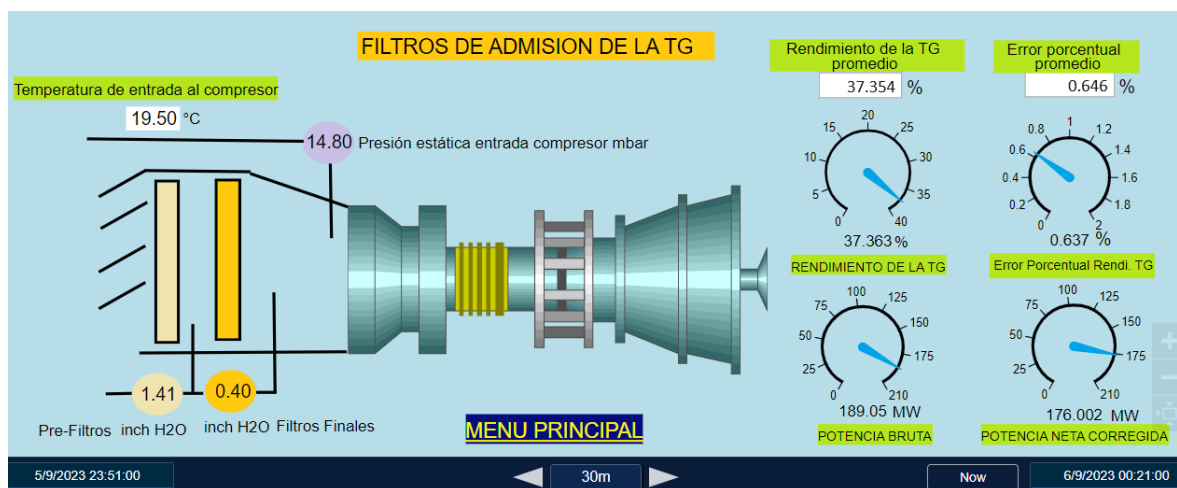


Figura 4.12: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)

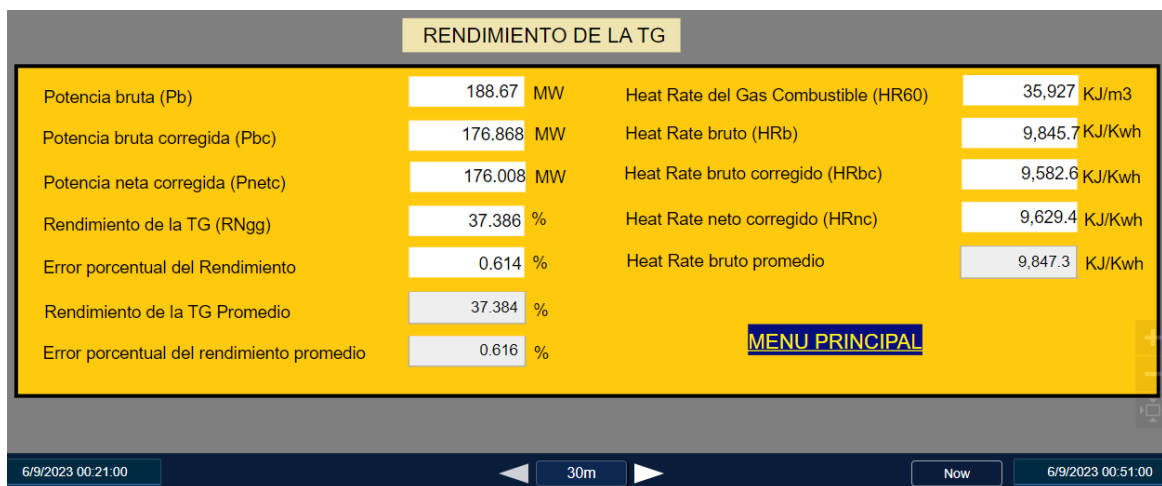


Figura 4.13: Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line de segundo periodo (06-09-2023)

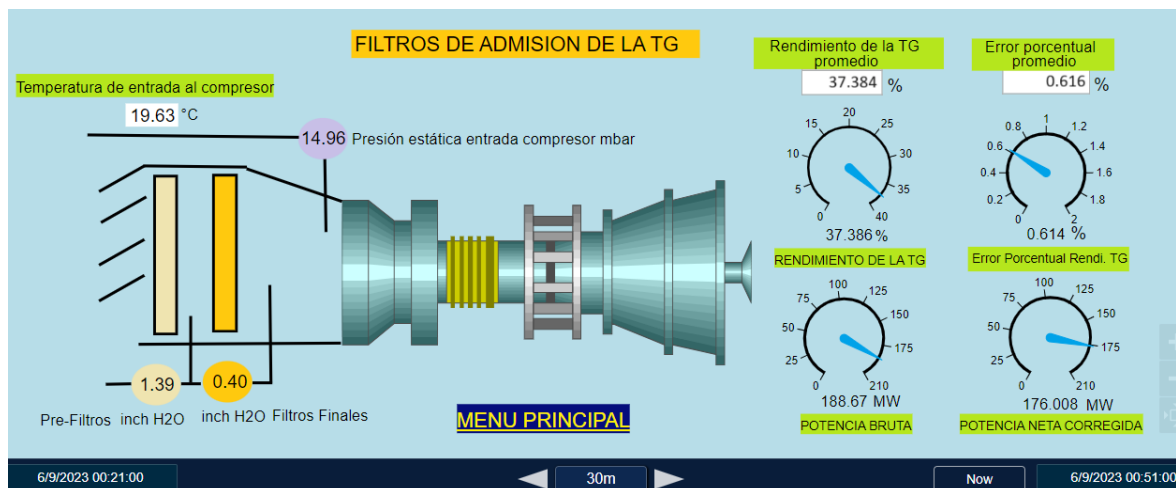


Figura 4.14: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (06-09-2023)

Las Figuras 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18 muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, posterior al lavado on-line del compresor. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.5. Los periodos se definieron 3 horas con 17 minutos después de haber concluido el lavado on-line del compresor, debido a que la TG estuvo menos de 30 minutos a plena generación luego de concluir con el lavado on-line.

Tabla 4.5: Periodos de análisis posterior al lavado on-line (06-09-2023)

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	06/09/2023 04:33	06/09/2023 05:03
Segundo periodo	06/09/2023 05:03	06/09/2023 05:33

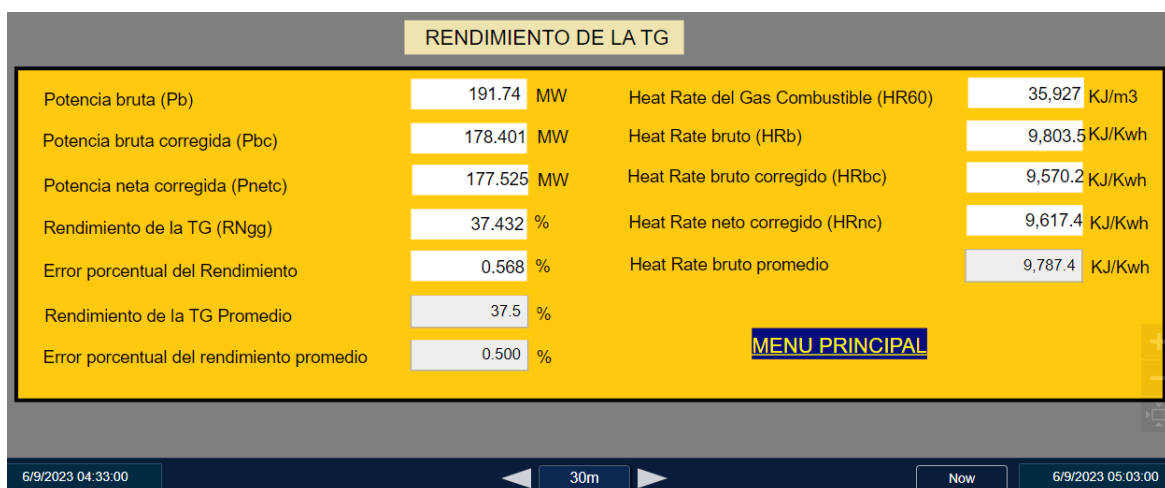


Figura 4.15: Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)

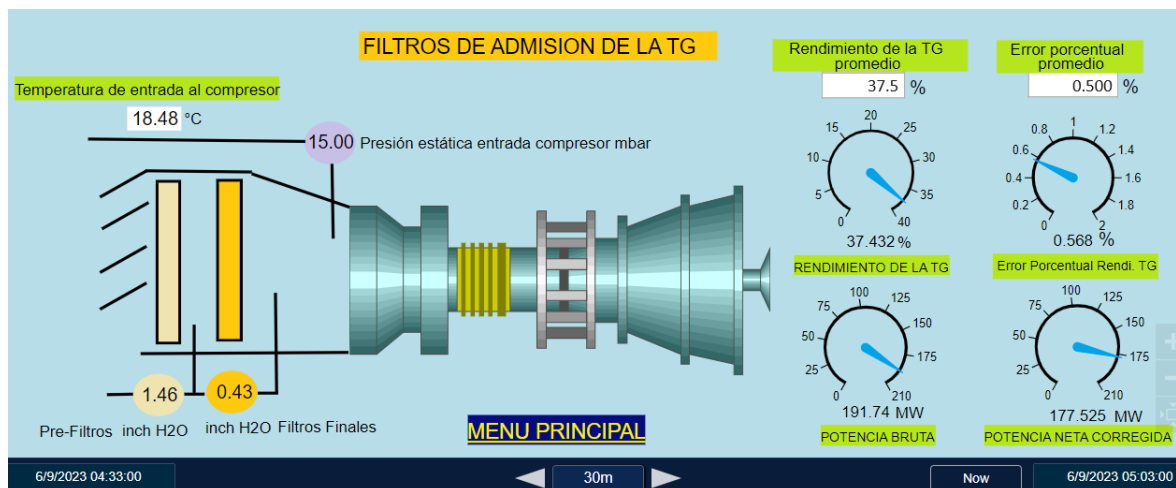


Figura 4.16: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (06-09-2023)

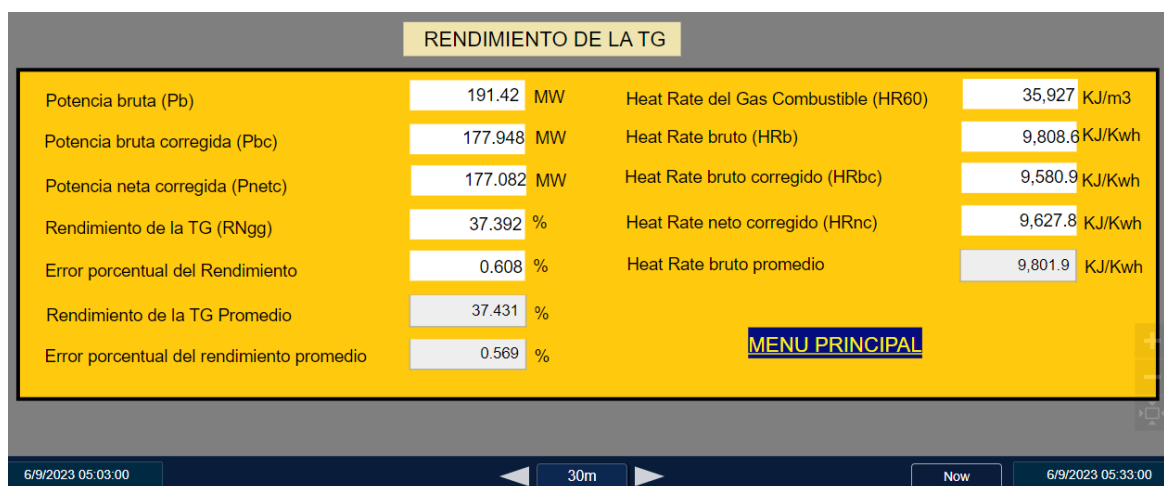


Figura 4.17: Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (06-09-2023)

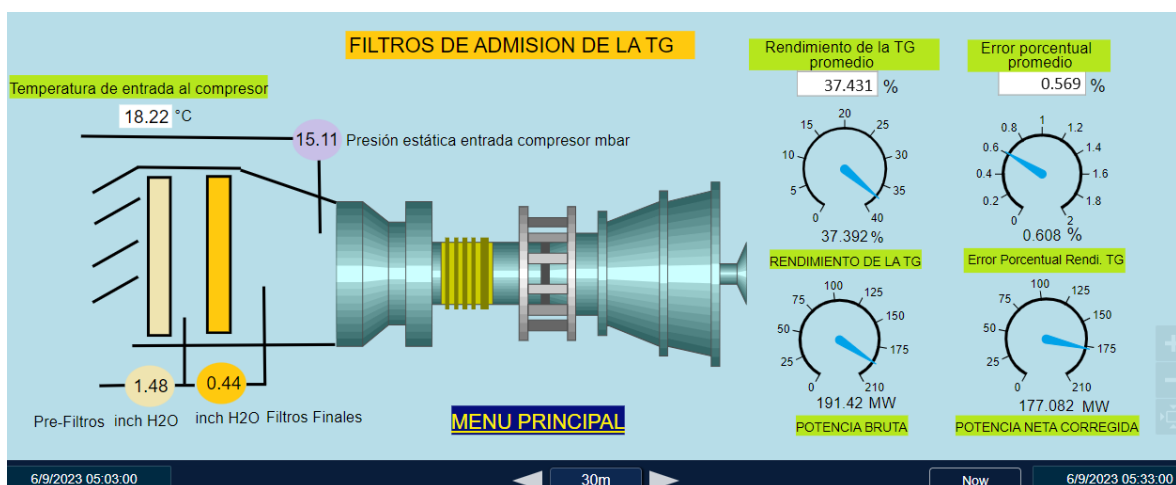


Figura 4.18: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (06-09-2023)

La Tabla 4.6, muestra los valores promedio de cada periodo definido en las Tablas 4.4 y 4.5 del rendimiento de la TG, el error porcentual del rendimiento, el Heat Rate bruto y los valores instantáneos de las presiones PD_{pf}, PD_{ff} y P1C, para los dos periodos previos al lavado on-line del compresor y para los dos periodos posteriores al lavado on-line del compresor. Los valores instantáneos corresponden al último valor de cada período.

Tabla 4.6: Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por lavado on-line (06-09-2023)

Lavado on-line del compresor	Periodos	Valores promedios			Valores instantáneos		
		Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate Bruto	PD _{pf}	PD _{ff}	P1C
	30min	%	%	KJ/KWh	InchH2O	InchH2O	Mbar
Antes del lavado	Periodo 1	37.354	0.65	9854.3	1.41	0.4	14.80
	Periodo 2	37.384	0.62	9847.3	1.39	0.4	14.96
Después del lavado	Periodo 1	37.500	0.50	9787.4	1.46	0.43	15.00
	Periodo 2	37.431	0.57	9801.9	1.48	0.44	15.11

4.2.2.2 Por lavado on-line del 25 de septiembre de 2023

Teniendo en consideración que el lavado on-line fue llevado a cabo el 25 de septiembre de 02:09 horas hasta las 02:24 horas.

Las Figuras 4.19, 4.20, 4.21 y 4.22 muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG8”, previo al lavado on-line del compresor. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.7.

Tabla 4.7: Periodos de análisis previo al lavado online (25-09-2023)

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	25/09/2023 01:00	25/09/2023 01:30
Segundo periodo	25/09/2023 01:30	25/09/2023 02:00

Las Figuras 4.23, 4.24, 4.25 y 4. muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, posterior al lavado on-line del compresor. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Periodos de análisis posterior al lavado on-line (25-09-2023)

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	25/09/2023 02:33	25/09/2023 03:03
Segundo periodo	25/09/2023 03:03	25/09/2023 03:33

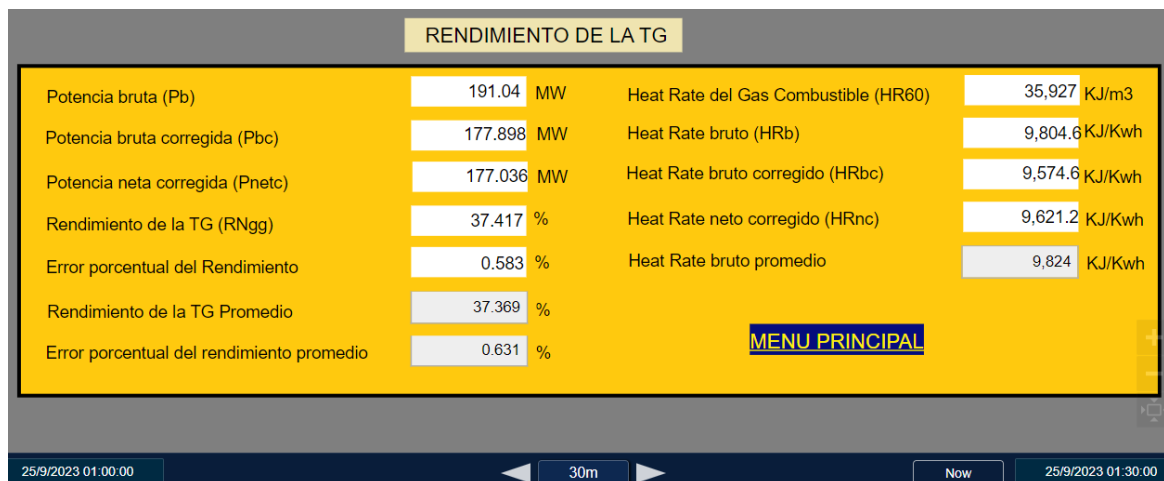


Figura 4.19: Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)

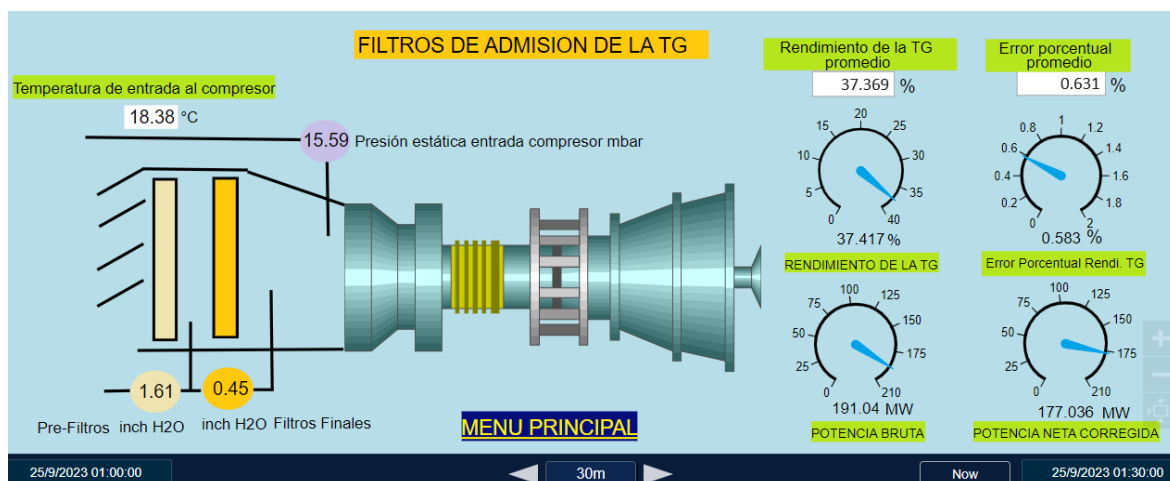


Figura 4.20: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)

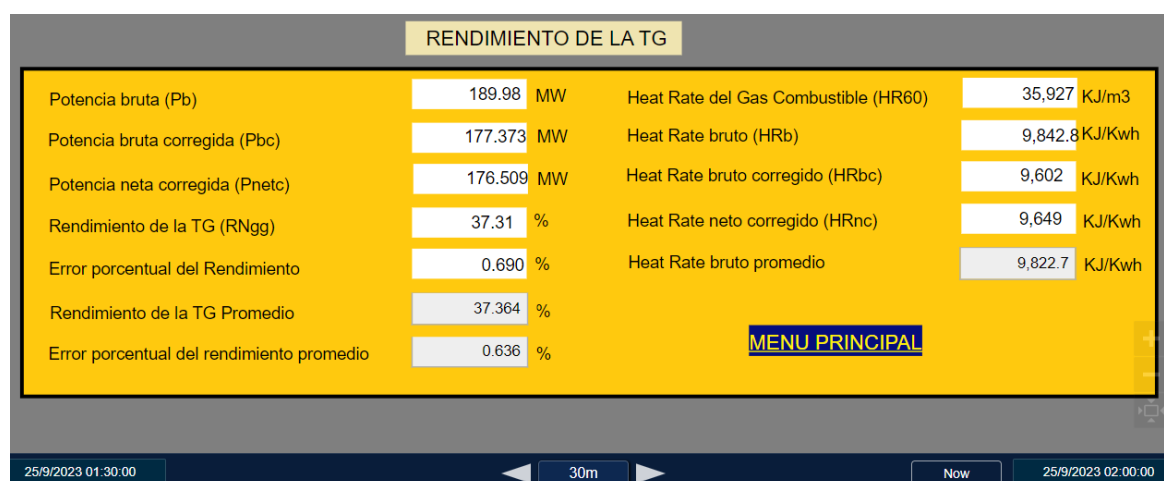


Figura 4.21: Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (25-09-20203)

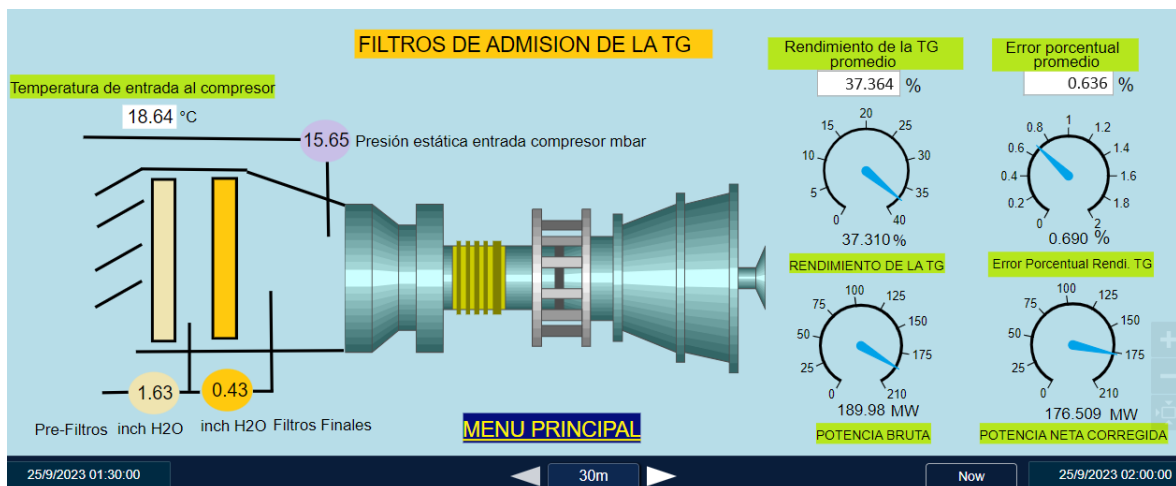


Figura 4.22: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (25-09-20203)

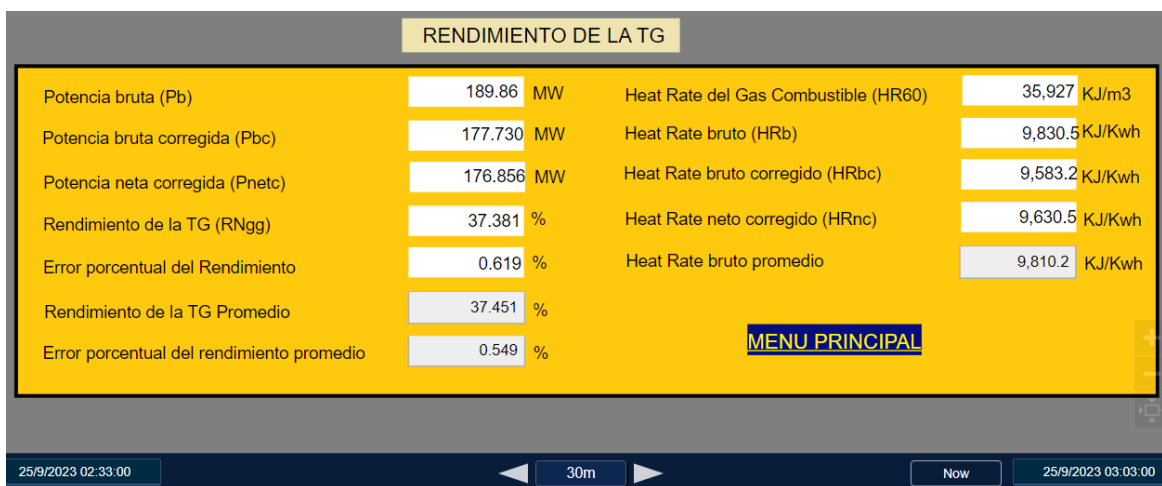


Figura 4.23: Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)

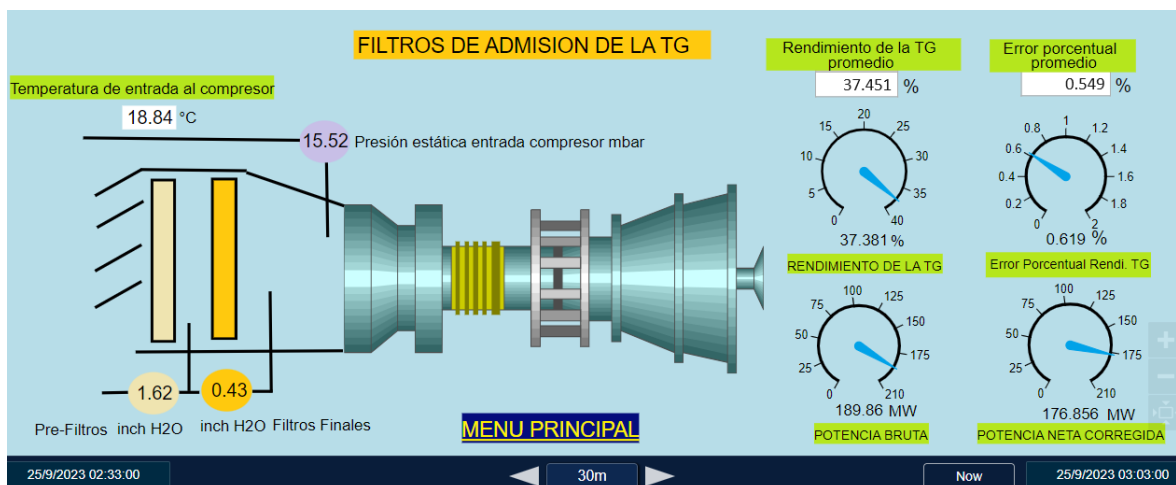


Figura 4.24: Display numérico “Filtros de admisión la TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (25-09-20203)

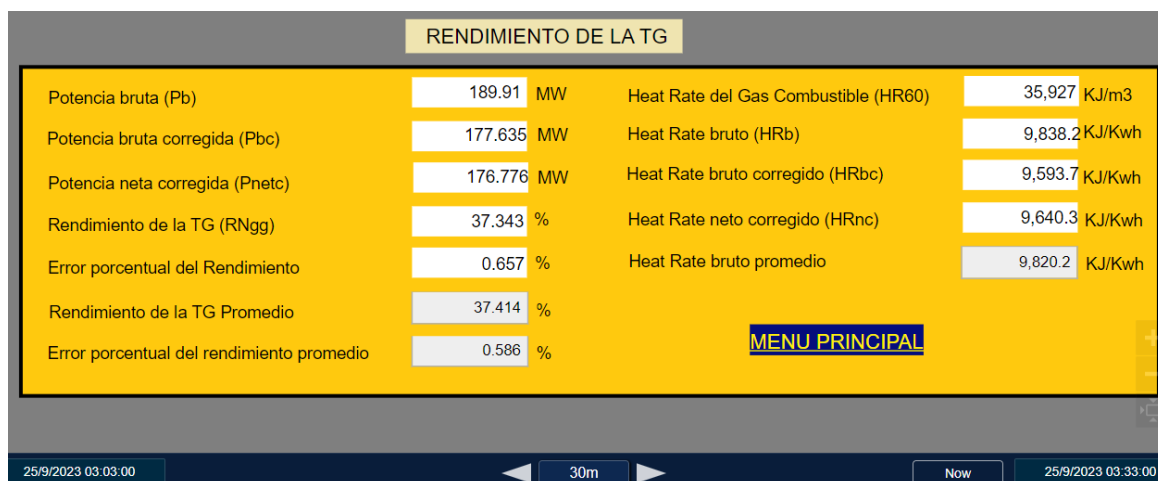


Figura 4.25: Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (25-09-2023)

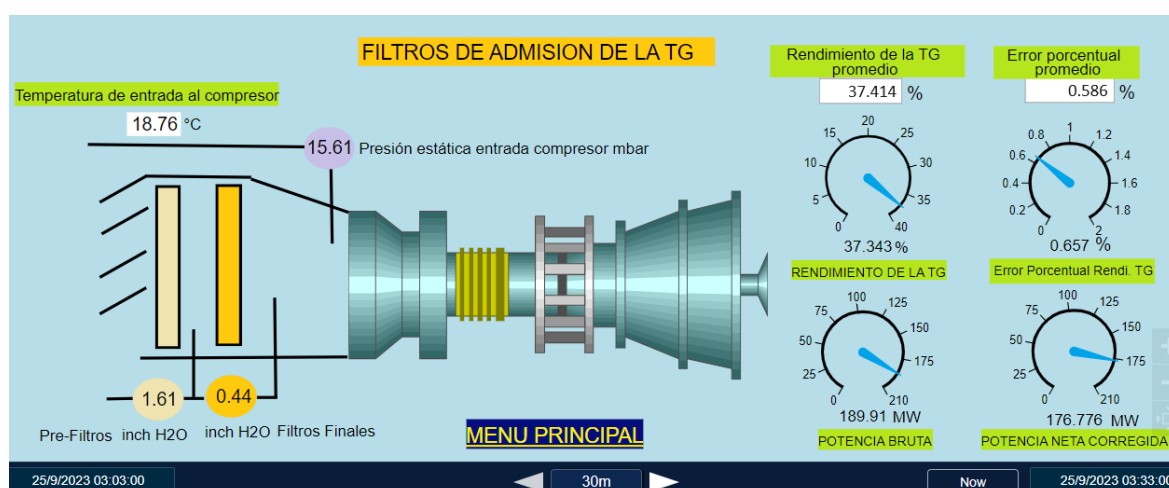


Figura 4.26: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (25-09-20203)

Tabla 4.9: Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por lavado on-line (25-09-2023)

Lavado on-line del compresor	Periodos	Valores promedios			Valores instantáneos		
		Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate bruto	PDpf	PDff	P1C
	30min	%	%	KJ/KWh	InchH2O	InchH2O	Mbar
Antes del lavado	Periodo 1	37.369	0,63	9824.0	1.61	0.45	15.59
	Periodo 2	37.364	0,64	9822.7	1.63	0.43	15.65
Después del lavado	Periodo 1	37.451	0,55	9810.2	1.62	0.43	15.52
	Periodo 2	37.414	0,59	9820.2	1.61	0.44	15.61

La Tabla 4.9, muestra los valores promedio de cada periodo definido en las Tablas 4.7 y 4.8 del rendimiento de la TG, el error porcentual del rendimiento, el Heat Rate bruto y los

valores instantáneos de las presiones PDpf, PDff y P1C, para los dos períodos previos al lavado on-line del compresor y para los dos períodos posteriores al lavado on-line del compresor. Los valores instantáneos corresponden al último valor de cada período.

4.2.2.3. Por lavado on-line del 01 de octubre de 2023

Teniendo en consideración que el lavado on-line fue llevado a cabo el 01 de octubre del 2023 de 02:23 horas hasta las 02:38 horas.

Las Figuras 4.27, 4.28, 4.29 y 4.30, muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, previo al lavado on-line del compresor. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada uno, ver Tabla 4.10. Los periodos se definieron 4 horas antes de iniciar el lavado on-line del compresor, debido a que previo al inicio del lavado, la TG no se encontraba a máxima potencia de generación.

Tabla 4.10: Periodos de análisis previo al lavado on-line (01-10-2023)

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	30/09/2023 22:27	30/09/2023 22:57
Segundo periodo	30/09/2023 22:57	30/09/2023 23:27

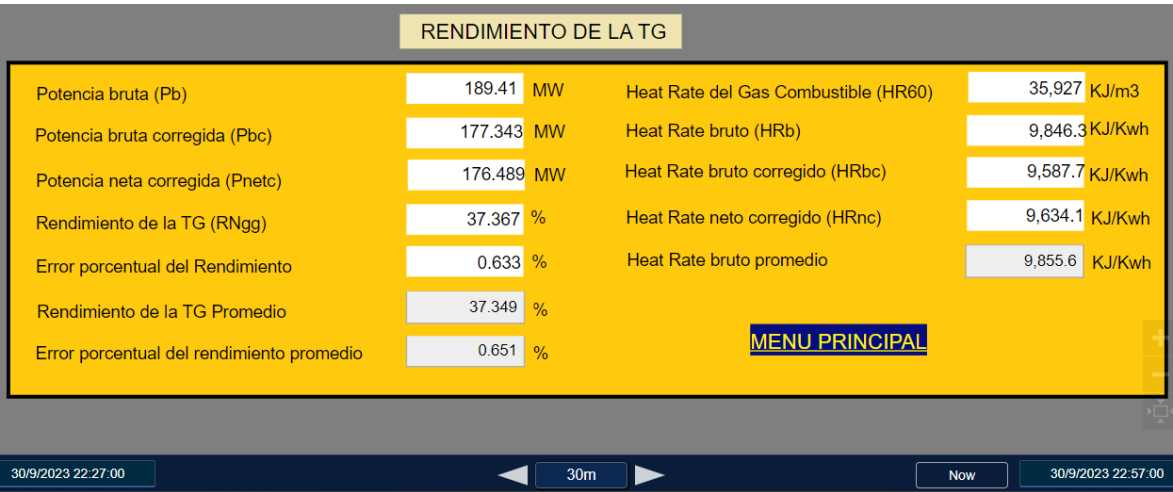


Figura 4.27: Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del primer periodo (01-10-2023)

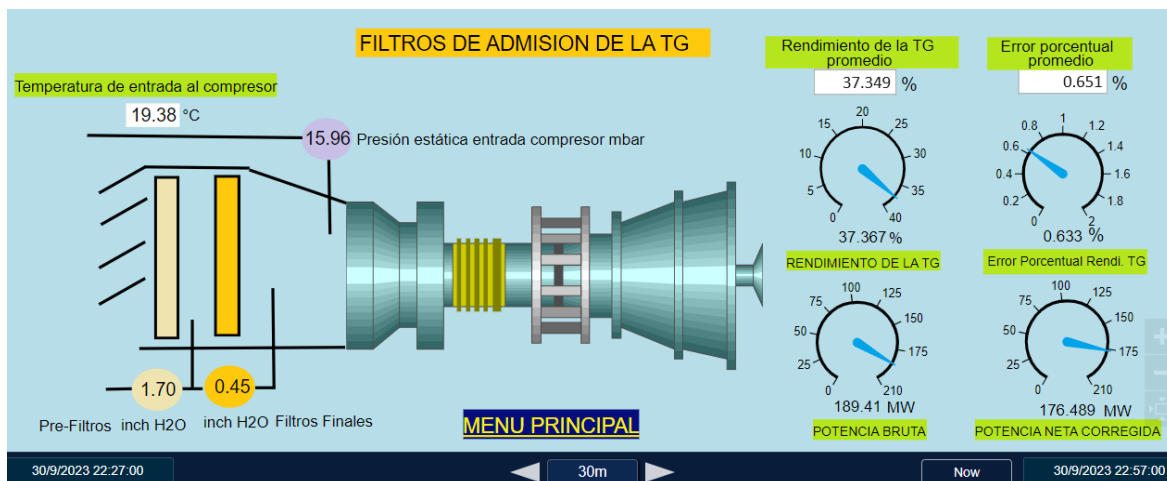


Figura 4.28: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del primer periodo (01-10-20203)

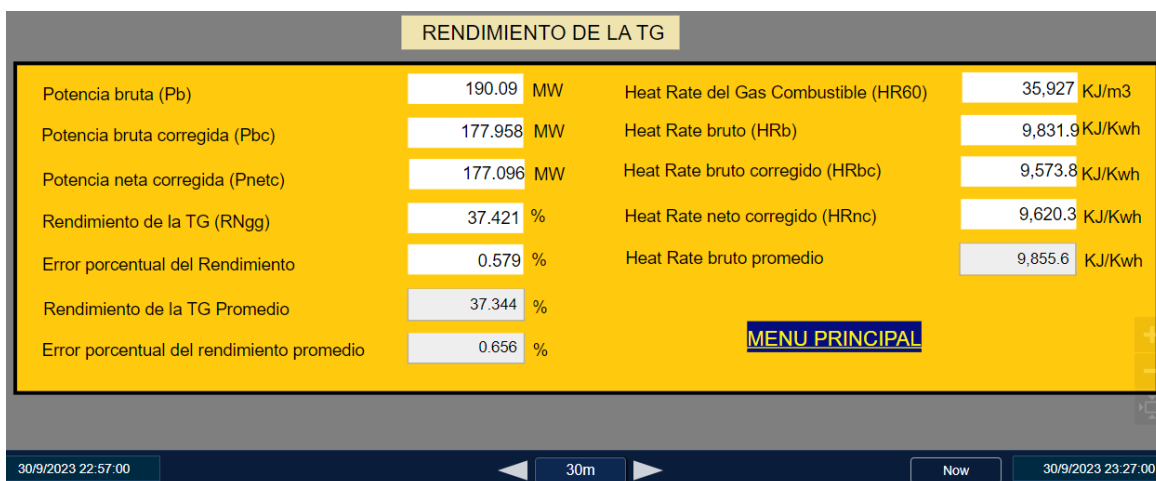


Figura 4.29: Display numérico “Rendimiento de TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (01-10-2023)

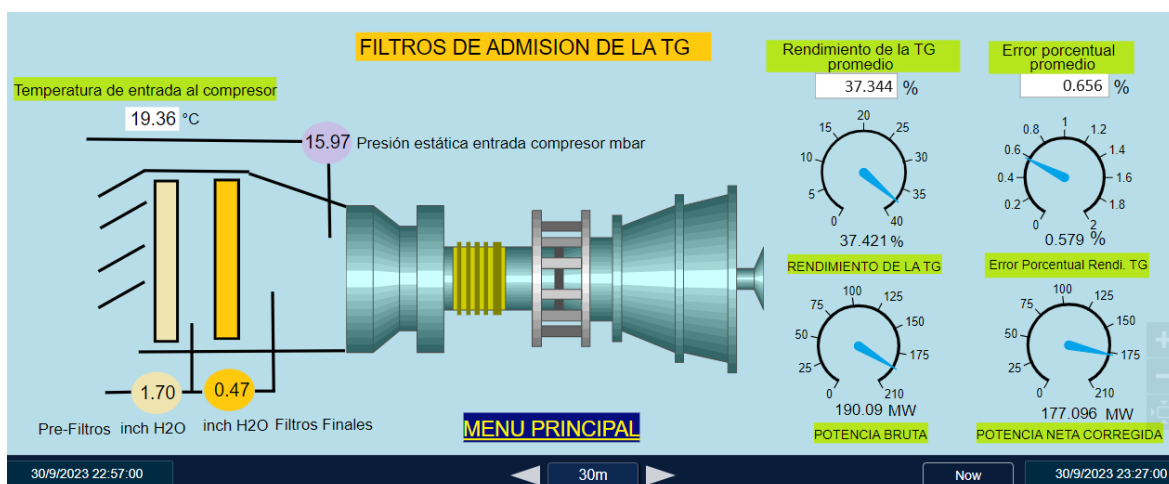


Figura 4.30: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” previo al lavado on-line del segundo periodo (01-10-20203)

Las Figuras 4.31, 4.32, 4.33 y 4.34 muestran los displays numéricos “rendimiento de la TG” y “filtros de admisión de la TG”, antes del cambio de los prefiltros de admisión del compresor. Se definieron dos periodos de análisis de 30 minutos cada periodo, ver Tabla 4.11.

La Tabla 4.12 muestra los valores promedios de cada periodo definido en la Tabla 4.10 y 4.11 del rendimiento de la TG, el error porcentual del rendimiento, el Heat Rate bruto y los valores instantáneos de las presiones PDpf, PDff y P1C, para los dos periodos previos al lavado on-line del compresor y para los dos periodos posteriores al lavado on-line del compresor. Los valores instantáneos corresponden al último valor de cada período.

Tabla 4.11: Periodos de análisis posterior al lavado on-line (01-10-2023)

Periodos de análisis	Inicio	Fin
Primer periodo	01/10/2023 02:49	01/10/2023 03:19
Segundo periodo	01/10/2023 03:19	01/10/2023 03:49

Tabla 4.12: Valores promedio y valores instantáneos de variables y parámetros de la TG por lavado on-line (01-10-2023)

Lavado on-line del compresor	Periodos	Valores promedios			Valores instantáneos		
		Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate bruto	PDpf	PDff	P1C
	30min	%	%	KJ/KWh	InchH2O	InchH2O	Mbar
Antes del lavado	Periodo 1	37.349	0.65	9855.6	1.70	0.45	15.96
	Periodo 2	37.344	0.66	9855.0	1.70	0.47	15.97
Después del lavado	Periodo 1	37.458	0.54	9797.3	1.70	0.46	16.05
	Periodo 2	37.368	0.63	9833.0	1.72	0.47	16.07

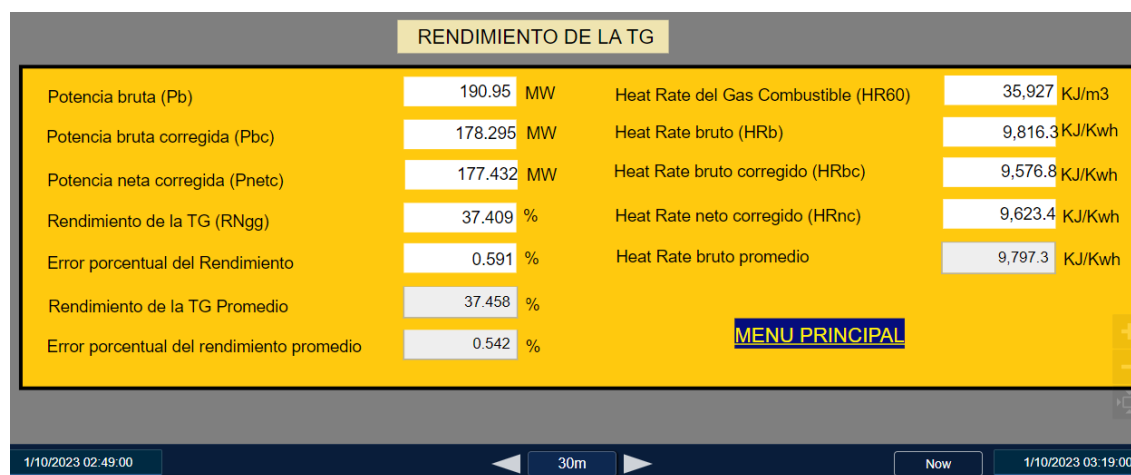


Figura 4.31: Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (01-10-2023)

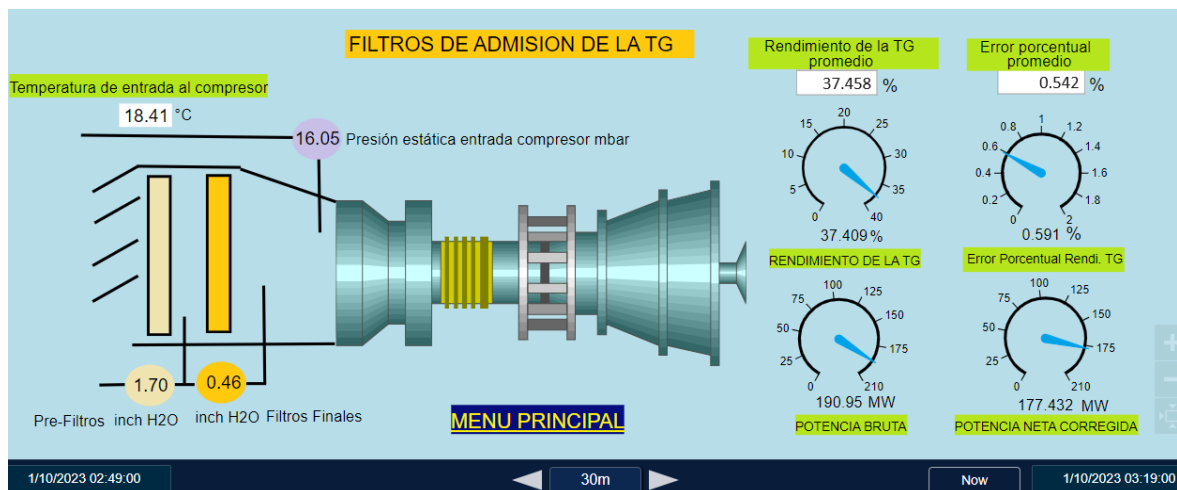


Figura 4.32: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del primer periodo (01-10-2023)

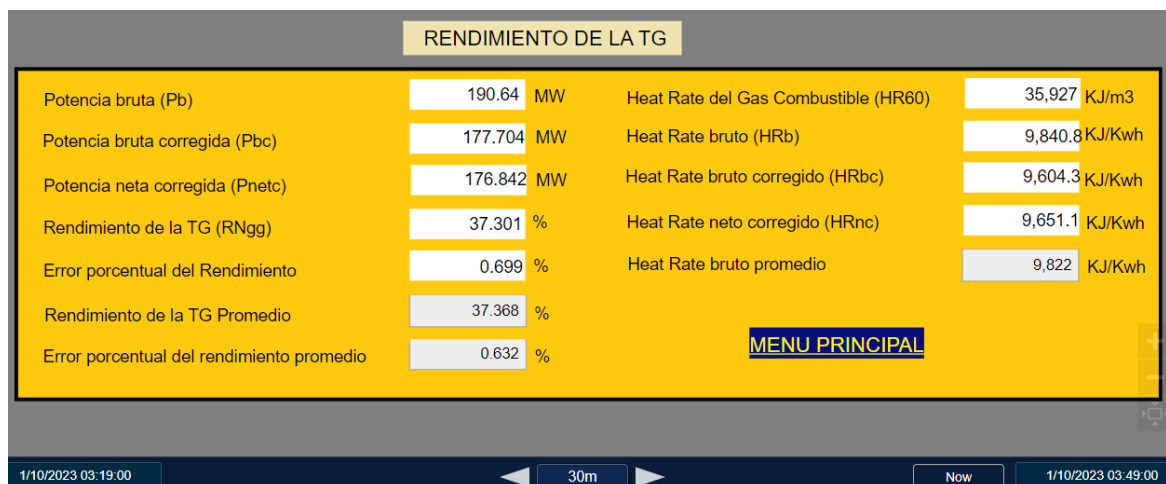


Figura 4.33: Display numérico “Rendimiento de TG” posterior al lavado on-line el segundo periodo (01-10-2023)

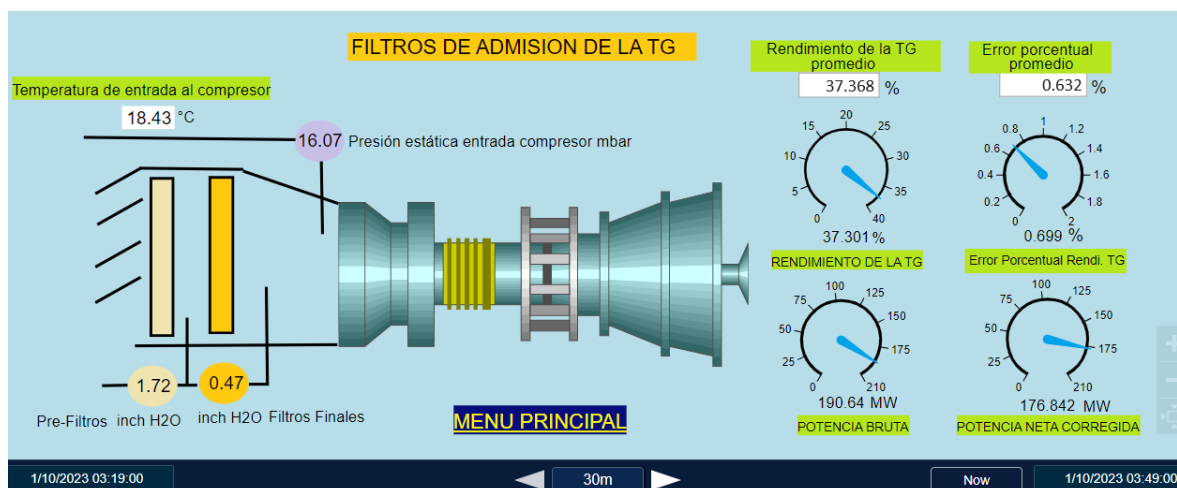


Figura 4.34: Display numérico “Filtros de admisión de la TG” posterior al lavado on-line del segundo periodo (01-10-2023)

4.3. Mejoras del rendimiento de la TG mostrados en displays de tendencias

En esta sección se presentan mediante displays de tendencias, los valores del error porcentual del rendimiento, del valor del Heat Rate bruto, de la presión diferencial de prefiltros y filtros finales de admisión y de la presión estática de entrada al compresor, previos y posteriores a la acción de control secuencial de rendimiento de la TG, para análisis y evaluación de la mejora del rendimiento de la TG.

4.3.1. Mejora del rendimiento de la TG por cambio de prefiltros de admisión

La Figura A1, muestra el display “Tendencia de filtros de admisión de la TG” donde se observa la variación del rendimiento de la TG con el cambio de prefiltros de admisión. El cambio prefiltros se inició el 20 de agosto y concluyó el 23 de agosto. El primer cursor muestra un rendimiento de 37.18% (tendencia color celeste), una presión diferencial del prefiltro (tendencia color naranja) de 2.39 inchH₂O, una presión diferencial de filtro final de 0.444 inchH₂O (tendencia color violeta), una presión estática de entrada al compresor P1C de 18.63 mbar (tendencia color verde), un error porcentual del rendimiento de 0.82% (tendencia color turquesa), un Heat Rate bruto de 9868.4 KJ/KWh (tendencia color rojo) y el segundo cursor muestra un rendimiento de 37.515% (tendencia color celeste), una presión diferencial del prefiltro (tendencia color naranja) de 1.3 inchH₂O, una presión diferencial de filtro final de 0.393 inchH₂O (tendencia color violeta), una presión estática de entrada al compresor P1C de 14.46 mbar (tendencia color verde), un error porcentual de rendimiento de 0.485% (tendencia color turquesa), un Heat Rate bruto de 9827 KJ/KWh (tendencia color rojo).

4.3.2. Mejora del rendimiento de la TG por lavados on-line del compresor

La Figura B1, muestra el display de tendencias “Lavados del compresor de la TG” donde se aprecia la variación del rendimiento de la TG previo y posterior al lavado on-line del compresor, realizado el 06 de septiembre. El primer cursor muestra un rendimiento de la TG (tendencia de color rojo) de 37.23%, un error porcentual de rendimiento (tendencia color plomo) de 0.77%, un Heat Rate bruto de 9884.7 KJ/KWh (tendencia color celeste) y el segundo cursor muestra un rendimiento de la TG (tendencia color celeste) de 37.483%, un error porcentual de rendimiento (tendencia color plomo) de 0.517%, un Heat Rate bruto de 9790.4 KJ/KWh (tendencia color celeste).

La Figura B2, muestra el display de tendencias “Lavados del compresor de la TG” donde se aprecia la variación del rendimiento de la TG previo y posterior al lavado on-line del compresor realizado el 25 de septiembre. El primer cursor muestra un rendimiento de la

TG (tendencia color rojo) de 37.387%, un error porcentual de rendimiento (tendencia color plomo) de 0.613%, un Heat Rate bruto de 9822.1 KJ/KWh (tendencia color celeste) y el segundo cursor muestra un rendimiento de la TG (tendencia color celeste) de 37.455%, un error porcentual de rendimiento (tendencia color plomo) de 0.545%, un Heat Rate bruto de 9817.5 KJ/KWh (tendencia color celeste).

La Figura B3, muestra el display de tendencias “Lavados del compresor de la TG” donde se aprecia la variación del rendimiento de la TG previo y posterior al lavado on-line del compresor, realizado el 01 de octubre. El primer cursor muestra un rendimiento de la TG (tendencia color rojo) de 37.134%, un error porcentual de rendimiento (tendencia color plomo) de 0.866%, un Heat Rate bruto de 9849 KJ/KWh (tendencia color celeste) y el segundo cursor muestra un rendimiento de la TG (tendencia color celeste) de 37.468%, un error porcentual de rendimiento (tendencia color plomo) de 0.532%, un Heat Rate bruto de 9802.8 KJ/KWh (tendencia color celeste).

4.4. Tablas resumen de valores promedio del indicador de la variable independiente según la acción de control secuencial de mejora del rendimiento de la TG.

Las Tablas 4.13, 4.14, 4.15 y 4.16 muestran los valores promedio del periodo 1 y periodo 2, del rendimiento de la TG, del error porcentual del rendimiento EPR, del Heat Rate bruto, previo y posterior a la acción de control secuencial efectuado para mejorar el rendimiento de la TG.

También se muestran como referencia los indicadores de la variable independiente, el rendimiento de referencia y la precisión estática *PE*.

Tabla 4.13: Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por cambio de prefiltros de admisión

Cambio de Prefiltro	Valores promedios			Rendimiento referencia	PE
	Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate Bruto		
	%	%	KJ/KWh	%	%
Previo al cambio	37.393	0,61	9818.7	38	0.6
Posterior al cambio	37.572	0,43	9799.2	38	0.6
Diferencia (posterior-previo)	0.179	-0,18	-19.5		

Tabla 4.14: Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por lavado on-line del compresor de 06-09-2023

Lavado on-line del compresor	Valores promedios			Rendimiento referencia	PE
	Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate Bruto		
	%	%	KJ/KWh	%	%
Previo al lavado	37.369	0,64	9850.80	38	0.6
Posterior al lavado	37.466	0,54	9794.65	38	0.6
Diferencia (posterior-previo)	0.097	-0,1	-56.15		

Tabla 4.15: Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por lavado on-line del compresor de 25-09-2023

Lavado on-line del compresor	Valores promedios			Rendimiento referencia	PE
	Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate Bruto		
	%	%	KJ/KWh	%	%
Previo al lavado	37.367	0,64	9823.35	38	0.6
Posterior al lavado	37.433	0,57	9815.20	38	0.6
Diferencia (posterior-previo)	0.066	-0,07	-8.15		

Tabla 4.16: Resumen valores promedio del indicador de la variable dependiente por lavado on-line del compresor de 01-10-2023

Lavado on-line del compresor	Valores promedios			Rendimiento referencia	PE
	Rendimiento de la TG	EPR	Heat Rate Bruto		
	%	%	KJ/KWh	%	%
Previo al lavado	37.347	0,66	9855.3	38	0.6
Posterior al lavado	37.413	0,56	9797.3	38	0.6
Diferencia (posterior-previo)	0.066	-0,10	-58		

4.5. Impacto económico según la acción de control secuencial de mejora del rendimiento de la TG.

Las Tablas 4.17, 4.18, 4.19 y 4.20 muestran los valores del ahorro por consumo del gas combustible posterior a la acción de control secuencial de mejora del rendimiento de la TG.

Para poder calcular el ahorro por consumo del gas combustible, se ha tomado en cuenta el Heat Rate bruto de las tablas resumen 4.13, 4.14, 4.15 y 4.16, el costo del gas combustible en \$/MMBTU [41], el factor de carga de la TG está calculada hasta fines de noviembre del 2023, empleando información de la central térmica Santa Rosa y de la página del COES [19] se ha tomado la potencia eficaz de la TG. También, se consideró un mes de 30 días.

Tabla 4.17: Resultado del impacto económico posterior al cambio de prefiltros de admisión del compresor, del 20 al 23 de agosto

Reducción del Heat Rate Bruto	Reducción del Heat Rate Bruto	Costo del Gas	Factor de carga de la TG 2023	Potencia eficaz	Ahorro en combustible en \$/h	
KJ/KWh	BTU/KWh	\$/MMBTU		MW	\$/h	\$/mes
19.5	18.48	2.17	0.435	191.196	3.34	2401.7

Tabla 4.18: Resultado del impacto económico posterior al lavado on-line del 06 de septiembre de 2023

Reducción del Heat Rate Bruto	Reducción del Heat Rate Bruto	Costo del Gas	Factor de carga de la TG 2023	Potencia eficaz	Ahorro en combustible en \$/h	
KJ/KWh	BTU/KWh	\$/MMBTU		MW	\$/h	\$/mes
56.15	53.22	2.17	0.435	191.196	9.61	6915.68

Tabla 4.19: Resultado del impacto económico posterior al lavado on-line, del 25 de septiembre de 2023

Reducción del Heat Rate Bruto	Reducción del Heat Rate Bruto	Costo del Gas	Factor de carga de la TG 2023	Potencia eficaz	Ahorro en combustible en \$/h	
KJ/KWh	BTU/KWh	\$/MMBTU		MW	\$/h	\$/mes
8.15	7.72	2.17	0.435	191.196	1.39	1003.8

Tabla 4.20: Resultado del impacto económico posterior al lavado on-line, del 01 de octubre de 2023

Reducción del Heat Rate Bruto	Reducción del Heat Rate Bruto	Costo del Gas	Factor de carga de la TG 2023	Potencia eficaz	Ahorro en combustible en \$/h	
KJ/KWh	BTU/KWh	\$/MMBTU		MW	\$/h	\$/mes
58	54.97	2.17	0.435	191.196	9.92	7143.5

Debido a que los costos operativos de la empresa Enel Generación Perú son confidenciales, solo se presenta costos operativos referenciales de cada acción de control secuencial, tomando como referencia el costo “C” del lavado on-line del compresor de la TG, que es el más económico (ver Tabla 4.21).

Tabla 4.21: Costos operativos referenciales de cada acción de control (costo “C” del lavado on-line del compresor de la TG)

	Lavado on-line	Lavado off-line	Lavado manual	Cambio prefiltro	Cambio filtro final
Costo operativo	C	3C	39C	444C	1500C

Para el caso de los lavados on-line del compresor de la TG, el precio C representa un valor menor del 10% de lo ahorrado en un mes según lo registrado en la Tabla 4.19.

4.6. Análisis de resultados

En la Tabla 4.3, previo al cambio de prefiltros de admisión, se registraron valores del error porcentual del rendimiento mayores a 0.6% y con presión diferencial de prefiltros, PDpf, mayores a 2.2 inchH₂O y presión diferencial de filtro final, PDff, menor a 1 inchH₂O. Para estos valores se siguió el diagrama de flujo de la Figura 3.4, que corresponde a la acción de control del rendimiento de la TG por cambio de prefiltros de admisión. En consecuencia, se procedió a efectuar el cambio de prefiltros de admisión.

En la Tabla 4.13, se muestra la reducción del error porcentual del rendimiento de la TG de 0.61% a 0.43%, cumpliéndose con la especificación de funcionamiento *PE* y mejorando el rendimiento de la TG de 37.393% a 37.572%. Como consecuencia del cambio de prefiltros, bajó la presión diferencial de prefiltros de admisión de 2.4 inchH₂O a 1.13 inchH₂O, también bajó la presión diferencial de los filtros finales de 0.45 inchH₂O a 0.39 inchH₂O y la presión estática de entrada al compresor de 18.93 mbar a 14.40 mbar, ver Tabla 4.3. logrando reducir el riesgo del Trip de la TG (presión estática de entrada al compresor, 24.884 mbar). Por otro lado, de las Figuras 4.1 y 4.4, se observa que las pérdidas de la TG son las mismas para los instantes previo y posterior al cambio de prefiltros de la TG, debido a que se mantiene constante el factor de potencia. A plena generación, las pérdidas de los servicios auxiliares son las mismas, por ser un valor fijo e inherente a la planta para producir energía eléctrica.

En la Tabla 4.13, Se observa una reducción del consumo de energía proveniente del gas combustible, de 9818.7 KJ/KWh a 9799.2 KJ/KWh lo que conlleva a un ahorro en el consumo del gas combustible.

De la Tabla 4.3, se constata que, cuando el error porcentual del rendimiento de la TG está por encima de la *PE* por ensuciamiento de prefiltros o filtros finales de admisión, se debería ejercer una acción de control para evitar el incremento del error porcentual del rendimiento de la TG para evitar alcanzar valores de alarma por producción de Trip de la TG debido a valores altos de la presión estática. De la Tabla 4.6, previo al lavado online del compresor se registran valores del error porcentual del rendimiento de la TG mayores a 0.6%, con presiones diferenciales de prefiltros menores a 2.2 inchH₂O y presión diferencial de filtro final de admisión menor a 1 inchH₂O, por lo que se procedió a realizar

una acción de control secuencial siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 3.4 y la Figura 3.6, es decir, se efectuó un lavado online del compresor el 06 de septiembre del 2023.

En la Tabla 4.14, se muestra la reducción del error porcentual del rendimiento de la TG de 0.64% a 0.54%, cumpliéndose con la especificación de funcionamiento *PE* y mejorando el rendimiento de la TG de 37.369% a 37.466%. En la Tabla 4.14, Se observa una reducción del consumo de energía proveniente del gas combustible, de 9850.8 KJ/KWh a 9794.7 KJ/KWh lo que conlleva a un ahorro en el consumo del gas combustible.

De la Tabla 4.9, previo al lavado online del compresor se registran valores del error porcentual del rendimiento de la TG mayores a 0.6%, con presiones diferenciales de prefiltros menores a 2.2 inchH₂O y presión diferencial de filtro final de admisión menor a 1 inchH₂O, por lo que se procedió a realizar una acción de control secuencial siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 3.4 y la Figura 3.6, es decir, se efectuó un lavado online del compresor el 25 de septiembre de 2023.

En la Tabla 4.15, se muestra la reducción del error porcentual del rendimiento de la TG de 0.64% a 0.57%, cumpliéndose con la especificación de funcionamiento *PE* y mejorando el rendimiento de la TG de 37.367% a 37.433%. En la Tabla 4.15, Se observa una reducción del consumo de energía proveniente del gas combustible, de 9823.35 KJ/KWh a 9815.2 KJ/KWh lo que conlleva a un ahorro en el consumo del gas combustible.

De la Tabla 4.12, previo al lavado online del compresor se registran valores del error porcentual del rendimiento de la TG mayores a 0.6%, con presiones diferenciales de prefiltros menores a 2.2 inchH₂O y presión diferencial de filtro final de admisión menor a 1 inchH₂O, por lo que se procedió a realizar una acción de control secuencial siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 3.4 y la Figura 3.6, es decir, se efectuó un lavado online del compresor el 01 de octubre de 2023.

En la Tabla 4.16, se muestra la reducción del error porcentual del rendimiento de la TG de 0.66% a 0.56%, cumpliéndose con la especificación de funcionamiento *PE* y mejorando el rendimiento de la TG de 37.347% a 37.413%. En la Tabla 4.16, Se observa una reducción del consumo de energía proveniente del gas combustible, de 9855.3 KJ/KWh a 9797.3 KJ/KWh lo que conlleva a un ahorro en el consumo del gas combustible.

De estos tres últimos casos, se observa que para el primer lavado hubo un error porcentual previo al lavado del compresor de 0.64% y con el lavado se pudo mejorar a un valor de 0.54%. Después de 19 días, se efectuó el segundo lavado on-line del compresor, siendo el error porcentual de la TG de 0.64%. Con el lavado del compresor se pudo mejorar a 0.57%. Comparado con el primer lavado del compresor, se ve una reducción en la mejora del error porcentual. El tercer lavado se efectuó 7 días después del segundo, hubo un error porcentual previo de 0.66%, mayor al de los 2 primeros lavados on-line del compresor. Con el lavado del compresor se pudo mejorar a 0.56%. Esto indica que si la periodicidad de los lavados on-line del compresor es mayor a 7 días la mejora del error porcentual del rendimiento de la TG es menor.

A partir de las Tablas 4.15 y 4.16, se concluye que la reducción del Heat Rate bruto es mayor cuando se efectúa el lavado del compresor con una periodicidad de 7 días (58 KJ/KWh), que cuando se efectúa con una periodicidad de 19 días (8.15KJ/KWh).

4.7. Contrastación de las hipótesis

4.7.1. Contrastación de la hipótesis principal

Adoptando una metodología de control empleando supervisión en tiempo real, mostrado en la Figura 3.1(a) de la sección 3.1, ha permitido al operador y mantenedor de planta, seleccionar, planificar y ejecutar acciones de control secuencial, de acuerdo con los diagramas de flujo de las Figuras 3.4 y 3.6, para mejorar el rendimiento de una TG, de la TG-8 de la CTSR a valores menores que 37.4%, lo que ha sido corroborado con los resultados de las Tablas 4.3, 4.6, 4.9 y 4.12.

4.7.2. Contrastación de la primera hipótesis secundaria

La implementación de la metodología de control empleando supervisión en tiempo real mostrado en la Figura 3.1(a) de la sección 3.1, ha permitido al operador y mantenedor de planta, seleccionar, planificar y ejecutar acciones de control secuencial, de acuerdo con los diagramas de flujo de las Figuras 3.4 y 3.6, para reducir las presiones diferenciales de los prefiltros de admisión a valores menores a 2.2 inch H₂O, lo cual ha sido corroborado con los resultados de las Tablas 4.3, 4.6, 4.9 y 4.12.

4.7.3. Contrastación de la segunda hipótesis secundaria

La implementación de la metodología de control empleando supervisión en tiempo real mostrado en la Figura 3.1(a) de la sección 3.1, ha permitido al operador y mantenedor de planta, seleccionar, planificar y ejecutar acciones de control secuencial, de acuerdo con los

diagramas de flujo de las Figuras 3.4 y 3.6, para mantener el rendimiento de una TG de la CTSR dentro de una brecha de control establecida por el error porcentual de rendimiento *EPR* menor a 0.6%, lo cual ha sido corroborado con los resultados de las Tablas 4.3, 4.6, 4.9 y 4.12.

CONCLUSIONES

La presente tesis tuvo como objetivo mejorar el rendimiento de una TG, de la unidad TG8 de la CTSR; mediante una metodología de control empleando supervisión en tiempo real, luego implementar la metodología de control se concluye que:

1. Se logró mejorar el rendimiento de la TG, luego de haber implementado una metodología de control empleando supervisión en tiempo real. Las Tablas 4.3; 4.6; 4.9 y 4.12, muestran la mejora del rendimiento con valores mayores a 37.4%, luego de haber ejecutado las acciones de control secuencial establecidas en las Figuras 3.4 y 3.6, según el caso. Este resultado también prueba la validez de la hipótesis principal.
2. Se desarrolló un sistema de supervisión en tiempo real, basado en el sistema de control distribuido SPPA-T3000 y el software PI de OSIsoft, existentes en la CTSR, que por medio de la comunicación entre los dos ha permitido al PI de OSIsoft la adquisición de datos, el cálculo del rendimiento y el *EPR* de la TG y su presentación en tiempo real, mediante displays numéricos y de tendencias en tiempo real, además del valor de las presiones diferenciales de los prefiltros y filtros finales de admisión (ver Figuras 3.1(a), F4 y F5), sin erogar gastos económicos a la CTSR.
3. Se desarrolló una metodología de control basado en la ejecución de acciones de control secuencial (ver Figuras 3.4; 3.6; 3.7 y 3.8), según el valor del rendimiento, del *EPR* y de las presiones diferenciales de los prefiltros y filtros finales de admisión monitoreados en tiempo real, que han permitido mejorar los valores del rendimiento ($\eta_{TG} > 37.4\%$) y de la presión diferencial de prefiltros de admisión ($PD_{pf} < 2.2 \text{ inch } H_2O$) de la TG, estos valores se muestran en las Tablas 4.3; 4.6; 4.9 y 4.12. Estos resultados también prueban la validez de la primera hipótesis secundaria.
4. El establecimiento de un *EPR*, en un valor máximo permitido igual a 0.6%, permitió evaluar el desempeño de la metodología de control, corroborándose que luego de ejecutar las acciones de control secuencial, este valor es menor que 0.6%, según las

Tablas 4.3; 4.6; 4.9 y 4.12. Este valor también prueba la validez segunda hipótesis secundaria.

5. La metodología de control, permite tomar oportunamente las acciones de control secuencial para mejorar el valor del rendimiento de la TG a valores cercanos al de referencia, evitando el desgaste de componentes del compresor por ensuciamiento excesivo, trayendo como consecuencia ahorro económico por compra de componentes de reemplazo y por costos de servicio de mantenimiento innecesarios.
6. La metodología de control implementada en la presente tesis, sólo toma en cuenta dos factores que afectan al rendimiento de la TG (ensuciamiento de filtros de admisión y compresor).y su acción de control se realiza en un tiempo de respuesta variable, debido a que son planificadas por el operador para su ejecución.

RECOMENDACIONES

1. Para que los datos empleados por el sistema de supervisión del rendimiento de la TG sean fiables, se debe garantizar que la instrumentación de la unidad TG-8 este debidamente calibrada, de acuerdo con los valores especificados por el fabricante en la Tabla C.1.
2. De acuerdo con las Tablas 4.3 y 4.6, para obtener un mejor valor del *EPR* y de ganancias en dólares por hora, se debe efectuar un lavado on-line del compresor inmediatamente después del cambio de los prefiltros de admisión.
3. De acuerdo con las Tablas 4.13, 4.14 y 4.15, para obtener reducciones mayores del *EPR* y Heat Rate bruto, se recomienda efectuar lavados on-line del compresor de la TG como mínimo una vez a la semana, siempre que la operación de la TG sea continua.
4. Se recomienda mantener permanentemente el rendimiento de la TG en su valor de referencia o muy cercano a él, para posicionarse en un puesto expectante del ranking de despacho establecido por el COES, anualmente, y así mejorar las utilidades económicas de la empresa.
5. Para trabajos futuros, se recomienda el empleo de técnicas de inteligencia artificial para mejorar la precisión en el modelamiento de la dinámica de funcionamiento de la TG, para lo que se requiere disponer de la mayor cantidad de registros de datos de entrada y salida de la TG.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **Agüero, J.L., Beroqui, M.C. and Di Pasquo, H.** (2002). Gas Turbine Control Modifications for: Availability and Limitation of Spinning Reserve and Limitation of Non-desired Unloading, Facultad de Ingeniería Universidad Nacional de La Plata, and Central Térmica Tucumán, Pluspetrol Energy SA, Argentina[en línea]. [Fecha de acceso 15 de noviembre de 2023] URL disponible en <http://aedie.org/9CHLIE-paper-send/205-aguero.pdf>.
- [2] **Agüero, J.L., Beroqui, M., & Molina, R.** (2001). Combined cycle plants: Models and in-situ reliability tests. In Proceedings of the Power Engineering Society Summer Meeting. Conference Proceedings, Vancouver, BC, Canada, pp. 1788–1793, Cat. No. 01CH37262. Doi: 10.1109/PESS.2001.970347
- [3] **American Gas Association (AGA).** Calculation of natural gas compressibility factor according to the AGA8-92DC [en línea]. [Fecha de acceso 10 de octubre 2023] URL disponible en: <https://www.flowsolv.com/legacy/AGA8CalcIn.asp>
- [4] **American Society of Mechanical Engineers (ASME PTC 19.5).** (2010). Flow Measurement [en línea]. [Fecha de acceso 10 de octubre 2023] URL disponible en: https://colab.research.google.com/drive/1_zsQ2G2ZUM27tnUIb68-st9jyx46SWbN
- [5] **American Society of Mechanical Engineers (ASME PTC 22).** (2005). Gas Turbines Performance Test Codes [en línea]. [Fecha de acceso 5 de octubre de 2023] URL disponible en: <https://pdfcoffee.com/asme-ptc-22-2014-pdf-free.html>
- [6] **American Society of Mechanical Engineers (ASME ASTM D3588).** (1998). Standard Practice for Calculating Heat Value, Compressibility Factor, and Relative Density (Specific Gravity) of Gaseous Fuels [en línea]. [Fecha de acceso 1 de octubre de 2023] URL disponible en: <https://archive.org/details/gov.law.astm.d3588.1998/page/n9/mode/2up>

- [7] **Aquize, P.** (2024). Webblog personal para publicar trabajos [Fecha de acceso 07/01/2024]. URL disponible en: <https://ing-pabloaquize.blogspot.com>

- [8] **Asgari, H., Chen, X., Morini, M., Pinelli, M., Sainudiin, R., Spina, P. R., & Venturini, M.** (2016). NARX models for simulation of the start-up operation of a single-shaft gas turbine. *Applied Thermal Engineering*, vol. N°93, PP 368–376. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.074

- [9] **Asgari, H.; Chen, X.** (2016). *Gas Turbines Modeling, Simulation, and Control Using Artificial Neural Networks*; CRC Press: Boca Raton, FL, USA; Taylor & Francis Group: Abingdon, UK, 2016[en línea]. [Fecha de acceso 23 de noviembre de 2023] URL disponible en <https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/b18956/gas-turbines-modeling-simulation-control-hamid-asgari-xiaoqi-chen>

- [10] **Asgari, H.; Chen, X.; Mohammad, B.; Sainudiin, R.** (2013). Artificial Neural Network Based System Identification for a Single-Shaft Gas Turbine. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2013, 135, 092601–1 [en línea]. [Fecha de acceso] URL disponible en <http://lamastex.org/preprints/2013ANNSysIdSingleShaftGT.pdf>

- [11] **Aslanidou, I., Rahman, M., Zaccaria, V., & Kyprianidis, K.G.** (2021). Micro Gas Turbines in the Future Smart Energy System: Fleet Monitoring, Diagnostics, and System Level Requirements. *Front. Mech. Eng.* Vol. N° 7, 676853. doi: 10.3389/fmech.2021.676853

- [12] **Bai, M., Liu, J., Chai, J., Zhao, X., & Yu, D.** (2019). Anomaly detection of gas turbines based on normal pattern extraction. *Applied Thermal Engineering*, 114664. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114664

- [13] **Bao, J., Zhang, L., Song, C., Zhang, N., Guo, M., & Zhang, X.** (2019). Reduction of efficiency penalty for a natural gas combined cycle power plant with post-combustion CO₂ capture: Integration of liquid natural gas cold energy. *Energy Conversion and Management*, vol. n° 198: 111852, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111852

- [14] **Ben ahmoune, M., Ahmed, H., Guemana, M.** (2015). Vibration modelling improves pipeline performance. *Costs. Oil Gas Journal*, PP 113: 98–100

- [15] **Boyce, M.P.** (2012). *Gas Turbine Engineering Handbook*, 4th ed.; Gulf Professional Publishing: Houston, TX, USA [en línea]. [Fecha de acceso 04 de noviembre de 2022] URL disponible en: <https://www.elsevier.com/books/gas-turbine-engineering-handbook/boyce/978-0-12-383842-1>
- [16] **Caposciutti, G., Baccioli, A., Ferrari, L., & Desideri, U.** (2020). Impact of ambient temperature on the effectiveness of inlet air cooling in a co-digestion biogas plant equipped with a mGT. *Energy Conversion and Management*, vol. N° 216, 112874. Doi: 10.1016/j.enconman.2020.11287.
- [17] **Central Térmica Santa Rosa.** (2023). Ubicación con Google Earth [en línea]. [Fecha de acceso 16 de diciembre 2023] URL disponible en: <https://earth.google.com/web/@-12.03959113,-77.0113254,176.86099053a,701.77028725d,35y,0h,0t,0r/data=OgMKATA>
- [18] **Christian, O. (2011).** “análisis termoenergético, económico y ambiental en una planta de cogeneración con turbina a gas, de la empresa abocol cartagena”. Tesis de grado de la Universidad Tecnológica de Bolívar de Cartagena de Indias [en línea]. [Fecha de acceso 10 de octubre de 2023] URL disponible en: <https://repositorio.utb.edu.co/handle/20.500.12585/2155#page=1>
- [19] **Comité de Operación Económica del Sistema (COES).** (2023). Ficha Técnica de la Central Térmica Santa Rosa TG-8 Gas, Datos operativos [en línea]. [Fecha de acceso 2 de noviembre de 2023]. URL disponible en: <https://www.coes.org.pe/Portal/equipamiento/fichatecnica/IndexDetalle?idFicha=5&idElemento=303>
- [20] **David Sánchez.** Monitorización del comportamiento de una turbina de gas afectada por fouling en el compresor. Proyecto fin de carrera de ingeniería industrial. Escuela técnica superior de ingeniería, Universidad de Sevilla [en línea]. [Fecha de acceso 15 de octubre de 2023]. URL disponible en: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/5598/fichero/PFC-Jos%C3%A9+Ram%C3%B3n+Alonso+Correa.pdf>

- [21] **Giampaolo, T.** (2006). *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*, 3rd ed.; Fairmont Press/CRC Press: Lilburn, GA, USA [en línea]. [Fecha de acceso 14 de noviembre de 2023]. URL disponible en: http://specialmetals.ir/images/technical_info/Total/Gas_Turbine_Handbook_2008.pdf
- [22] **Gomez, J. L., Khelf, I., Bourdon, A., André, H., & Rémond, D.** (2019). Angular modeling of a rotating machine in non-stationary conditions: Application to monitoring bearing defects of wind turbines with instantaneous angular speed. *Mechanism and Machine Theory*, vol. n°136, PP 27–51. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.028
- [23] **Guteša Božo, M., Valera-Medina, A., Syred, N., & Bowen, P. J.** (2019). Fuel quality impact analysis for practical implementation of corn COB gasification gas in conventional gas turbine power plants. *Biomass and Bioenergy*, vol. n° 122, PP 221–230. Doi: 10.1016/j.biombioe.2019.01.012
- [24] **Hadroug, N., Hafaiifa, A., Kouzou, A., & Chaibet, A.** (2017). Dynamic model linearization of two shafts gas turbine via their input/output data around the equilibrium points. *Energy*, vol. n°120, PP 488–497. Doi: 10.1016/j.energy.2016.11.099.
- [25] **Hashmi, M. B., Majid, M. A. A., & Lemma, T. A.** (2020). Combined effect of inlet air cooling and fouling on performance of variable geometry industrial gas turbines. *Alexandria Engineering Journal*, vol. n° 59, PP 1811-1821. Doi: 10.1016/j.aej.2020.04.050
- [26] **International Energy Agency.** (2021). *Renewable 2021, Analysis and Forecast to 2026*. [Fecha de acceso 05 de octubre de 2023]. URL disponible en: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/5ae32253-7409-4f9a-a91d-1493ffb9777a/Renewables2021-Analysisandforecastto2026.pdf>
- [27] **Kang, D. W., & Kim, T. S.** (2018). Model-based performance diagnostics of heavy-duty gas turbines using compressor map adaptation. *Applied Energy*, vol. n° 212, PP 1345–1359. Doi: 10.1016/j.apenergy.2017.12.126

- [28] **Kurz, R., & Brun, K.** (2009). Degradation of gas turbine performance in natural gas service. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. n°1(3), PP 95–102. Doi: 10.1016/j.jngse.2009.03.007

- [29] **Kwon, H. M., Kim, T. S., Sohn, J. L., & Kang, D. W.** (2018). Performance improvement of gas turbine combined cycle power plant by dual cooling of the inlet air and turbine coolant using an absorption chiller. *Energy*. Doi: 10.1016/j.energy.2018.08.191

- [30] **Majdi Yazdi, M. R., Ommi, F., Ehyaei, M. A., & Rosen, M. A.** (2020). Comparison of gas turbine inlet air cooling systems for several climates in Iran using energy, exergy, economic, and environmental (4E) analyses. *Energy Conversion and Management*, vol. n° 216, 112944. Doi: 10.1016/j.enconman.2020.112944

- [31] **Matjanov, E.** (2019). Gas turbine efficiency enhancement using absorption chiller. Case study for Tashkent CHP. *Energy*. 116625. Doi: 10.1016/j.energy.2019.116625

- [32] **Meher-Homji, C., Chaker, M. and H. Motiwalla.** (2001). Gas turbine performance deterioration. in *Proc. 30th Turbomach. Symp.* pp. 139–175 [en línea]. [Fecha de acceso 25 de octubre de 2023]. URL disponible en: <https://turbolab.tamu.edu/wp-content/uploads/2018/08/METS2Tutorial5.pdf>

- [33] **PI OSIssoft.** (2016). Cómo crear activos y análisis de PI System con AF [en línea]. [Fecha de acceso 5 de julio de 2023]. URL disponible en: <https://docplayer.es/53702151-Como-crear-activos-y-analisis-de-pi-system-con-af-version-2016a.html>

- [34] **PI OSIssoft.** (2017). PI System Explorer-Guía del usuario [en línea]. [Fecha de acceso 10 de junio de 2023]. URL disponible en: <https://www.scribd.com/document/549868759/PI-System-Explorer-2018-SP3-Patch-2-User-Guide-ES>

- [35] **PI OSIssoft.** (2020). Visualizar datos de PI System [en línea]. [Fecha de acceso 10 de julio de 2023]. URL disponible en: https://cdn.osisoft.com/learningcontent/pdfs/VisualizingPISystemDataWorkbook_Spanish.pdf

- [36] **Rainer Kurz.** (2013). Gas turbine performance and maintenance.” Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery. Symposium, Houston, Texas [en línea]. [Fecha de acceso 31 de noviembre de 2023]. URL disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/87264445.pdf>
- [37] **Raul Alberto Morales.** (2014). Propuesta de metodología para el análisis exergético de una turbina a gas de ciclo simple. Tesis de ingeniería mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú [en línea]. [Fecha de acceso 10 de julio de 2023]. URL disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/5450>
- [38] **Schobeiri, M.T., Attia, M., & Lippke, C.** (1994). GETRAN: A generic, modularly structured computer code for simulation of dynamic behavior of aero- and power generation gas turbine engines. *J. Eng. Gas Turbine Power*, vol. n° 116, PP 483–494. doi: 10.1115/1.2906847.
- [39] **Siemens Power Generation, Inc.** (2009). GT PERF TEST SPEC – SANTA ROSA 2. Reporte de pruebas de rendimiento de turbina a gas SGT6-5000F.
- [40] **Singh, R., & Setiawan, A.D.** (2013). Biomass energy policies and strategies: Harvesting potential in India and Indonesia. *Renew. Sustain. Energy* vol. n° 22, PP 332–345. doi: 10.1016/j.rser.2013.01.043
- [41] **Sociedad Nacional de Minería, Petróleo y Energía.** (2023). Reporte de Commodities - EE - SNMPE - III Trimestre/2023 [en línea]. [Fecha de acceso 06 de noviembre de 2023]. URL disponible en: [https://issuu.com/sociedadmineroenergetica/docs/reporte_de_commodities_iii_trimestre_2023#:~:text=Gas%20natural%20\(US%24%2FMMBTU\)*&text=2023%3A%20US%24%202.17%20por%20MMBTU\)](https://issuu.com/sociedadmineroenergetica/docs/reporte_de_commodities_iii_trimestre_2023#:~:text=Gas%20natural%20(US%24%2FMMBTU)*&text=2023%3A%20US%24%202.17%20por%20MMBTU))
- [42] **Tahan, M., Tsoutsanis, E., Muhammad, M., & Abdul Karim, Z. A.** (2017). Performance-based health monitoring, diagnostics and prognostics for condition-based maintenance of gas turbines: A review. *Applied Energy*, vol. n°198, PP 122–144. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.04.048

- [43] **Thompson, A.** (2023). Renewable Energy Is Changing Ahead. SCIENTIFIC AMERICAN. [Fecha de acceso 10 de noviembre de 2023]. URL disponible en: <https://www.scientificamerican.com/article/renewable-energy-is-charging-ahead/>
- [44] **Xia, J., Kovac, J., & McQuiggan, G. (2005).** SGT6-5000F (W501F) Engine Enhancements to Improve Operational Flexibility. POWER-GEN International – Las Vegas, Nevada December 6-8th [en línea]. [Fecha de acceso 10 de noviembre de 2023]. URL disponible en: <https://studylib.net/doc/10451527/sgt6-5000f--w501f--engine-enhancements-to-improve-operati>
- [45] **Zhuo, P., Zhu, Y., Wu, W., Shu, J., & Xia, T.** (2018). Real-Time Fault Diagnosis for Gas Turbine Blade Based on Output-Hidden Feedback Elman Neural Network. Journal of Shanghai Jiaotong University (Science), vol. 23(S1), PP 95–102. doi:10.1007/s12204-018-2028-4

ANEXO A **DISPLAY DE TENDENCIAS PARA EL ANÁLISIS DEL CONTROL DE RENDIMIENTO DE LA TG POR CAMBIO DE PREFILTROS DE ADMISIÓN**

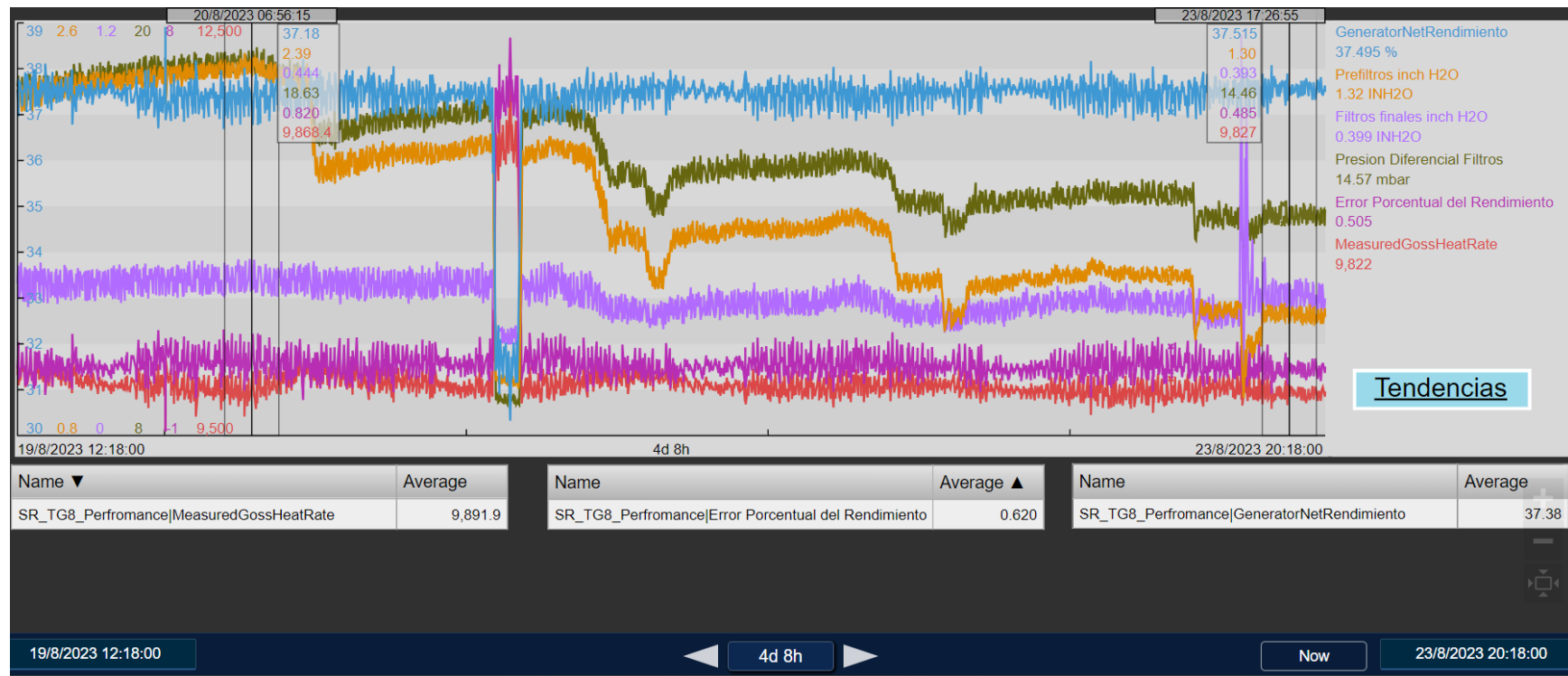


Figura A.1: Display “Tendencia de filtros de admisión de la TG” por cambio de prefiltros de admisión.

ANEXO B

DISPLAY DE CONTROL DEL RENDIMIENTO POR LAVADOS ON-LINE DEL COMPRESOR

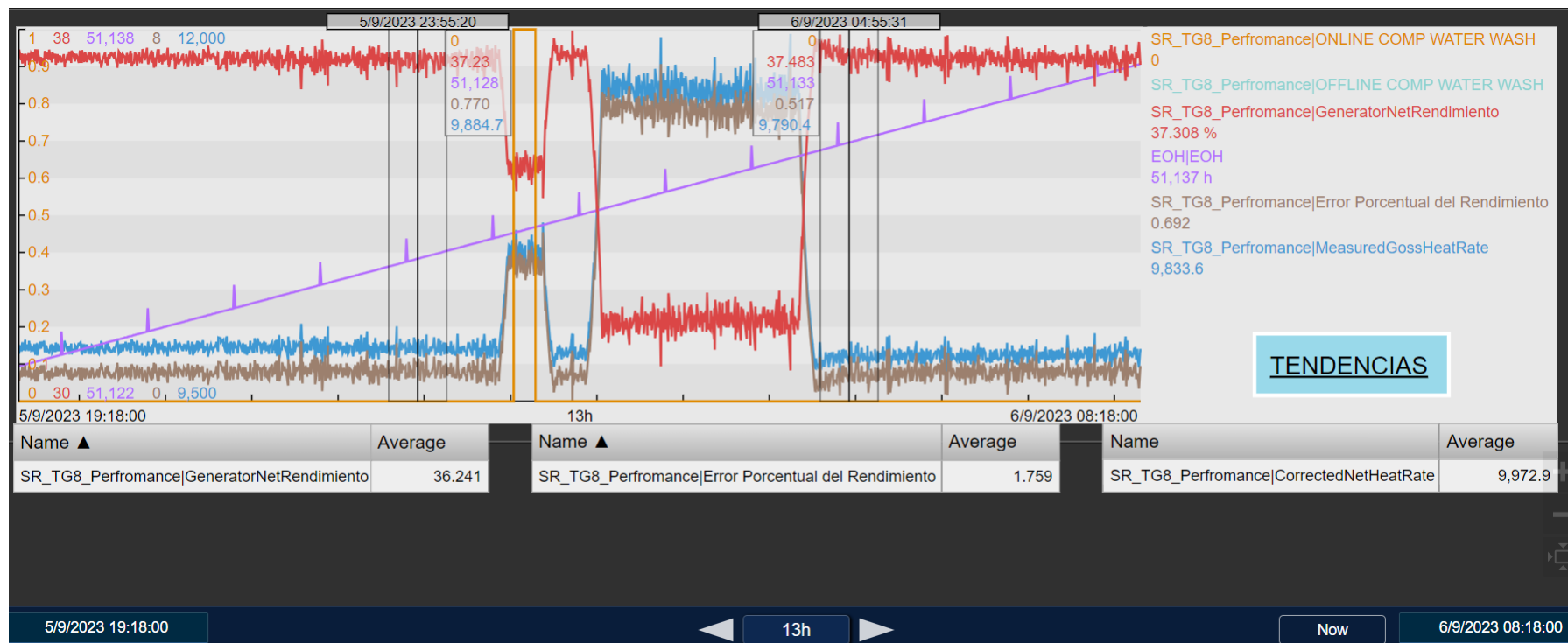


Figura B1: Display de tendencia “Lavados del compresor de la TG” por lavados on-line del compresor de la TG del 06 de septiembre.

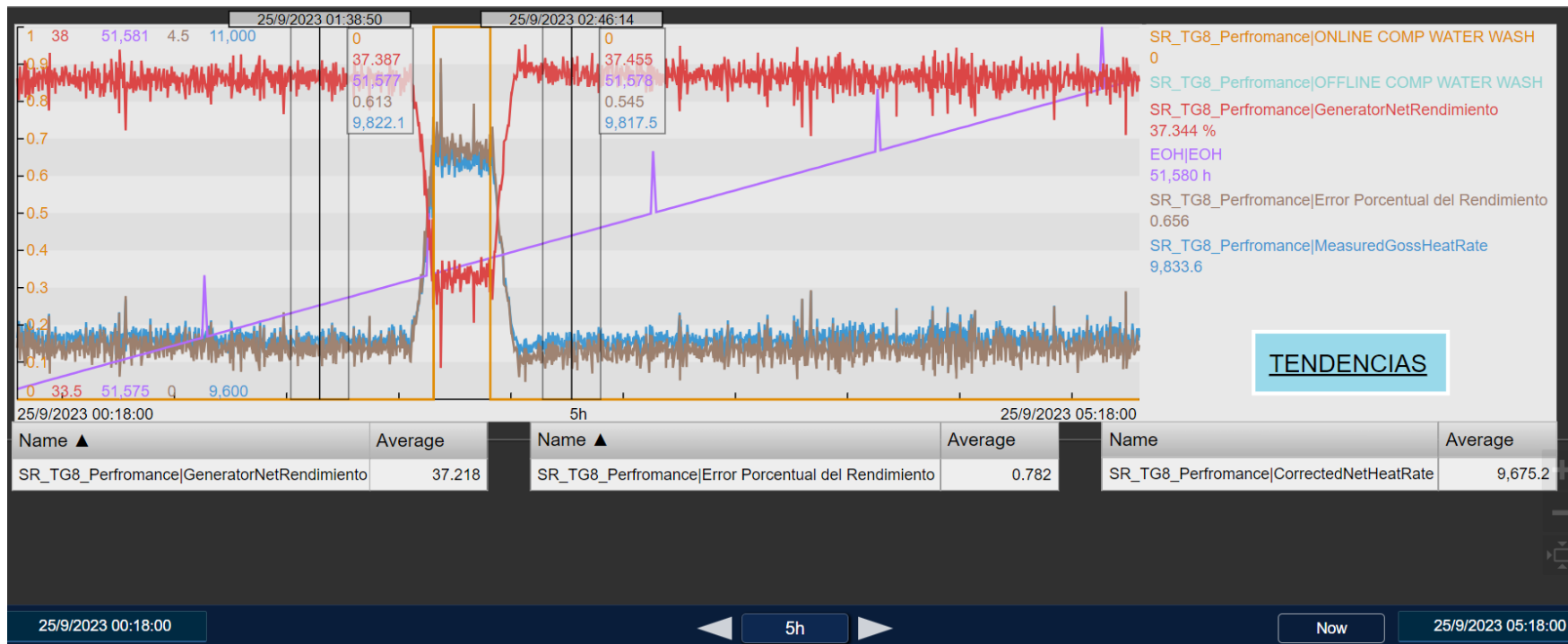


Figura B2: Display de tendencia “Lavados del compresor de la TG” por lavados on-line del compresor de la TG del 25 de septiembre.

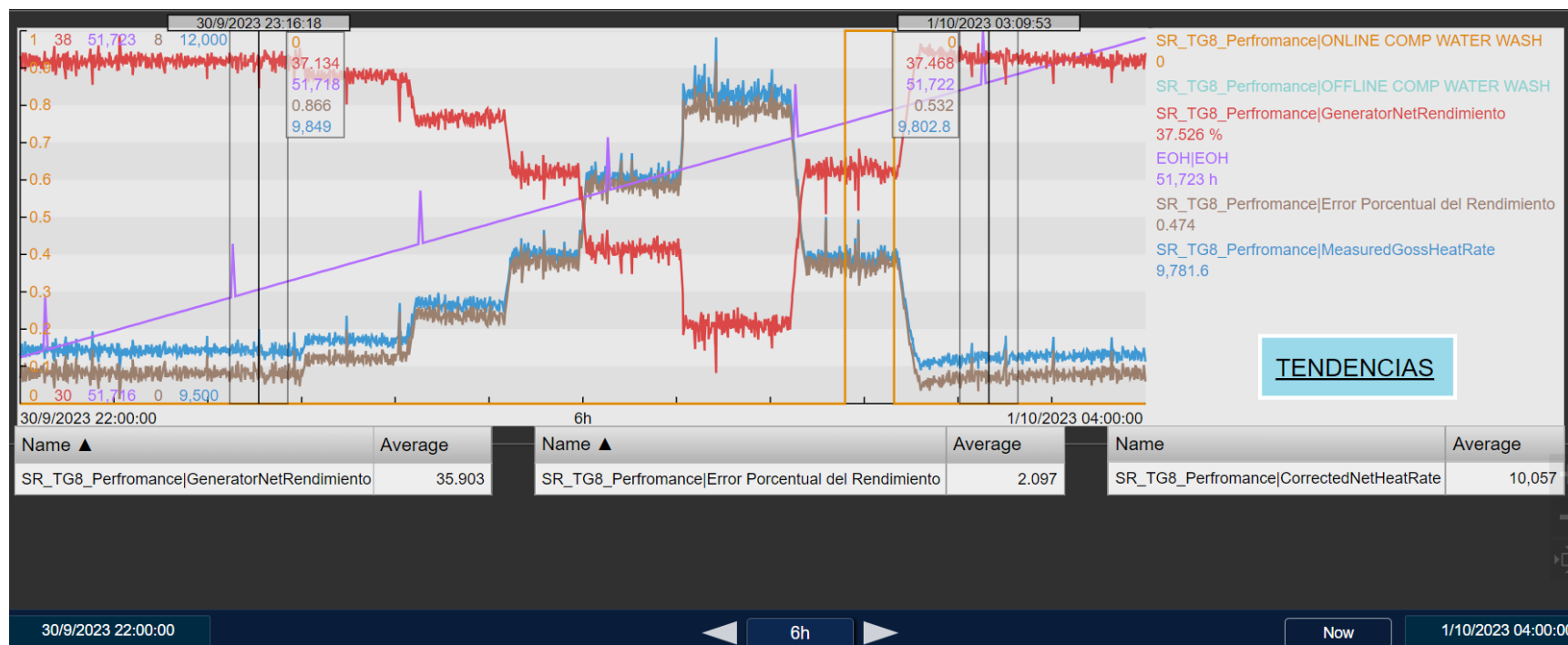


Figura B3: Display de tendencia “Lavados del compresor de la TG” por lavados on-line del compresor de la TG del 01 de octubre.

ANEXO C

INSTRUMENTACIÓN PARA LA PRUEBA DE RENDIMIENTO DE LA TURBINA SGT6 – 5000 DE ENEL GENERACIÓN PERÚ

La Tabla C.1, resume la instrumentación especial necesaria para la prueba oficial de rendimiento térmico de la turbina a gas SGT6 – 5000 de Enel Generación Perú. Los instrumentos de esta tabla, instalados en planta, permitirán la recolección de los datos de la turbina para su almacenamiento, procesamiento y utilización, entre otros usos, para su monitoreo.

Tabla C.1: instrumentación para la prueba de rendimiento térmico de la turbina a gas SGT6 – 5000 de Enel Generación Perú (Fuente: Referencia [39]).

No.	Parameter	Instrument	Calibration/ Application Range
1	Compressor Inlet Temperature	Nine Grade A 4-wire RTDs	32°F to 120°F (approx. 0°C to 49°C)
2	Ambient Pressure	Two Digital Barometers	11 psia to 15 psia (approx. 0.758 to 1.034 bar)
3	Filter House Relative Humidity	Two Relative Humidity Sensors	0% RH to 100% RH
4	Compressor Inlet Static Pressure Loss	Two Differential Pressure Transmitters	0 in. H ₂ O to 10 in. H ₂ O (approx. 0 to 25 mbar)
5	Compressor Inlet Scroll Differential Pressure	One Differential Pressure Transmitter	0 in. H ₂ O to 250 in. H ₂ O (approx. 0 to 622 mbar)
6	Inlet Guide Vane (IGV) Position	One IGV Hydraulic Ring Position Transmitter	Fully open to fully closed IGV position
7	Combustor Shell Pressure	Two Pressure Transmitters	0 psia to 300 psia (approx. 0 to 20.7 bar)
8	Fuel Gas Mass Flow Rate	Orifice Tube in Compliance with DG22T-002150 and ASME PTC 19.5	N/A
9	Fuel Gas Metering Tube Temperature	One Grade A 4-wire RTD	32°F to 120°F (approx. 0°C to 49°C)
10	Fuel Gas Metering Tube Static Pressure	One Pressure Transmitter	0 psia to 500 psia (approx. 0 to 34.5 bar)
11	Fuel Gas Metering Tube Orifice Differential Pressure	Two Differential Pressure Transmitters	0 in. H ₂ O to 250 in. H ₂ O (approx. 0 to 622 mbar)
12	Fuel Gas Samples	Six, or more, 150 cc Stainless Steel Cylinders	N/A
13	Fuel Gas Temperature	One Type K Thermocouple	-300°F to 2300°F (approx. -184°C to 1260°C)
14	Exhaust Gas Temperature	Sixteen Type K Thermocouples	0°F to 2000°F (approx. -18°C to 1093°C)
15	Turbine Speed	One Turbine Shaft Speed Pick Up	0 rpm to 4500 rpm
16	Generator Gross Power Output and Power Factor	One Digital Multi-Phase Power Meter	Full range of meter.
17	Auxiliary Power Consumption	One Digital Power Meter	Full range of meter.

ANEXO D

TABLA DE PROPIEDADES DE LOS COMPONENTES DEL GAS COMBUSTIBLE

La Tabla D.1, Propiedades de los componentes del gas combustible se emplea para el cálculo de los factores de corrección para la potencia y el Heat Rate de la TG por desviación de la composición del gas combustible.

Tabla D.1: Propiedades de los componentes del gas combustible
(Fuente: Referencia [6])

Componente IUPAC		Nro atomos de hidrogeno	Nro atomos de carbono	BTU/pie3	Ideal Relative Density	Ideal Density [lb/pie3]	Factor sqr(beta)
Methane	CH4	4	1	909,4	0,554	0,042	0,0116
Ethane	C2H6	6	2	1618,7	1,038	0,079	0,0239
Propane	C3H8	8	3	2314,9	1,523	0,116	0,0344
I-Butane	C4H10	10	4	3000,4	2,007	0,153	0,0458
N-Butane	C4H10	10	4	3010,8	2,007	0,153	0,0478
I-Pentane	C5H12	12	5	3699	2,491	0,190	0,0581
N-Pentane	C5H12	12	5	3703,9	2,491	0,190	0,0631
Hexanes	C6H14	14	6	4403,9	2,976	0,227	0,0802
Heptanes	C7H16	16	7	5100,3	3,460	0,264	0,0944
Octanes	C8H18	18	8	5796,2	3,944	0,301	0,1137
Nonanes	C9H20	20	9	6493,6	4,428	0,338	0,1331
Hydrogen	H2	-	-	274,138014	0,016	0,035	0
Helium	He2	-	-	0	0,138	0,005	0
Nitrogen	N2	-	-	0	0,967	0,074	0,0044
Oxygen	O2	-	-				
Carbon Dioxide	CO2	-	-	0	1,520	0,116	0,0197

ANEXO E

CURVAS DE CORRECCIÓN PARA LA POTENCIA Y EL HEAT RATE

En este anexo se muestran las curvas [39] de corrección para la potencia y el Heat Rate. Con la información de estas curvas se calcula los factores de corrección mencionados.

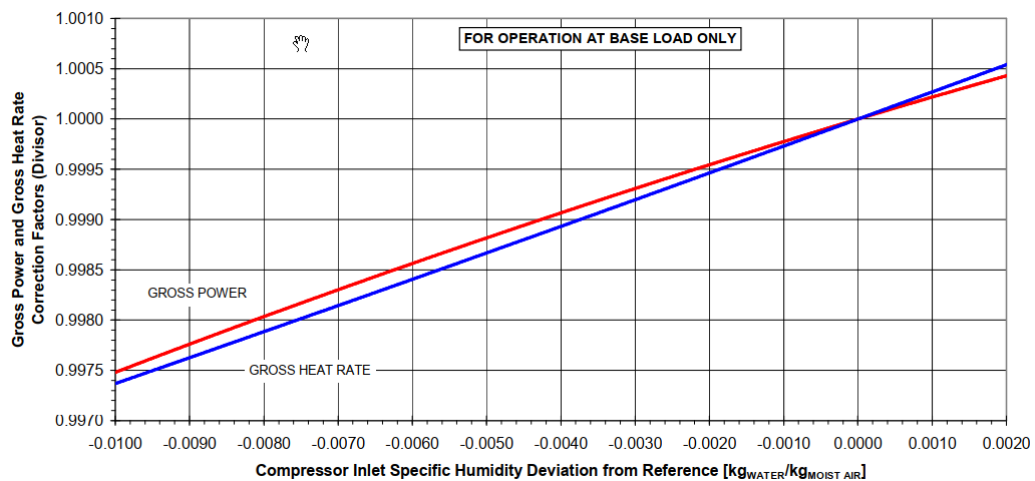


Figura E.1: Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación en la humedad específica de entrada al compresor.
(Fuente: Referencia [39])

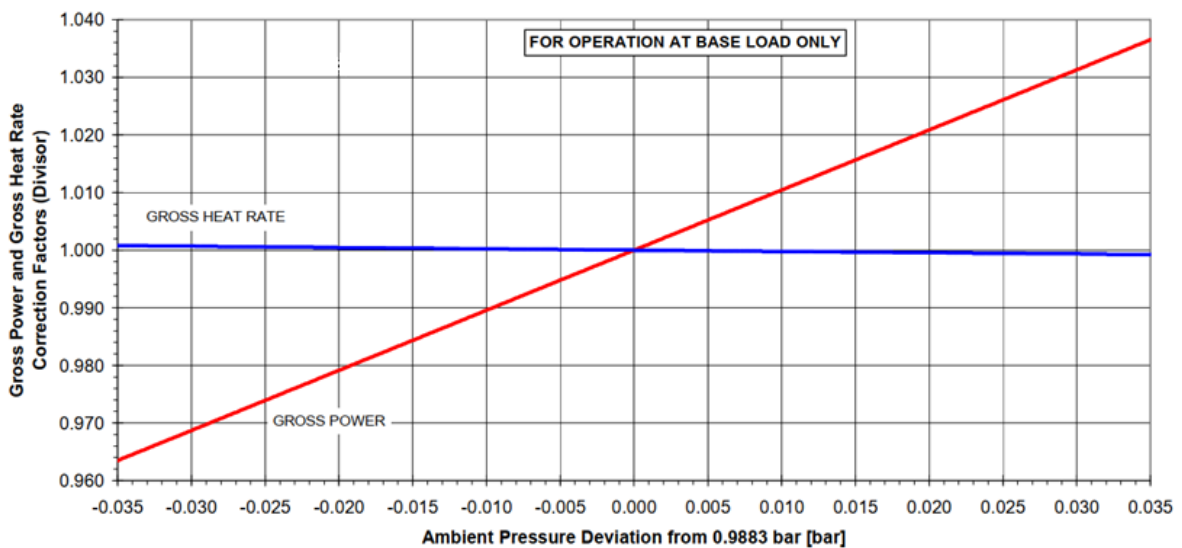


Figura E.2: Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la presión ambiental.
(Fuente: Referencia [39])

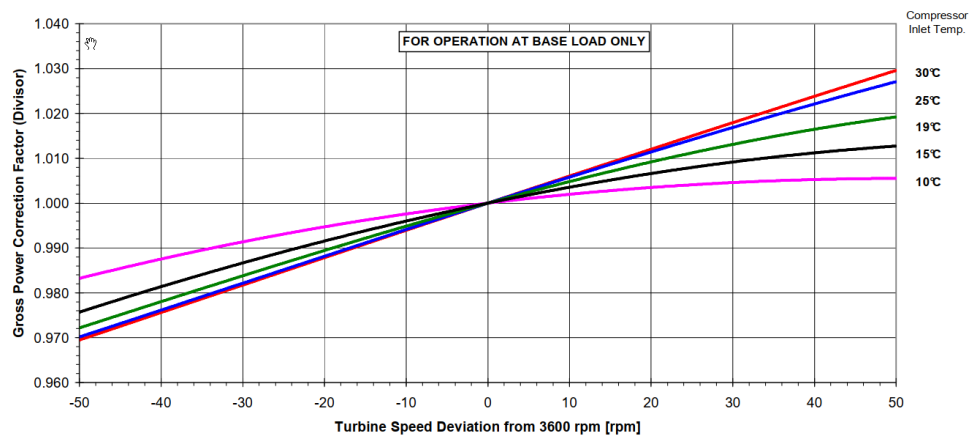


Figura E.3: Curvas de corrección de la potencia por desviación en la velocidad angular de la TG
(Fuente: Referencia [39])

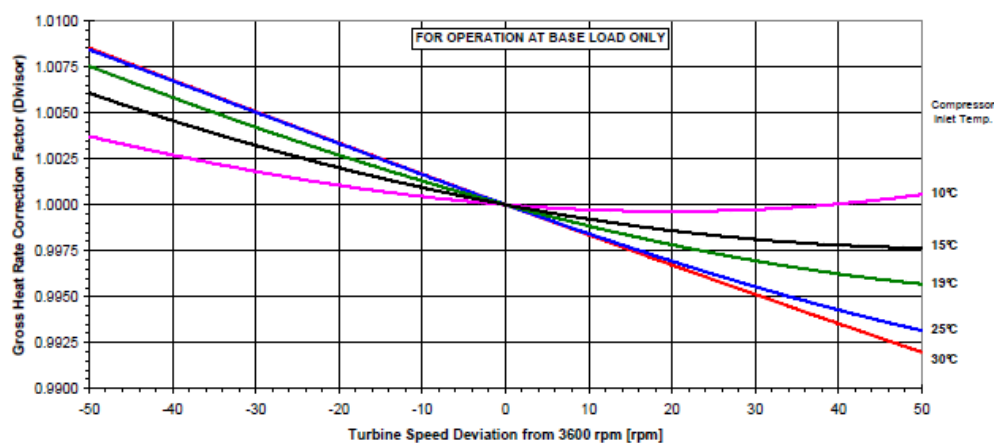


Figura E.4: Curvas de Corrección de Heat Rate por desviación en la velocidad angular de la TG
(Fuente: Referencia [39])

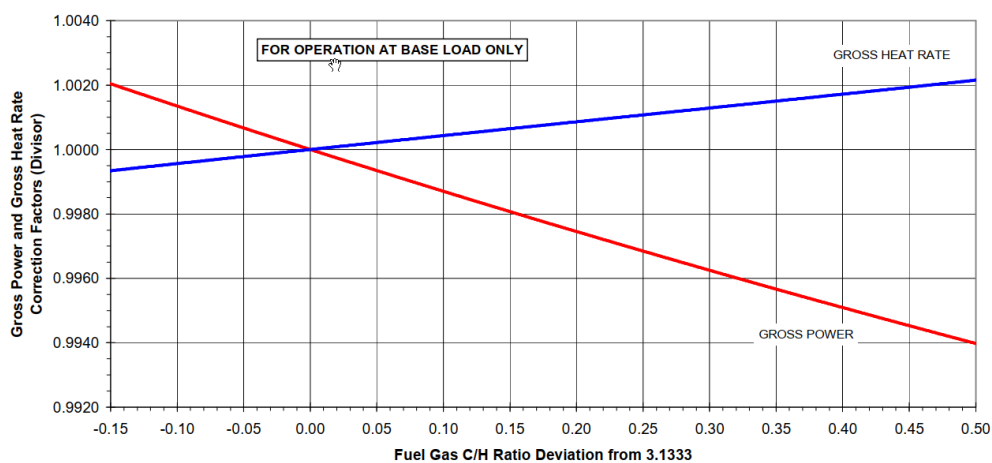


Figura E.5: Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la relación C/H del gas combustible
(Fuente: Referencia [39])

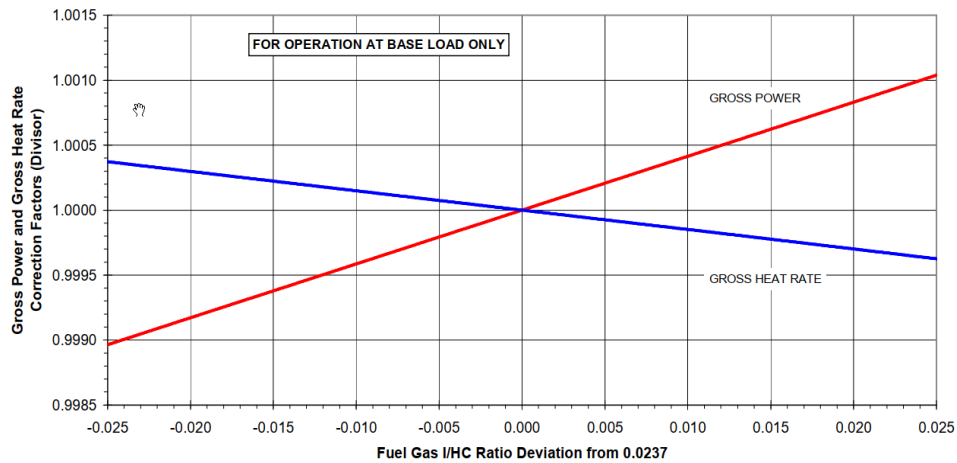


Figura E.6: Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la relación I/HC del gas combustible
(Fuente: Referencia [39])

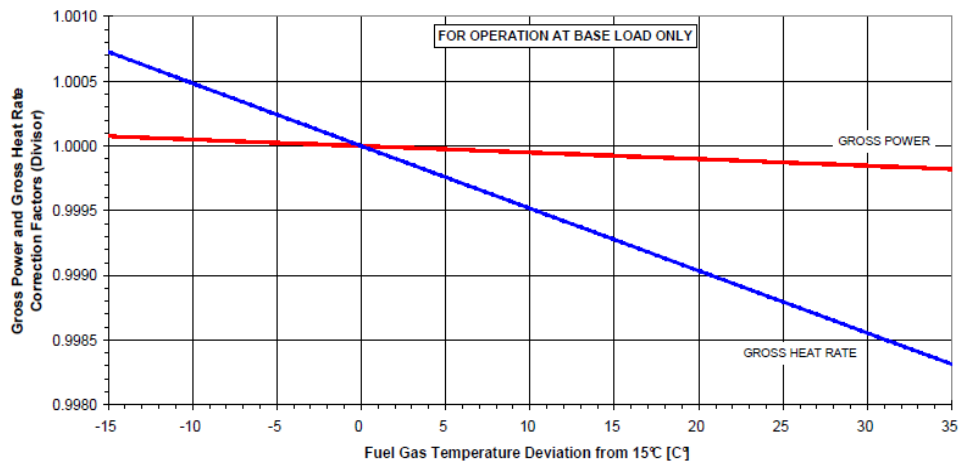


Figura E.7: Curvas de corrección de la potencia y el Heat Rate por desviación de la temperatura del gas combustible
(Fuente: Referencia [39])

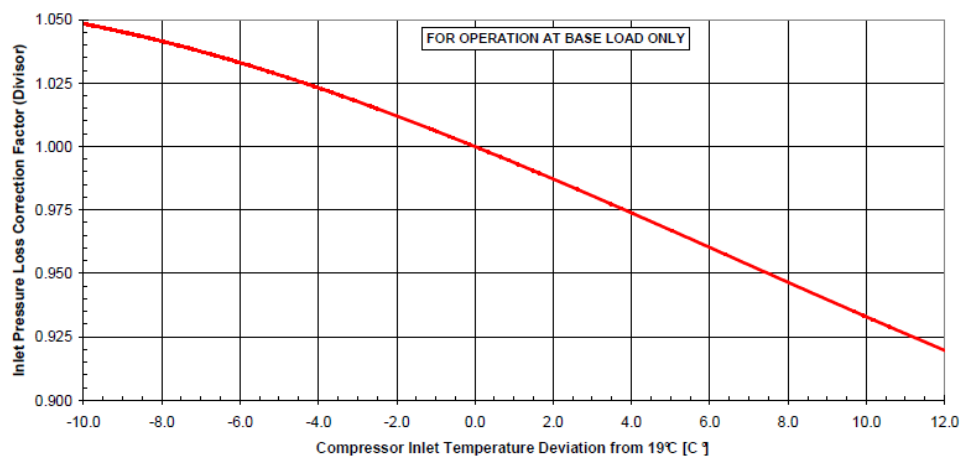


Figura E.8: Curvas de corrección de la pérdida de presión a la entrada por desviación de la Temperatura de entrada al compresor
(Fuente: Referencia [39])

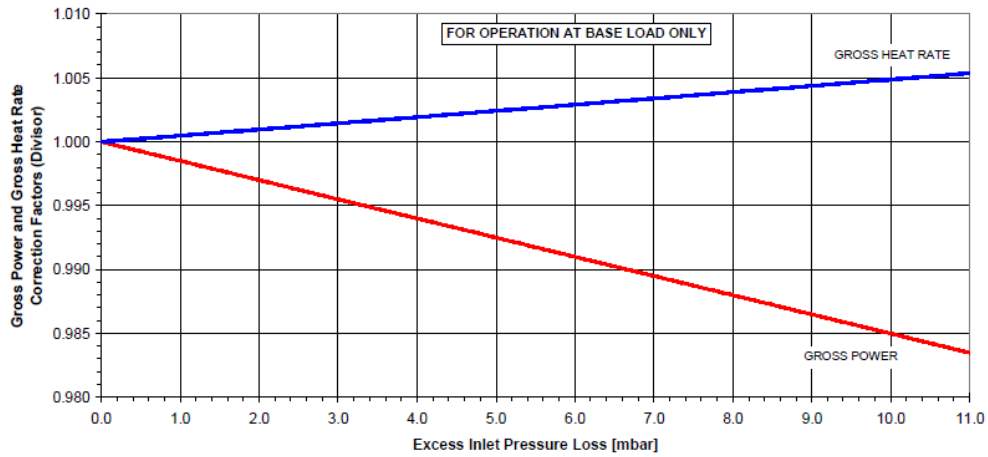


Figura E.9: Curvas de Corrección de la potencia y del Heat Rate por Exceso de la pérdida de presión estática de entrada al compresor
(Fuente: Referencia [39])

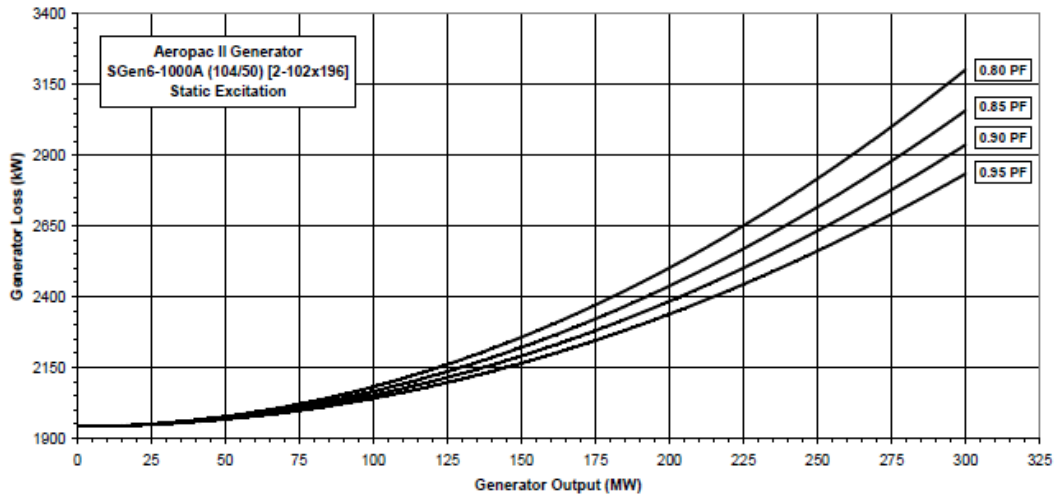


Figura E.10: Curvas de pérdidas por factor de potencia del alternador
(Fuente: Referencia [39])

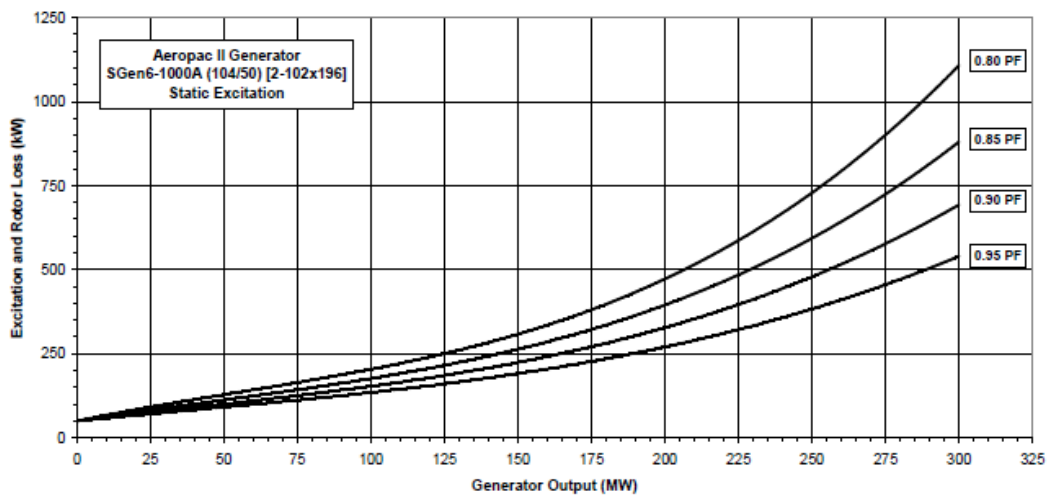


Figura E.11: Curvas de pérdidas en el sistema de excitación del alternador
(Fuente: Referencia [39])

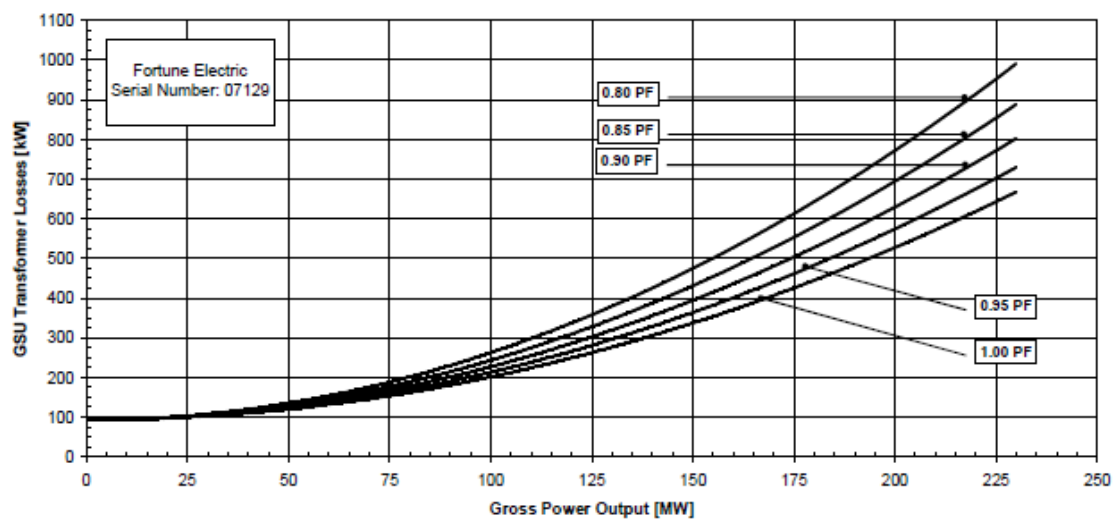


Figura E.12: Curvas de pérdidas en el transformador de potencia de la TG
(Fuente: Referencia [39])

ANEXO F

DISPLAYS DE OBJETOS NUMÉRICOS Y DE TENDENCIAS EN TIEMPO REAL

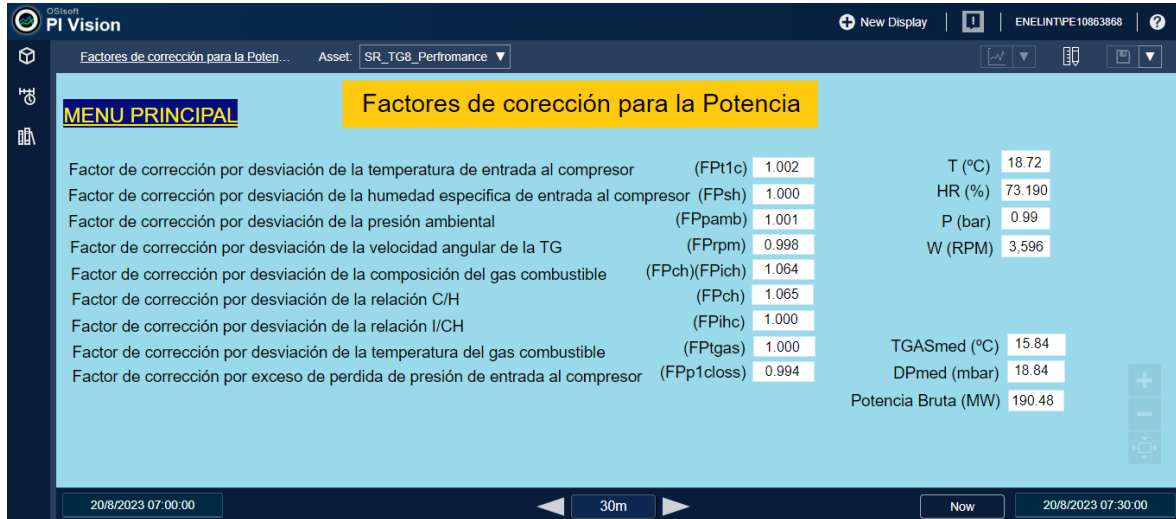


Figura F.1: Display numérico de Factores de Corrección para la potencia

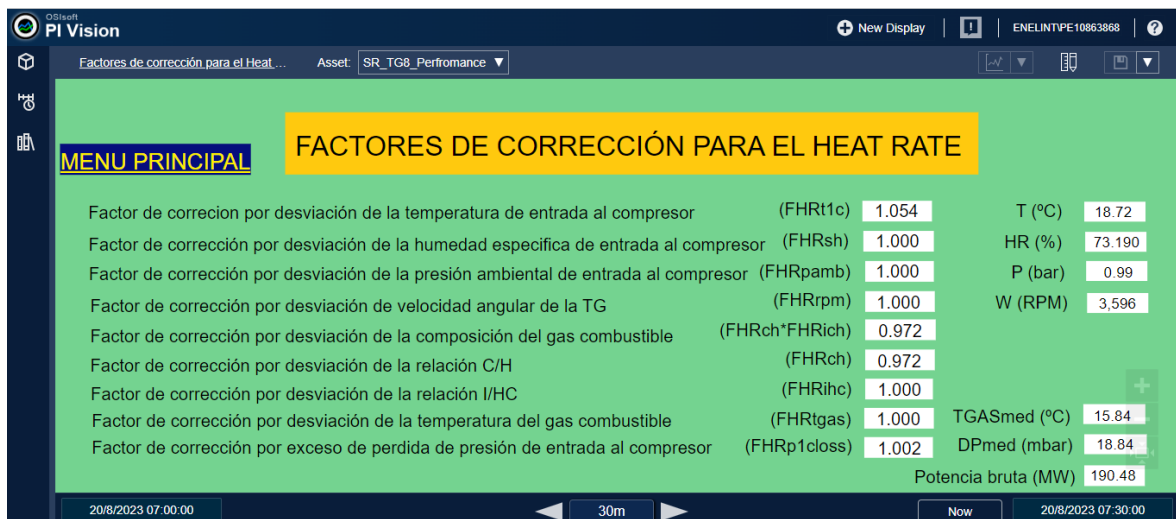


Figura F.2: Display numérico de Factores de Corrección para el Heat Rate

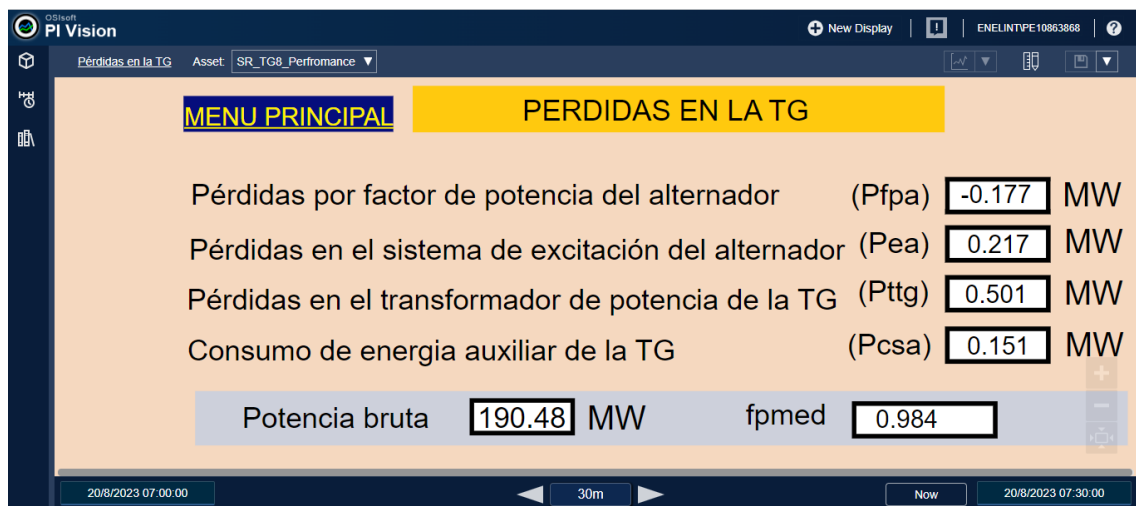


Figura F.3: Display numérico de Pérdidas en la TG



Figura F.4: Display numérico de Rendimiento de la TG

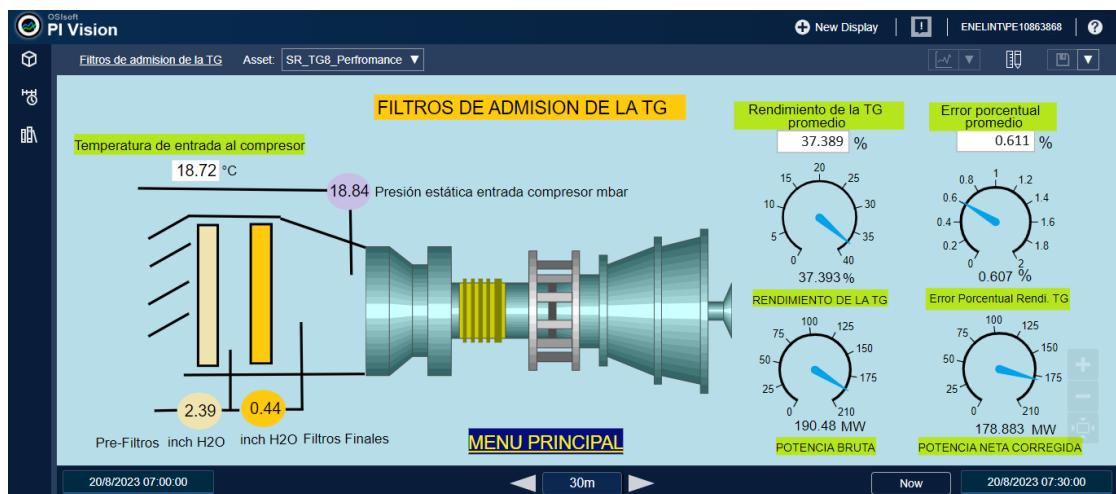


Figura F.5: Display numérico de Filtros de admisión de la TG



Figura F.6: Display de tendencias de los Factores de corrección para la potencia.



Figura F.7: Display de tendencias de los Factores de corrección para el Heat Rate.

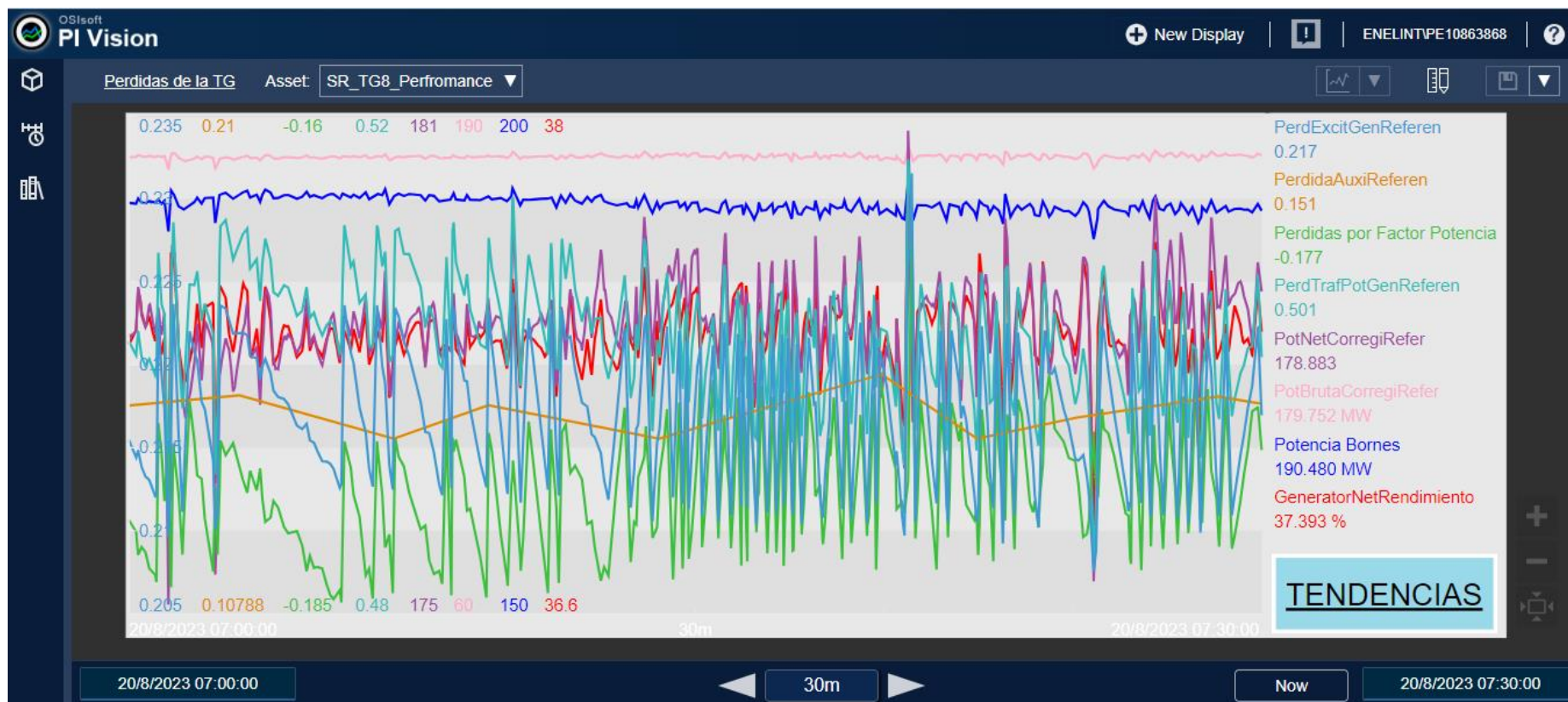


Figura F.8: Display de tendencias de Pérdidas de la TG.



Figura F.9: Display de tendencias de Rendimiento de la TG.



Figura F.10: Display de tendencias de Filtros de admisión de la TG.



Figura F.11: Display de tendencias de Lavados del compresor de la TG.