



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de ingeniería

Programa Único de Especializaciones en Ingeniería, PUEI

Desarrollo de herramienta de cálculo para la evaluación
energética de turbocompresores de gas a condiciones fuera
de diseño

Tesina para obtener el grado de Especialista en Ahorro y Uso Eficiente de la Energía

Presenta:

Jesús Alejandro González Andrade

Cuenta:

521010830

Asesor:

Dr. Sergio Quezada García

Ciudad Universitaria, Cd.Mx., 2022



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Jurado asignado:

Presidente: MI Augusto Sánchez Cifuentes

Vocal 1: Dr. Sergio Quezada García

Vocal 2: MI Judith Catalina Navarro Gómez

Vocal 3: MI Verónica Flores García

Secretario: MI Iván Urzúa Rosas

Tutor de tesis:

Dr. Sergio Quezada García

Agradecimientos

A mi madre Victoria, quien siempre me brinda su amor y apoyo en cada uno de mis proyectos.

A mi padre Manuel por expresarme siempre su apoyo.

A mis hermanos Aaron, Víctor y Miriam, a mi cuñada Tania, y a mi abuelita Oliva, quienes, a pesar de mis ausencias en casa, siempre me demuestran su cariño y su confianza.

A Arantxa por traer alegría a la familia.

A mis amigos y a todos aquellos que han creído en mí.

Agradezco al Dr. Sergio Quezada García por su tiempo y compartir sus conocimientos para la realización de este trabajo.

A los profesores de la especialidad y de la facultad de ingeniería, por sus consejos, tiempo y dedicación,

Gracias.

Tabla de contenido

Introducción	4
Capitulo I. Marco contextual	5
1.1 Turbocompresores	5
1.2 Planteamiento del problema y justificación	6
1.3 Objetivos	9
1.3.1 Objetivos específicos	9
Capitulo II. Marco teórico conceptual	10
2.1 Turbinas de gas.....	10
2.1.1 Introducción.....	10
2.1.2 Principales componentes de la turbina de gas	11
2.1.3 Ventajas de las turbinas de gas	12
2.1.4 Desventajas.....	12
2.1.5 Ciclo de gas ideal.....	12
2.1.6 Estudio termodinámico de la turbina de gas	14
2.1.7 Ciclo real de turbina de gas.....	16
2.1.8 Análisis politrópico de la turbina de gas	16
2.2 Capacidad calorífica de gases de combustión	25
2.2.1 Entalpía de combustión.....	27
2.3 Proceso de combustión	28
2.3.1 Combustión estequiométrica.....	28
2.3.2 Combustión incompleta o con exceso de aire	29
2.3.3 Expresión reducida del combustible	29
2.4 Proceso de compresión de gas	30
2.4.1 Termodinámica del proceso de compresión.....	30
2.4.2 Composición de una mezcla	32
2.4.3 Ecuaciones de estado	34
2.4.4 Factor de compresibilidad Z	34
Capitulo III. Metodología o Desarrollo metodológico	38
3.1 Parámetros de entrada e información requerida.....	38
3.2 Ciclo termodinámico de la turbina de gas aeroderivada	38
3.2.1 Estados termodinámicos	38
3.2.2 Potencia de compresión	40
3.2.3 Relación aire combustible.....	41
3.2.4 Obtención de las capacidades caloríficas específicas.....	41

3.3	Proceso de combustión	41
3.4	Bombeo de gas amargo	42
3.5	Parámetros de desempeño energético	43
3.5.1	Potencia de la turbina de gas.....	43
3.5.2	Eficiencia térmica.....	43
3.5.3	Heat Rate o Consumo Térmico Unitario (CTU)	43
3.5.4	Consumo Específico de Combustible (CEC)	44
3.6	Parámetro de costo por consumo energético.....	44
3.7	Proceso de iteración.....	44
3.7.1	Valor objetivo.....	44
3.7.2	Variables.....	44
3.7.3	Restricciones	44
Capitulo IV.	Comparación de resultados	45
4.1	Resultados de eficiencias	46
Capitulo V.	Caso de estudio.....	48
5.1	Condiciones de operación.....	48
5.2	Potencia a condiciones de diseño.....	52
5.3	Eficiencia térmica de diseño	54
Capitulo VI.	Resultados	56
6.1	Turbina de gas CO-1	56
6.2	Turbina de gas CO-2	59
6.3	Turbina de gas CO-3	61
6.4	Ahorro y uso eficiente de la energía	64
6.4.1	Cambio de CO1 a CO3.....	64
6.4.2	Cambio de CO3 a Condiciones de diseño en sitio	65
6.5	Costo de operación; consumo de gas combustible.....	66
Conclusiones	68
Nomenclatura	I
Bibliografía	III
Anexos	V

Introducción

Uno de los objetivos prioritarios del Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía, es promover la implementación de las mejores prácticas y el uso de tecnologías eficientes que incrementen la productividad energética de las diferentes actividades del sector industrial en el país (DOF, 2020). El consumo de energía en la industria petroquímica ha estado decreciendo en el país debido a la baja de producción, sin embargo, en la actualidad sigue siendo relevante ya que el nuevo plan energético menciona la búsqueda de nuevas tecnologías más eficientes. La extracción y suministro de hidrocarburos es el primer proceso de en la industria petroquímica, el cual, se realiza a través de equipos de turbomaquinaria, siendo las turbinas de gas aeroderivadas los principales equipos utilizados para proveer energía en plataformas marinas debido a su alta flexibilidad operativa.

Debido a que usualmente el personal en plataformas marinas desconoce del desempeño energético de turbinas de gas en operación, sin llevar un registro de éste, en este documento se presentan las bases teóricas y una metodología para la realización de una herramienta de cálculo que permita evaluar parámetros energéticos de las turbinas de gas aero-derivadas empleadas en plataformas marinas para la compresión de gas natural, empleando parámetros medibles por el sistema de control e información conocida por el operador, sin las dificultades técnicas y administrativas que implica realizar el levantamiento de datos en sitio por personal externo, con la finalidad de que el operador o personal a cargo pueda evaluar el desempeño energético de las turbinas de gas y cuente con métricas en cuestión de energía para la toma de decisiones en sus proceso y activos.

Para la evaluación del desempeño energético se requirió el conocimiento en temas de termodinámica de compresión, química de combustión, mezcla de gases, ciclo termodinámico Joule, considerando que el calor específico del aire y de los gases de combustión dependen de la temperatura y considerando la composición real del gas de proceso y del gas combustible. Los parámetros energéticos obtenidos son: la potencia, la eficiencia térmica, el Heat Rate y el consumo específico de combustible.

La eficiencia térmica obtenida mediante la hoja de cálculo se compara con la eficiencia proporcionada por el fabricante y con la eficiencia obtenida por el simulador Thermoflex Versión 21.0.0, para la turbina de gas Taurus 60 de la marca solar y se presenta un caso de estudio para mostrar la aplicación de la herramienta de cálculo en la evaluación del ahorro de energía en turbinas de gas aero-derivadas para la compresión de gas natural.

Capítulo I. Marco contextual

Las plataformas marinas son estructuras que se encuentran en el lecho marino, cuya función es extraer petróleo y gas natural de los yacimientos. Debido a su localización se encuentra fuera del alcance de las redes eléctricas, por lo que equipos de combustión interna son de gran relevancia para el sustento energético que éstas requieren. Las turbinas de gas son equipos ampliamente utilizados en distintas áreas industriales, como son termoeléctricas, en la aviación, refinerías, motores navales, entre otros. En la industria petrolera, las turbinas de gas se emplean tanto para el accionamiento de equipos mecánicos, así como para la generación de energía eléctrica, sobre todo en plataformas marinas, ya que cuentan con una mayor flexibilidad operativa, su relación potencia/volumen o potencia/peso y sus múltiples adaptaciones de combustibles que los hacen ideales para su instalación (Reyes, S. J. A. et al., 2014).

Las turbinas instaladas en plataformas marinas suelen ser de tipo aeroderivadas de uno o dos ejes, con un rango de operación que va desde los 1.5 MW hasta los 30 MW (Figura 1). Sus aplicaciones son: proveer de energía a los equipos de compresión y de bombeo, con los cuales se llevan a cabo los procesos de extracción, bombeo, compresión y reinyección de hidrocarburos, también se emplean para la generación y suministro de energía eléctrica en las plataformas, ya que, debido a su remota localización, las plataformas no suelen conectarse a la red eléctrica nacional.

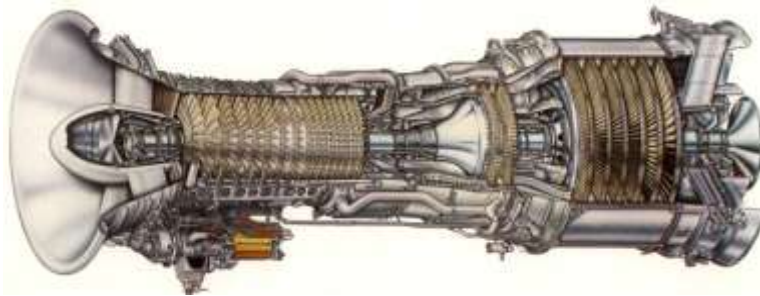


Figura 1. Turbina de gas aeroderivada. GE LM2500 (Badeer, 2000)

1.1 Turbocompresores

Los turbocompresores en plataformas marinas están compuestos por equipo impulsores (turbina de gas) y el equipo impulsado o activado (compresor centrífugo), los cuales se conectan mediante un eje mecánico y su función en plataformas marinas es la extracción, rebombeo y reinyección de gas natural. Sus capacidades varían dependiendo del pozo y el proceso que desempeñan.

Cuando los equipos de turbo maquinaria son instalados en plataforma, en ocasiones, se les realizan pruebas de desempeño en sitio, en donde se evalúa el desempeño energético que estos equipos presentan a las condiciones ambientales en el sitio instalado (diseño en sitio). Sin embargo, con el tiempo las turbinas presentan una disminución de su desempeño debido a la falta de mantenimiento y a la degradación de sus componentes, alcanzando una vida útil de 20 años a 25 años. Las pruebas de desempeño energético en turbinas se realizan de acuerdo con la norma PTC-22 en donde se evalúa el comportamiento del equipo bajo distintas condiciones de operación (ASME PTC-22, 2005), los cuales, pueden resultar inconvenientes en la práctica una vez que el equipo está sujeto a una producción continua.

Las turbinas de gas instaladas en plataformas marinas cuentan con un sistema de instrumentación propia, que permiten medir parámetros operativos en tiempo real, siendo registrados en forma de

Log, y que pueden ser recolectados y enviados a tierra vía remota. Estos parámetros permiten identificar al operador los cambios en el funcionamiento del equipo para que pueda tomar decisiones con respecto a la operación. Los principales parámetros que se registran y que son de suma importancia para la evaluación de su desempeño energético de una turbina de gas son: la temperatura a la succión de la turbina, la presión de descarga del compresor axial, la temperatura de los gases de combustión a la entra de la turbina de potencia, el flujo de combustible, la velocidad de giro, entre otros.

En el mercado se cuenta con software especializado en diseñar y evaluar el funcionamiento de turbinas de gas como lo son: Thermoflex, que permite diseñar la instalación de turbinas y realizar evaluaciones económicas de instalaciones, además permite evaluar el desempeño energético de turbinas de gas de distintas marcas comerciales, sin embargo, dichas evaluaciones son a condiciones de diseño; Gasturb y GPS permiten evaluar el desempeño energético de turbinas de gas pero enfocados desde el punto de vista del diseño mecánico. Existen otros que sirven para aplicaciones más específicas como lo es GTS que es un simulador de turbinas de gas empleadas en motores navales. Por otro lado, también existen empresas que cuentan con sus propios simuladores que se especializan en la capacitación de operadores de turbinas de gas. La mayoría de los simuladores de turbinas tienen un costo de adquisición o de renta, y cuentan con una extensa base de datos del funcionamiento de los equipos. Sin embargo, ninguno de los antes mencionados simula el proceso real, ya que están basados en datos de diseño y, por lo tanto, no consideran la lectura del comportamiento causado por factores como la degradación o por cambios en la composición del gas combustible.

Existe una variedad de trabajos académicos y de investigación acerca de la simulación y evaluación de turbinas de gas, por ejemplo, Boned M. S. (2016) y Gómez G. M. (2017) quienes realizaron programas de simulación de turbinas de ciclo simple y de turbinas de doble flecha, considerando la geometría variable de alabes, modificando el caudal de combustible y la variación de la temperatura ambiente. Reyes et al (2014) desarrollaron un simulador para turbinas de gas en plataformas marina para un tren de rebombeo costa afuera, considerando eficiencias de diseño constantes y una temperatura de combustión fija. Cada uno tiene su objetivo particular, por lo que es necesario uno en específico que evalúe el desempeño energético en turbocompresores de plataformas marinas con datos que sean accesibles al operador.

1.2 Planteamiento del problema y justificación

La evaluación de desempeño energético de equipos de turbomaquinaria en plataformas marinas, suele ser una práctica poco recurrente, ya que una vez que éstas se instalan y comienzan a operar con normalidad, se mantiene en funcionamiento hasta que cumplen con sus horas de operación y pasan posteriormente a cumplir con su mantenimiento. La evaluación de desempeño energético incluso puede resultar una actividad innecesaria para el operario del equipo. Esto se debe en gran parte a que realizar estas evaluaciones puede resultar una tarea complicada al encontrarse en plataforma marina y que implica la realización de pruebas y mediciones directas de los principales parámetros termodinámicos del equipo. Las principales dificultades son la localización y la disponibilidad; en la primera se requieren varios procesos técnicos y administrativos que implican tanto a la accesibilidad a un medio de transporte, así como contar con la documentación y los permisos requeridos para acceder a la plataforma. Para el segundo se requiere que los equipos a evaluar estén disponibles, es decir, que los equipos puedan operar sin carga para realizarse las

pruebas, o bien, que éstos no se encuentren en horas de mantenimiento, en la práctica ambos casos no son comunes por lo que realizar dichas evaluaciones de manera presencial representan un reto, además gastos económicos y riesgos operativos para la empresa.

Todos los sistemas de potencia en plataformas cuentan con un sistema de control, que responde a los parámetros establecidos por el operador, sin embargo, se desconoce prácticamente en todos los equipos, cual es la potencia y la eficiencia con que se desempeñan a tiempo real cada uno de estos. Cabe mencionar que dichos parámetros de desempeño energético cambian con el aumento de las horas de operación y la falta de mantenimiento, y que factores como el ambiente y la calidad del combustible afectan directamente al desempeño del equipo, por lo que, es un error asumir que el equipo se desempeña del mismo modo que en el momento en que se adquirió. Esta desinformación no permite que el personal identifique los beneficios de la eficiencia energética lo que lleva también al desinterés por mejorar los procesos. Sin embargo, cada día es más importante conocer el desempeño energético actual de la turbo maquinaria ya que se busca actualmente generar ahorros en consumo de combustibles fósiles y, del mismo modo, disminuir la generación de gases contaminantes de este sector. En la Figura 2 y en la Figura 3 se muestran dos pantallas operativas de dos distintas turbinas de gas en operación, en la primera se muestra el empleo de las curvas de operación proporcionadas por el fabricante, sin embargo, estas representan el funcionamiento de diseño sin ser actualizadas, en donde los parámetros operativos terminan por no coincidir. En el segundo ejemplo se muestra que a pesar de que en algunos casos se tienen estimaciones de eficiencias, éstas suelen mostrar valores erróneos.

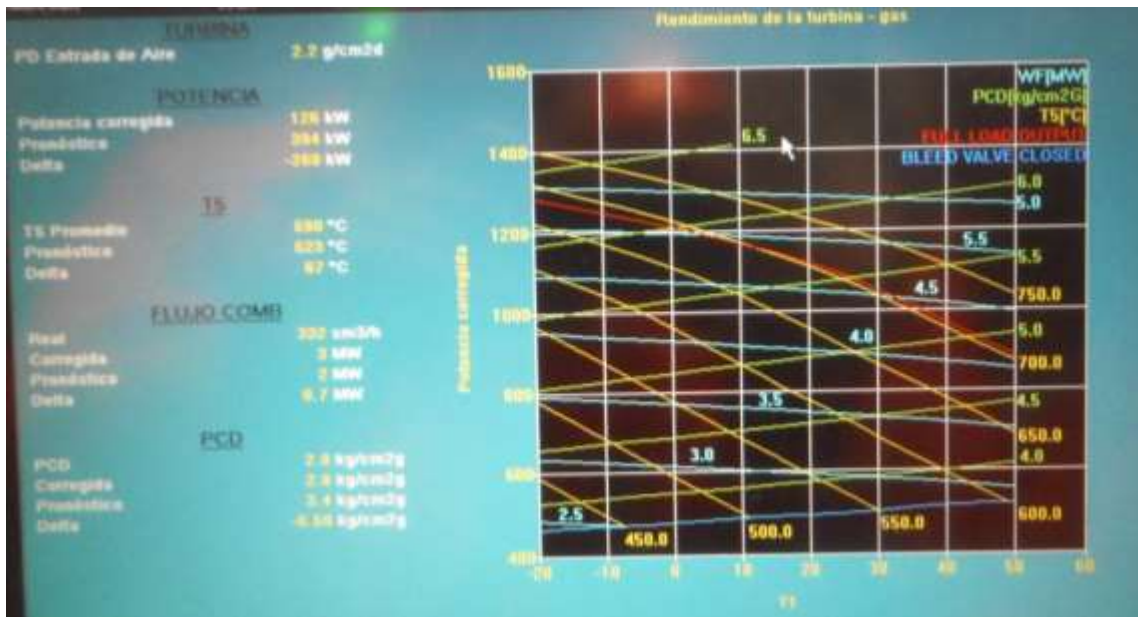


Figura 2. Pantalla operativa con curvas de desempeño de diseño no actualizadas.



Figura 3. Estimaciones erróneas de una TG en operación

En la industria actual es de suma importancia que los equipos de turbomaquinaria, tengan un funcionamiento adecuado, donde se asegure al mismo tiempo su confiabilidad operacional. Conocer el desempeño actual de una turbina de gas en plataforma marina, es primordial en la toma de decisiones para la realización de mantenimiento, para el cambio o sustitución de equipos o para la modificación de la operación, de tal manera que ayude a gestionar y asegurar de manera eficaz la producción o extracción de hidrocarburos, así como salvaguardar la integridad física del personal y de los mismos equipos instalados.

Aunado a esto, conocer el desempeño energético de los equipos puede dar un mayor panorama del funcionamiento general de los procesos, brindando información de los insumos energéticos, evidenciando las posibles mejoras de procesos, y mediante el mantenimiento adecuado prolongar la vida útil de los equipos; finalmente estas acciones se pueden reflejar en beneficios energéticos y económicos en la producción. Todo esto puede ser evaluado mediante distintos indicadores de desempeño energético, que permitan evaluar la calidad de producción y que al mismo tiempo brinde información para mejorar la gestión de los activos.

De acuerdo con el programa sectorial de energía 2020-2024, se plantea elevar el nivel de eficiencia y sustentabilidad en la producción y uso de las energías en el territorio nacional, en donde la meta consiste en reducir en 2.2% la intensidad energética con respecto a la línea base del 2018 (SENER, 2020). Esta meta está alineada con la Ley de Transición Energética que establece una meta de eficiencia energética, en donde se encuentran dentro del programa empresas como PEMEX, cuya infraestructura cuenta con 279 plataformas marinas pertenecientes al departamento de exploración y producción (PEMEX, 2019). Del mismo modo, la CONUEE cuenta también con metas de eficiencia energética para los periodos 2020-2035.

El ahorro y uso eficiente de la energía juega un papel clave para que los procesos se lleven a cabo de manera más segura y con beneficios económicos y ambientales a mediano y largo plazo. El proporcionar herramientas que permitan este cambio de visión al operador y/o a los encargados de

la operación, producción y gestión de los hidrocarburos, apoyará a la toma de mejores decisiones en cuestión de operación y adquisición de nuevos equipos en los activos.

1.3 Objetivos

Elaborar una herramienta de cálculo que permita la evaluación del desempeño energético de turbinas de gas fuera de diseño empleadas en módulos de compresión costa afuera, a partir de parámetros medidos por el sistema de control y las composiciones de los gases del proceso, que permitan obtener de manera sencilla parámetros de desempeño energético que sirvan de referencia al operador, encargado y/o propietario del equipo, en tomar mejores decisiones para aumentar la eficiencia del proceso, disminuir costos y emitir menos contaminantes al medio ambiente.

1.3.1 Objetivos específicos

- Determinar los estados termodinámicos del ciclo de gas.
- Determinar la potencia requerida en el proceso de compresión de gas.
- Evaluar el proceso de combustión.
- Determinar los calores específicos c_p y c_v de los gases de combustión.
- Evaluar los parámetros de desempeño energético.
- Proponer índices o métricas de evaluación de ahorro y uso eficiente de la energía.
- Sistematizar o programar la evaluación para cualquier caso de estudio en plataforma marina.
- Realizar la validación de herramienta de cálculo.

Capítulo II. Marco teórico conceptual

2.1 Turbinas de gas

2.1.1 Introducción

La turbina de gas es una máquina de combustión interna, que permite una conversión de energía almacenada en forma de combustible a energía mecánica útil en forma de movimiento rotacional, la cual, es aprovechada en propulsión en sistemas de transporte como son aeronaves, automóviles, barcos, entre otros; o bien, para la generación de energía eléctrica mediante el accionamiento de un generador eléctrico. El término "gas" hace referencia al tipo de fluido que alimenta al equipo, que pasa al interior de la turbina y que es utilizado como fluido de trabajo en el proceso de conversión de la energía. El combustible empleado puede ser tanto tipo gaseoso (gas natural, propano e hidrógeno), como también de tipo líquido (gasóleos, GLP, gasolinas y en algunos casos fuel-oleo con bajo contenido de azufre). Su funcionamiento se basa al igual que otro tipo de motores térmicos en la compresión y expansión de gases mediante el suministro de calor. En primer lugar, el aire ingresa a condiciones ambientales al compresor de la turbina, donde se elevan su temperatura y presión. El aire a alta presión pasa a la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Posteriormente los gases resultantes de alta temperatura ingresan a la turbina, donde se expanden a gran velocidad a través de una serie de álabes de forma aerodinámica hasta la presión atmosférica, transfiriendo la energía proporcionada por la combustión para hacer girar un eje mecánico de salida. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan y no recirculan, lo que hace que el ciclo se clasifique como ciclo abierto (ver Figura 5).

Si bien la aplicación predominante de las turbinas de gas es para la generación de energía eléctrica en centrales de ciclo combinado o en turborreactores en la industria de aviación, aquí se resalta la función del motor para impulsar una bomba o un compresor. El ejemplo más prolífico es la industria del gas y el petróleo, que normalmente pide 1 GW por año de motores nuevos (PP Wash y P. Fletcher). La mayoría de los motores se instalan en tierra, aunque hay un sector en alta mar donde los motores se ubican en plataformas. Esta industria también necesita algo de generación de energía primaria local y generación de energía de emergencia. Los requisitos aquí amplifican la importancia de:

- Poco peso, ya que los motores a menudo tienen que ser transportados a lugares remotos, donde también puede ser difícil y costoso construir cimientos sustanciales.
- Buena eficiencia térmica de carga base, ya que la utilización deseada se aproxima al 100%
- Par de potencia parcial razonable, para responder a cambios de carga en el compresor de gas.

Para los cabezales de pozos marinos, el motor debe estar ubicado en una plataforma, por lo que la importancia del bajo peso y bajo volumen es esencial. Si bien el gas o el petróleo pueden tener una alta presión a medida que sale del suelo, invariablemente necesita una mayor presurización para conducirlo de regreso a tierra.

Para el grupo de potencia media y superior, las turbinas aeroderivadas de potencia libre de ciclo simple cumplen mejor los criterios anteriores y se utilizan casi exclusivamente para este fin. Las relaciones de presión de 8:1 a 25:1 y los niveles de temperatura de gases de combustión típicos son de 1,350 K-1,550 K, lo que lleva a niveles de eficiencia térmica entre veinte y pasados los treinta puntos porcentuales. Algunos motores empleados son el Rolls-Royce RB211 y el GE LM2500,

también se utilizan en aplicaciones de generación de energía. Para el grupo de potencia inferior, se utilizan motores industriales de diseño personalizado, como el Solar Mars, y aeroderivados, como el Allison 501, con una relación de presión y niveles de temperaturas de gases más bajos que conducen a eficiencias térmicas por debajo del treinta por ciento.

2.1.2 Principales componentes de la turbina de gas

Normalmente, se entiende por turbina de gas al conjunto formado por los siguientes elementos (Figura 4):

Casa de filtros. Este se encuentra a la entrada del compresor y su función es capturar las partículas que se encuentren presentes en el aire, que puedan causar algún problema con el funcionamiento del equipo.

Compresor. El compresor admite el aire del exterior después de haber pasado a través de la casa de filtros; en donde se eleva la presión y se compactan las moléculas de aire mediante una serie de álabes estacionarios y otros giratorios que conforman al compresor.

Cámara de combustión. En la cámara de combustión, se inyecta el combustible y se mezcla con el aire presurizado que al encenderse genera una flama constante, liberando la energía del combustible a manera que el aire calentado se expande y se mueve a gran velocidad hacia el interior de la turbina.

Turbina. La turbina convierte la energía de los gases de combustión en energía rotacional útil, los gases de combustión se expanden a través de una serie de álabes del rotor de la turbina aprovechando su velocidad para generar energía mecánica rotacional. Todas las etapas de la turbina son de reacción y debe generar la suficiente energía para alimentar al compresor y producir energía motriz aprovechable. Los alabes de la turbina deben estar recubiertos por material cerámico para soportar las altas temperaturas de los gases de combustión, además, un flujo de aire proveniente del compresor los atraviesa internamente, saliendo por pequeños orificios practicados para refrigerar al equipo.

Eje de salida y caja de engranajes (caja reductora o de incremento de velocidad). La energía mecánica rotacional generada en la turbina se transmite mediante un eje mecánico, el cual, en ocasiones se conecta a una caja de engranes que reduce o incrementa la velocidad de giro dependiendo de la frecuencia requerida por el equipo conectado.

Escape. La sección del escape de la turbina o también llamada chimenea expulsa los gases de combustión que salen de la turbina de expansión de baja presión y los direcciona hacia el exterior o hacia un recuperador de calor según sea el caso.

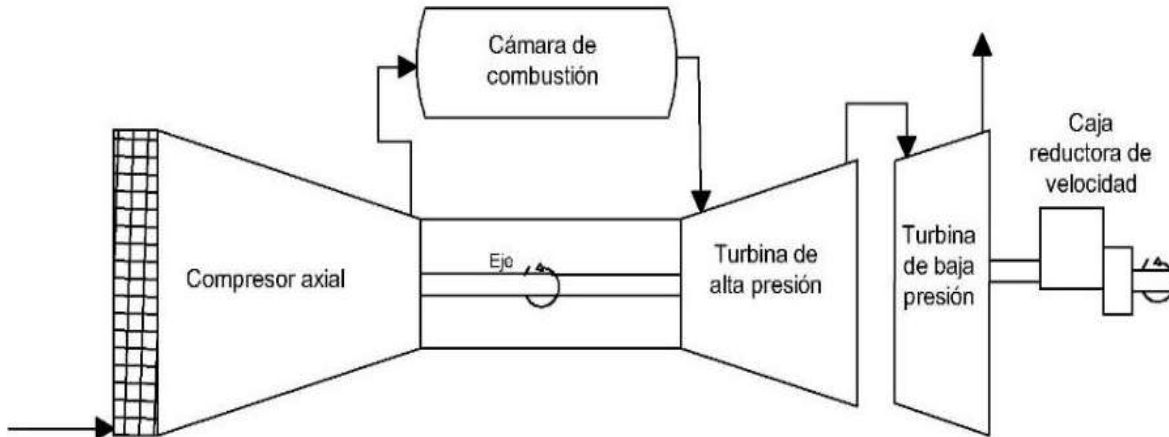


Figura 4. Componentes de una turbina de gas

2.1.3 Ventajas de las turbinas de gas

Las ventajas de las turbinas de gas, comparadas con otras turbomáquinas generadoras de potencia son:

- Bajo peso con respecto a la potencia generada.
- Menor volumen con respecto a la potencia generada.
- Flexibilidad de operación.
- Menor necesidad de sistemas de refrigeración comparadas con plantas de turbinas de vapor.
- Alcance de plena carga en menor tiempo.
- Facilidad de mantenimiento.
- Una fiabilidad cercana al 99% y disponibilidad superior al 95%; siempre y cuando la instalación esté bien diseñada, bien construida, bien operada y con un adecuado mantenimiento (García, 2015).

2.1.4 Desventajas

Las turbinas de gas tienen algunos inconvenientes importantes, entre éstos destacan; velocidad de rotación elevada y su baja eficiencia térmica (30% - 35%) comparado con los motores alternativos diésel (algunos desarrollados ya alcanzan el 50%), o con las turbinas de vapor (el 40% son actualmente normales) (García, 2015).

2.1.5 Ciclo de gas ideal

El ciclo de gas ideal (ciclo Joule) en un ciclo abierto (Figura 5) es donde se considera al fluido de trabajo como aire frío estándar para todo el ciclo y que está integrado por cuatro procesos: 1-2 Compresión isoentrópica (compresor), 2-3 Adición de calor a presión constante (cámara de combustión), 3-4 Expansión isoentrópica (turbina), 4-1 Rechazo de calor a presión constante. Los diagramas temperatura-entropía y presión-volumen de un ciclo Joule ideal se muestran en la Figura 6 y Figura 7, respectivamente, mostrando los procesos de calentamiento y de rechazo de calor.

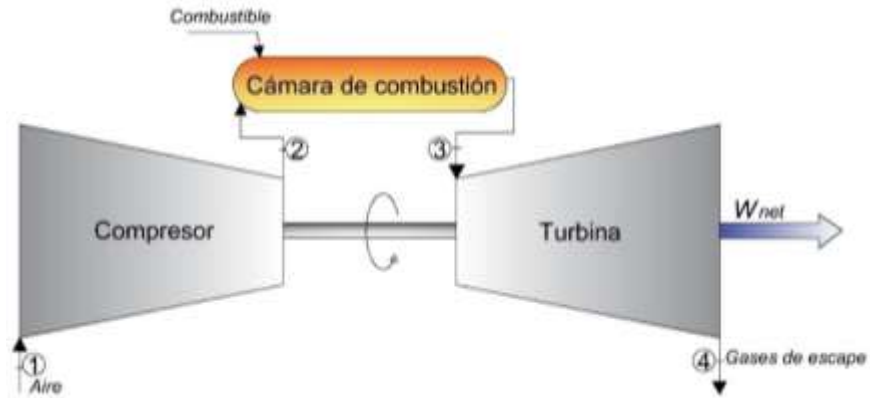


Figura 5. Esquema de ciclo abierto de turbina de gas.



Figura 6. Ciclo Joule, diagrama T-s



Figura 7 Ciclo Joule, diagrama P-v

2.1.6 Estudio termodinámico de la turbina de gas

Los procesos termodinámicos de la turbina de gas se pueden conocer a través del cálculo de los estados termodinámicos que la conforman. Empleando la primera ley de la termodinámica, se realiza un balance de energía del ciclo Joule en estado estacionario; despreciando los cambios de energía cinética y de energía potencial:

$$\dot{Q}_{sum} - \dot{Q}_{rech} + \dot{W}_{ent} - \dot{W}_{sal} = \dot{H}_{sal} - \dot{H}_{ent} \quad (1)$$

donde \dot{Q}_{sum} es el calor suministrado, \dot{Q}_{rech} es el calor rechazado, \dot{W}_{ent} es la potencia de entrada, \dot{W}_{sal} es la potencia de salida, \dot{H}_{sal} es la entalpía de salida y \dot{H}_{ent} es la entalpía de entrada. El calor suministrado es equivalente al cambio de temperaturas multiplicado por el calor específico a presión constante del aire.

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}(h_3 - h_2) = \dot{m}c_p (T_3 - T_2) \quad (2)$$

donde \dot{m} es el flujo másico, h es la entalpía por unidad de masa, c_p es el calor específico a presión constante y T es la temperatura. Del mismo modo, el calor rechazado es directamente proporcional al cambio de temperaturas multiplicado por el calor específico del aire, es decir

$$\dot{Q}_{rech} = \dot{m}(h_4 - h_1) = \dot{m}c_p (T_4 - T_1) \quad (3)$$

El trabajo motor de la turbina de gas ideal se obtiene de la diferencia entre el trabajo de expansión y el trabajo de compresión

$$w_m = w_t - w_c = (h_4 - h_3) - (h_2 - h_1) = c_p (T_4 - T_3 - T_2 + T_1) \quad (4)$$

donde w_m es el trabajo motor, w_t es el trabajo de expansión y w_c el trabajo de compresión. Entonces, empleando las ecuaciones (2) y (4) la eficiencia térmica del ciclo Joule ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar es el siguiente

$$\eta_{th} = \frac{w_m}{q_{sum}} = 1 - \frac{q_{rech}}{q_{sum}} = 1 - \frac{c_{p_a} (T_4 - T_1)}{c_{p_a} (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (5)$$

Debido a que en el ciclo Joule ideal, los procesos 1-2 y 3-4 son procesos isoentrópicos, y que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$, entonces

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_{4s}} \quad (6)$$

en donde γ es la relación de calores específicos; c_p/c_v . Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{\pi^x} \quad (7)$$

donde la relación de presión, π , se define como

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

y

$$x = \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{R}{c_p} \quad (9)$$

Esto demuestra que, bajo las suposiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de un ciclo Joule ideal depende de la relación de presiones de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica del ciclo es mayor al incrementar tanto la relación de presiones, como la relación de calores específicos. En turbinas de gas reales se tiene como limitante la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión. Esto limita las relaciones de presión que se pueden utilizar en el ciclo. En la Tabla 1 se enlistan las propiedades del aire frío como gas ideal.

Tabla 1 Propiedades del aire frío como gas ideal

M (kg/kmol)	29
R_a (kJ/kgK)	0.2867
c_{Pa} (kJ/kgK) [7/2R]	1.003
c_{va} (kJ/kgK) [5/2R]	0.7163
γ (kJ/kgK) [7/5]	1.4

En la Figura 8 se muestra la eficiencia térmica de una turbina de gas en función de la relación de presiones y bajo la suposición de aire frío estándar. En éste se muestra que a medida que la relación de presiones es mayor, la pendiente de la eficiencia térmica disminuye; por lo tanto, la eficiencia térmica tiende a su valor máximo teórico $\eta_{th} = 1$, cuando π tiende a infinito.

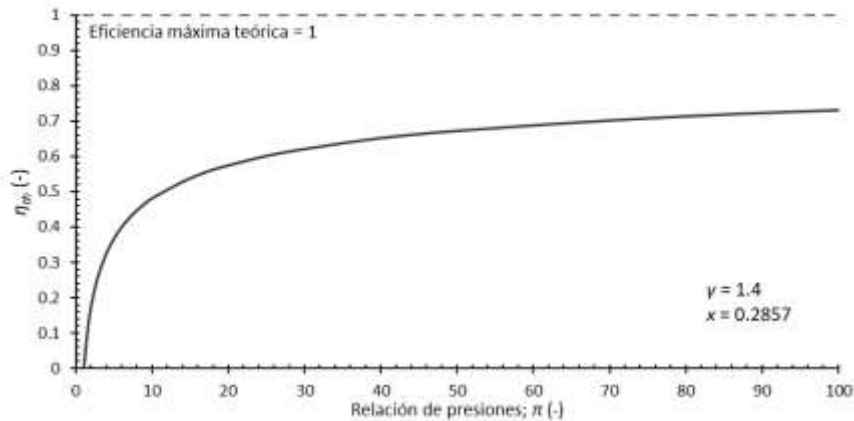


Figura 8. Eficiencia térmica de ciclo Joule a condiciones de aire frío estándar

2.1.7 Ciclo real de turbina de gas

Los ciclos reales de turbina de gas difieren del ciclo Joule ideal por varias razones. Por un lado, las caídas de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor son inevitables. Más importante aún, es que la entrada de trabajo real del compresor es mayor al caso ideal debido a las irreversibilidades, del mismo modo la salida de trabajo real de la turbina es menor que en el caso idealizado debido a las irreversibilidades del proceso. La desviación del comportamiento real del compresor y de la turbina con relación al comportamiento de los procesos isentrópicos idealizados (Figura 9), se calculan con cierta precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina (η_{sit}) y del compresor (η_{sic}).

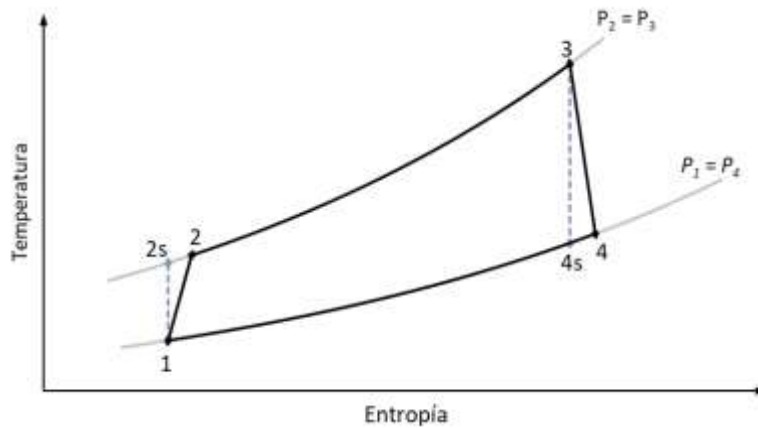


Figura 9. Diagrama temperatura-entropía. Desviación $T-s$ entre un ciclo Joule ideal y de uno real como consecuencia del incremento de entropía en los procesos de compresión y de expansión.

En un ciclo real el fluido de trabajo ya no se puede considerar como aire frío estándar, debido a que no sólo el aire cumple la función como fluido de trabajo, sino también los gases de combustión generados forman parte del ciclo y sus propiedades térmicas de ambos dependen de su temperatura, por lo que dicha consideración se tomará en cuenta más adelante en este trabajo.

2.1.8 Análisis politrópico de la turbina de gas

Para el análisis energético de una turbina de gas real, es necesario considerar para los procesos politrópicos, las desviaciones con respecto a los procesos isentrópicos mediante las eficiencias isentrópicas de compresión y de expansión, (η_{sic} y η_{pic}), de este modo las expresiones que describen los procesos del ciclo ideal cambian, al considerar ahora el ciclo de gas es un ciclo abierto y que el procesos de suministro de calor se obtiene a partir de un proceso de combustión son consideraciones importantes, que se deben de hacer al momento de analizar un sistema real.

2.1.8.1 Proceso de compresión 1-2

Haciendo un balance de energía en el compresor, despreciando cambios de energía cinética y potencial, entonces el trabajo de compresión es

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (10)$$

o bien, considerando un c_p constante se tiene

$$w_c = c_{pa} (T_2 - T_1) \quad (11)$$

despejando T_1

$$w_c = c_{p_a} T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (12)$$

Mientras tanto, la relación de presión se define como

$$\pi^x = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^x \quad (13)$$

en un proceso isoentrópico, esta expresión es igual a

$$\pi^x = \frac{T_{2s}}{T_1} \quad (14)$$

La eficiencia de compresión isoentrópica se define como la relación entre el trabajo de compresión ideal entre el trabajo de compresión real.

$$\eta_{sic} = \frac{w_{cs}}{w_c} \quad (15)$$

La eficiencia isoentrópica de compresión, también se puede representar en términos de las temperaturas.

$$\eta_{sic} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (16)$$

Conociendo la eficiencia isoentrópica de compresión se despeja T_2 , obteniendo la siguiente expresión:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sic}} \quad (17)$$

Reordenando, y sustituyendo para obtener la expresión en términos de la relación de presiones, se tiene

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \right] \quad (18)$$

Por lo tanto

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \quad (19)$$

Sustituyendo la ecuación (19) en ecuación (12) se obtiene la expresión

$$w_c = c_{p_a} T_1 \left[\frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \right] \quad (20)$$

El cambio de entropía en el proceso de compresión se expresa como sigue

$$s_2 - s_1 = c_{p_a} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_a \frac{P_2}{P_1} \quad (21)$$

2.1.8.2 Suministro de calor 2-3

El suministro de calor se obtiene por medio de un proceso de combustión, y suponiendo que el $c_{p_{gc}}$ y el c_{p_a} no dependen de la temperatura, se tiene

$$q_{sum} = c_{p_{prom}} (T_3 - T_2) \quad (22)$$

donde

$$c_{p_{prom}} = \frac{c_{p_a} + c_{p_{gc}}}{2} \quad (23)$$

Desarrollando la expresión en términos de $c_{p_{gc}}$, T_1 , η_{sic} , π y x ; se tiene que

$$q_{sum} = c_{p_{prom}} T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (24)$$

y definiendo

$$y = \frac{T_3}{T_1} \quad (25)$$

Sustituyendo las ecuaciones (25) y (19) en (24), se obtiene la expresión del calor suministrado en función de y , η_{sic} , π , x , T_1 , y c_p .

$$q_{sum} = c_{p_{prom}} T_1 \left[y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \right] \quad (26)$$

En la Figura 10 se muestra la variación del calor suministrado en función de la relación de presiones del compresor. Se observa que el calor suministrado disminuye al aumentar la relación de presiones del compresor para una relación de temperaturas “y” constante, esto debido a la elevación de la temperatura del aire debido a la compresión. Por otro lado, a una temperatura del aire T_1 constante y al incrementa la temperatura a la salida de la cámara de combustión T_3 , es decir, a un mayor valor de “y”, se tiene un mayor suministro de calor para una π dada.

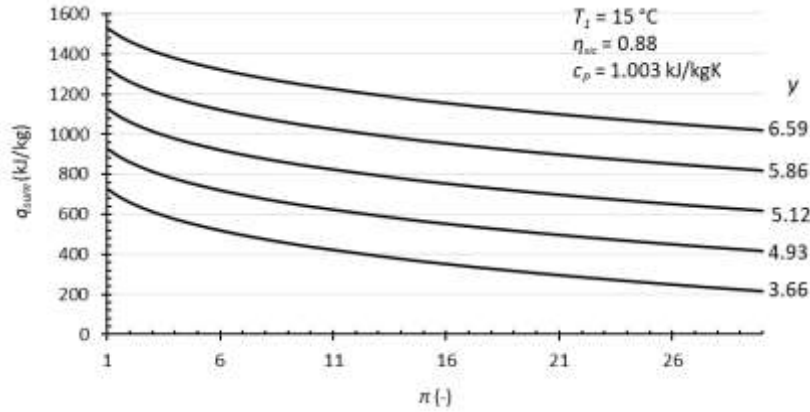


Figura 10. Calor suministrado en función de la relación de presiones a distintas temperaturas T_3

Debido a que el proceso de combustión ocurre a presión constante, el cambio de entropía de este proceso se expresa de la siguiente manera

$$s_3 - s_2 = c_{p_{prom}} \ln \frac{T_3}{T_2} \quad (27)$$

2.1.8.3 Proceso de expansión 3-4

El trabajo producido por efecto de la expansión de los gases de combustión en la turbina de gas se expresa como

$$w_T = c_{p_{gc}} (T_3 - T_4) \quad (28)$$

al despejar la temperatura a la entrada de la turbina de expansión, se tiene

$$w_T = c_{p_{gc}} T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \quad (29)$$

sin embargo, de un proceso isoentrópico se tiene la relación

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^x \quad (30)$$

Suponiendo que no existen caídas de presión en la entrada del compresor y a la salida de la turbina se tiene que, $P_4 = P_1$ y $P_3 = P_2$

$$\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^x = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^x \quad (31)$$

Por lo tanto

$$\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^x = \frac{1}{\pi^x} \quad (32)$$

Por otro lado, la eficiencia de compresión isentrópica es la relación entre el trabajo de expansión real y el trabajo de expansión ideal

$$\eta_{sit} = \frac{w_T}{w_{Ts}} \quad (33)$$

en términos de temperaturas, la eficiencia de expansión isentrópica se puede expresar como sigue

$$\eta_{sit} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (34)$$

despejando T_4 de (34) y acomodando la ecuación se tiene

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \right) \right] \quad (35)$$

Sustituyendo (30) y (32) en (35) se tiene

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) \right] \quad (36)$$

O bien

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) \quad (37)$$

Por lo tanto, sustituyendo (37) en (29), el trabajo generado por la turbina es igual a

$$w_T = c_{p_{gc}} T_3 \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) \quad (38)$$

El cambio de entropía que ocurre en el proceso de expansión es

$$s_3 - s_4 = c_{p_{gc}} \ln \frac{T_4}{T_3} - R_{gc} \ln \frac{1}{\pi} \quad (39)$$

sustituyendo, se obtiene la siguiente expresión

$$s_3 - s_4 = c_{p_{gc}} \ln \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) \right] - R_{gc} \ln \frac{1}{\pi} \quad (40)$$

2.1.8.4 Calor rechazado 4-1

El calor que se rechaza del sistema es

$$q_{rech} = c_{p_{prom}} (T_4 - T_1) \quad (41)$$

Sustituyendo (36) en (41) se tiene

$$q_{rech} = c_{p_{prom}} \left[(T_3 - \eta_{sit} (T_3 - T_{4s})) - T_1 \right] \quad (42)$$

Empleando la ecuación (30) se tiene

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{1}{\pi} \right)^x \quad (43)$$

Sustituyendo (43) en (42) y dividiendo la expresión entre T_1 se tiene

$$q_{rech} = c_{p_{gc}} T_1 \left[y - \eta_{sit} y + \eta_{sit} y \left(\frac{1}{\pi} \right)^x - 1 \right] \quad (44)$$

reacomodando la ecuación (44), se tiene

$$q_{rech} = c_{p_{gc}} T_1 \left[y \left(1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) \right) - 1 \right] \quad (45)$$

Por otro lado, debido a que el proceso de rechazo de calor es a presión constante, el cambio de entropía en este proceso se expresa como

$$s_1 - s_4 = c_{p_{gc}} \ln \frac{T_1}{T_4} \quad (46)$$

En términos de la relación de presiones y de la eficiencia isoentrópica de compresión se tiene

$$s_1 - s_4 = c_{p_{gc}} \ln \left\{ \frac{1}{y \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) \right]} \right\} \quad (47)$$

2.1.8.5 Trabajo Motor

El trabajo motor de la turbina de gas es igual a la diferencia entre el trabajo de la turbina de expansión y el trabajo suministrado al compresor

$$w_m = w_T - w_c \quad (48)$$

Sustituyendo los respectivos trabajos (38) y (20) en (48), se obtiene

$$w_m = c_{p_{gc}} T_3 \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) - \frac{c_{p_a} T_1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \quad (49)$$

considerando

$$c_{p_a} = c_{p_{gc}} = c_p \quad (50)$$

Entonces el trabajo motor se expresa de la siguiente manera

$$w_m = c_p T_1 \left[y \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \right] \quad (51)$$

En la Figura 11 se muestra al trabajo motor en función de la relación de presiones para distintas relaciones de temperaturas “y” con T_1 y P_1 constantes. En ésta se muestra que a medida que aumenta la temperatura de los gases a la entrada de la turbina T_3 (mayor “y”) se genera un mayor trabajo motor; también se muestra para cada valor de relación de temperaturas, existe una relación de presiones óptima.

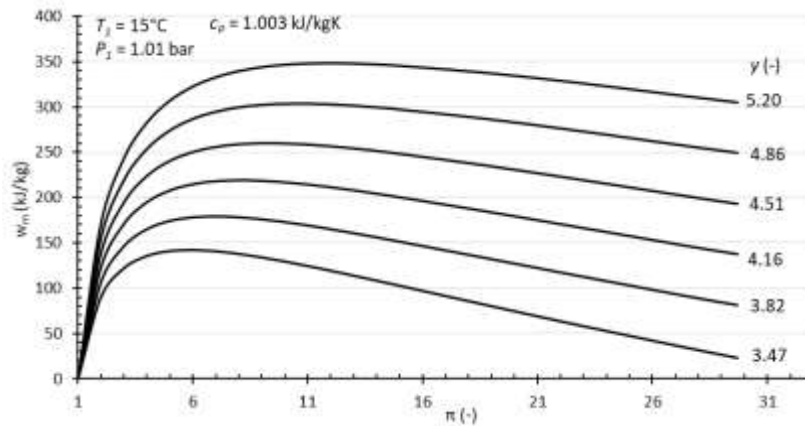


Figura 11. Trabajo motor en función de la temperatura T_3

El trabajo motor de la turbina de gas siempre será favorecido por el buen funcionamiento de sus componentes. Es decir que las eficiencias de sus componentes determinan el trabajo motor de la turbina, mientras éstas sean mayores, mayor también será el trabajo motor; tal y como muestra el comportamiento del trabajo motor con las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina en las Figura 12 y Figura 13.

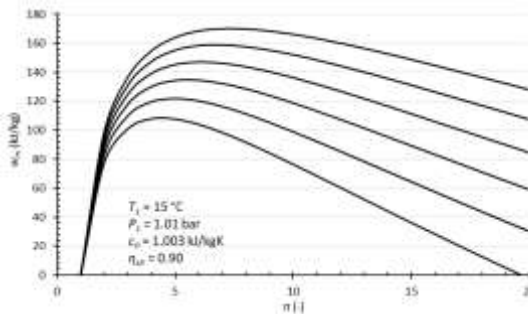


Figura 12. Trabajo motor en función de η_{tic}

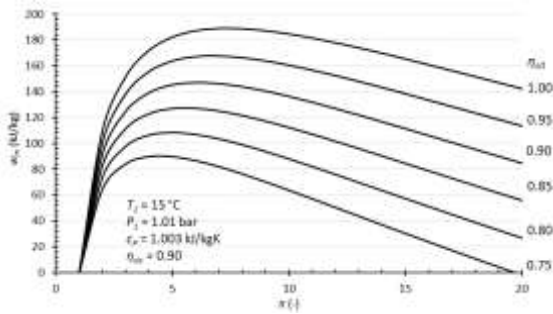


Figura 13. Trabajo motor en función de η_{sic}

2.1.8.6 Relación de presiones óptima para generar el trabajo motor máximo

Si bien se aprecia en las Figura 11, Figura 12 y Figura 13 que hay un trabajo motor máximo para una relación de presiones de cada condición de operación. Entonces, para conocer la relación de presiones óptima con lo que se genera el trabajo motor máximo de la turbina de gas, se parte de la siguiente derivada.

$$\frac{dw_{mTG}}{d\pi} = 0 \quad (52)$$

derivando con respecto a π , e igualando a cero, se encuentra que la relación de presiones óptima para generar el trabajo motor máximo es:

$$\pi_{opt_{vm}} = (\gamma \eta_{sit} \eta_{sic})^{\frac{1}{2x}} \quad (53)$$

2.1.8.7 Potencia de la turbina de gas

Para calcular la potencia que genera una turbina de gas, es necesario conocer el flujo de masa del fluido de trabajo, de esta manera

$$\dot{W}_m = \dot{m}_{gc} c_{gc} (T_3 - T_4) - \dot{m}_a c_{Pa} (T_2 - T_1) \quad (54)$$

Despejado al flujo másico de aire se tiene lo siguiente

$$\dot{W}_m = \dot{m}_a c_{Pa} \left[\left(1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \right) \frac{c_{P_{gc}}}{c_{Pa}} (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \right] \quad (55)$$

donde

$$rca = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (56)$$

Sustituyendo (56) en (55) se tiene

$$\dot{W}_{mTG} = \dot{m}_a c_{Pa} \left[(1 + rca) \frac{c_{P_{gc}}}{c_{Pa}} (T_{g3} - T_{g4}) - (T_{g2} - T_{g1}) \right] \quad (57)$$

El flujo de combustible se obtiene a partir de

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a q_{sum}}{PCI} \quad (58)$$

El flujo másico de aire es igual a la relación entre la potencia neta generada y el trabajo motor de la turbina de gas

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{mTG}}{w_{mTG}} \quad (59)$$

2.1.8.8 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica de una máquina térmica es la relación entre la energía producida y la energía suministrada a la máquina, es decir, para una turbina de gas la eficiencia térmica es

$$\eta_{th} = \frac{W_{mTG}}{q_{sum}} \quad (60)$$

Sustituyendo (51) y (26) en (60), y considerando que $c_{p_{gc}} = c_{p_a}$ se obtiene

$$\eta_{th} = \frac{y\eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi^x}\right) - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1)}{y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1)} \quad (61)$$

La eficiencia térmica es un parámetro que indica la fracción de energía que es aprovechada por la turbina de gas para generar trabajo útil. La eficiencia térmica en función de y , η_{sit} , η_{sic} y π , que son parámetros que se obtienen de la ficha técnica de la turbina, o que bien, se pueden medir en campo. La Figura 14 muestra la eficiencia térmica de la turbina de gas en función de la relación de presiones a distintas temperaturas de succión de aire. Se muestra que existe una relación de presiones óptima con el que se obtiene una eficiencia térmica máxima, como sucede con el trabajo motor y el calor suministrado; sin embargo, este rango se encuentra para relaciones de presiones de entre 22 y 23 para los casos graficados. También se muestra que a menor temperatura del aire que ingresa a la turbina de gas, la eficiencia tiende a ser mayor.

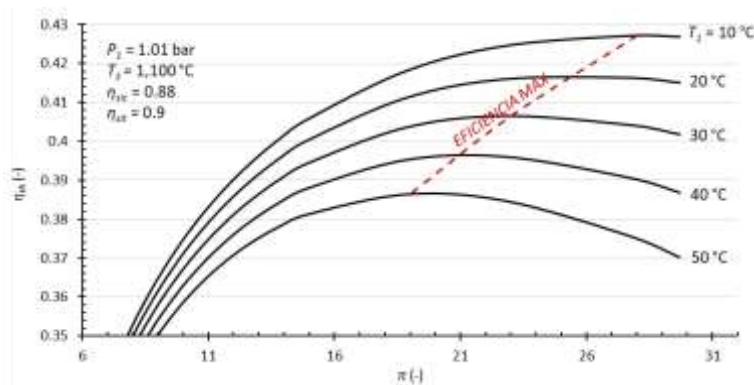


Figura 14. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones y de la temperatura de succión T_1 .

La Figura 15 muestran la variación de la eficiencia térmica en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas de gases calientes T_3 (o bien “ y ”). Se muestra que a un mayor “ y ” se obtiene una mayor eficiencia térmica, además, para cada “ y ” corresponde una relación de presiones para obtener la eficiencia térmica máxima. Por ejemplo, en la operación con un intervalo de temperaturas de 1,000 K ($y = 3.74$) a 1,500 K ($y = 4.48$), la relación de presiones óptima se encuentra entre 12 y 35, obtenido eficiencias entre 31.87% a 44.81%.

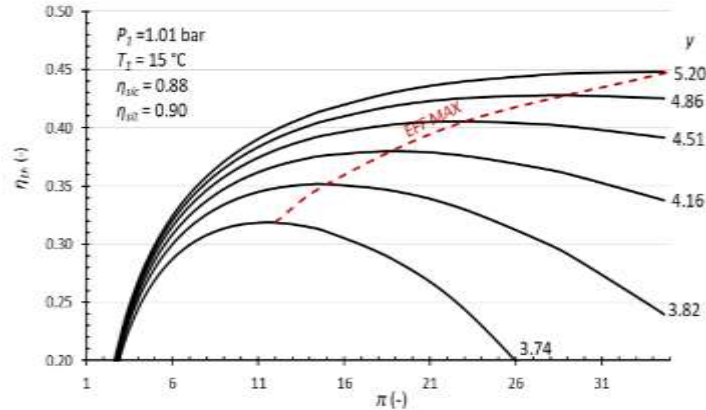


Figura 15. Eficiencia térmica en función de π y $T3$

La Figura 16 muestra a la eficiencia térmica en función de la relación de presiones y de la eficiencia isoentrópica de compresión y la Figura 17 muestran a la eficiencia térmica en función de la relación de presiones y de la eficiencia isoentrópica de compresión η_{sic} ; en ambas gráficas se muestra que se alcanza una mayor eficiencia térmica si las eficiencias isoentrópicas de compresión y de expansión se incrementan. También se muestra que con la eficiencia isoentrópica de expansión se alcanzan mayores valores de eficiencias térmicas, sin embargo, ésta depende de alcanzar altas relaciones de presiones que en turbinas de gas comerciales son complicadas de alcanzar.

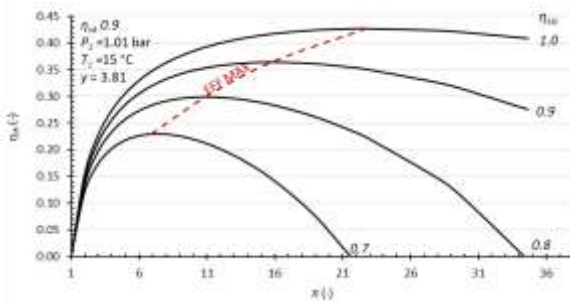


Figura 16. Eficiencia térmica en función de π y η_{sic}

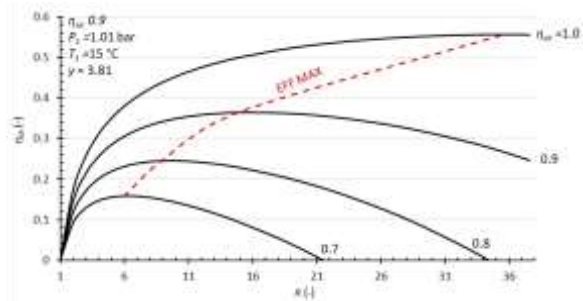


Figura 17. Eficiencia en función de π y η_{si}

2.2 Capacidad calorífica de gases de combustión

Como se ha mencionado anteriormente, al aproximarse a un ciclo termodinámico real de una turbina de gas, el fluido de trabajo deja de considerarse como aire estándar. Al analizar un proceso de combustión durante el suministro de calor, es necesario considerar el cambio de aire como fluido de trabajo a gases de combustión, lo cual, implica también cambios importantes en las propiedades térmicas. Esta es la razón por la que la capacidad calorífica específica se deja de considerar como una constante, dependiendo en gran medida de la temperatura a la que se encuentre el fluido de trabajo.

La capacidad calorífica se define como la cantidad de energía necesaria para elevar un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. Para obtener un mayor conocimiento de las propiedades termodinámicas de los gases de combustión, es necesario determinar la capacidad calorífica de cada componente del gas, los cuales son dependientes de la temperatura.

El comportamiento de la capacidad calorífica se puede describir mediante ecuaciones polinómicas. En la Tabla 2 se presentan las ecuaciones polinómicas para cada componente en función de la temperatura, así como sus correspondientes unidades.

Tabla 2. Polinomios de capacidad calorífica para distintos gases (Boles et al, 2015), (Rolle, 2006), (Smith et al, 1997), (Chen et al, 2017), (Glassman et al, 2008)

Ecuación	Polinomio	Componente	Unidad
(62)	$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5$	N ₂ , NO, NO ₂ , N ₂ O, O ₂ , C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈ , C ₄ H ₁₀	kJ/kmolK
(63)	$\frac{c_p}{R_u} = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5$	NO, CO, CH ₄	kcal/kmolK
(64)	$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5$	H ₂ O	kcal/kmolK
(65)	$c_p = a + bT + cT^{-\left(\frac{1}{2}\right)}$	CO ₂	kcal/kmolK
(66)	$c_p = R_u \left(a + bT + cT^{-2} \right)$	N ₂ , NO, H ₂ , C	kcal/kmolK

En la Tabla 3 se muestran las constantes a emplearse para el cálculo del calor específico. Para los componentes con dos conjuntos de constantes, se debe de utilizar el segundo conjunto para temperaturas iguales o mayores a 1600 K.

Tabla 3. Coeficientes para polinomios de capacidad calorífica (Boles et al, 2015), (Rolle, 2006), (Smith et al, 1997), (Chen et al, 2017), (Glassman et al, 2008)

Sustancia	A	b	c	d	E	f	Unidad	Ec
O ₂	25.48	152E-4	-7.155 E-6	1.312E-9			kJ/kmolK	(62)
N ₂	28.9	-15.71E-4	8.081E-6	-2.873E-9			kJ/kmolK	(62)
	3.28	5.93E-4		4E-7			kcal	(66)
NO	29.34	-9.395 E-4	97.47 E-7	-4.187 E-9			kJ/kmolK	(62)
	3.387	6.29E-4		1.4 E-7			kcal	(63)
NO ₂	25.018	488E-4	-3 E-5	9 E-9	-1E-12	7E-17	kJ/molK	(62)
N ₂ O	27.67988	51.14898	-30.64454	6.847911	-0.157906		kJ/kmolK	(62)
	60.30274	1.034566	-0.192997	0.01254	-6.860254		kJ/kmolK	(62)
H ₂ O	6.97	34.64E-4	-4.833E-7				kcal	(64)
H ₂	3.249	4.22E-4		8.3E-7			kJ/kgK	(66)
C	1.771	7.71E-4		-8.67E-6			kJ/kgK	(66)
CO	6.48	15.66E-4	-2.387E-7				kcal	(63)
CO ₂	18.036	-4.47E-5	-158.08				kcal	(65)
CH ₄	1.702	90.81E-4	-2.164E-6				kcal	(63)
	85.81217	11.26467	-2.114146	0.13819	-26.42221	-153.5327	kJ/kgK	(62)

C ₂ H ₆	6.9	0.1727	-6.41E-5	7.29E-9			kJ/kgK	(62)
C ₃ H ₈	-4.04	0.305	-1.57E-4	3.17E-8			kJ/kgK	(62)
C ₄ H ₁₀	3.96	0.372	-1.83E-4	3.5E-8			kJ/kgK	(62)

2.2.1 Entalpía de combustión

La entalpía de un componente i para sistemas reactivos está definida por

$$\bar{h}_{i,T,P} = \Delta\bar{h}_{T_{ref},i}^0 + (\bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{T_{ref},P_{ref}}) \quad (67)$$

donde $\Delta\bar{h}_{T_{ref},i}^0$ es la entalpía de formación, que se define como la variación de entalpía que da lugar cuando se forma un compuesto a partir de sus elementos estables a condiciones de referencia dadas. Por otro lado, el término $(\bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{T_{ref},P_{ref}})$ es la variación de entalpía sensible.

La primera ley de la termodinámica para un sistema abierto se expresa como

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{entrada} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum_{salida} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s \quad (68)$$

donde \dot{W} es el trabajo, \dot{Q} es el calor, $v^2/2$ es la energía cinética, el término gz es la energía potencial y h es la entalpía específica.

Suponiendo que el proceso de combustión se mantiene en régimen estacionario, la pérdida de calor es despreciable y no hay interacción de trabajo. También considerando que el cambio de velocidad del fluido es relativamente bajo y el proceso se efectúa a la misma altura, se puede considerar que la energía cinética y potencial son despreciables. Por lo tanto, al aplicar las consideraciones se tiene que el cambio de energía de una componente es igual al cambio de entalpía

$$\Delta\bar{h}_i = \bar{h}_{p,i} - \bar{h}_{r,i} \quad (69)$$

O bien

$$\Delta\bar{h}_{i,T,P} = \left[\Delta\bar{h}_{T_{ref},i}^0 + (\bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{T_{ref},P_{ref}}) \right]_p - \left[\Delta\bar{h}_{T_{ref},i}^0 + (\bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{T_{ref},P_{ref}}) \right]_r \quad (70)$$

El cambio de entalpía de cada componente se puede obtener a partir de

$$\Delta h = \int_1^2 c_p dT \quad (71)$$

Por lo tanto, al integrar las ecuaciones (62), (65) y (66) se obtienen las ecuaciones (72), (73) y (74), respectivamente

$$\Delta h = aT \Big|_1^2 + b \frac{T^2}{2} \Big|_1^2 + c \frac{T^3}{3} \Big|_1^2 + d \frac{T^4}{4} \Big|_1^2 + e \frac{T^5}{5} \Big|_1^2 + f \frac{T^6}{6} \Big|_1^2 \quad (72)$$

$$\Delta h = aT|_1^2 + b \frac{T^2}{2} \Big|_1^2 + 2cT^{1/2} \Big|_1^2 \quad (73)$$

$$\frac{\Delta h}{R_u} = aT|_1^2 + b \frac{T^2}{2} \Big|_1^2 - \frac{d}{T} \Big|_1^2 \quad (74)$$

2.3 Proceso de combustión

La combustión es una reacción química, en la cual intervienen dos componentes, el combustible y el comburente. Los combustibles con mayor abundancia son aquellos que principalmente se componen de carbono e hidrógeno, los cuales reciben el nombre de hidrocarburos. Por otro lado, los comburentes más conocidos son el oxígeno puro y el aire; con la reacción de combustión de estos últimos se obtienen tres principales productos: agua (H₂O), dióxido de carbono (CO₂) y nitrógeno (N₂), para la reacción con aire como comburente; los cuales son productos de una combustión completa. La combustión completa se produce cuando se tiene la cantidad de oxígeno suficiente para reaccionar con todo el carbono e hidrógeno contenidos en el combustible. En una reacción real, un producto importante es el monóxido de carbono (CO), el cual, se forma cuando el comburente es insuficiente, es decir, se tiene una combustión incompleta.

La composición volumétrica del aire teórico es 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno, por lo que, se tiene un mol de oxígeno por cada 4.76 moles de aire.

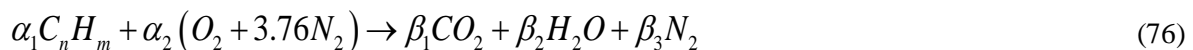
$$1 \text{ mol}_{O_2} + 3.76 \text{ mol}_{N_2} = 4.76 \text{ mol}_{\text{aire}} \quad (75)$$

El nitrógeno es un elemento estable, sin embargo, a temperaturas mayores de 1,000 K, reacciona con el oxígeno formando óxido nítrico (NO). Mientras a temperaturas inferiores, entre los 800 K y 1,300 K, el óxido nítrico vuelve a reaccionar con el oxígeno produciendo dióxido de nitrógeno (NO₂). Debido al alcance de este trabajo, este tipo de interacciones no se considerarán en el proceso de combustión.

2.3.1 Combustión estequiométrica

La combustión estequiométrica ocurre cuando se inyecta la cantidad de aire exacta para quemar una cantidad de combustible deseada. Durante este proceso se obtiene tres componentes principales como productos de combustión: el dióxido de carbono (CO₂), vapor de agua (H₂O) y nitrógeno diatómico (N₂).

La reacción de combustión de un hidrocarburo con C_nH_m es



donde *n* y *m* representan el número de átomos de carbono e hidrogeno, respectivamente, contenidos en un mol de combustible, α_1 es el número de moles de combustible, α_2 es el número de moles de aire, β_1 representa el número de moles de dióxido de carbono, β_2 representa el número de moles de agua y β_3 representa el número de moles de nitrógeno diatómico. Al realizar un balance masa, estas variables se definen de la siguiente manera

$$\alpha_2 = \alpha_1 \left(n + \frac{m}{4} \right) \quad (77)$$

$$\beta_1 = n(\alpha_1) \quad (78)$$

$$\beta_2 = \frac{m}{2}(\alpha_1) \quad (79)$$

$$\beta_3 = 3.76(\alpha_2) \quad (80)$$

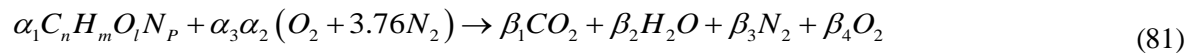
Para este caso α_2 es la cantidad estequiométrica de aire de la reacción, la cual sirve como referencia para evaluar una combustión incompleta o con exceso de aire.

2.3.2 Combustión incompleta o con exceso de aire

Una combustión incompleta ocurre por distintos factores que da lugar al origen de productos de gases de combustión como monóxido de carbono, hidrógeno y oxígeno libre, entre otros. Dentro de los factores más comunes se encuentran: la escasez de oxígeno, una mezcla imperfecta combustible-comburente, un bajo tiempo de permanencia, o una baja temperatura que permita mantener la combustión.

Por otro lado, para lograr una combustión completa es necesario emplear excedente de aire con respecto al valor teórico para asegurar que todo el combustible suministrado en la cámara de combustión reaccione. Se le denomina exceso de aire a la cantidad excedente de aire requerido en la combustión teórica, de tal manera, se ingrese más oxígeno a la cámara de combustión y se utiliza para evitar la combustión incompleta.

Para conseguir una combustión completa es necesario además que exista un tiempo suficiente de reacción. Considerando ahora a $C_nH_mO_lN_p$ como combustible y α_3 como el coeficiente de exceso de aire, la reacción de combustión es el siguiente



Donde β_4 es el coeficiente que representa los moles de oxígeno remanente del proceso de combustión.

2.3.3 Expresión reducida del combustible

La composición del gas combustible que es suministrado a la turbina de gas puede variar dependiendo del pozo extraído y de la calidad del proceso de endulzamiento por el que el gas pasa antes de su suministro. Las componentes principales del gas natural son CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} , C_6H_{14} , H_2O , N_2 , CO_2 , H_2S y en menor medida otros componentes que representar menos del 1% de la composición molar total. Considerando que el gas carece de H_2S y despreciando las componentes minoritarias, el gas combustible se puede representar como $C_nH_mO_lN_p$, los subíndices n , m , l y p se obtienen de la siguiente manera:

$$n = 1y_{CH_4} + 2y_{C_2H_6} + 3y_{C_3H_8} + 4y_{C_4H_{10}} + 5y_{C_5H_{12}} + 6y_{C_6H_{14}} + 1y_{CO_2}$$

$$m = 4y_{CH_4} + 6y_{C_2H_6} + 8y_{C_3H_8} + 10y_{C_4H_{10}} + 12y_{C_5H_{12}} + 14y_{C_6H_{14}} + 2y_{H_2O}$$

$$l = 2y_{CO_2}$$

$$p = 2y_{N_2}$$

2.4 Proceso de compresión de gas

El proceso de compresión es uno de los procesos más utilizados en el sector industrial siendo utilizado en todos los aspectos de la industria del gas natural. Un equipo indispensable en esta industria es el turbocompresor. Los turbocompresores son equipos compuestos por una turbina de gas y un compresor, conectados a través de un eje mecánico. La turbina de gas proporciona la potencia motriz para accionar y hacer funcionar un compresor o un tren de compresión (2 o más compresores). En la Figura 18 se muestra un esquema de un turbocompresor centrífugo compuesto por una turbina de gas aeroderivada de dos ejes y un compresor centrífugo.

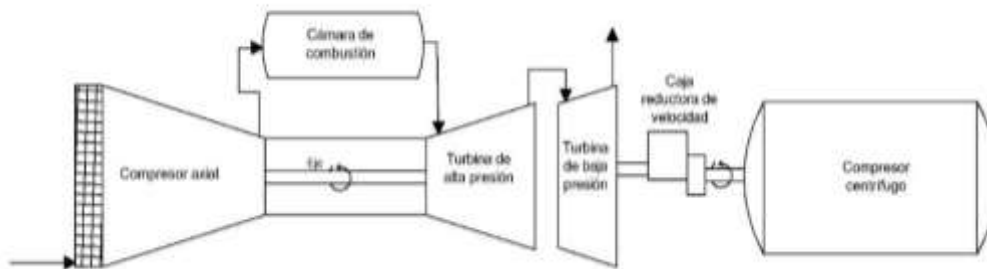


Figura 18. Esquema de un turbocompresor

2.4.1 Termodinámica del proceso de compresión

En esta sección se presenta los principios básicos y los modelos termodinámicos que rigen al proceso de compresión. La expresión general que rige a los procesos de compresión politrópicos es la siguiente

$$Pv^n = cte \quad (82)$$

En donde n es el exponente politrópico, y caracteriza al proceso, ya que de acuerdo con el valor que éste tome, se puede conocer el comportamiento del proceso. En el caso de los procesos isoentrópicos, el exponente politrópico toma el valor de γ , también llamado exponente adiabático.

El trabajo para un proceso de compresión isoentrópico por unidad de masa se expresa de la siguiente manera

$$w_{cs} = \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (83)$$

Empleando la ecuación del gas ideal $Pv = ZRT$, en donde Z es el factor de compresibilidad. Al integrar la ecuación (83) se obtiene la expresión para el trabajo de compresión isoentrópico por unidad de masa

$$w_{cs} = ZRT_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (84)$$

o bien

$$w_{cs} = ZRT_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} (\pi^x - 1) \quad (85)$$

donde π es la relación de presiones del compresor (8) y x es la relación (9)

El índice adiabático, o también conocido como la relación de calores específicos, se define de la siguiente manera

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (86)$$

En la industria el término “cabeza isoentrópica, H_s ” es más utilizado que el de “trabajo isoentrópico por unidad de masa, w_{cs} ”, que se puede reescribir de la siguiente manera

$$w_{cs} = H_s = ZRT_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} (\pi^x - 1)$$

la constante particular R de cualquier gas se calcula de la siguiente manera

$$R = \frac{R_u}{PM_{gas}} \quad (87)$$

en donde R_u es la constante universal de los gases ideales con un valor de 8.314472×10^{-3} kJ/(kmol K) y PM es el peso molecular de la sustancia. Por lo tanto, se tienen las siguientes expresiones para la cabeza isoentrópica

$$H_s = \frac{R_u}{PM_{gas}} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) ZT_1 (\pi^x - 1) \quad (88)$$

La eficiencia de compresión isoentrópica está dada en la ecuación (16)

$$\eta_{sic} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (16)$$

Para obtener la potencia de gas del compresor a partir de un proceso de compresión isoentrópico, se multiplica el trabajo isoentrópico suministrado por el flujo másico y dividiendo entre la eficiencia isoentrópica, se obtiene la siguiente expresión

$$\dot{W}_g = \frac{\dot{m}H_s}{\eta_{sic}} \quad (89)$$

2.4.1.1 Procesos politr6picos

Considerando el modelo politr6pico para el proceso de compresi3n (82), el cual se caracteriza por un exponente politr6pico n cuyo valor es mayor a γ ($n > \gamma$), de esta manera, la expresi3n para la cabeza politr6pica es

$$H_p = \frac{R_u}{PM} \left(\frac{n}{n-1} \right) ZT_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (90)$$

El exponente politr6pico se expresa de la siguiente manera

$$n = \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{1 - \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}}} \quad (91)$$

En este caso, la eficiencia politr6pica se puede expresar como sigue

$$\eta_{pic} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{n}{n - 1} \quad (92)$$

Para obtener la potencia de gas del compresor a partir de un proceso de compresi3n politr6pico, en las unidades de los sistemas m6trico e ingl6s, se realiza un procedimiento similar al de la secci3n anterior, pero utilizando la eficiencia politr6pica de compresi3n. Las ecuaciones que obtuvieron para los dos sistemas de unidades, respectivamente, son las siguientes

$$\dot{W}_g = \frac{\dot{m}H_p}{\eta_{pic}} \quad (93)$$

2.4.2 Composici3n de una mezcla

Para especificar el estado de una mezcla se requiere la composici3n y los valores de dos propiedades intensivas independientes como son la temperatura y la presi3n. Considere un sistema cerrado que consta de una mezcla gaseosa de dos o m6s componentes.

La composici3n de la mezcla se puede describir dando la masa o el n6mero de moles de cada componente presente. La masa, el n6mero de moles y el peso molecular de un componente i est6n relacionados por

$$n_i = \frac{m_i}{PM_i} \quad (94)$$

donde m_i es la masa, n_i es el n6mero de moles y PM_i es el peso molecular del componente i , respectivamente. La masa total de la mezcla, m , es la suma de las masas de sus componentes

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_j = \sum_{i=1}^j m_i \quad (95)$$

Las cantidades relativas de los componentes presentes en la mezcla se pueden especificar en términos de fracciones de masa. La fracción de masa w_i del componente i se define como

$$w_i = \frac{m_i}{m} \quad (96)$$

Dividiendo cada término de (95) por la masa total de la mezcla m y usando la ecuación (96), se obtiene

$$1 = \sum_{i=1}^j w_i \quad (97)$$

Es decir, la suma de las fracciones de masa de todos los componentes de una mezcla es igual a la unidad.

Por otro lado, el número total de moles en una mezcla, n , es la suma del número de moles de cada uno de sus componentes

$$n = n_1 + n_2 + \dots + n_j = \sum_{i=1}^j n_i \quad (98)$$

Las cantidades relativas de los componentes presentes en la mezcla también se pueden describir en términos de fracciones molares. La fracción molar y_i del componente i se define como

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (99)$$

Una lista de las fracciones molares de los componentes de una mezcla puede llamarse análisis molar. Un análisis de una mezcla en términos de fracciones molares también se denomina análisis volumétrico.

Dividiendo cada término de la ecuación (98) entre el número total de moles de la mezcla n y usando la ecuación (99)

$$1 = \sum_{i=1}^j y_i \quad (100)$$

Es decir, la suma de las fracciones molares de todos los componentes de una mezcla es igual a la unidad.

El peso molecular promedio de la mezcla, PM , se define como la relación entre la masa total de la mezcla, m , y el número total de moles de la mezcla, n

$$PM = \frac{m}{n} \quad (101)$$

o bien

$$PM = \frac{m_1 + m_2 + \dots + m_j}{n} \quad (102)$$

Sustituyendo m_i con la ecuación (101) y empleando la ecuación (99) se obtiene el peso molecular promedio de la mezcla como un promedio de fracción molar de los pesos moleculares de los componentes

$$PM = \sum_{i=1}^j y_i PM_i \quad (103)$$

2.4.3 Ecuaciones de estado

Las ecuaciones de estado son modelos matemáticos que nos permiten determinar propiedades termodinámicas correspondientes a un estado termodinámico, relacionando así a la presión, temperatura y volumen específico en una expresión. La ecuación de gases ideales es una ecuación de estado para ciertos intervalos de presión y temperatura.

2.4.4 Factor de compresibilidad Z

Las ecuaciones de estado suelen ser modelos viriales, derivados de los principios de la mecánica estadística para modelar el comportamiento P - v - T de un gas. Un ejemplo de éstos es el factor de compresibilidad Z que se expande en potencia inversa de volumen específico como (Moran, et al, 2011)

$$Z = 1 + \frac{B(T)}{\bar{v}} + \frac{C(T)}{\bar{v}^2} + \frac{D(T)}{\bar{v}^3} + \dots \quad (104)$$

En donde B , C y D , etc. son los coeficientes viriales

2.4.4.1 Cálculo del factor de compresibilidad utilizando la ecuación de estado cúbica de Peng Robinson

La ecuación de Peng Robinson es la ecuación más utilizada para calcular las propiedades termodinámicas del gas de proceso, siendo la que mejor describe el comportamiento del gas natural. Esta se puede escribir en función del factor de compresibilidad de la siguiente manera (Hernández M., 2018)

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (105)$$

Donde

$$Z = \frac{P_f \bar{v}}{R_u T_f} \quad (106)$$

$$A = \frac{a(T_f) P_f}{(R_u T_f)^2} \quad (107)$$

$$B = \frac{b_i P_f}{R_u T_f} \quad (108)$$

El parámetro $a(T_f)$ se expresa como

$$a(T_f) = a_u(T_f) = a_i(T_f) = a_{c,i} \alpha_i(T_f) \quad (109)$$

donde

$$a_{c,i} = 0.457236 \frac{R^2 T_{c,i}^2}{P_{c,i}} \quad (110)$$

$$b_i = 0.077796 \frac{RT_{c,i}}{P_{c,i}} \quad (111)$$

Por otra parte, la función generalizada de temperatura $\alpha_i(T_f)$, se expresa como sigue

$$\alpha_i(T_f) = \left[1 + m_i \left(1 - \sqrt{\frac{T_f}{T_{c,i}}} \right) \right]^2 \quad (112)$$

donde

$$m_i = 0.37464 + 1.54226\omega_i - 0.26992\omega_i^2 \quad (113)$$

donde i se refiere a cada uno de los compuestos que conforman a la composición de gas natural y ω es el factor de acéntrico.

El cálculo del parámetro $a_i(T_f)$ para cada uno de los componentes de la mezcla de gas natural, se calcula de la siguiente manera

$$a_i(T) = a_{c,i} \alpha_i(T_f) \quad (114)$$

Ejemplo Metano

Considérese la siguiente composición de gas natural presentada en la Tabla 4, en donde T_c y P_c son las propiedades críticas de presión y temperatura de las sustancias, y ω es el factor acéntrico empleado en la ecuación (113). (Poling et al, 2001).

Tabla 4. Composición de gas natural

Compuesto	Fracción molar %	Tc (K)	Pc (MPa)	ω (-)
Nitrógeno	0.28	126.2	3.398	0.039
H ₂ O	1.05	647.14	22.064	0.344
CO ₂	1.85	304.2	7.374	0.225
H ₂ S	0.99	373.4	8.963	0.08
Metano	63.99	190.56	4.599	0.011
Etano	18.09	305.32	4.872	0.099

Propano	6.31	369.83	4.249	0.152
i-Butano	0.82	407.85	3.640	0.18
n-Butano	2.72	425.12	3.796	0.19
i-Pentano	0.79	460.39	3.381	0.23
n-Pentano	0.77	469.7	3.370	0.25
n-Hexano	2.34	507.6	3.025	0.30

A continuación, se presenta el cálculo de parámetros para el metano, empleando las ecuaciones (110), (111), (112), (113) y (114).

$$a_{c,CH_4} = 0.457236 \frac{(8.314)^2 (190.56)}{4.599} = 249,551.7$$

$$b_{CH_4} = 0.077796 \frac{8.314(190.56)}{4.599} = 26.8$$

$$m_{CH_4} = 0.37464 + 1.54226(0.011) - 0.26992(0.011)^2 = 0.392$$

$$\alpha_{CH_4}(T_f) = \left[1 + 0.392 \left(1 - \sqrt{\frac{321.87}{190.56}} \right) \right]^2 = 0.779$$

$$a_{CH_4}(T) = (249,551.7)(0.779) = 194,462.3$$

La Tabla 5 muestra los resultados del cálculo de los parámetros $a_{c,i}$, b_i , $\alpha_i(T_f)$, m_i y $a_i(T_f)$, para cada uno de los componentes que se encuentran en el gas natural

Tabla 5. Resultados de parámetros $a_{c,i}$, b_i , $\alpha_i(T_f)$, m_i y $a_i(T_f)$

Compuesto	$a_{c,i}$	b_i	$\alpha_i(T_f)$	m_i	$a_i(T_f)$
Nitrógeno	148,134.3	24.0	0.436	0.547	81,065.7
H ₂ O	599,891.5	19.0	0.873	1.581	948,444.9
CO ₂	396,621.1	26.7	0.708	0.960	380,703.4
H ₂ S	491,649.6	26.9	0.496	1.072	527,192.1
Metano	249,551.7	26.8	0.392	0.779	194,426.3
Etano	604,733.0	40.5	0.525	0.972	587,880.2
Propano	1,017,368.0	56.3	0.603	1.083	1,101,326.0
i-Butano	1,444,309.0	72.5	0.644	1.149	1,659,278.0
n-Butano	1,504,726.0	72.4	0.658	1.178	1,772,852.0

i-Pentano	1,981,377.0	88.1	0.715	1.248	2,472,919.0
n-Pentano	2,069,053.0	90.1	0.743	1.272	2,632,611.0
n-Hexano	2,692,020.0	108.5	0.813	1.359	3,657,499.0

Debido a que el gas de proceso es una mezcla de gases, para el cálculo de los parámetros $a(T_j)$ y b de la mezcla, es necesario aplicar las reglas de mezclado clásicas de la siguiente manera (Poling et al, 2001).

$$b = b_m = \sum_{i=1}^{N_{CL}} x_i b_i \quad (115)$$

$$a = a_m = \sum_{i=1}^{N_{CL}} \sum_{k=1}^{N_{CL}} x_i x_k \sqrt{a_{ii} a_{kk}} (1 - k_{ik}) \quad (116)$$

Capítulo III. Metodología o Desarrollo metodológico

3.1 Parámetros de entrada e información requerida

La información requerida se puede obtener en sitio, como es la composición del gas combustible que se obtiene de las pruebas periódicas de laboratorio y los parámetros del sistema de control del turbocompresor que aparecen en las pantallas operativas. Los datos requeridos para la turbina de gas son los siguientes.

Turbina de gas

- Temperatura ambiente, T_1 o T_{amb}
- Caída de presión en la succión de la turbina, ΔP_{suc}
- Presión del generador de gases, PCD
- Temperatura a la salida de la turbina de alta presión, T_4
- Flujo de combustible, \dot{m}_c
- Composición química de gas combustible

Los datos requeridos del compresor centrífugo de proceso son:

Compresor centrífugo

- Composición química de gas de proceso
- Temperaturas de succión, T_6
- Temperatura de descarga, T_7
- Presión de succión, P_6
- Presión de descarga, P_7
- Flujo de gas de proceso, \dot{V}_p

3.2 Ciclo termodinámico de la turbina de gas aeroderivada

3.2.1 Estados termodinámicos

En la Figura 19 se muestran los estados termodinámicos a evaluar del turbocompresor centrífugo plantetado.

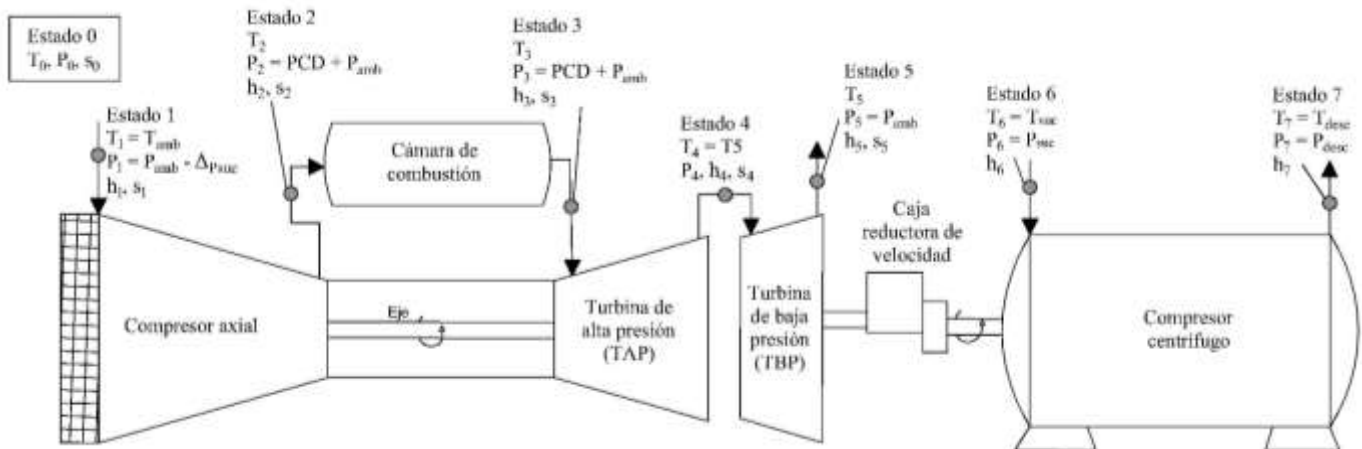


Figura 19. Estados termodinámicos de turbocompresor

Estado 1

Para el estado 1 se tiene como datos la temperatura ambiente, la presión ambiente y la diferencia de presión en la succión. Las propiedades del estado 1 se obtienen de la siguiente manera

$$T_1 = T_{amb} \quad (117)$$

$$P_1 = P_{amb} - \Delta P_{suc} \quad (118)$$

$$h_1 = c_{p_{a1}} T_1 \quad (119)$$

$$s_1 = s_0 + c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \quad (120)$$

Estado 2

La presión de descarga del compresor y la presión ambiente de sitio son obtenidas del sistema de control, las propiedades termodinámicas del estado 2 se obtienen de la siguiente manera

$$P_2 = PCD + P_{atm} \quad (121)$$

$$h_2 = h_1 \left[1 + \frac{\frac{c_{p_{a2s}} (r_p^x - 1)}{c_{p_{a1}}}}{\eta_{sic}} \right] \quad (122)$$

En donde

$$\pi^x = \frac{T_{g2s}}{T_{g1}} \quad (123)$$

donde

$$x = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (124)$$

$$T_2 = \frac{h_2}{c_{p_{a2}}} \quad (125)$$

Estado 3

Para el estado 3, para fines prácticos se puede considerar que las caídas de presión en la cámara de combustión son mínimas, por lo que

$$P_3 = P_2 \quad (126)$$

La temperatura de los gases de combustión T_3 es un parámetro desconocido y que se obtiene en este caso de manera iterativa, de tal manera, se obtenga la convergencia entre el proceso de ciclo de gas y el proceso de combustión con exceso de aire.

$$h_3 = c_{p_{gc}} T_3 \quad (127)$$

$$s_3 = s_2 + c_{p_{prom}} \ln \frac{T_3}{T_2} - R \ln \frac{P_3}{P_2} \quad (128)$$

Estado 4

Para el estado 4 se conoce del sistema de control la temperatura de los gases a la salida de la turbina de alta presión

$$T_4 = T_5 \quad (129)$$

Las demás variables se obtienen a partir de

$$h_4 = h_3 - \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{c_{p_{gc4}}}{c_{p_{gc3}}} r_{p1}^x \right) \right] \quad (130)$$

$$P_4 = \frac{P_3}{\pi_{TAP}} \quad (131)$$

$$s_4 = s_3 + c_{p_{prom}} \ln \frac{T_4}{T_3} - R \ln \frac{P_4}{P_3} \quad (132)$$

Estado 5

Para el estado 5 se considera a la presión de salida de los gases, próxima a la presión ambiente

$$P_5 \approx P_{atm} \quad (133)$$

Las demás propiedades se obtienen de la siguiente manera

$$h_5 = h_4 \left[1 - \eta_{sit2} \left(1 - \frac{c_{p_{gc5}}}{c_{p_{gc4}}} r_{p2}^x \right) \right] \quad (134)$$

$$T_5 = \frac{h_5}{c_{p_{gc5}}} \quad (135)$$

3.2.2 Potencia de compresión

La potencia requerida por el compresor es igual a la potencia entregada por la turbina de alta presión

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{TAP} \quad (136)$$

La potencia de compresión se puede reescribir como

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{aire} (h_2 - h_1) \quad (137)$$

La potencia de la turbina de alta presión también es

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_{gc} (h_4 - h_3) \quad (138)$$

La potencia de la turbina de baja presión es

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{m}_{gc} (h_5 - h_4) \quad (139)$$

3.2.3 Relación aire combustible

Esta se define como la relación de flujo másico de aire entre el flujo másico de combustible

$$rac = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{comb}} \quad (140)$$

El flujo de gases de combustión es igual a

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a + \dot{m}_{comb} \quad (141)$$

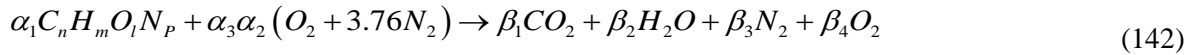
3.2.4 Obtención de las capacidades caloríficas específicas

Para la obtención de las capacidades caloríficas de los gases para cada uno de los estados termodinámicos se emplean los modelos mostrados anteriormente en la Tabla 2 (ecuaciones 62, 63, 64, 65 y 66).

3.3 Proceso de combustión

El proceso de combustión considera como combustible al gas natural con composición se basa en C, H, O, N, y como productos de los gases de combustión se consideran CO₂, H₂O, N₂.

Reacción de combustión



En donde el exceso de aire resulta

$$\alpha_3 = \frac{-\alpha_1 [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{C_n H_m O_l N_p} + \beta_1 [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{CO_2} + \beta_2 [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{H_2O} + \beta_3 [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{N_2} + \beta_4 [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{O_2} - \frac{\dot{Q}_{perd} PM_{C_n H_m O_l N_p}}{\dot{m}_{C_n H_m O_l N_p}}}{\alpha_2 \left\{ [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{O_2} + 3.76 [\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}]_{N_2} \right\}} \quad (143)$$

o bien

$$\alpha_3 = \frac{-\alpha_1 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_2} c_p dT \right]_{C_n H_m O_l N_p} + \beta_1 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{CO_2} + \beta_2 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{H_2O} + \beta_3 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{N_2} + \beta_4 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{O_2} - \frac{\dot{Q}_{perd} PM_{C_n H_m O_l N_p}}{\dot{m}_{C_n H_m O_l N_p}}}{\alpha_2 \left\{ \left[h_f^0 - \int_{T_{ref}}^{T_2} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[h_f^0 - \int_{T_{ref}}^{T_2} c_p dT \right]_{N_2} \right\}} \quad (144)$$

Considerando que las pérdidas de calor son despreciables, se tiene lo siguiente

$$\alpha_3 = \frac{-\alpha_1 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_{comb}} c_p dT \right]_{C_n H_m O_l N_p} + \beta_1 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{CO_2} + \beta_2 \left[h_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{H_2O} + \frac{P\alpha_1}{2} \left[\int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{N_2} - \alpha_2 \left[\int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{O_2}}{\alpha_2 \left\{ \left[\int_{T_{ref}}^{T_2} c_p dT - \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[\int_{T_{ref}}^{T_2} c_p dT - \int_{T_{ref}}^{T_3} c_p dT \right]_{N_2} \right\}} \quad (145)$$

Realizando el balance másico de la reacción, se tiene los siguientes coeficientes

$$\alpha_2 = \alpha_1 \left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \quad (146)$$

$$\beta_1 = n\alpha_1 \quad (147)$$

$$\beta_2 = \frac{m}{2} \alpha_1 \quad (148)$$

$$\beta_3 = \alpha_1 \left[\frac{P}{2} + 3.76\alpha_3 \left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \right] \quad (149)$$

$$\beta_4 = \alpha_1 \left[(\alpha_3 - 1) \left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \right] \quad (150)$$

En el presente trabajo se toma como estado de referencia 25°C y 1 atm. También se consideran las entalpías de reacción o de combustión de cada uno de los componentes que se definen como la diferencia entre la entalpía del producto de combustión y la entalpía del reactivo de combustión de una combustión completa bajo el mismo estado de referencia.

3.4 Bombeo de gas amargo

Para el proceso de compresión de gas amargo se evalúa la potencia de compresión con la siguiente ecuación

$$\dot{H}_p = \dot{m} \frac{R_u}{PM} \left(\frac{n}{n-1} \right) ZT_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (151)$$

Empleando la ecuación de Peng Robinson para calcular las propiedades termodinámicas del gas de proceso, se calcula el factor de compresibilidad, ecuación 105 (pag. 3634)

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-3B^2-2B)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (105)$$

Obteniendo el PM de la mezcla del gas de proceso (ec 103, sección 2.4.2) se evalúa la constante R del gas de proceso a partir de la ecuación (87)

$$R = \frac{R_u}{PM_{gas}} \quad (87)$$

Si se tiene como dato el flujo volumétrico del gas de proceso, el flujo másico se obtiene a partir de

$$\dot{m} = \dot{V}_p \rho \quad (152)$$

La densidad del gas se obtiene a partir de

$$\rho = \frac{P}{ZRT} \quad (153)$$

Conociendo presiones y temperaturas de succión y descarga de la(s) etapa(s) de compresión, es posible determinar π y n (91) para sustituir en la ecuación (133), ver sección 2.4.1.

3.5 Parámetros de desempeño energético

A continuación, se presentan los parámetros que determinan el desempeño de los sistemas de turbo-compresión considerados para este trabajo:

3.5.1 Potencia de la turbina de gas

El cual se obtiene mediante la potencia de compresión (133) multiplicado por un factor de pérdida F_p que se refiere a la potencia perdida por los distintos mecanismos de transmisión. Para este trabajo se emplean pérdidas del 5%.

$$\dot{W}_m = F_p \dot{H}_p \quad (154)$$

3.5.2 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica se obtiene de la relación entre la potencia de salida de la turbina de gas y el calor suministrado

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{Q}_{sum}} \quad (155)$$

En donde, el calor suministrado es

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_{gc} h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (156)$$

3.5.3 Heat Rate o Consumo Térmico Unitario (CTU)

Este parámetro determina la cantidad de energía térmica requerida para obtener un kilowatt-hora y se obtiene mediante la siguiente expresión

$$HR = \frac{\eta_{th}}{3600} \quad (157)$$

3.5.4 Consumo Específico de Combustible (CEC)

Este parámetro determina la cantidad de combustible necesario para generar un kilowatt-hora.

$$CEC = 3600 \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}_m} \quad (158)$$

3.6 Parámetro de costo por consumo energético

Para evaluar el costo que implica el consumo de combustible, se requiere el precio del combustible en unidades de \$MXN/kg o \$US/kg.

$$\text{Costo} = \text{Precio}_{comb} * CEC \quad (159)$$

3.7 Proceso de iteración

Utilizando la herramienta de análisis “Solver” de Excel, se realiza el proceso de iteración para encontrar solución al sistema de ecuaciones que conforman la metodología mediante un método no lineal.

3.7.1 Valor objetivo

El valor objetivo en esta herramienta de cálculo es el flujo de gas combustible \dot{m}_c , dado como dato inicial.

3.7.2 Variables

Las variables para el proceso iterativo son:

- La relación de presiones de la etapa de expansión de alta presión, π_{TAP}
- La eficiencia isoentrópica de compresión, η_{sic}
- La eficiencia isoentrópica de expansión de baja presión, η_{sit2}
- La temperatura a la entrada de la turbina de alta presión, T_3

3.7.3 Restricciones

- $T_4 =$ Valor dado como dato inicial
- $\eta_{sic} \leq \eta_{sit1}$
- $\eta_{sic} \leq \eta_{sit2}$
- $0.75 \leq \eta_{sic} \leq 0.9$
- $0.76 \leq \eta_{sit1} \leq 0.9$

Capítulo IV. Comparación de resultados

Para saber qué tan confiable es utilizar la hoja de cálculo elaborada mediante la metodología mostrada en este documento, se realiza una comparación de los resultados entre la eficiencia térmica de la hoja de cálculo, con la eficiencia térmica de diseño dada por el fabricante y la eficiencia térmica obtenida por un simulador comercial; todo esto para la turbina Taurus 60 de la marca Solar (paquete de compresión) (Solar turbine, 2021).

La comparación se realiza a condiciones de diseño para las temperaturas de entrada a 0°C, 15°C; 30°C y a 40°C. En la Figura 20, se muestra la gráfica Potencia-Eficiencia de la turbina de gas Taurus 60 para módulo de compresión a condiciones de diseño, en donde se marcan con color azul las potencias y eficiencias correspondientes a las temperaturas de entrada propuestas.

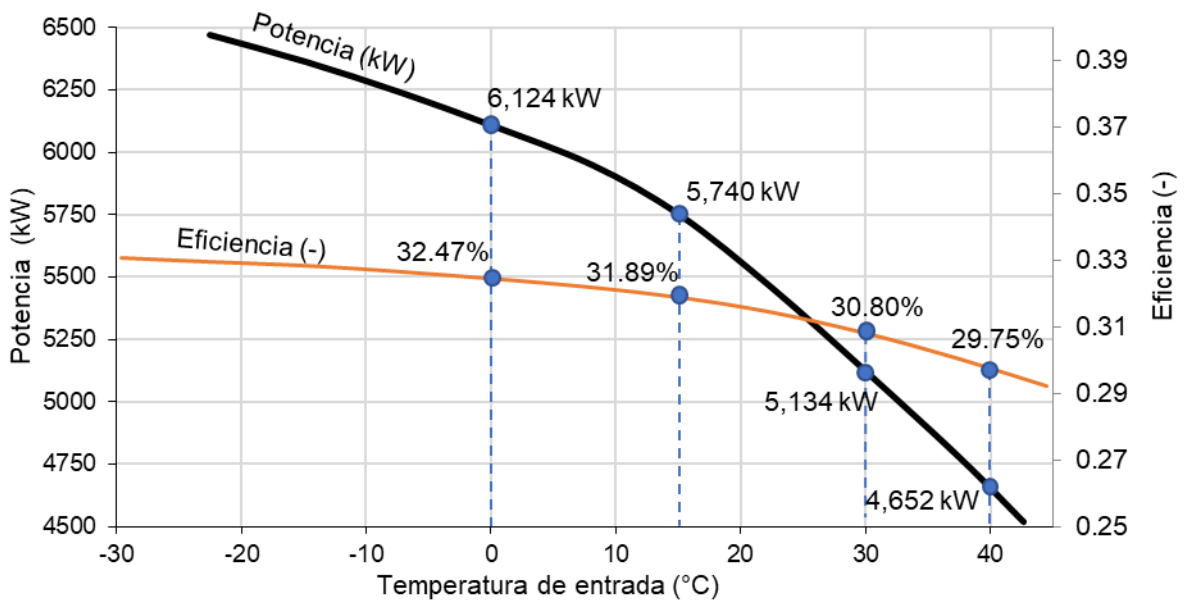


Figura 20. Potencia y eficiencia de diseño en función de la temperatura de entrada. (Solar turbine, 2021). Gráfica recreada.

En la Tabla 6 se muestran los parámetros de diseño de fábrica a plena carga de la turbina Taurus 60, que son requeridos como valores de entrada en la hoja de cálculo para poder evaluar la eficiencia térmica y así compararlos con las eficiencias mostradas en la gráfica de la Figura 20. Para los cuatro casos se considera gas metano como gas combustible con un poder calorífico inferior de 50.047 MJ/kg, la caída de presión en la casa de filtros es de 4 inH₂O (ΔP_{suc}). Los siguientes datos se obtienen de (Solar Turbines, 2006).

Tabla 6. Datos de diseño Turbina Taurus 60 a plena carga (Solar Turbines, 2006)

Parámetro	Evaluación a condiciones de diseño			
Temperatura de entrada (°C); T_1	0	15	30	40
Temperatura a la entrada de la turbina de alta presión (°C); T_4	713.2	750	766	765.5

Presión a la salida del compresor axial (bar _a); P_2	12.5	12.11	11.49	10.36
Flujo de combustible (kg/s); \dot{m}_{gc}	0.346	0.320	0.297	0.281
Potencia (kW); \dot{W}_{TBP}	6124	5740	5134	4652

En este caso no es necesario evaluar el proceso de compresión ya que se proporciona a la potencia neta del equipo como dato inicial. Por lo que la eficiencia térmica obtenida se utilizará como parámetro de comparación.

Para tener otra referencia de comparación se realizan simulaciones mediante el Software Thermoflex Versión 21.0.0, en el cual, se evalúan las eficiencias a plena carga para las cuatro temperaturas de entrada y también empleando al gas metano como combustible.

4.1 Resultados de eficiencias

En la Figura 21 se muestran los valores de eficiencia térmica obtenidos mediante la herramienta de cálculo desarrollada (color azul) junto con los valores de eficiencia de diseño (color naranja) (ver Figura 20) y los valores de eficiencia obtenidos mediante el simulador comercial empleado (color gris). Se observa que los valores obtenidos mediante la herramienta de cálculo son inferiores que las eficiencias de diseño y que las eficiencias obtenidas mediante el simulador.

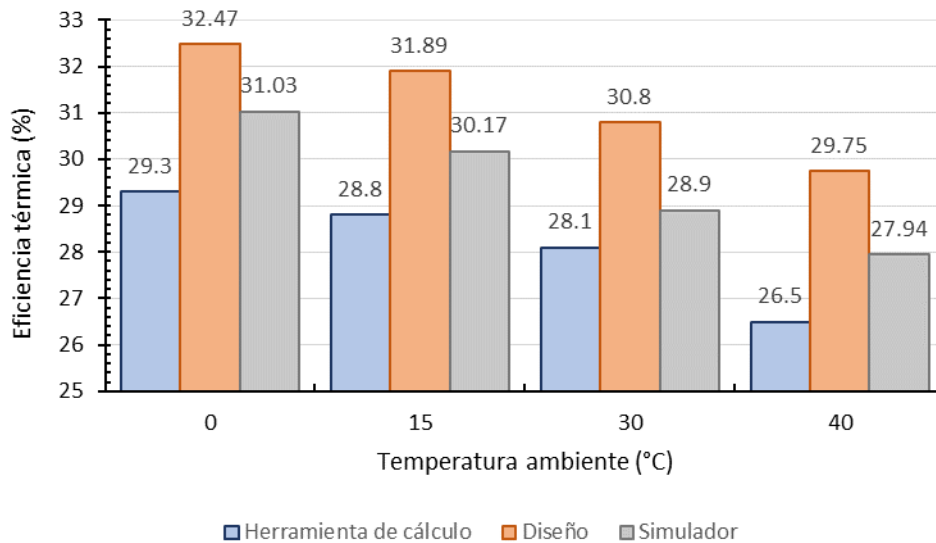


Figura 21. Comparación de eficiencias térmicas, Herramienta de cálculo, Diseño, Simulador.

En la Figura 22 se muestra el error relativo de la eficiencia obtenida en la herramienta de cálculo con respecto a los valores de eficiencia térmica obtenidos de diseño y con respecto a las eficiencias obtenidas por el simulador comercial. Se observa que el error relativo con respecto al diseño del equipo presenta valores de -8.77% a -10.92% mientras que con respecto a los resultados utilizando

el software comercial, los errores relativos son menores con valores de -2.77% a -5.58%. Por lo que al emplear esta herramienta de cálculo se debe considerar que existen estas brechas de error.

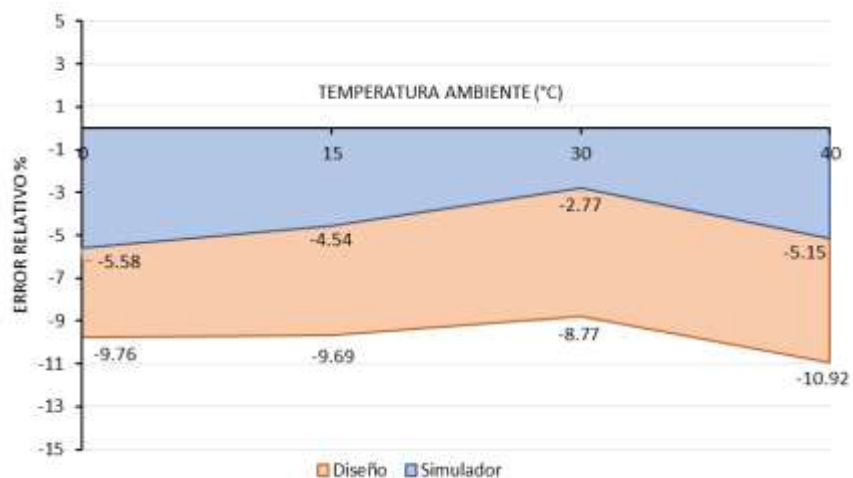


Figura 22. Error relativo de eficiencia térmica obtenida mediante la herramienta de cálculo elaborada

En la Tabla 7 se muestra el error relativo de los consumos de gas combustible empleado en la herramienta de cálculo con respecto a los consumos generados en el simulador, en donde se muestra que los consumos son inferiores con respecto al simulador, con errores relativos de -3.88 a -6.40%.

Tabla 7. Comparación de consumo de gas combustible

Temperatura de entrada (°C)	Gas combustible Diseño (kg/s)	Simulador (kg/s)	Error relativo (%)
0	0.336	0.359	-6.40
15	0.32	0.336	-4.76
30	0.297	0.309	-3.88
40	0.281	0.293	-4.09

Capítulo V. Caso de estudio

5.1 Condiciones de operación Para ejemplificar la aplicación de la metodología propuesta, se presenta a continuación la información recopilada de las pantallas de operación de un paquete de compresión de gas de la marca Taurus 60 perteneciente al activo de producción Ku Maloob Zaap ubicado en la Sonda de Campeche, dentro de las aguas territoriales del Golfo de México.

En la Tabla 8 se muestran los parámetros de operación correspondientes a tres Condiciones de Operación (CO) del sistema de turbo-compresión Taurus 60 tras presentarse un cambio paulatino de la operación; en donde, CO-1, CO-2 y CO-3 se presentaron de manera consecutiva con duración de 5 hrs, 3 hrs y 4 hrs, respectivamente en el mismo día.

Tabla 8. Parámetros de operación del modelo de compresión Taurus 60

Parámetro	CO-1	CO-2	CO-3
Temperatura Ambiente T_{amb} [°C]	29.00°C	29.10°C	29.17°C
Caída de presión (casa de filtros, entrada compresor) [barg]	9.8×10^{-4} bar	9.81×10^{-4} bar	9.8×10^{-4} bar
Temperatura inter-etapa Promedio $T5$ [°C]	638.61 °C	683.73 °C	761.76 °C
Presión descarga del GG (PCD) [kg/cm ²]	6.96 kg/cm ²	7.47 kg/cm ²	8.57 kg/cm ²
Velocidad del Productor de Gases NGP [%]	90.73%	92.01%	94.89%
Velocidad Turbina de Potencia NPT [%]	73.82%	77.05%	85.71%
Flujo de combustible [MMSCFD]	0.614	0.897	1.036

En la Figura 23 se muestran los parámetros típicos de la turbina de gas que se pueden obtener de las pantallas operativas. La nomenclatura de los parámetros típicos de la turbina Taurus 60 se traduce de la siguiente manera:

Turbina de gas

- $T_1 = T_{amb}$
- $\Delta P_{suc} = DP_{suc}$
- $P_2 = PCD$
- $T_4 = T5$
- Flujo de combustible másico o volumétrico, \dot{m}_c o en \dot{V}_c

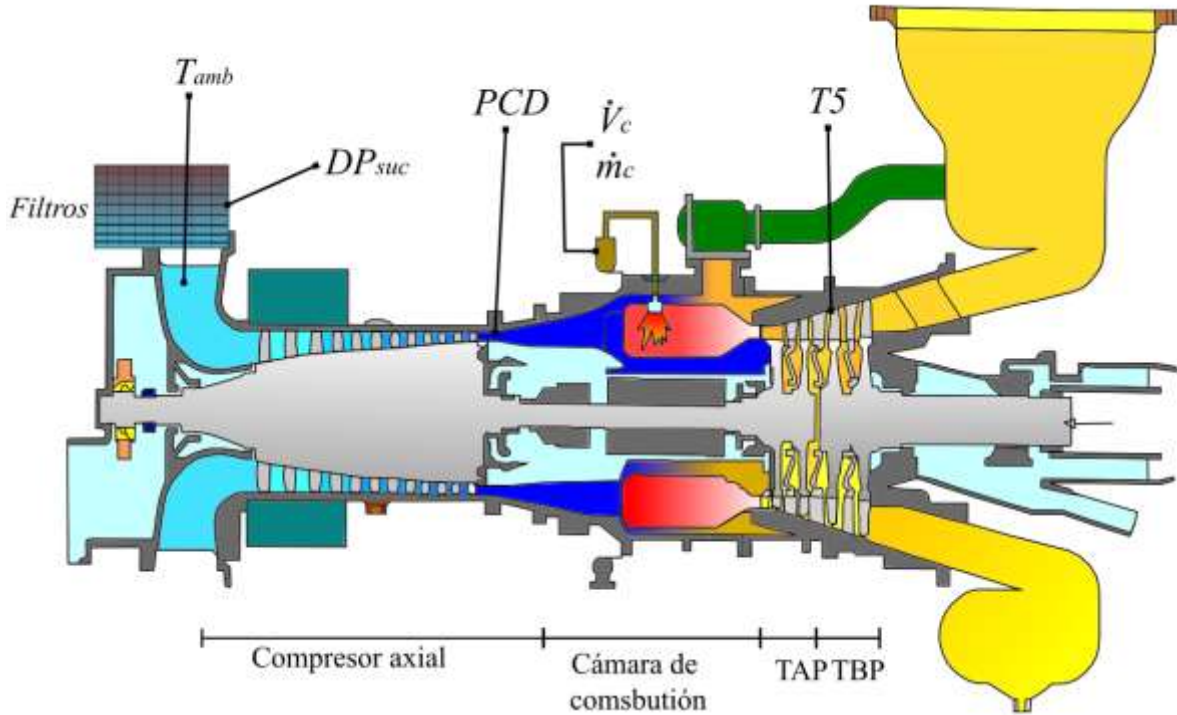


Figura 23. Variables empleadas en la turbina de gas (Elaboración propia)

En la Tabla 9 se muestran los datos de succión y de descarga del gas de proceso que pasa a través del compresor centrífugo de una etapa.

Tabla 9. Condiciones de succión y descarga del compresor centrífugo

Compresor centrífugo			
Presión de succión de proceso [kg/cm ²]	61.5	60.1	57
Presión de descarga de proceso [kg/cm ²]	88.6	90.2	83
Temperatura de succión de proceso [°C]	28.3	30	31
Temperatura de descarga de proceso [°C]	53.4	61	74.4
Flujo de proceso [MMSCFD]	108	157	198

Compresor centrífugo

Los datos requeridos del compresor centrífugo de proceso se muestran en la Figura 24:

- $T_6 = T_{suc}$
- $T_7 = T_{desc}$
- $P_6 = P_{suc}$
- $P_7 = P_{desc}$
- Flujo de gas de proceso, \dot{V}_p

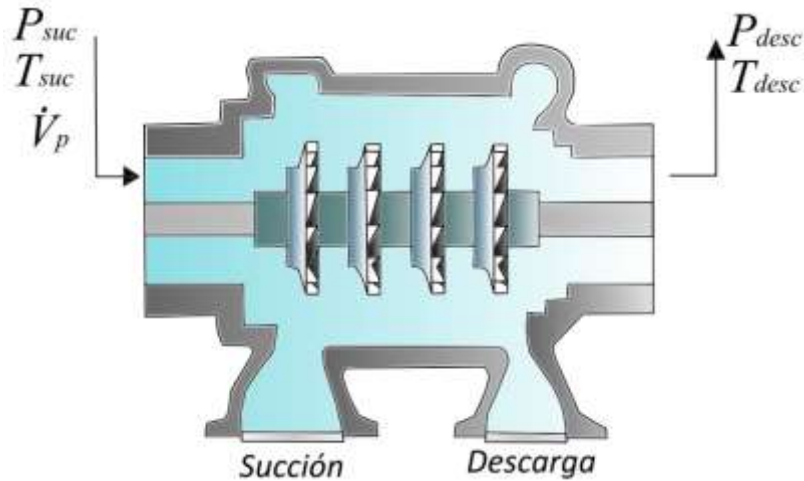


Figura 24. Esquema de un compresor centrífugo de un paso

En la Tabla 10 se muestra la composición de gas de proceso con sus fracciones molares, la composición del gas puede variar con el paso del tiempo, por lo que se debe actualizar las muestras de gas en determinados periodos.

Tabla 10. Composición de gas de proceso

Gas de proceso			
Compuesto	Nombre	PM (kg/kmol)	[y]
N ₂	Nitrógeno	28.013	0.3179
H ₂ O	Agua	18.015	0.0000
CO ₂	Dióxido de Carbono	44.010	0.0131
H ₂ S	Ácido sulfhídrico	34.076	0.0059
C ₁ H ₄	Metano	16.043	0.5157
C ₂ H ₆	Etano	30.070	0.0820
C ₃ H ₈	Propano	44.097	0.0377
iC ₄ H ₁₀	i-Butano	58.123	0.0128
C ₄ H ₁₀	Butano	58.123	0.0046
iC ₅ H ₁₂	i-Pentano	72.150	0.0045
C ₅ H ₁₂	Pentano	72.150	0.0033
C ₆ H ₁₄	Hexano	86.177	0.0024
Total			1.00
PM_{fluido} (kg/kmol)			23.87
R (kJ/kgK)			0.3484

En la Tabla 11 se muestra la composición de gas combustible utilizada para alimentar la turbina de gas.

Tabla 11. Composición de gas combustible

Gas combustible			
Compuesto	Nombre	PM (kg/kmol)	[y]
N₂	Nitrógeno	28.013	0.2365
H₂O	Agua	18.015	0.0000
CO₂	Dióxido de Carbono	44.010	0.0063
H₂S	Ácido sulfhídrico	34.076	0.0036
C₁H₄	Metano	16.043	0.6699
C₂H₆	Etano	30.070	0.0568
C₃H₈	Propano	44.097	0.0178
iC₄H₁₀	i-Butano	58.123	0.0016
C₄H₁₀	Butano	58.123	0.0046
iC₅H₁₂	i-Pentano	72.150	0.0010
C₅H₁₂	Pentano	72.150	0.0013
C₆H₁₄	Hexano	86.177	0.0006
Total			1.00
PM_{fluido} (kg/kmol)			20.84
R (kJ/kgK)			0.3989

5.2 Potencia a condiciones de diseño En la Figura 25, Figura 26 y Figura 27 se muestran graficadas las tres condiciones de operación plasmadas sobre las curvas de operación del diagrama Potencia-Temperatura que proporciona el fabricante para la turbina Taurus 60. En la Figura 25 se presenta la condición de operación 1 (CO-1), en donde, se muestran de color rojo los parámetros de temperatura T5, presión PCD y temperatura ambiente (T_1) correspondientes de la CO-1, y de color azul la condición de operación a plena carga de la turbina para la misma temperatura ambiente. En este diagrama se puede apreciar que los parámetros de la CO-1 no se encuentran en un solo punto, lo que dificulta el cálculo de la potencia del equipo, el cual se espera encontrar entre 2,190 kW y 2,780 kW. Las velocidades NGP y NPT para esta condición de operación son: 90.73% y 73.82%, respectivamente.

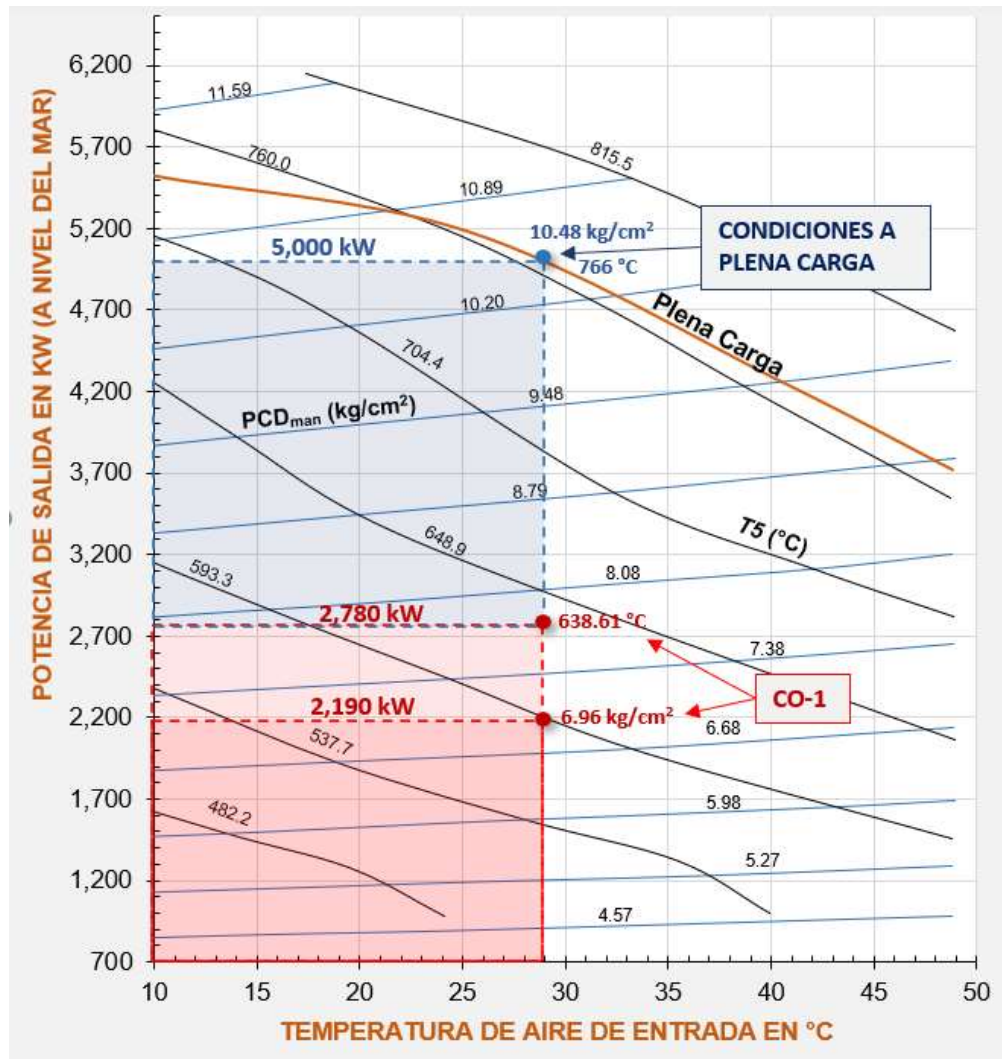


Figura 25. Condición de operación 1 de diseño

La Figura 26 muestra a la condición de operación 2 (CO-2) graficada sobre las curvas de operación de diseño de la turbina. En éste también se muestra que los parámetros de T5 y PCD no coinciden en un solo punto del gráfico, por lo que se puede suponer que la potencia de salida del equipo se encuentra entre 2,550 kW y 3,450 kW. Se puede observar que a estas condiciones el equipo

presenta un incremento a su capacidad de producción y eso se refleja también con el incremento de sus velocidades de rotación con valores de NGP = 92.01% y de NPT = 77.05%.

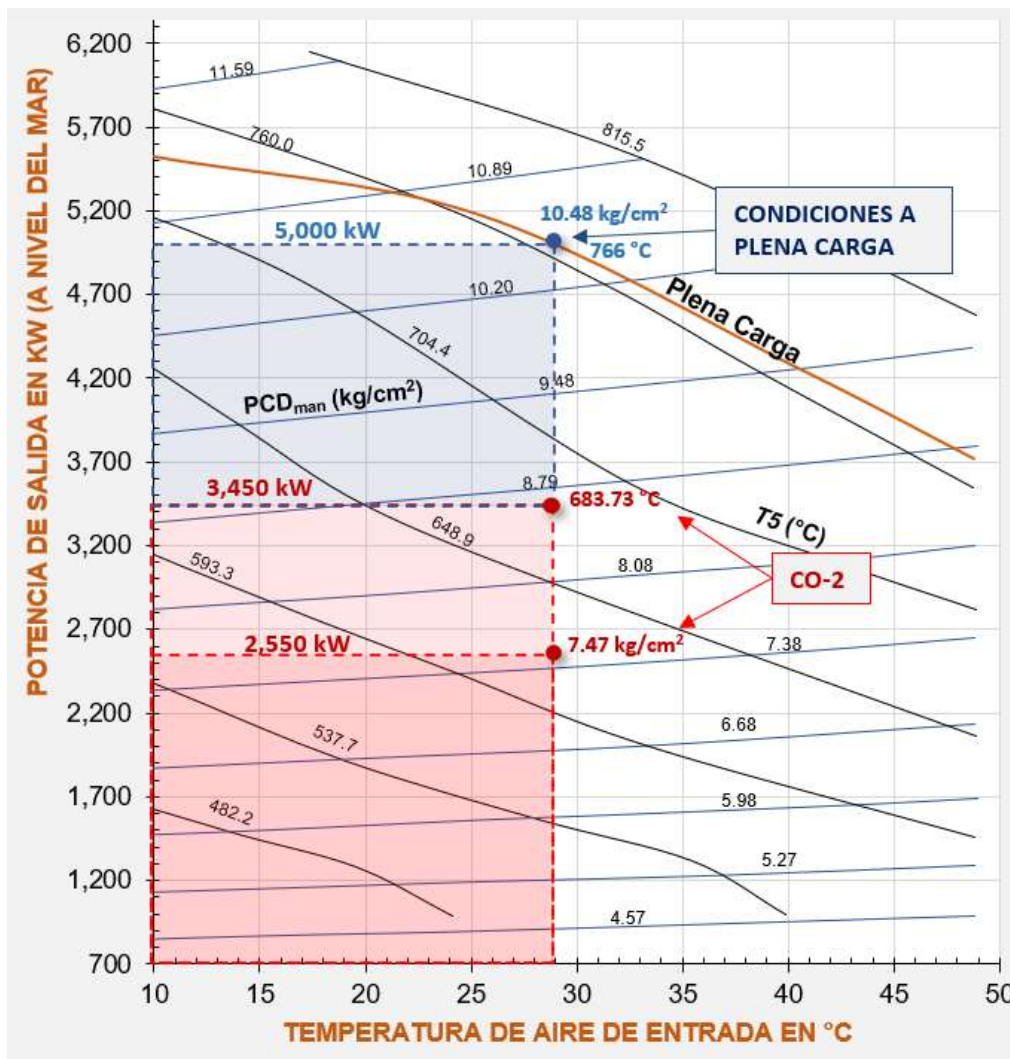


Figura 26. Condición de operación 2 de diseño

La Figura 27 muestra la condición de operación (COP-3) graficada sobre las curvas de operación de diseño de la turbina. Al igual que en la CO-1 y la CO-2, los parámetros PCD y T5 no coinciden en un mismo punto, teniendo cada vez una brecha de potencia más amplia. En este caso, se puede suponer que la potencia de salida de la turbina se encuentra entre 3,350 kW y 4,900 kW, lo cual se aproxima a la potencia a plena carga del equipo, con una velocidad de operación de NGP de 94.89 % y velocidad NPT de 85.71%.

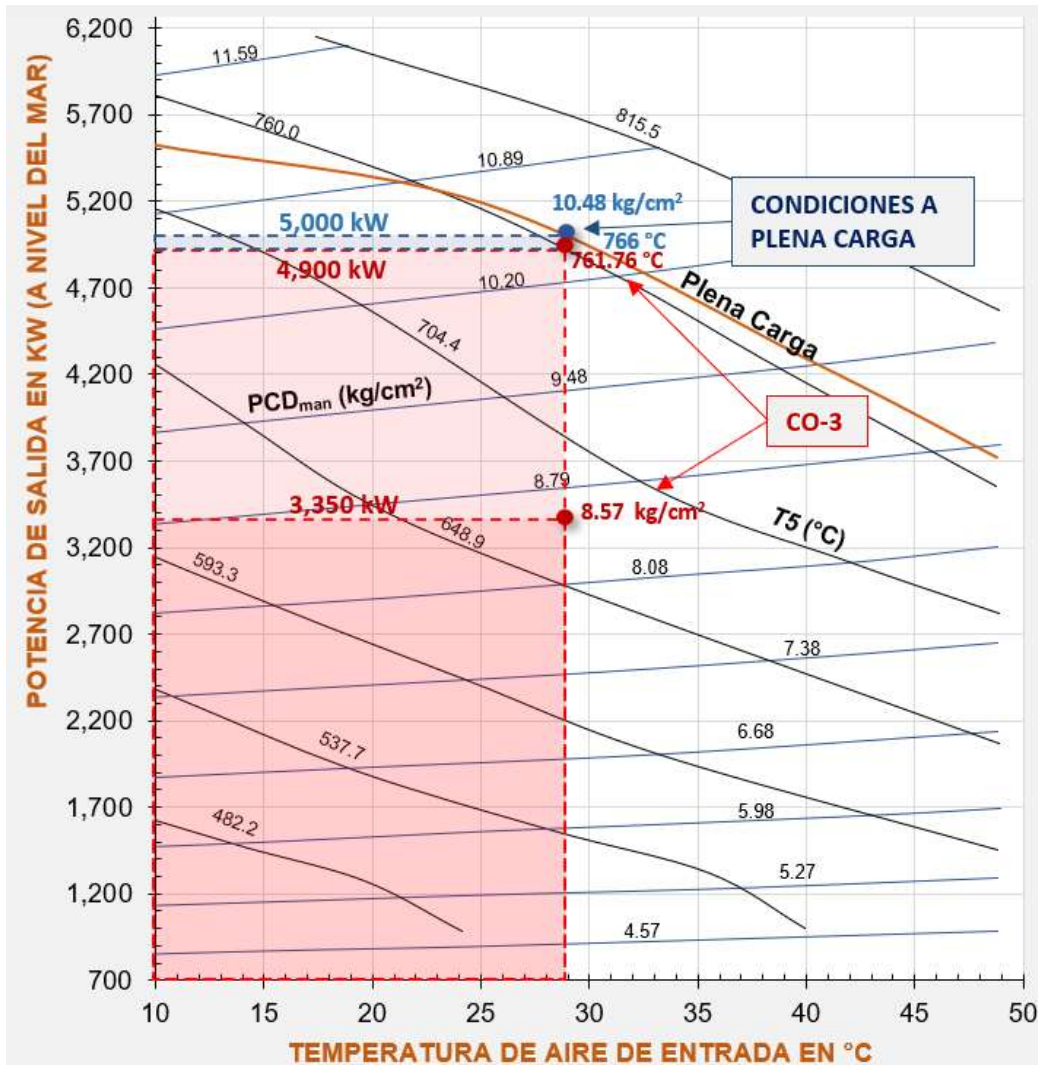


Figura 27. Condición de operación 3 de diseño

5.3 Eficiencia térmica de diseño Además de las curvas de potencia mostradas anteriormente, el fabricante también proporciona curvas para obtener el Heat Rate de la turbina de gas, los cual, proporciona al mismo tiempo información de la eficiencia de la turbina de gas. En la Figura 28 se muestran las curvas de eficiencia en el diagrama Potencia-NPT-Temperatura, en donde se presenta la ubicación de la CO-1, CO-2 y la CO-3. En este gráfico se aprecia que para las velocidades NPT de la CO-1 de 73.82%, de la CO-2 de 77.05% y de la CO-3 de 85.71% a la temperatura de succión (T_i) con un valor de 29°C, la potencia debería aproximarse a 4,360 kW, 4,450 kW y 4,540 kW, respectivamente, los cuales no corresponden a las potencias mostradas en la Figura 25, Figura 26 y Figura 27. Para estas condiciones se presentan los valores de Heat Rate con valores de 12,310 kJ/kWh para la CO-1, de 12,132 kJ/kWh para la CO-2 y de 11,793 kJ/kWh para la CO-3. De acuerdo con esta información los valores de eficiencia térmica para las tres condiciones de operación son igual a 29.24%, 29.67% y 30.52% respectivamente.

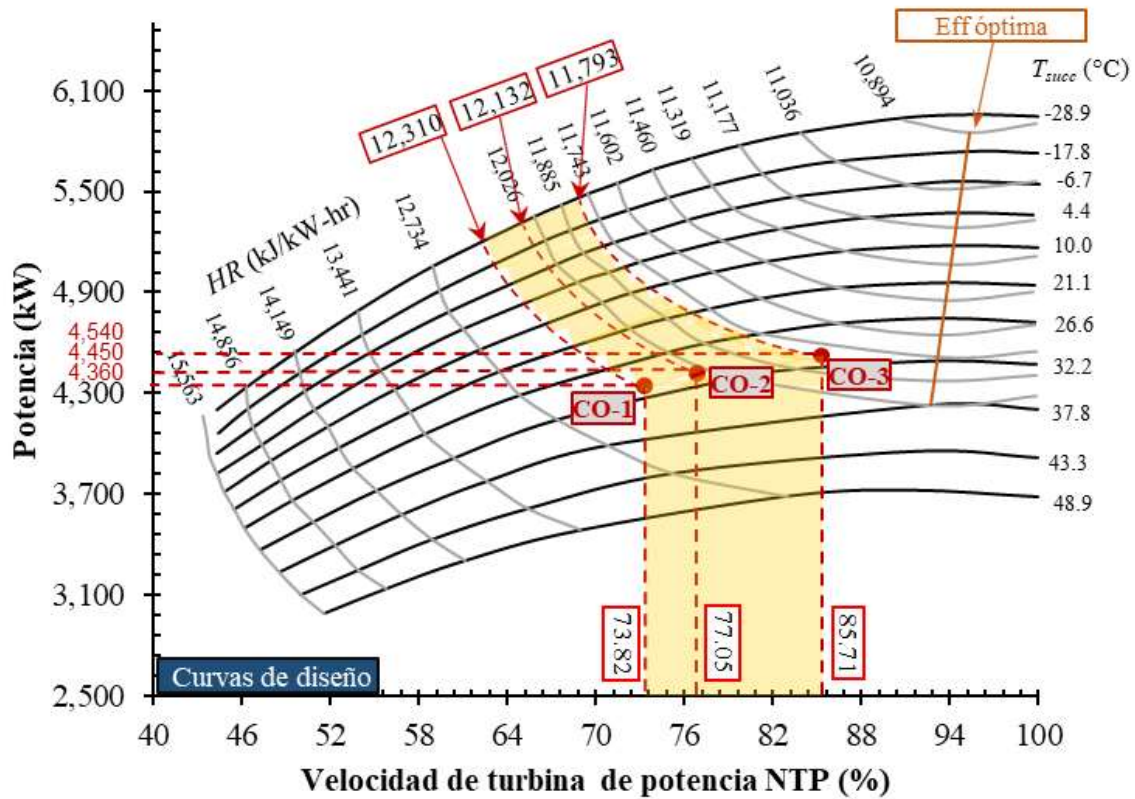


Figura 28. Potencia y Heat Rate en función de la velocidad NPT a distintas temperaturas de succión

Los gráficos mostrados en este capítulo son parte de los recursos proporcionados por el fabricante para la estimación del desempeño de la turbina, que, si bien proporcionan una aproximación del valor de la potencia producida por el equipo y dan una idea de los límites operativos, estos no permiten tener una visión clara de los cambios de desempeño energético que el equipo presenta en las distintas condiciones operativas actuales.

Capítulo VI. Resultados

En este apartado se muestran los resultados obtenidos mediante la metodología mostrada en este documento, tomando la información del caso de estudio del Capítulo V para las tres condiciones de operación CO-1, CO-2 y CO-3.

En la Tabla 12 se muestran los resultados de los procesos de compresión de gas amargo correspondientes a las condiciones CO-1, CO-2 y CO-3 del caso de estudio, así como algunas de las propiedades del gas amargo descrita en la Tabla 10.

Tabla 12. Resultados de los parámetros del proceso de compresión

Parámetro	CO-1	CO-2	CO3
Factor de compresibilidad, Z	0.872	0.874	0.896
Peso molecular, PM (kg/kmol)	20.843	20.843	20.843
Constante particular, R (kJ/kgK)	0.399	0.399	0.399
Relación π	1.441	1.495	1.456
Coefficiente politrópico, n	1.285	1.249	1.550
Trabajo de compresión (kJ/kg)	39.829	44.239	43.694
Flujo de proceso (MMCSFD)	108.000	157.000	198.000
Flujo de proceso (kg/s)	35.788	51.912	63.853
Potencia de compresión (kW)	1,425.42	2,411.35	2,929.51

En la Tabla 13 se muestra la expresión del gas combustible $C_nH_mO_lN_p$ de acuerdo con la composición presentada en la Tabla 11.

Tabla 13. Formula reducida del gas combustible

$C_nH_mO_lN_p$	n	0.8831
	m	3.2608
	l	0.0126
	p	0.473

6.1 Turbina de gas CO-1

En la Tabla 14 se muestran los estados termodinámicos del ciclo de gas de la turbina de doble eje obtenidos para la CO-1. El flujo de aire obtenido para esta condición de operación es de 11.34 kg/s, por lo que la relación aire- combustible (rac) es de 52.48. Los estados se muestran en la Figura 19.

Tabla 14. Estados termodinámicos de la turbina de gas en la CO-1

ESTADOS TERMODINÁMICOS								
	Estado 1	Estado 2s	Estado 2	Estado 3	Estado4s	Estado 4	Estado 5s	Estado 5
T (K)	302.150	542.685	622.313	1,138.374	829.683	911.760	771.280	804.995
P (bar)	1.009	7.835	7.835	7.833	2.013	2.013	1.010	1.010
h (kJ/kg)	306.344	572.220	656.181	1,410.827	971.432	1,067.532	892.715	937.964
s (kJ/kgK)	4.559	4.559	4.745	7.853	7.853	7.981	7.981	8.035
c_p (kJ/kgK)	1.014	1.054	1.070	1.239	1.171	1.190	1.157	1.165
c_v (kJ/kgK)	0.727	0.768	0.783	0.951	0.882	0.901	0.869	0.877

En la Figura 29 se muestra la potencia a condición de diseño ISO y a CO-1. Se muestra que la potencia producida en la CO-1 es de 1,496.69 kW, lo cual equivale al 26% de la potencia producida a condiciones de diseño ISO. La capacidad perdida de la turbina bajo la CO-1 actual es de 3,683.98 kW, que representa el aumento de potencia que la turbina debería producir si se llevara a una capacidad del 100% en sitio (NGP = 98%, NPT = 93%). Por otro lado, la potencia pérdida debido a las condiciones ambientales actuales de sitio son de 559.48 kW.

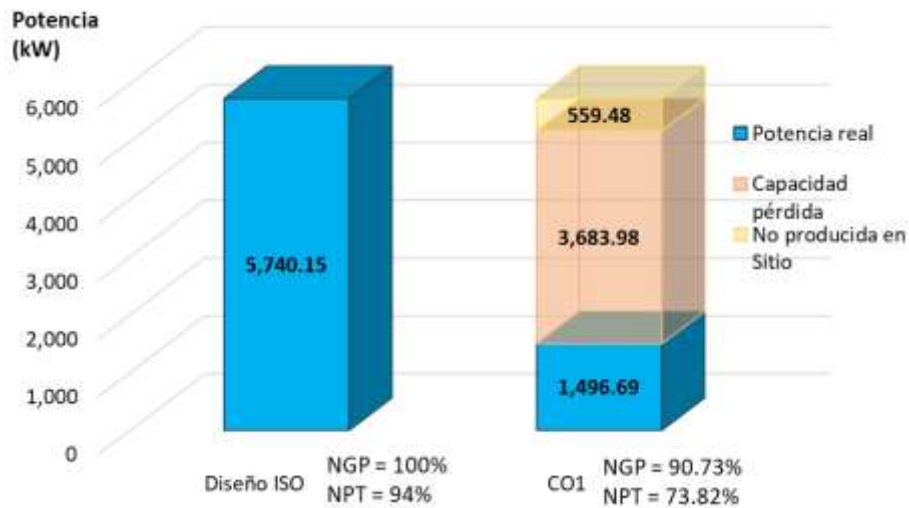


Figura 29. Potencia a condiciones de diseño ISO y a condiciones CO1

En la Figura 30 se muestra la eficiencia de la turbina de gas a la CO-1, la cual tiene un valor de 16.89%. La eficiencia a condiciones de diseño ISO es de 31.86% por lo que se tiene una diferencia de 14.96% de eficiencia con respecto a la eficiencia a la CO-1; el 0.97% de esta diferencia es debido a las condiciones ambientales actuales y el 13.99% es eficiencia no disponible debido a las características de la CO1 y a la degradación actual del equipo.

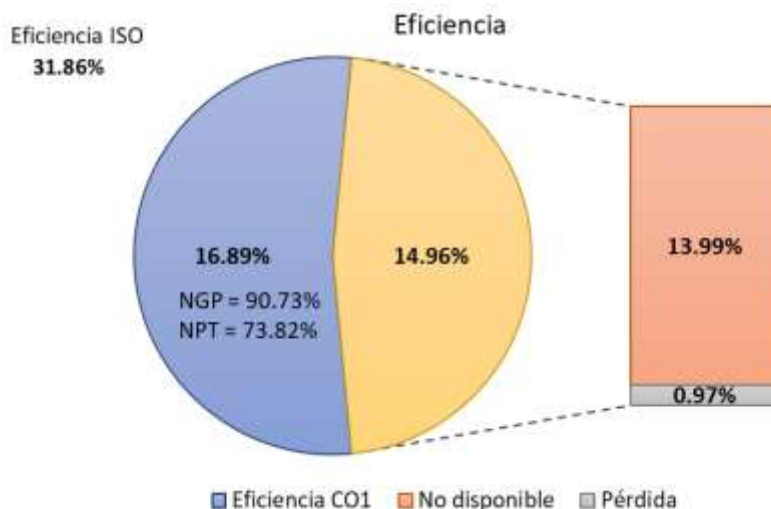


Figura 30. Eficiencia a CO1

En la Figura 31 se muestra el consumo de combustible y el consumo específico de combustible a condición de diseño ISO, a condición de diseño en sitio y a CO-1. Se observa que a CO-1 se tiene un consumo de 0.615 MMSCFD que representa el 45.2% del consumo a condiciones de diseño en sitio y el 41.8% del consumo a condiciones de diseño ISO. Sin embargo, el consumo específico de combustible muestra que se requieren 0.52 kg de combustible para producir un kilowatt-hora, mientras que a condiciones de diseño en sitio y a condiciones de diseño ISO se requieren 0.332 kg y 0.324 kg de combustible, respectivamente, para producir el mismo kilowatt-hora. Lo que se traduce en que al operar la turbina a la CO-1 se tiene un mayor consumo de combustible para generar una determinada cantidad de energía.



Figura 31. Consumo de combustible y CEC. Comparación Diseño ISO, condiciones en sitio y CO-1

6.2 Turbina de gas CO-2

En la Tabla 15 se muestran los estados termodinámicos de la turbina de gas para la CO-2. Para esta condición de operación se obtiene un flujo de aire de 15.23 kg/s, por lo que la rac resulta de 48.36.

Tabla 15. Estados termodinámicos de la turbina de gas en la CO-2

ESTADOS TERMODINÁMICOS								
	Estado 1	Estado 2s	Estado 2	Estado 3	Estado 4s	Estado 4	Estado 5s	Estado 5
T (K)	302.150	552.363	639.807	1,193.063	873.251	956.880	797.399	832.169
P (bar)	1.009	8.335	8.335	8.333	2.155	2.155	1.010	1.010
h (kJ/kg)	306.344	583.432	675.794	1,491.882	1,031.165	1,129.917	927.723	974.818
s (kJ/kgK)	4.559	4.559	4.759	7.913	7.913	8.038	8.038	8.094
c_p (kJ/kgK)	1.014	1.056	1.073	1.250	1.181	1.200	1.163	1.171
c_v (kJ/kgK)	0.727	0.770	0.787	0.962	0.892	0.911	0.875	0.883

En la Figura 32 se muestra la potencia de la turbina de gas operando a condiciones de diseño ISO y operando en la CO-2. La potencia ISO es de 5,740 kW, mientras que la potencia actual es de 2,411.35 kW, lo que equivale al 42% de la potencia ISO. La potencia de diseño en sitio a plena capacidad es de 5,180.67 kW, lo que significa que sólo se produce el 46.54% de la capacidad del equipo de acuerdo con su diseño. La potencia no producida debido a las condiciones de sitio es de 559.48 kW y la capacidad perdida por la condición de operación y debido a la degradación del equipo es de 2,769.32 kW.

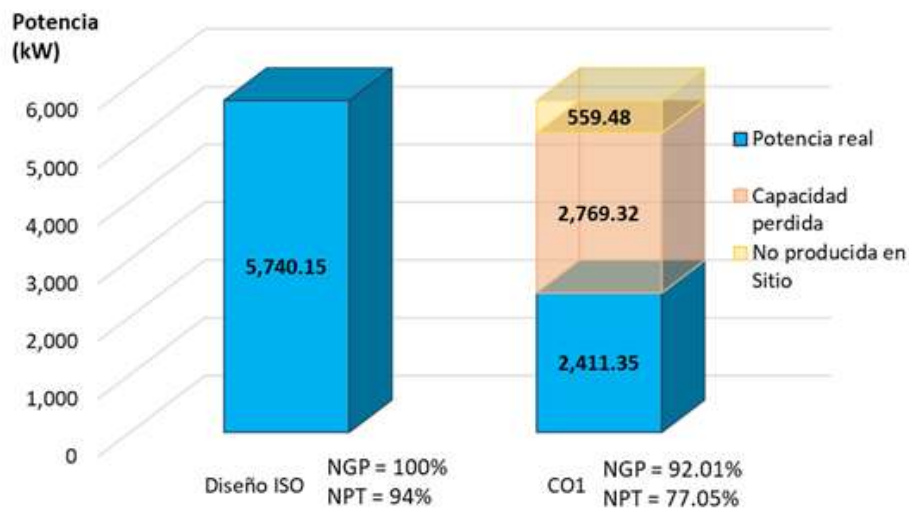


Figura 32. Potencia a condiciones de diseño ISO y a condiciones CO-2

La Figura 33 muestra la eficiencia térmica de la turbina operando a la CO-2 así como la eficiencia perdida por las condiciones ambientales actuales y la eficiencia no disponible por las condiciones actuales de operación de la turbina de gas. La eficiencia térmica de la turbina de gas a condiciones

ISO es del 31.86%, sin embargo, a las condiciones CO-2 la eficiencia actual es del 18.69% por lo que se tiene una diferencia porcentual del 13.17%, del cual el 0.97% se debe a las condiciones ambientales de sitio y el 12.19% es la pérdida de eficiencia debido a que no se opera a plena carga y a la degradación del equipo.

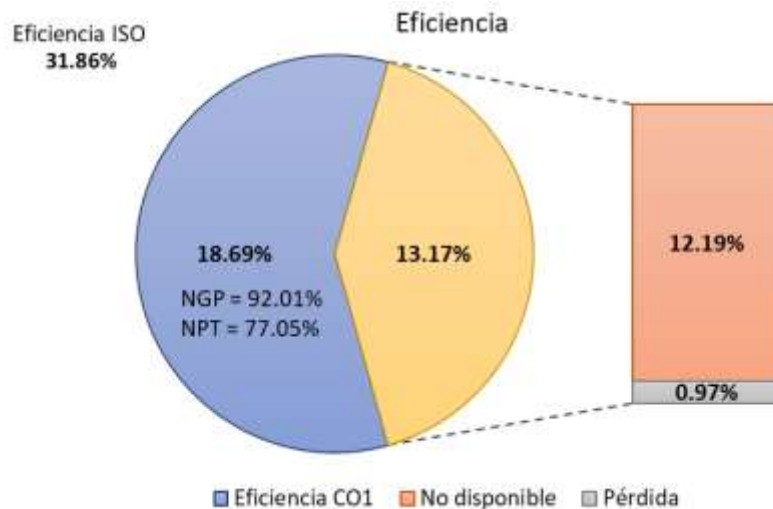


Figura 33. Eficiencia a CO-2

En la Figura 34 se muestra el consumo de combustible en MMSCFD y el consumo específico de combustible en kg/kWh de la turbina de gas a condiciones de diseño ISO, a condiciones de diseño en sitio y a CO-2 actual. En la figura se muestra que a condición de diseño ISO el consumo de combustible es de 1.471 MMSCFD y un CEC de 0.324 kg/kWh. Cuando el equipo opera a plena carga a condiciones de diseño en sitio tiene un consumo de combustible de 1.362 MMSCFD, con un CEC de 0.332 kg/kWh. Por otro lado, en la CO-2 se tiene un consumo de 0.897 MMSCFD el cual es un consumo de combustible menor en un 39% que a condiciones ISO y en un 34.14% menor que a condiciones de diseño en sitio. Sin embargo, el CEC actual es de 0.470 kg/kWh, que es mayor en un 45% que el CEC de la turbina a condiciones ISO y un 41.6% mayor que el CEC a condiciones de diseño en sitio.



Figura 34. Consumo de combustible y CEC. Comparación Diseño ISO, condiciones en sitio y CO-2

6.3 Turbina de gas CO-3

En la Tabla 16 se muestran los estados termodinámicos de la turbina de gas operando a la CO-3. Para esta condición de operación se obtiene un flujo de aire de 15.45 kg/s y un rac de 42.45.

Tabla 16. Estados termodinámicos de la turbina de gas a la CO-3

ESTADOS TERMODINÁMICOS								
	Estado 1	Estado 2s	Estado 2	Estado 3	Estado4s	Estado 4	Estado 5s	Estado 5
T (K)	302.250	572.102	666.435	1,284.160	938.392	1,034.910	845.208	888.433
P (bar)	1.009	9.414	9.414	9.412	2.372	2.372	1.010	1.010
h (kJ/kg)	306.450	606.430	706.424	1,628.179	1,122.007	1,237.411	992.620	1,052.176
s (kJ/kgK)	4.559	4.559	4.772	8.002	8.002	8.137	8.137	8.203
c_p (kJ/kgK)	1.014	1.060	1.079	1.268	1.196	1.217	1.174	1.184
c_v (kJ/kgK)	0.727	0.773	0.792	0.979	0.907	0.929	0.886	0.896

La Figura 35 muestra la potencia de la turbina de gas operando a condiciones de diseño ISO y la potencia a la CO-3. La potencia ISO es de 5,740 kW, mientras que la potencia actual es de 2,929.51 kW, que representa el 51.6% de la potencia ISO. La potencia de diseño en sitio a plena capacidad es de 5,180.67 kW, lo que significa que sólo se produce el 56.55% de la capacidad del equipo de acuerdo con su diseño. La potencia no producida debido a las condiciones de sitio es de 559.48 kW y la capacidad pérdida por la condición de operación y debido a la degradación del equipo es de 2,251.16 kW.

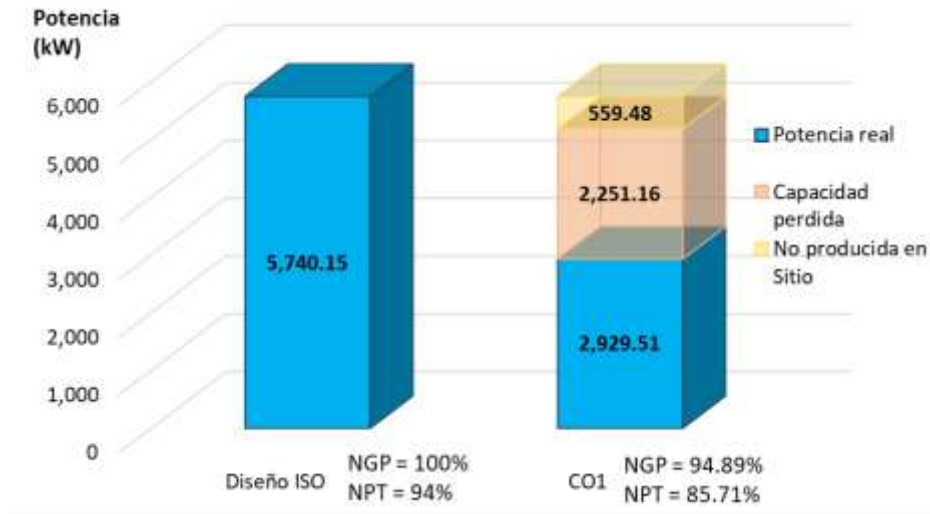


Figura 35. Potencia a condiciones de diseño ISO y a condiciones CO-3

La Figura 36 muestra a la eficiencia térmica de la CO-3, la cual tiene un valor de 19.75%. Por otro lado, la eficiencia a condiciones de diseño ISO es de 31.86% por lo que la diferencia entre estas dos es de 12.11%, del cual el 0.97% de debe a las condiciones ambientales en sitio y el 11.14% es la eficiencia no disponible debido a que no se opera la turbina a plena carga y a la degradación del equipo.

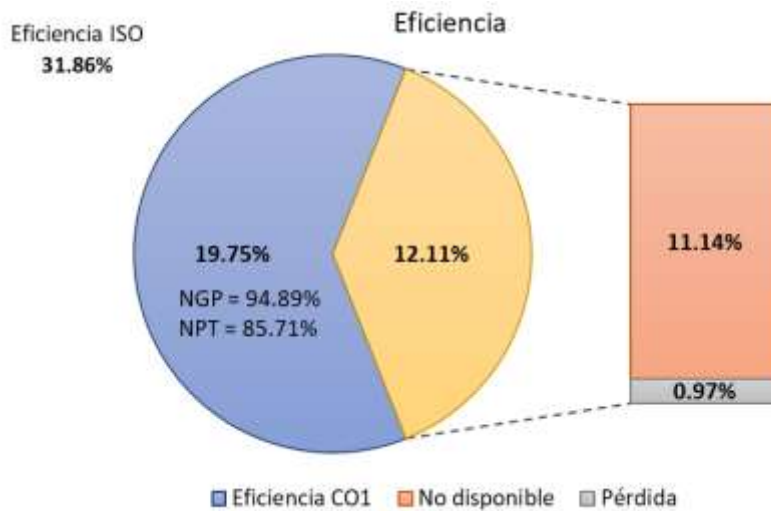


Figura 36. Eficiencia a CO3

En la Figura 37 se muestra el consumo de combustible en MMSCFD y el CEC en kg/kWh para tres distintas condiciones de operación: la condición de diseño ISO, la condición de diseño en sitio a plena carga y la CO-3. En la condición de diseño ISO tiene un consumo de combustible de 1.470 MMSCFD mientras que a condiciones de diseño en sitio es de 1.361 MMSCFD y a la CO3 es de 1.036 MMSCFD. Se observa que operando a la condición actual de CO-3, el consumo de combustible es menor que en las otras dos condiciones de diseño, representando el 70.5% del consumo a condiciones de diseño ISO y el 76.1% del consumo de combustible de diseño en sitio.

Sin embargo, con el CEC se observa que a la CO-3 se tiene un valor de 0.447 kg/kWh, que representa el 138% del CEC a condiciones de diseño ISO y el 134.6% del CEC a condiciones de diseño en sitio, cuyos valores de CEC son 0.324 kg/kWh y 0.332 kg/kWh, respectivamente.



Figura 37. Consumo de combustible y CEC. Comparación Diseño ISO, condiciones en sitio y CO-3

En la Tabla 17 se muestran resultados de parámetros operativos obtenidos de las condiciones de operación.

Tabla 17. Parámetros operativos obtenidos de la turbina de gas

Parámetro	CO-1	CO-2	CO-3
Relación de presiones, π	7.765	8.260	9.330
Relación de Presiones de expansión, TAP	3.891	3.866	3.967
Relación de presiones de expansión, TBP	1.993	2.134	2.349
Relación de presiones de expansión TT	7.755	8.250	9.319
Flujo de aire, m_a (kg/s)	11.335	15.232	15.451
Flujo de combustible, m_{gc} (kg/s)	11.551	15.547	15.815
Flujo de combustible, m_c (kg/s)	0.216	0.315	0.364
Relación combustible-aire, rca	0.019	0.021	0.024
Relación aire-combustible, rac	52.479	48.356	42.448

En la Tabla 18 se muestran los resultados de los parámetros de desempeño energético de la turbina de gas para las tres condiciones operación del caso de estudio.

Tabla 18. Parámetros de desempeño energético

Parámetros de desempeño energético	CO-1	CO-2	CO-3
Potencia neta, W_m (kW)	1,496.690	2,411.349	2,929.509
Eficiencia térmica, η_{th}	0.169	0.187	0.197
Heat Rate, HR (kJ/kWh)	21,308.572	19,259.988	18,230.045
Consumo específico de combustible, CEC (kgc/kWh)	0.520	0.470	0.447

6.4 Ahorro y uso eficiente de la energía

6.4.1 Cambio de CO1 a CO3

Retomando el cambio de operación presentado en el caso de estudio, el cambio de la CO1 a la CO3 no sólo representa un cambio de potencia y por ende un aumento del flujo de combustible, sino que también representa un cambio en la energía generada para dicho fin.

Considérese el caso en que la producción de gas natural requiere una demanda de 3MW durante un tiempo de producción de 10,000 hrs, entonces, se plantean dos opciones; la primera es que se pueden emplear dos turbinas de gas que operen cerca de la CO-1 aumentando su capacidad sólo en un 0.22% para que cada una produzca 1,500 kW de potencia, la segunda opción es emplear la turbina de gas cerca de la CO-3 aumentando la capacidad en 2.4% para alcanzar la potencia de 3,000 kW; considerando los desempeños mostrados en la Tabla 18, el consumo de energía para la CO-1 sería de 639,257 GJ, mientras que operando a la CO-3 se tendría un consumo de 546,201 GJ, por lo que el ahorro de energía sería de 92,356 GJ. En la Figura 38 se muestra el consumo de energía para las CO-1, CO-2 y CO-3, así como la energía que se ahorra en la CO-2 y en la CO-3 para una capacidad de 3 MW y 10,000 hrs de operación.

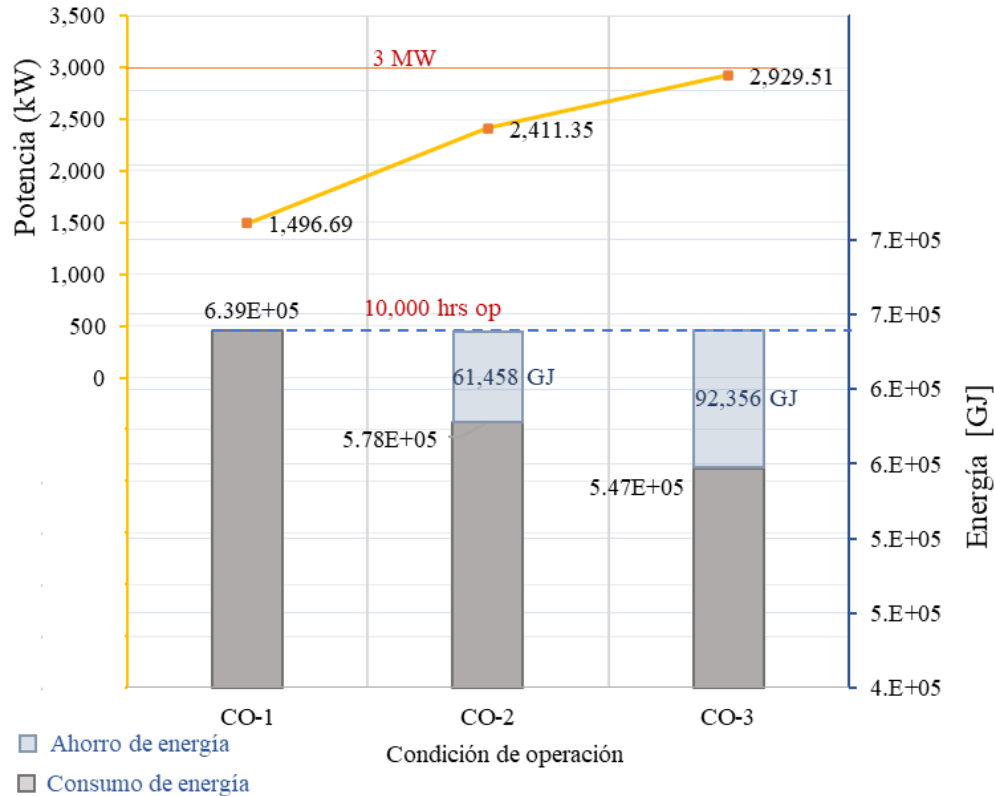


Figura 38. Consumo de energía, demanda 3 MW durante 10,000 hrs de producción.

6.4.2 Cambio de CO3 a Condiciones de diseño en sitio

Algo que se desea de cualquier turbina, es que ésta se mantenga fusionando el mayor tiempo posible cerca de las condiciones óptimas de operación, en este caso que se mantenga la turbina operando cerca de las condiciones de diseño en sitio.

En la Figura 39 se muestra el consumo de energía de la turbina de gas operando a las CO-1, CO-2, CO-3 y a la condición de operación de diseño en sitio, para una demanda de 30,000 MWh. El consumo de energía de la turbina de gas a las condiciones de diseño en sitio sería de 349,674 GJ, por lo que, comparándolo con el desempeño a la CO-1, el ahorro de energía sería 289,583.16 GJ. La diferencia de consumo de energía entre el desempeño de la turbina de gas a la condición de diseño en sitio y el desempeño a la CO-3 sería de 197,227 GJ. Lo deseable es que la turbina se desempeñe lo más cerca posible al desempeño a la condición de diseño en sitio, por lo que, al llevar un monitoreo constante del desempeño y realizando el mantenimiento periódico adecuado del equipo, se espera a que el desempeño de la turbina de gas se mantenga cerca al desempeño a las condiciones de diseño en sitio.

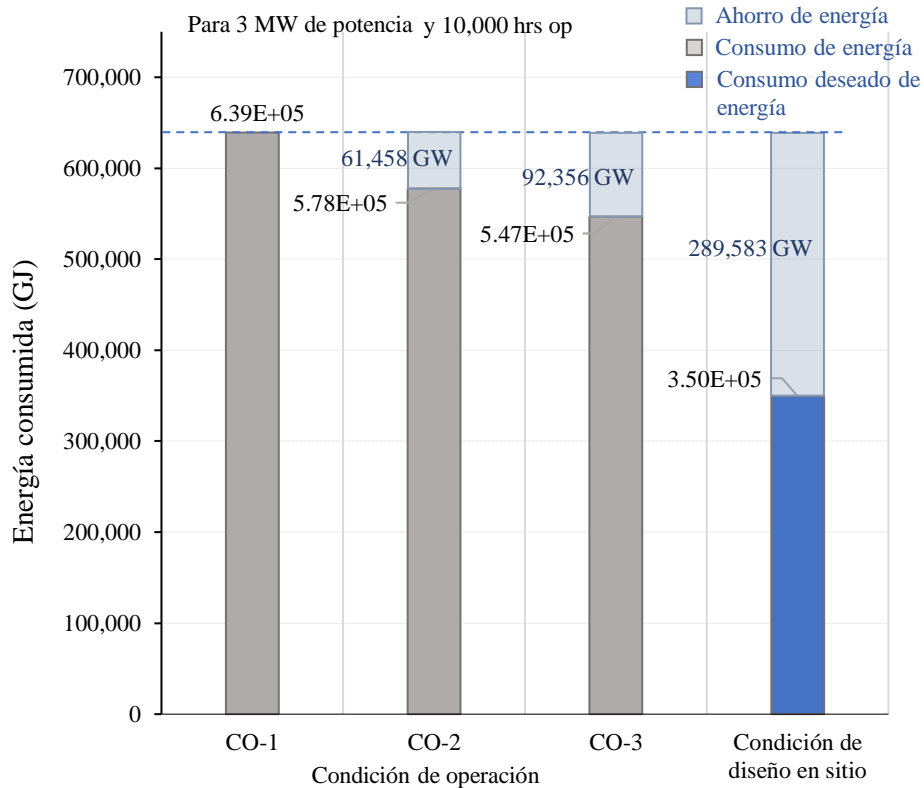


Figura 39. Comparación de consumo de energía para 3 MW y 10,000 hrs de operación.

6.5 Costo de operación; consumo de gas combustible

Para ver uno de los efectos económicos que implica operar la turbina de gas a distintas condiciones de operación, considérese el costo promedio del gas combustible en el año 2021 con un valor de 117.79 MXN/GJ (CRE, 2022), por lo que para el gas combustible empleado en este ejemplo se tiene un costo de 4.24 MXN/kg. En la Figura 40 se muestran los costos de operación por consumo de combustible. En este se observa que a condiciones de diseño ISO, se tendrá un costo de 1.37 MXN cada kilowatt-hora generado con la turbina de gas, o bien, a condiciones de diseño en sitio se tendría un costo de 1.41 MXN cada kilowatt-hora. Sin embargo, el costo de generación para la CO-1 es de 2.2 MXN por kilowatt-hora, para la CO-2 es de 1.99 MXN por kilowatt-hora y al cambiar a la CO-3 se alcanza un costo de 1.90 MXN el kilowatt-hora.

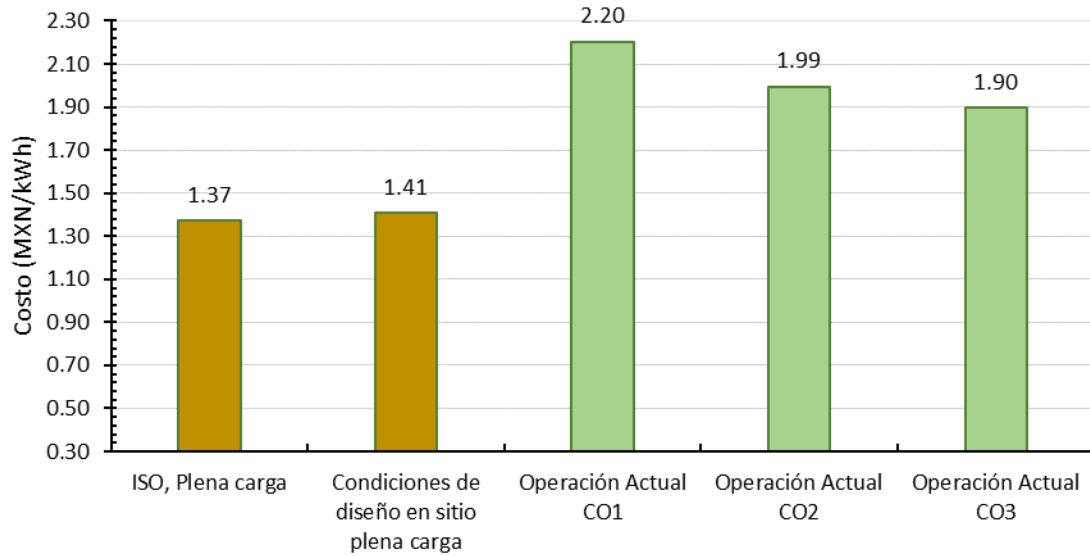


Figura 40. Costo de operación por consumo de combustible.

Lo anterior significa que, al tener un requerimiento de 3 MW para bombeo de gas natural, con una operación de 10,000 hrs continuas antes de realizarle mantenimiento preventivo, si la turbina de gas se operara a la CO-1 se tendría un costo de operación por consumo de combustible de 66,000,000 MXN, mientras que si esto ocurriera a la CO-3 se tendría un costo de 57,000,000 MXN, por lo que se alcanzaría un ahorro de 9,000,000 MXN.

Conclusiones

En este trabajo se obtuvo una herramienta de cálculo de desempeño energético de turbinas de gas empleadas en plataforma marina para compresión de gas natural, mediante parámetros como la potencia neta, eficiencia térmica, Heat Rate y el CEC. Esto considerando parámetros que son accesibles en el sistema de control de los equipos y mediante la composición del gas natural del proceso y mediante la composición del gas combustible utilizado.

En la comprobación de resultados de eficiencias, se mostró que las eficiencias térmicas a condiciones de diseño obtenida mediante la herramienta de cálculo son menores que las eficiencias de diseño proporcionadas por el fabricante del equipo y también inferiores a las eficiencias obtenidas mediante el simulador comercial Thermoflex. Los errores relativos de las eficiencias obtenidas con respecto a las del diseño del equipo presentan valores de -8.77% a -10.92%, mientras que, con respecto a los resultados utilizando el software comercial, los errores relativos son menores con valores de -2.77% a -5.58%. Por lo que al emplear esta herramienta de cálculo se debe considerar que existen brechas de error con estas magnitudes.

En el caso de estudio se mostró el desempeño energético de tres condiciones de operación, en donde, la mejor condición de operación es en la CO-3, en la cual se opera a una potencia de 2,929.5 kW, con una mayor eficiencia térmica de 19.7%, un Heat Rate de 18,230 kJ/kWh y un consumo específico de combustible de 0.447 kg/kWh, alcanzando un costo de consumo de combustible de 1.90 MXN el kilowatt-hora, siendo la mejor de las tres ya que es un punto de operación más cercano al de carga completa en donde el equipo es más eficiente.

Al considerar que se demanda una energía de 30,000 MWh para la compresión de gas natural, el consumo de energía para la CO-1 sería de 639,257 GJ, mientras que operando a la CO-3 se tendría un consumo de 546,201 GJ, por lo que operar a la CO-3 el ahorro de energía sería de 92,356 GJ. El consumo de energía de la turbina de gas a las condiciones de diseño en sitio sería de 349,674 GJ, que al compararlo con el desempeño a la CO-1, el ahorro de energía sería 289,583.16 GJ. Por otro lado, la diferencia de consumo de energía entre el desempeño de la turbina de gas a la condición de diseño en sitio y el consumo de energía en la CO-3 sería de 197,227 GJ.

Lo deseable es que la turbina se desempeñe lo más cerca posible a la condición de diseño en sitio, es por esto, que se recomienda llevar un monitoreo constante del desempeño energético a partir del empleo de esta herramienta de cálculo, que permita al operador evaluar las tendencias y cambios de los parámetros energéticos de la turbina en operación, ayudando así a la toma de decisiones en la gestión de equipos, de procesos y de llevar a cabo el mantenimiento adecuado de los equipos.

Nomenclatura

c	Capacidad calorífica específica	[kJ/kgK]
CEC	Consumo específico de combustible	[kg/kWh]
g	Constante de gravedad	[m/s ²]
GG	Generador de gases	
H	Entalpía, cabeza politrópica	[kW]
HR	Heat Rate	[kJ/kWh]
h	Entalpía específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
NGP	Velocidad de giro del generador de potencia	[RPM]
NPT	Velocidad de giro de la turbina de potencia	[RPM]
P	Presión	[bar, kPa]
PM	Peso molecular	[kg/kmol, g/mol]
\dot{Q}	Flujo de calor	[kW]
R	Constante de gas	[kJ/kgK]
rac	Relación aire-combustible	[-]
rca	Relación combustible-aire	[-]
s	Entropía específica	[kJ/kgK]
T	Temperatura	[K]
V	Velocidad	[m/s]
\dot{W}	Potencia mecánica	[kW]
W	Trabajo	[kJ/kg]
y	Relación de temperaturas	[-]
Z, z	Factor de compresión, altura	[m]

Letras griegas

α	Coefficiente de reactivo	
β	Coefficiente de producto de combustión	
γ	Relación de calores específicos	[-]
π	Relación de presiones	[-]

Subíndices

0	Estado de referencia
1	succión
2	Descarga de compresor axial
3	Salida de cámara de combustión
4	Salida de turbina /salida de turbina de alta presión
5	Salida de turbina de baja presión
6	Succión de compresor centrífugo
7	Descarga de compresor centrífugo
<i>a</i>	Absoluta, propiedad del aire
<i>c</i>	De compresión, combustible, propiedad crítica
<i>desc</i>	Descarga
<i>ent</i>	Entrada
<i>g</i>	Manométrica
<i>gc</i>	Gas combustible, gases de combustión
<i>i</i>	Componente <i>i</i>
<i>m</i>	Motor
<i>p</i>	A presión constante
<i>pic</i>	Compresión politrópica
<i>pref</i>	Presión de referencia
<i>prom</i>	Promedio
<i>rech</i>	Rechazado
<i>s</i>	proceso isoentrópico
<i>sal</i>	Salida
<i>sic</i>	Compresión isoentrópica
<i>sit</i>	Expansión isoentrópica
<i>suc</i>	Succión
<i>sum</i>	Suministrado
<i>T, t</i>	De sección de expansión, turbina, total
<i>th</i>	Térmica
<i>T_{ref}</i>	Temperatura de referencia
<i>v</i>	A volumen constante

Bibliografía

Acevedo, F. J. V. (2018). Simulación de turbinas de gas a partir de curvas características de compresor generadas mediante la metodología de “stage-stacking” *Proyecto Fin de Mater en Sistemas de Energía Térmica*. Universidad de Sevilla.

Al-Hamdan, Q. Z., Ebaid, M. S. (2006). Modeling and simulation of a gas turbine engine for power generation. *Gas Turbines Power*. Apr 2006, 128(2): 302-311.

ASME PTC22 (2005). Gas Turbine, American Society of Mechanical Engineers, New York.

Badeer, G.H. (2000) GE Aero-derivative Gas Turbines – Design and Operating Features. GE Power Systems.

<https://f.machineryhost.com/09e02a45c61feb8212ff20e62cd28a02/USPE%20GE%20Aero%20Gas%20Turbine%20Design.pdf>

Boles, M. A., Çengel, Y. A. (2015). *Thermodynamics an Engineering Approach, Eighth*. Octava Edición. McGraw-Hill, New York U.S.A.

Boned, M. S. (2016) Desarrollo de un Simulador de turbinas de gas fuera de diseño. Universidad Politécnica de Madrid.

Boyce, M. P. (2016) Gas turbine engineering handbook, 3rd Edition. Gulf. Professional Publishing 2006.

Chen, L., Zhang, Z., Lu, Y., Zhang, C., Zhang, X., Zhang, C., & Roskilly, A. P. (2017). Experimental study of the gaseous and particulate matter emissions from a gas turbine combustor burning butyl butyrate and ethanol blends. *Applied energy*, Vol. 195, pp. 693-701.

CRE (2022). Índice de referencia nacional de precios de gas natural al mayoreo (IPGN). Región VI. Sitio web: <https://www.cre.gob.mx/IPGN/>

DOF (2020). ACUERDO por el que la Secretaría de Energía aprueba y publica la actualización de la Estrategia de Transición para Promover el Uso de Tecnologías y Combustibles más Limpios, en términos de la Ley de Transición Energética. https://www.dof.gob.mx/nota_detalle_popup.php?codigo=5585823

DOF (2020). PROGRAMA SECTORIAL DERIVADO DEL PLAN NACIONAL DE DESARROLLO 2019-2024. https://www.dof.gob.mx/nota_detalle_popup.php?codigo=5596374

Fonseca Vigoya, Victor J. (2009). Material para curso “Balance de materiales y energía”. Universidad Nacional Abierta y a Distancia, UNAD, Bogotá-Colombia. Link: https://issuu.com/victor.fonseca/docs/balance_de_materiales_y_energia/122

García, G., Santiago (2015). *Centrales térmicas de ciclo combinado: fundamentos técnicos, principales equipos y sistemas*. Renovetec. España, ISBN-10: 8460683117.

Glassman, I., Yetter, R. A. (2008). *Combustion*. Fourth Edition, Elsevier, Academic press. U.S.A.

Gómez, G. M. (2017). Simulador de turbinas de Gas de doble Eje. Universidad Politécnica de Madrid.

Hernández M., Israel E. (2018). *Evaluación del desempeño de compresores centrífugos en plataformas marinas*. Tesis de Maestría, UAM-Iztapalapa, CDM-Mexico.

Lee, J. J. y Kim, T. S. (2011). Development of a gas turbine performance analysis program and its application. *Energy*. 36(8), 5274-5285.

McNaught A. D., Wilkinson A. (1997). *Compendium of Chemical Terminology (the "Gold Book")*. Blackwell Scientific Publications, Oxford, 2nd ed. Online version (2019-) created by S. J. Chalk. ISBN 0-9678550-9-8. <https://doi.org/10.1351/goldbook>.

Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., Bailey, M. B. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 7ma edición. Estados Unidos, Edit. Wiley.

PEMEX. (2019) Informe de sustentabilidad. https://www.pemex.com/etica_y_transparencia/transparencia/informes/Documents/inf_sustentabilidad_2019_esp.pdf.

PEMEX. (2019). Informe anual 2019. https://www.pemex.com/acerca/informes_publicaciones/Documents/Informe-Anual/Informe%20Anual%202019.pdf.

Poling, B. E., Prausnitz, J. M. y O'Connell, J. P. (2001) *The properties of gases and liquids*. Fifth edition. New York

Polo Labarrios, Saúl A. (2020). Cálculo de la generación de especies químicas como productos de combustión, mediante el uso de constantes de equilibrio. Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México.

Reyes, S. J. A., Toledo, V. M., Abugaber, F. J., Mendoza, F. J. R., Leon, D. M., Muños, P. M. A. (2014) Simulador termodinámico de una turbina de gas de doble flecha de un tren de rebombeo costa afuera. XIV Congreso y exposición latinoamericana de turbomaquinaria. Querétaro, Qro.

Rolle, K. C. (2006). *Termodinâmica*, Sexta Editions. Pearson Educación. México.

SENER. (2020) Programa Sectorial de Energía 2020-2024. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/562631/PS_SENER_CACEC-DOF_08-07-2020.pdf.

Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M. (1997). *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*. Quinta Edición, México D.F.

Solar turbines (2006). *Libro de trabajo: Curso de operación y mantenimiento de rutina de equipos Taurus 60 cs*. A Caterpillar Company. Turbinas Solar S.A. de C.V, San Diego, EU.

Solar Turbines (2021). Datasheet Taurus 60. Sitio web: https://www.solarturbines.com/en_US/products/gas-compressor-packages/taurus-60.html

Anexos

A continuación se muestra las distintas hojas de cálculo de la herramienta elaborada en este trabajo



Figura 41. Hoja para la evaluación de pesos moleculares, constantes especificos de gases y obtención de expresión reducida del gas combustible



Figura 42. Hoja para la obtención de factores de compresibilidad del gas de proceso y del gas combustible

Potencia de compresión de gas amargo

Etapa 1		PM (kg/kmol)	20.843	Densidad (kg/Nm ³)	1.0110834
Tsuc (K)	301.1500	R (kJ/kgK)	0.399		
Psuc (bar)	61.5000	Relación π	1.441		
Tdesc (K)	326.5500	n	1.285		
Pdesc (bar)	88.6000	Trabajo (kJ/kg)	39.829		
Z	0.8718	Flujo (MMCSFD)	108.000		
		Flujo (kg/s)	35.788		
		Potencia (kW)	1,425.419		

Etapa 2		PM (kg/kmol)	20.843		
Tsuc (K)	301.1500	R (kJ/kgK)	0.399		
Psuc (bar)	88.6000	Relación π	1.467		
Tdesc (K)	330.1500	n	1.315		
Pdesc (bar)	130.0000	Trabajo (kJ/kg)	40.747		
Z	0.8446	Flujo (MMCSFD)	108.000		
		Flujo (kg/s)	35.788		
		Potencia (kW)	1,458.258		

Cabeza politrópica

$$H_p = \frac{R_u}{PM} \left(\frac{n}{n-1} \right) Z T_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Potencia total (kW)

1,425.419

on de gas comb-proc | Factor Z | Proceso | Combustión | Cp | Turbina | Performance | Pot, HR (Tin)

Figura 43. Hoja para el cálculo de la potencia de proceso

Proceso de combustión

The spreadsheet includes several data tables and a summary table:

- Inputs:** Fuel composition (C, H, O, N, S), air composition, and combustion conditions.
- Formulas:** Stoichiometric coefficients and air-fuel ratios.
- Summary Table (INTAJMAS):**

Componente	mol	kg	kg/mol	mol	kg
N ₂	2.0000	56.0000	28.0000	2.0000	56.0000
O ₂	1.0000	32.0000	32.0000	1.0000	32.0000
CO ₂	1.0000	44.0000	44.0000	1.0000	44.0000
H ₂ O	1.0000	18.0000	18.0000	1.0000	18.0000
SO ₂	0.0000	64.0000	64.0000	0.0000	0.0000

Figura 44. Hoja para la obtención de rac, exceso de aire en la combustión y composición de gases de combustión.



Figura 45. Hoja para el cálculo del calor específicos de los gases en cada estado termodinámico del ciclo termodinámico Joule.



Figura 46. Hoja para la obtención de estados termodinámicos del ciclo Joule y de parámetros de desempeño energético.