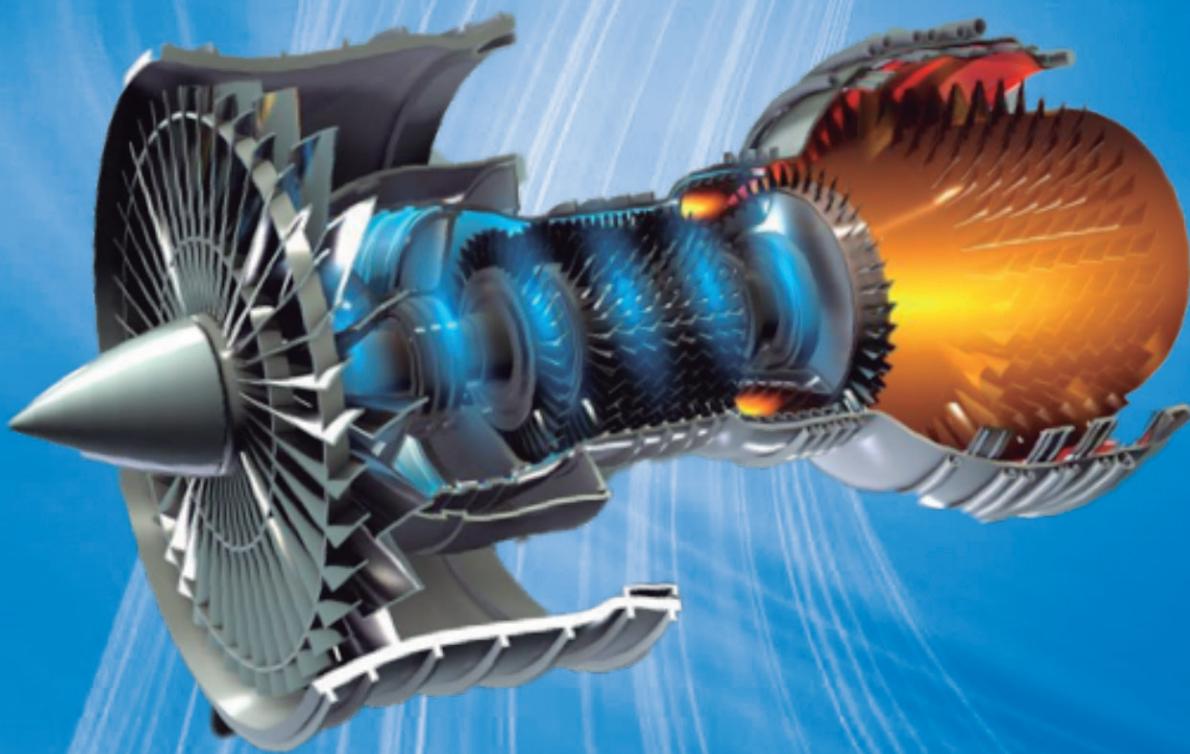


TERMOTECNIA Y MÁQUINAS TÉRMICAS



MSc. Héctor Cochise Terán Herrera
MSc. Oscar Bladimir Arteaga López
MSc. Guido Rafael Torres Muñoz
MSc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña
Phd. Yoandrys Morales Tamayo



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Termotecnia y máquinas térmicas.

MSc. Héctor Cochise Terán Herrera; MSc. Oscar Bladimir Arteaga López; MSc. Guido Rafael Torres Muñoz; MSc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña y Phd. Yoandrys Morales Tamayo

Primera edición electrónica. Noviembre del 2019

ISBN: 978-9942-765-49-9

Revisión científica: Ing. Edilberto Antonio Llanes Cedeño PhD; Ing. Idalberto Macías Socarrás PhD.

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Tcrn. Humberto Aníbal Parra Cárdenas, Ph. D.
Rector

Publicación autorizada por:

Comisión Editorial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Tcrn. Oswaldo Mauricio González, Ph. D.
Presidente

Edición

Lcdo. Xavier Chinga

Diseño

Pablo Zavala A.

Derechos reservados. Se prohíbe la reproducción de esta obra por cualquier medio impreso, reprográfico o electrónico.

El contenido, uso de fotografías, gráficos, cuadros, tablas y referencias es de **exclusiva responsabilidad del autor.**

Los derechos de esta edición electrónica son de la **Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE**, para consulta de profesores y estudiantes de la universidad e investigadores en:
<http://www.repositorio.espe.edu.ec>.

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Av. General Rumiñahui s/n, Sangolquí, Ecuador.
<http://www.espe.edu.ec>

TERMOTECNIA Y MÁQUINAS TÉRMICAS

MSc. Héctor Cochise Terán Herrera
MSc. Oscar Bladimir Arteaga López
MSc. Guido Rafael Torres Muñoz
MSc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña
Phd. Yoandrys Morales Tamayo

הקדשה

Dedicatoria

יהוָה ברוך אבא שברא את האדם עם חוכמה וידע.

קרלה שלי אשתי ובני **זבדיאל** לתמיכת בלתי מותנית שלהם.

תודה לך על כל הזמן הזה לעבוד ביחד. אבל הניסיון שצברנו הוא יקר, הכיבש לא היה קל



, Bendito Padre, creó al hombre con la sabiduría y el conocimiento.

A mi esposa **CARLA** y mi hijo **ZABDIEL** por su apoyo incondicional.

El camino no ha sido fácil, pero la experiencia que ganamos es invaluable. Gracias por todo este tiempo trabajando juntos.

החִזְקַת טוֹבָה

Agradecimiento

על הרוגים הקשים, למד ולגдол עם השיעורים שלך גם כאשר אתה עייף וmothash, כי יְהֹוָה תודה זה אומר שיש לך לשם שינוי. אני מודה לכם על המכשולים של החיים כי אתה להיות בעיות הברכות שלנו.

אוניברסיטת המזומנים כדי לפתח את הדלתות הידע והשירותים שלנו. **ESPE**
תודה לא ברוך אבא שברא את האדם עם חוכמה וידע.

Gracias **יְהֹוָה** por los momentos difíciles, por crecer con tus enseñas y lecciones aun cuando se está cansado y agotado, porque significa que tú has hecho un cambio. Te damos gracias por los obstáculos de la vida ya que tú los conviertes los problemas en nuestras bendiciones.

La Universidad de las Fuerzas Armadas **ESPE** por abrir las puertas a nuestros conocimientos y servicios.

Autores

Héctor Cochise Terán Herrera, Ingeniero Electromecánico, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Magister en Gestión de Energías y Magister en Seguridad Industrial y Riesgos del trabajo. Investiga en temas: Mecanizado en Máquinas Herramientas convencionales y de Control Numérico Computarizado, Procesos de soldadura, Metalurgia y Tecnología de la Fundición, Energías renovables, Automatización Industrial.

Oscar Bladimir Arteaga López. Ingeniero Mecánico, Escuela Politécnica del Chimborazo ESPOCH. Magister en Tecnología de la Información y Multimedia Educativa. Magister en Gestión de Energía. Investiga en temas: Diseño y Construcción de Bastidores y Carrocerías para Vehículos de competición (FORMULA STUDENT), Diseño y Construcción de vehículos blindados 4X4. Diseño y construcción de prótesis robóticas.

Guido Rafael Torres Muñoz, Ingeniero Mecánico, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo ESPOCH, Magister en Gestión de Energías y Magister en Docencia Universitaria y Administración Educativa. Investiga en temas: Diseño de elementos de Máquinas, Análisis de los Biocombustibles utilizados en los vehículos Automotrices

Wilson Edmundo Sánchez Ocaña Ingeniero Electromecánico en la Escuela Politécnica del Ejército, el Máster en Gestión de la Producción, Máster en Diseño y Automatización Industrial, Profesor Titular en el Departamento de Electrónica Eléctrica. Sus intereses de investigación incluyen: Modelación de sistemas físicos, mecánicos, hidráulicos y biomecánicos; Automatización de procesos industriales con énfasis en redes de comunicación industrial; Análisis y diagnóstico del clima de trabajo y su impacto en las empresas de producción y servicios.

Yoandrys Morales Tamayo, Ingeniero Mecánico, graduado Universidad de Holguín. Cuba. Master en Diseño y Fabricación Asistida por Computadora obtenido en Universidad de Holguín. Cuba. Doctor en Ciencias obtenido en la Universidad Politécnica de Madrid. España. Investiga temas relacionados con la Maquinabilidad de materiales en equipos convencionales y de Control Numérico Computarizado. Diseño de equipos y máquinas vinculados a sistemas electromecánicos. Procesos de Deformación, Soldadura y Fundición.

Prólogo

En el desarrollo industrial actual de las tecnologías en el campo de la industria energética, cada día se estrechan más las líneas de las diferentes disciplinas que componen la misma. El libro en cuestión se perfila en este sentido para el caso de los procesos térmicos con el objetivo de unir diferentes ciclos, estudiando la relación entre su configuración, análisis térmicos y su aplicación; constituye un texto para los estudiantes que cursan la carrera de ingeniería mecánica y afines, también pueden ser utilizado por investigadores, profesionales que trabajan en diferentes fábricas y servir de consulta a técnicos medios especializados en este campo.

El enfoque de la obra va dirigido a elevar el nivel de los técnicos medios, superiores, etc., y a preparar a los egresados de los centros de educación superior en problemas concretos sobre la temática tratada.

En esta edición se plantea toda una serie de ejemplos prácticos en los cuales se utilizan las recomendaciones tecnológicas anteriormente citadas.

La obra cumple con los objetivos para lo cual ha sido elaborada y se les agradece a los interesados en la lectura de la misma, sus criterios para su perfección.

Los Autores.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	10
1.1. Termotecnica	11
1.1.1 Procesos reversibles	11
1.1.2 Proceso irreversible	12
1.2. Ciclo termodinámico:.....	13
1.2.1 Primer principio de la termodinámica.....	17
1.3. Máquina térmica:.....	18
1.4. Rendimiento térmico:.....	21
1.5. Eficiencia térmica:.....	22
1.6. Segunda ley de la termodinámica.....	24
1.7. Enunciado de Kelvin - Planck	24
1.8. Enunciado de Clausius.....	26
CICLOS DE VAPOR	29
2.1. Introducción	29
2.2. Ciclo de Carnot	29
2.3. Ciclo Rankine	39
2.4. Ciclo Rankine con recalentamiento	43
2.5. Ciclo Rankine con regeneración	45
2.6. Ciclo de Rankine con regeneración y recalentamiento	47
2.7. Ciclo de Rankine supercrítico	54
2.8. Ciclo de Rankine real (perdidas)	55
CICLOS DE AIRE	59
3.1. Introducción	59
3.2. Ciclo de un compresor	59
3.3. Ciclo de aire estándar	69
3.4. Ciclo de aire Carnot	77
3.4.1 Ejercicios Resueltos	80
3.5. Ciclo Otto	82
3.5.1 Ciclo Otto ideal de cuatro tiempos	83
3.5.2 Ejercicios Resueltos	90
3.5.3 Ejercicio propuesto	94
3.6. Ciclo Diésel	94
3.7. Ciclo Dual	98
3.7.1 Procesos del ciclo Dual	99
3.7.2 Ejercicios Resueltos	101
3.8. Ciclo Ericsson	105
3.8.1 Ejercicios Resueltos	106
3.9. Ciclo Stirling	108
3.9.1 Ejercicios Resueltos	110
3.10. Ciclo Brayton	111

3.10.1 Transferencia de calor	114
3.10.2 Trabajo realizado	114
3.10.3 Ejercicio Resuelto	117
3.10.4 Ejercicios propuestos	118
3.11. Ciclo Brayton regenerativo	118
3.11.1 Ejercicios Resueltos	120
3.12. Ciclo Brayton con recalentamiento	122
3.13. Ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración	125
3.13.1 Ejercicios Resueltos	127
CICLO COMBINADO	132
4.1. Introducción	132
4.2. Funcionamiento de la central del ciclo combinado	133
4.3. Componente de Ciclo Combinado	138
4.4. Ejercicios Resueltos	142
4.5. Cogeneración	152
4.5.1 Simulación	157
4.5.2 Ejercicios Resueltos	160
4.5.3 Ejercicios Propuestos	164
MÁQUINAS TÉRMICAS	168
5.1. Introducción	168
5.2. Turbina de vapor	169
5.2.1 Ejercicio Resueltos	170
5.3. Motores de Combustión	186
5.3.1 Principio de combustión	186
5.3.2 Termodinámica en procesos de combustión	187
5.3.3 Ciclo de Otto	187
5.4. Turbina de gas	197
5.4.1 Ciclo de Brayton – Procesos	199
5.4.2 Avance tecnológico de las turbinas de gas	204
5.4.3 Análisis del ciclo ideal y el ciclo real	209
5.4.4 Ejercicio Resuelto	210
5.5. Motor Stirling	211
5.5.1 Ejercicios Resueltos	215
Tabla 6. Valores por estado del ejercicio	217
Tabla 7. tabla de presiones	222
Tabla 8. tabla de presiones (conclusión)	223
Tabla 9. vapor de agua sobrecalentado	224
Bibliografía	226

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN

1.1. Termotecnia

La termotecnia es la ciencia que estudia el comportamiento de los diferentes tipos de fuentes de energía, principalmente la energía calorífica, se encuentra relacionada con la termodinámica, por lo tanto, es una ciencia derivativa.

El propósito de una máquina térmica es el siguiente: el calor que presenta dicha máquina se transforma en trabajo con ayuda de vapor de agua para mantener una eficiencia adecuada. Mediante este principio la máquina genera distintas conversiones termodinámicas para obtener el máximo rendimiento y a su vez, el adecuado funcionamiento.

Es necesario que una máquina térmica adquiera un sistema de refrigeración para mantener el trabajo producido en forma continua, además de poseer el sistema de refrigeración, necesita una fuente de energía calorífica, mediante la misma se ejercen las distintas transformaciones para provocar el trabajo desde una fuente de calor alta.

El propósito para el cual fue diseñado este principio denominado termotecnia fue basado por la carencia de calcular un aumento de porcentaje de trabajo mediante una fuente de energía calorífica enviada a la máquina térmica. (Blas, Máquinas térmicas, 2012)

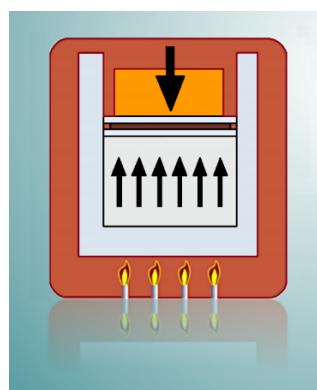


Figura 1. Termotecnia por Francisco Molina (2010)

1.1.1 Procesos reversibles

Constituyen todo aquel proceso que realiza un cambio de estado, mediante diferentes transformaciones termodinámicas hasta llegar a otro.

Un proceso reversible también se puede definir como el cambio de un estado inicial hacia un estado final, donde estas transformaciones no producen modificaciones en el entorno ni en su sistema de origen.

El proceso reversible se estima como un proceso ideal, debido a que al momento de presentarse las transformaciones de estado de equilibrio, generan un periodo considerablemente infinito.

1.1.2 Proceso irreversible

Se considera irreversible al proceso en el cual al producirse un cambio de estado no es posible retornar a su estado de origen.

En este tipo de procesos, cuando diferentes masas entran en contacto, el calor se transporta desde la masa de alto calor (caliente) hacia la masa de bajo calor (frío); se debe tomar en cuenta el calor que poseen las masas.

Mediante una representación gráfica se pueden observar los dos tipos de procesos mencionados anteriormente, para establecer su respectiva trayectoria se utiliza un plano presión y volumen. (Salvador, 2016)

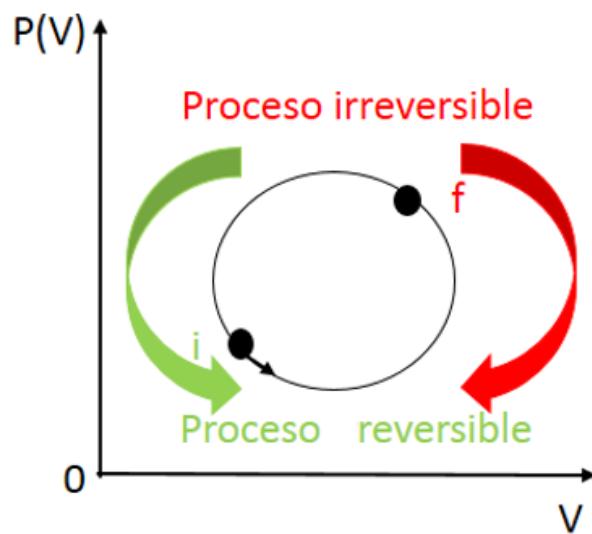


Figura 2. Proceso reversible

Fuente: Ing. Héctor Terán

1.2. Ciclo termodinámico:

Un ciclo termodinámico se define como un transcurso desde un estado inicial, tolerando diferentes efectos termodinámicos para obtener como resultado un estado final exactamente igual al estado inicial del sistema.

En este proceso se considera que la variación de energía es nula, en otras palabras $\Delta U = 0$. Por consiguiente, el trabajo producido en el ciclo tiene el mismo valor que el calor del sistema, es decir $W = Q$.

Se dice que las máquinas térmicas cumplen con un proceso cíclico considerado idealmente para su adecuado funcionamiento, a continuación se mencionan algunos tipos de ciclos más importantes en el estudio de la termodinámica. (Moreno, 2013)

➤ Ciclo de Brayton

Es un ciclo de termodinámica que modela el desarrollo de una turbina y está compuesto por cuatro procesos.

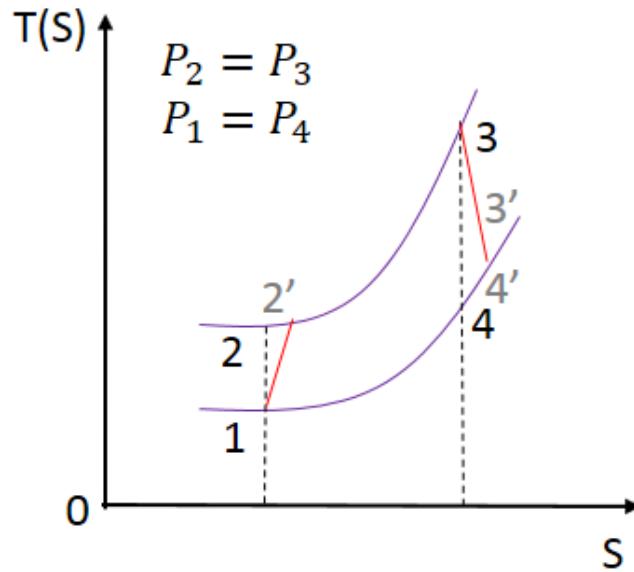


Figura 3. Ciclo de Brayton

Fuente Ing. Héctor Terán

➤ Ciclo de Carnot

Es un ciclo de termodinámica en que se encuentran basadas la mayoría de máquinas térmicas y consta de cuatro procesos básicos.

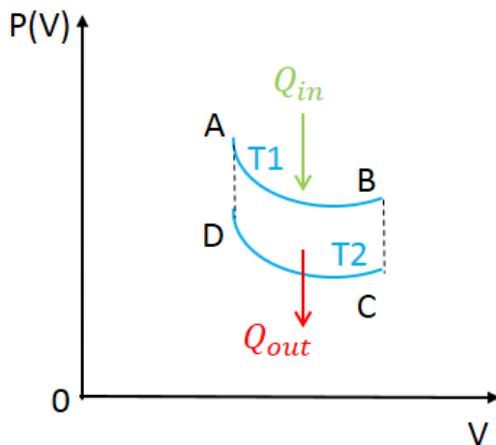


Figura 4. Ciclo de Carnot

Fuente: Ing. Héctor Terán

➤ Ciclo de Otto

Este tipo de ciclo termodinámico es utilizado en los motores de combustión a gasolina provocando un fluido de trabajo; el mismo que consta de seis procesos.

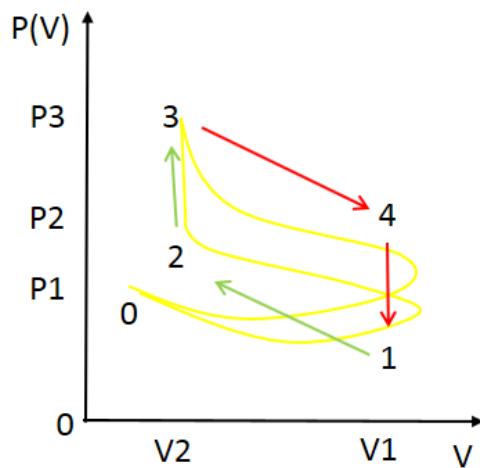


Figura 5. Ciclo de Otto

Fuente: Ing. Héctor Terán

➤ Ciclo Diésel

Tiene el mismo principio que el ciclo de Otto, pero emplea una sustancia diferente.

Teóricamente se estudian los cuatro procesos principales, pero de la misma manera posee un total de seis procesos en el sistema.

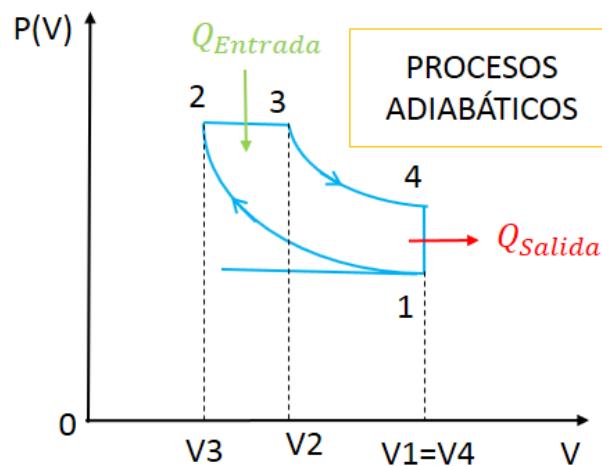


Figura 6. Ciclo Diésel

Fuente: Ing. Héctor Terán

➤ Ciclo de Stirling

El ciclo de Stirling está plasmado en los motores que utilizan energía en forma de calor para su funcionamiento.

Este ciclo posee cuatro procesos termodinámicos.

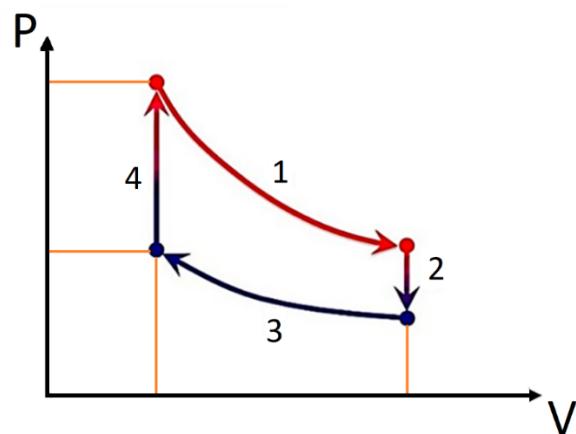


Figura 7. Ciclo de Stirling

Fuente: Ing. Héctor Terán

➤ Ciclo de Ericsson

Tiene el mismo principio que el ciclo de Stirling, posee dos procesos diferentes que son de combustión externa.

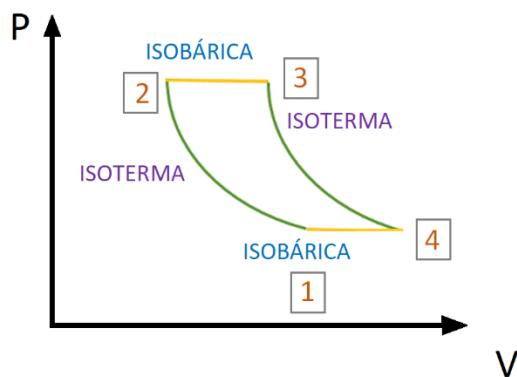


Figura 8. Ciclo de Ericsson

Fuente: Ing. Héctor Terán

➤ Ciclo de Rankine

Es un ciclo considerado en las centrales termoeléctricas ya que está basado en el uso de vapor para el sistema aplicativo.

Los procesos generados en este ciclo son diferentes a los demás ciclos ya que no presentan hipérbolas.
 (Sevilla, Ciclos termodinámicos, 2012)

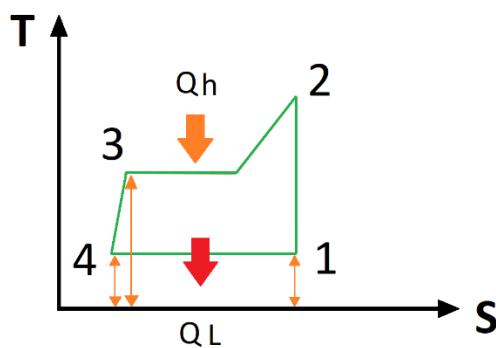


Figura 9. Ciclo de Rankine

Fuente: Ing. Héctor Terán

1.2.1 Primer principio de la termodinámica

La respectiva ecuación que se cumple en la primera ley de la termodinámica y que satisface en cualquier proceso de termodinámica de un sistema es la siguiente:

$$W + Q = \Delta U \quad (1)$$

Donde:

W = Trabajo del sistema

Q = Calor del sistema

ΔU = Energía interna del sistema

Los sistemas que son considerados como procesos cíclicos presentan una secuencia infinita, además, el estado producido finalmente es igual al estado de origen del ciclo, de igual manera sucede con la energía provocada en el sistema; por esta razón este principio es aplicado para todas las máquinas termodinámicas.

$$\Delta U = 0 \text{ variación de energía nula}$$

$$W + Q = 0 \text{ aplicado en la ecuación de la primera ley de termodinámica}$$

La ecuación de trabajo de un sistema es considerada como:

$$W = W_H - W_L \text{ [J]} \quad (2)$$

Para la ecuación respecto al calor es el siguiente:

$$Q = Q_H - Q_L \text{ [J]} \quad (3)$$

Por consiguiente, se dice que:

$$W_H + Q_H = W_L + Q_L$$

Mediante estas deducciones se puede concluir que en el primer principio de la termodinámica se produce un proceso cíclico, es decir lo que entra en el sistema es semejante a lo que sale del sistema. (Fernández, 2012)

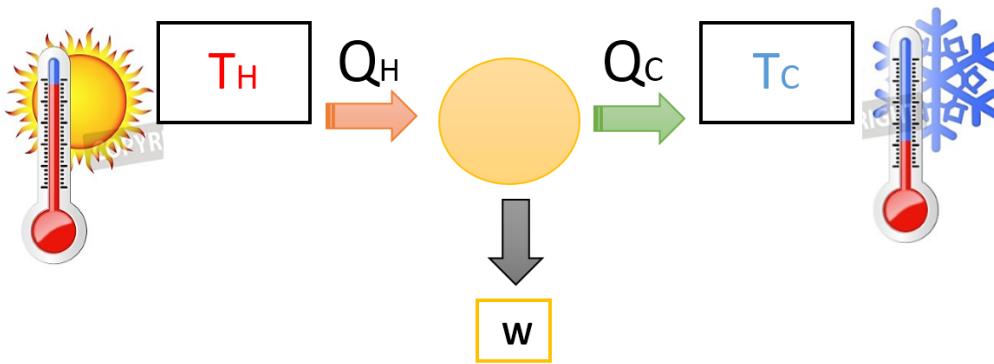


Figura 10. Ciclo termodinámico

Fuente: Ing. Héctor Terán

1.3. Máquina térmica:

Las máquinas térmicas se basan en el primer principio de la termodinámica. Al introducir una cantidad de calor, denominado calor de entrada Q_H , desde el lado de una fuente de calor elevada, se generan una determinada cantidad de trabajo W y se descarta un porcentaje de calor, conocido como calor de salida Q_L , hacia el lado de una fuente de calor inferior. (Sevilla, Ciclos termodinámicos, 2012)

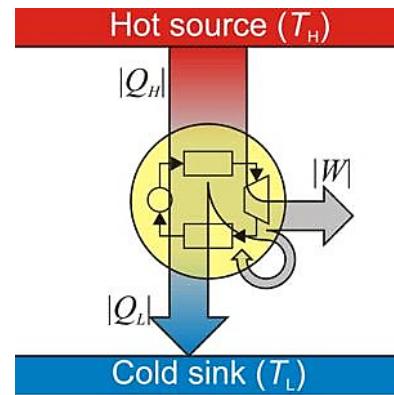


Figura 11. Proceso cíclico de la máquina térmica. Por Serway, L. (2012).

En otras palabras, a la máquina térmica se le define como un aparato que proporciona una cantidad de trabajo resultante del sistema mediante la variación de temperaturas, además se dice que funciona de una forma constante o continua cuando presenta un sistema de refrigeración, el cual es de gran ayuda para que la máquina mantenga un rendimiento adecuado y cumpla con su propósito.

Como se mencionó anteriormente, la máquina genera trabajo, el cual va a ser considerado con signo positivo, por la misma razón de introducir un calor positivo en el sistema.

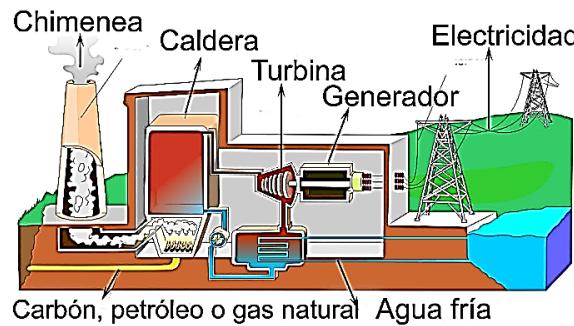


Figura 12. Máquina térmica. Por Lucas Martínez (2007).

La Figura 12; muestra la representación real de una máquina térmica, la misma que se encuentra ubicada en las centrales térmicas.

La nomenclatura de este tipo de sistemas se detalla a continuación:

$$Q_H = \text{Cantidad de calor absorbido por el sistema desde una fuente de calor}$$

$$W_H = \text{Cantidad de trabajo necesario para el sistema}$$

Q_L = Cantidad de calor cedido por el sistema hacia una fuente fría

W_L = Cantidad de trabajo expulsado por el sistema (Garcia, 2018)

Ejemplo resuelto 1:

Una industria termoeléctrica posee una máquina térmica que emplea la cantidad de 369.5 kilogramos de un material cualquiera para producir la cantidad de 11500 kcal/h por cada kilogramo de masa que posee dicho material. La máquina térmica tiene un rendimiento constante de 0.43, es decir efectúa el trabajo a un 43%.

Se debe suponer que $1 \text{ cal} = 4.18 \text{ J}$

Calcular:

a) ¿Qué porcentaje de calor necesita la máquina térmica para mantener un trabajo de una hora?

b) ¿Qué cantidad de trabajo efectúa la máquina térmica?

Datos:

$$m = 369.5 \text{ kilogramos}$$

$$P = 11500 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$\eta = 0.43$$

$$1\text{cal} = 4.18\text{J}$$

Solución:

$$Q = m * P$$

$$Q = 369.5 * 11500 * 4.18$$

$$Q = 17.76\text{MJ}$$

$$W = \eta * Q$$

$$W = 0.43 * 17760000$$

$$W = 7.63\text{MJ}$$

Ejercicio propuesto 1:

Una industria posee un sistema que trabaja a gas (sistema ideal), atrae una cantidad de energía calorífica de 23050 kcal entre las respectivas temperaturas del sistema $T_1 = 205^\circ C$ y $T_2 = 135^\circ C$.

Calcular la cantidad de trabajo que genera la industria.

Se debe suponer que $1 \text{ cal} = 4.18 \text{ J}$

1.4. Rendimiento térmico:

El rendimiento térmico se obtiene mediante la fracción de la energía producida por el sistema denominado como trabajo y la energía absorbida, es decir el calor de la máquina térmica.

El rendimiento térmico de este tipo de máquina se estima como un coeficiente calculado que no sobrepasa del valor unitario (menor o igual a uno).

Con el análisis desarrollado anteriormente en la primera ley de la termodinámica se puede deducir el rendimiento inducido por una máquina:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (4)$$

El trabajo se deduce como:

$$W = Q_H + Q_L \text{ [J]}$$

Mediante esta deducción, se reemplaza en la ecuación (4) para conseguir:

$$\eta = \frac{Q_H + Q_L}{Q_H}$$

Suplantando la ecuación anterior se logra simplificar:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (5)$$

La máquina térmica tendrá un rendimiento máximo igual o menor al valor del rendimiento de una máquina atérnica reversible que se halle en las mismas condiciones térmicas, es decir, temperatura de entrada y temperatura de salida. (G.Artés, 2012)

1.5. Eficiencia térmica:

La eficiencia térmica es apreciada como una relación adimensional obtenida a través de la energía calorífica cedida hacia la máquina y la energía mecánica cedida por la misma.

También se dice que la eficiencia térmica está relacionada con el coeficiente de eficiencia del compresor considerado como una constante en estos sistemas. (Turmero, 2016)

$$e = \frac{Q_H}{W} \quad (6)$$

Ejercicio resuelto 2:

En una empresa existe una máquina térmica que induce trabajo de 74.80 J en el sistema, producido en cada periodo, absorbiendo un valor de 147 J de energía calorífica desde una temperatura de calor elevada. Calcule el rendimiento térmico y eficiencia térmica de dicha máquina. Considere un sistema real.

Datos:

$$W = 74.80 \text{ J}$$

$$Q = 147 \text{ J}$$

$$e = ?$$

$$\eta = ?$$

Solución:

Para obtener la respuesta del literal uno, se debe usar la ecuación (4).

$$\eta = \frac{W}{Q_H}$$

$$\eta = \frac{74.80}{147}$$

$$\eta = 0.50 \rightarrow 100\%$$

$$\eta = 50\%$$

Para resolver el segundo literal es necesario emplear la ecuación (6).

$$\epsilon = \frac{Q_H}{W}$$

$$\epsilon = \frac{147}{74.80}$$

$$\epsilon = 1.96$$

Ejercicio resuelto 3:

Existe una máquina térmica en un sistema termoeléctrico que absorbe calor de 0.9kJ y genera 0.65kJ de calor. El sistema está basado desde una fuente de temperatura elevada hacia una fuente de temperatura menor.

Calcular:

El trabajo que genera la máquina térmica

Obtener el rendimiento de la máquina térmica

Datos:

$$Q_H = 0.9 \text{ kJ}$$

$$Q_L = 0.65 \text{ kJ}$$

$$W = ?$$

$$\eta = ?$$

Solución:

Para obtener el literal a) se debe emplear la ecuación (3)

$$Q = Q_H - Q_L \text{ [J]}$$

$$Q = 0.9 - 0.65 \text{ [kJ]}$$

$$Q = 0.25 \text{ [kJ]}$$

Para obtener el literal b) se debe emplear la ecuación (4)

$$\eta = \frac{W}{Q_H}$$

$$\eta = \frac{0.65 * 1000}{0.9 * 1000}$$

$$\eta = 0.72 \rightarrow 100\%$$

$$\eta = 72\%$$

Ejercicio propuesto 2:

Una máquina térmica considerada idealmente, es decir el rendimiento está al 100%; produce 205 J de trabajo y elimina energía calorífica a partir de su fuente de temperatura de 155.9°C.

Calcular coeficiente de eficiencia de la máquina térmica y la energía calorífica absorbida por el sistema.

Ejercicio propuesto 3.

En una industria se genera trabajo desde fuentes de temperatura variable para la cual se necesita calcular el rendimiento de máquina térmica. La temperatura en el lado de alta es de 184°C y en el lado de baja es de 62°C.

1.6. Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica decreta que la energía no se desintegra, solo se transfigura en diminutos porcentajes de energía calorífica inservible lo cual es una causa de lo que se conoce como entropía.

La segunda ley de la termodinámica establece que:

Se debe tener en cuenta el sentido de la transmisión de energía calorífica y el coeficiente de eficiencia del compresor de las máquinas térmicas, mediante este análisis se cumplen las condiciones detalladas por la primera ley de la termodinámica. (Nave, 2013)

1.7. Enunciado de Kelvin - Planck

El presente enunciado de Kelvin-Planck fundamenta que la segunda ley de la termodinámica implica que:

No existe la posibilidad de construir una máquina que genere trabajo de manera cíclica y provoque la adquisición de energía calorífica.

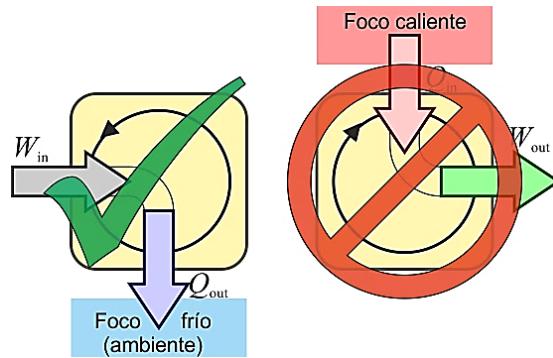


Figura 13. Segunda ley de la termodinámica. Por Anti medio del Sur. (2014).

La conceptualización de este enunciado muestra que una máquina no puede generar totalmente trabajo a partir de una cantidad de energía calorífica, ya que se debe a una transformación de energía desde una fuente de temperatura baja, de manera que dicha energía absorbida va a ser expulsada al exterior como energía de salida.

En la primera ley de termodinámica se menciona que el rendimiento de las máquinas térmicas debe ser igual a la unidad, de manera ideal, para que la máquina tenga un rendimiento al 100% para producir el cambio de energía. En la realidad las máquinas poseen un rendimiento menor debido a las pérdidas de energía.

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (4)$$

Se dice también que, al aumentar el coeficiente de eficiencia del compresor o eficiencia térmica, es necesario compensar decreciendo el calor innecesario del sistema Q_L .

En síntesis:

Las máquinas térmicas adquieren la conversión de energías, es decir la transformación de trabajo en calor.

Las máquinas térmicas reales no poseen la capacidad de transformar toda la energía en otra. (García, 2015)

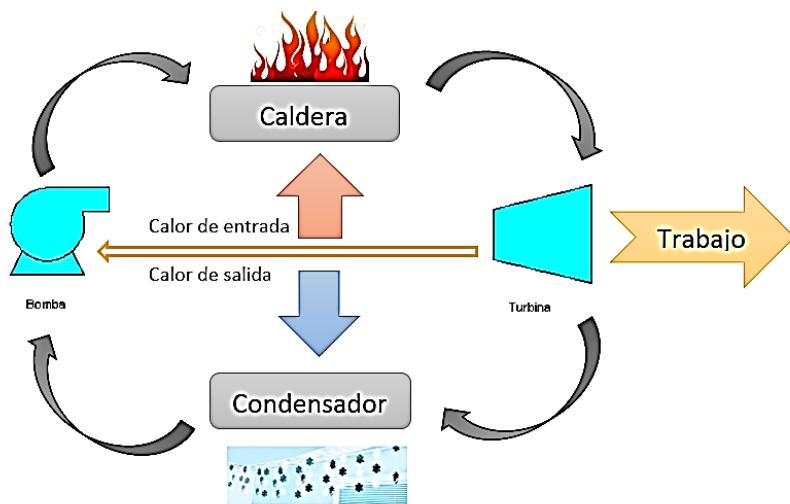
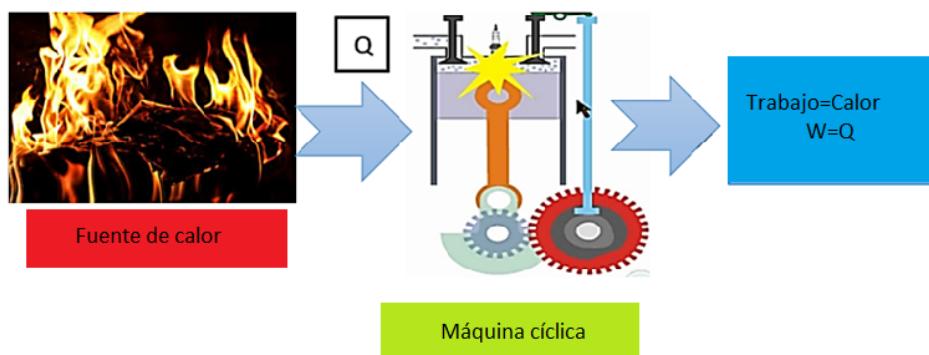


Figura 14. Enunciado de Kelvin-Planck

Fuente: Ing. Héctor Terán

Diagrama esquemático del enunciado de Kelvin – Planck:



Fuente: Ing. Héctor Terán.

1.8. Enunciado de Clausius

El presente enunciado de Clausius destaca que:

No existe la posibilidad de construir una máquina que transfiera energía calorífica de manera continua de una masa hacia otra que presente una variación de temperatura más elevada.

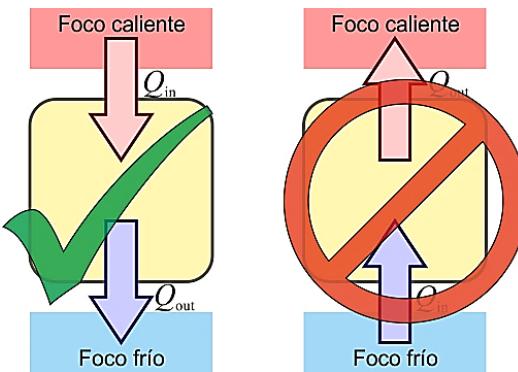
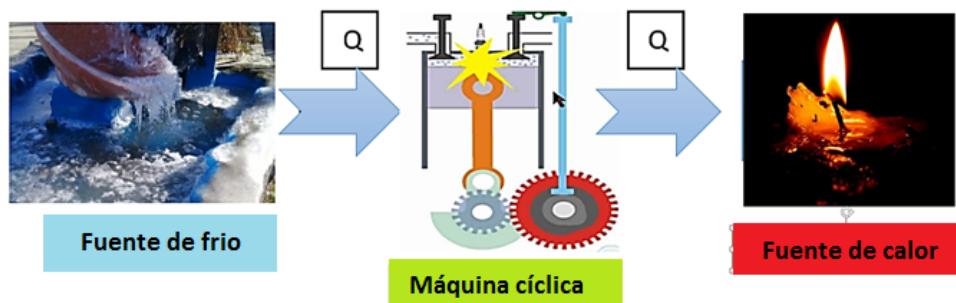


Figura 15. Enunciado de Clausius. Por: Eduardo C.(2015)

El enunciado mencionado anteriormente manifiesta que la energía calorífica se puede trasladar de una fuente de temperatura menor o fría hacia otra fuente de temperatura caliente; pero se debe mantener en cuenta para llevar a cabo esto el sentido de la transferencia de energía calorífica entre las diferentes masas. (Sevilla, 2012)

Al existir la transferencia de energía se produce como resultado el trabajo en el sistema con diferencia de temperaturas. (Blas, Equivalencia entre enunciados del Segundo Principio, 2012)

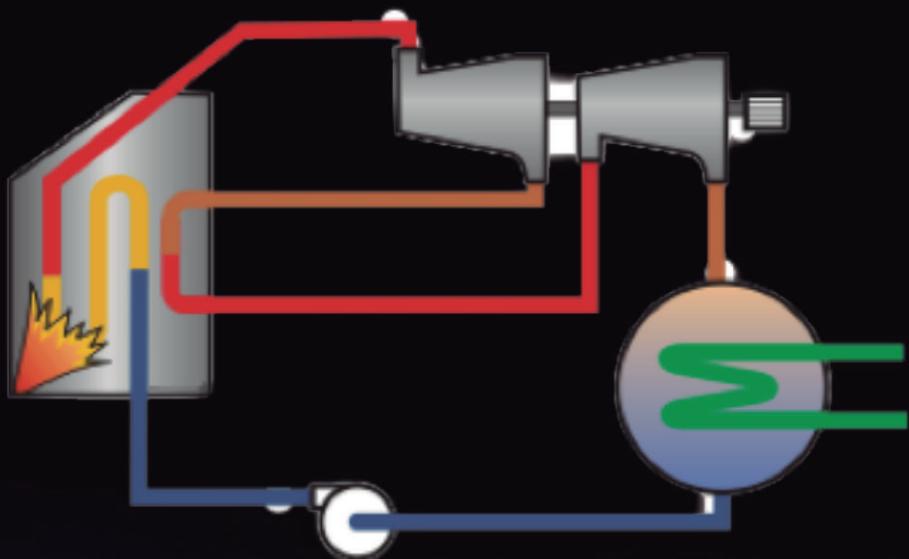
Diagrama esquemático del enunciado de Clausius:



Fuente: Ing. Héctor Terán

CAPÍTULO

2



CICLOS
DE VAPOR

2 CICLOS DE VAPOR

2.1. Introducción

El ciclo tiene la propiedad de transformar el fluido al trabajar de una fase a otra. Además, forman parte de los ciclos de potencia que a su vez son empleados para la producción de energía eléctrica. (Renedo, 2005).

Existen ciertas consideraciones para el desarrollo de los ciclos de vapor:

- El calor extraído de una fuente caliente que presenta una temperatura muy elevada.
- El trabajo generado se conoce como trabajo eficaz y es utilizado en el ciclo.
- El calor extraído es entregado a una fuente fría de temperatura escasa o menor.

A continuación, se muestra una tabla de valores dirigida a los fluidos más utilizados en ejercicios posteriores.

$T \rightarrow$ Temperatura [°C]

$V \rightarrow$ Volumen $\left[\frac{m^3}{Kg} \right]$

$h \rightarrow$ Entalpía $\left[\frac{KJ}{kg} \right]$

$\mu \rightarrow$ Unidades

$\rho \rightarrow$ Presión [bar]

2.2. Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot es un ciclo de potencia, en la figura 16., se representa el ciclo de Carnot de una máquina térmica, este tiene el fin de producir trabajo empleando calor, esto se logra al tomar el calor Q_C de una fuente de mayor temperatura y hacer que atraviese por un depósito (máquina térmica), esta aprovecha el calor Q_C y sus productos son el trabajo y calor Q_F hacia una fuente de baja temperatura.

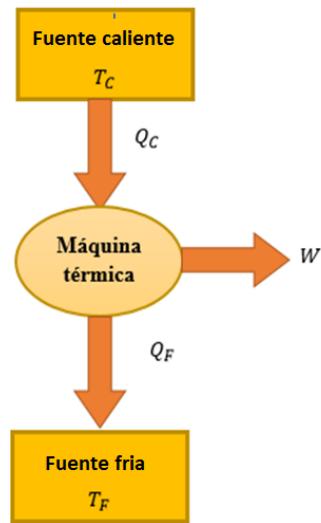


Figura 16. Esquema de una máquina térmica de Carnot.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Dado que el ciclo de Carnot es un referente de ciclo ideal se empleó como una base para muchas máquinas térmicas de la actualidad. Si se piensa en el proceso inverso, es decir ahora se entrega un trabajo para extraer un calor Q_f de una fuente de temperatura baja y lo cedo a una fuente de elevada temperatura por un calor Q_c , este es el principio de una máquina frigorífica, figura 17, que se emplea en conservación de alimentos, sistema de refrigeración de circuitos, etc.

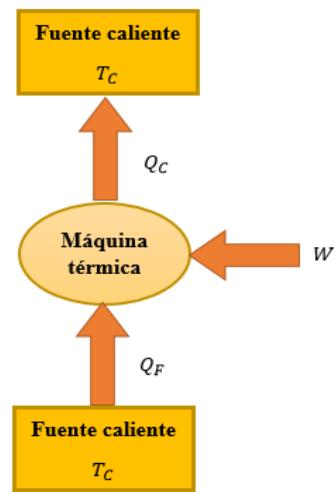


Figura 17. Esquema de una máquina frigorífica.

Fuente: Ing. Héctor Terán

El ciclo se compone de 4 procesos que se representan claramente en la figura 18. Primero se cuenta con una expansión isotérmica de A-B a una temperatura T_1 ; segundo, de B-C se tiene un proceso de expansión adiabática; tercero, de C-D se tiene una compresión isotérmica a una temperatura T_2 ; cuarto, completando el ciclo una compresión adiabática. Se recuerda que en un proceso adiabático no se produce una transferencia de calor con el entorno por ello el calor $Q = 0$ en los puntos de B-C y de D-C.

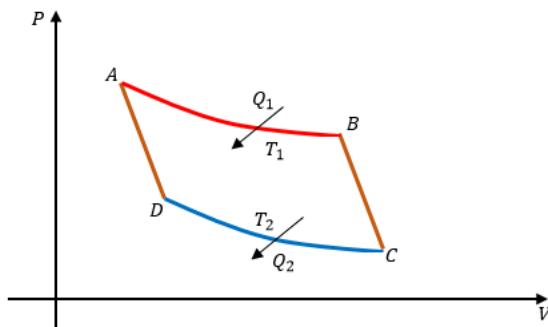


Figura 18. Diagrama P-v ciclo de Carnot.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Se detallan las fórmulas que gobiernan los procesos del ciclo de Carnot en cada uno de sus procesos.

En los puntos A-B proceso isotérmico:

La presión P_b se emplea en la Ecu. (7) que representa el trabajo en un proceso isotérmico.

$$W_{isotermico} = \int_{v_1}^{v_2} P_b \, dv \quad (7)$$

La ecuación de los gases ideales, Ecu (8)

$$P_b = \frac{nRT_1}{v_B} \quad (8)$$

Si se reemplaza la Ecu. (8) en (7) y posteriormente se integra se obtiene la Ecu. (9) del trabajo de los puntos A-B

$$W_{isotermico} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{nRT_1}{v_B} \, dv$$

$$W_{isotermico} = nRT_1 \ln\left(\frac{v_A}{v_B}\right) \quad (9)$$

Para obtener el calor se parte de la ecuación de conservación de la energía Ecu (10).

$$\Delta U_{A-B} = Q_{A-B} - W_{A-B} \quad (10)$$

Al no existir una variación de temperatura no hay variación de energía interna ya que ella solo depende de la temperatura. Entonces la Ecu (10) se reduce:

$$0 = Q_{A-B} - W_{A-B}$$

$$Q_{A-B} = W_{A-B}$$

Por la Ecu. 9 el calor se reduce a:

$$Q_{A-B} = nRT_1 \ln\left(\frac{v_A}{v_B}\right) \quad (11)$$

En los puntos B-C proceso adiabático:

Se toma en consideración características que definen un proceso adiabático, se parte de la Ecu 12, que establece que la energía interna no depende del volumen y presión de un gas ideal.

$$dU = C_v dT = dQ - dW \quad (12)$$

Se recuerda que un proceso adiabático no existe transferencia de calor Ecu. (13) a de más se sabe que el trabajo puede representarse en función de la presión y volumen Ecu. (14).

$$dQ = 0 \quad (13)$$

$$dW = Pdv \quad (14)$$

Al reemplazar Ecu. (13) y (14) en (12)

$$dU = C_v dT = 0 - Pdv \quad (15)$$

Para un gas ideal se cumple la ley de los gases ideales Ecu. (16), Ecu. (17) coeficiente adiabático y la diferencia de calor específico de presión y volumen Ecu. (18).

$$Pv = nRT \quad (16)$$

$$\gamma = C_p/C_v \quad (17)$$

$$C_p - C_v = \mathbb{R} \quad (18)$$

Despejando P de Ecu. (16)

$$P = \frac{nRT}{v}$$

Reemplazando P Y R en Ecu. (15).

$$dU = C_v dT = -\frac{n*(C_p - C_v)*T}{v} dv$$

$$dU = \frac{C_v dT}{T} = -\frac{n*(C_p - C_v)}{v} dv$$

$$\left(\frac{1}{C_v}\right) * \frac{C_v dT}{T} = -\left(\frac{1}{C_v}\right) * \frac{n*(C_p - C_v)}{v} dv$$

Se reemplaza la Ecu. (17) y se establece la relación para una mol de gas.

$$\frac{dT}{T} = -\frac{\gamma-1}{v} dv \quad (19)$$

Se integra Ecu. 19. Para un punto inicial 1 y uno final 2, y se opera por ley de logaritmos.

$$\int_{T1}^{T2} \frac{dT}{T} = - \int_{V1}^{V2} \frac{\gamma-1}{v} dv$$

$$-(\ln T_1 - \ln T_2) = (\gamma - 1) * (\ln V_1 - \ln V_2)$$

$$(-\ln T_1 + \ln T_2) = (\gamma - 1) * (\ln V_1 - \ln V_2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(\gamma-1)} \quad (20)$$

Ahora por el desarrollo anterior se establece que:

El calor de B-C es:

$$Q_{B-C} = 0 \quad (21)$$

La energía interna de B-C:

$$\Delta U_{B-C} = n * C_v(T_2 - T_1) \quad (22)$$

El trabajo de B-C de acuerdo con la Ecu. (12) y (13)

$$\begin{aligned} \Delta U_{B-C} &= -W_{B-C} \\ W_{B-C} &= -n * C_v(T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (23)$$

En los puntos C-D proceso isotérmico:

Los puntos A-B son análogos a C-D, por ende

$$\Delta U_{C-D} = 0 \quad (24)$$

$$Q_{C-D} = W_{isotermico} = nRT_2 \ln\left(\frac{v_D}{v_C}\right) \quad (25)$$

En los puntos D-A proceso adiabático:

Los puntos B-C son análogos a D-A, por ende

$$Q_{D-A} = 0 \quad (26)$$

$$W_{D-A} = -n * C_v(T_2 - T_1) \quad (27)$$

$$\Delta U_{D-A} = n * C_v(T_2 - T_1) \quad (28)$$

El ciclo de Carnot logra una eficiencia alta como ninguna otra máquina térmica. La eficiencia es una relación entre el trabajo y el calor, se representado en la Ecu. (29).

$$\eta = \frac{W_{GENERADO}}{Q_{INGRESA}} \quad (29)$$

Al remplazar la equivalencia del trabajo se tiene.

$$\eta = \frac{Q_{INGRESA} - Q_{SALE}}{Q_{INGRESA}}$$

Se opera la fracción.

$$\eta = 1 - \frac{Q_{SALE}}{Q_{INGRESA}}$$

Un reemplazo del calor que ingresa y el que sale se da por las ecuaciones (11) y (25)

$$\eta = 1 - \frac{nRT_2 \ln\left(\frac{v_D}{v_C}\right)}{nRT_1 \ln\left(\frac{v_A}{v_B}\right)} \quad (30)$$

Al emplear la ecuación 20 respectiva para el tramo A-B y D-C y realizar una comparación entre las dos se obtiene

$$\frac{v_D}{v_C} = \frac{v_A}{v_B}$$

Operando la Ecu. (30) se obtiene una relación de calores de entrada y salida es proporcional a la relación entre las temperaturas T_1 y T_2 y se obtiene la Ecu. (31)

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (31)$$

El ciclo de Carnot materializado para su aplicación industrial no es viable porque, como se mencionó anteriormente, requiere condiciones ideales desde su fluido de trabajo, Carnot presenta un compresor que realiza su tarea con un fluido que se encuentra entre dos fases, esto no es posible, además las temperaturas serían elevadas, lo que provoca fallos en la resistencia de los materiales empleados para la fabricación de las piezas.

Ejercicio 1:

Se tiene una máquina de Carnot que opera con un rendimiento de 55%, emplea una fuente de baja temperatura a 140 °C, esta fuente cede un calor de 134 kcal por cada ciclo. Determine las temperaturas cedidas por las fuentes.

Datos:

$$\eta = 55\%$$

Fuente fría:

$$T = 140^\circ\text{C}$$

Calor cedido:

$$Q = 134 \text{ kcal}$$

Solución:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

$$0.55 = 1 - \frac{(140 + 273)K}{T_A}$$

$$-0.45 = -\frac{413K}{T_A}$$

$$T_A = 917.77 K$$

Ahora para encontrar el calor se aplica la ecuación en función del calor

$$\eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A}$$

$$0.55 = 1 - \frac{134 \text{ kcal}}{Q_A}$$

$$-0.45 = -\frac{134 \text{ kcal}}{Q_A}$$

$$|Q_A| = 297.77 \text{ kcal}$$

Ejercicio 2:

Una máquina térmica opera con un ciclo de Carnot, con un rendimiento que no sobrepasa el 45%, además se sabe que su frecuencia de trabajo es de 3 ciclos por segundo y la potencia que logra es de 45 KW. Si se conoce que las temperaturas de las fuentes de alta y baja que maneja esta máquina es son de 256 °C y 45 °C respectivamente. Responda:

¿Qué trabajo se producirá por cada ciclo?

¿Qué calor se cede en unidades de kJ?

Datos:

$$T_A = 45 \text{ °C}$$

$$T_B = 256 \text{ °C}$$

$$\eta_{máx} = 45\%$$

$$\text{Frecuencia} = 3 \frac{\text{ciclo}}{\text{s}}$$

$$P = 45 \text{ kW}$$

Solución:

Para encontrar el trabajo por ciclo.

$$W = 45 \text{ k} \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$W = \frac{W_{ciclo}}{t_{ciclo}}$$

$$W = \frac{W_{ciclo}}{0.33 \text{ seg}}$$

$$45 \text{ k} \frac{\text{J}}{\text{seg}} * 0.33 \text{ seg} = W_{ciclo}$$

$$W_{ciclo} = 14.985 \text{ kJ}$$

Para encontrar el calor cedido, primero se debe encontrar el rendimiento real.

$$\eta_{real} = \eta_{máximo\ posible} * \eta_{teórico}$$

$$\eta_{teórico} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

$$\eta_{teórico} = 1 - \frac{(45 + 273)\text{K}}{(256 + 273)\text{K}}$$

$$\eta_{\text{teorico}} = 1 - \frac{318K}{529 K}$$

$$\eta_{\text{teorico}} = 0.398$$

Se aplica la ecuación de rendimiento real

$$\eta_{\text{real}} = 0.45 * 0.398$$

$$\eta_{\text{real}} = 0.1791$$

Para encontrar el calor se emplea la ecuación de rendimiento en función del trabajo y el calor.

$$\eta_{\text{real}} = \frac{W_{\text{xciclo}}}{Q_A}$$

$$Q_A = \frac{W_{\text{xciclo}}}{\eta_{\text{real}}}$$

$$Q_A = \frac{14.985}{0.1791} \text{ kJ}$$

$$Q_A = 83.66 \text{ kJ}$$

Ahora el calor cedido vendría ser Q_B entonces:

$$Q_A - Q_B = W$$

Se despeja Q_B y se reemplaza

$$Q_B = 83.66 \text{ kJ} - 14.985 \text{ kJ}$$

$$Q_B = 68.675 \text{ kJ}$$

Ejercicios para resolver:

Ejercicio 1.

Una máquina frigorífica que opera con ciclo de Carnot genera una potencia de 23 kW, sus fuentes de alta y baja tiene una temperatura de 133 °C y 37 °C respectivamente. Si opera con una cantidad de 34 moles a una frecuencia 2 ciclos por segundo. Calcule el calor QA y QB.

Ejercicio 2.

Una máquina térmica que opera con ciclo de Carnot ideal, emplea al aire como fluido de trabajo y se sabe que sus calores específicos permanecen constantes. Además, se sabe que el aire a temperatura ambiente trabaja con las siguientes constantes: $cp = 1.05 \frac{kJ}{Kg*K}$, $cv = 0.72 \frac{kJ}{Kg*K}$, $R = 0.29 \frac{kJ}{Kg*K}$ y $k = 1.4$. ¿Cuál es el trabajo de salida neto?

2.3. Ciclo Rankine

El ciclo de Rankine es una mejora del de Carnot constructivamente hablando. En él se emplea generalmente agua como fluido de trabajo y esta opera entre líquido y vapor a lo largo de los elementos constructivos del ciclo. Los elementos que lo componen son bomba, caldera, turbina y condensador, el análisis para este ciclo es ideal, ya que a pesar de que es aplicable en la industria energética, aún no se tomará en cuenta aspectos como fricción en tuberías, condensación en la turbina, entre otras, que afectan la eficiencia, en breve se verá ciertas modificaciones a este ciclo que harán una notable mejora en su eficiencia. Se parte de la bomba, *punto 1*, tomando en consideración que el fluido de trabajo es el agua, en este punto se encuentra como líquido saturado, tras la compresión que eleva levemente su temperatura pasa a la caldera, *punto 2*, en la caldera el fluido pasa de líquido saturado a vapor sobrecalentado en el *punto 3* dando paso a la turbina, donde el vapor circula por las aspas de la misma, generando movimiento y por ende, un trabajo que es transmitido por un eje al exterior, una vez completado el paso por la turbina en el *punto 4*, el fluido se encuentra como un vapor húmedo e ingresa al condensador donde se disipa el calor del fluido y sale como líquido saturado a la entrada a la bomba, completando el ciclo. Ahora cada elemento por su función tiene una característica en cuanto a trabajo y calor respecta, pues bien, para la bomba se requiere que entre trabajo, para la caldera se requiere una entrada de calor, la turbina sale trabajo y en el condensador sale calor.

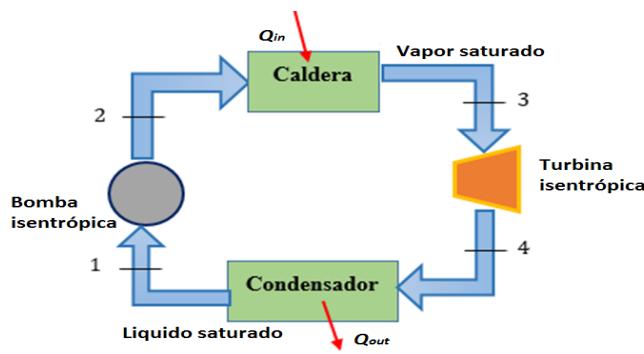


Figura 19. Diagrama de funcionamiento ciclo Rankine.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Se procede a analizar cada proceso característico de cada elemento en base a la Figura 20 donde se representa el diagrama T-s característico del ciclo Rankine.

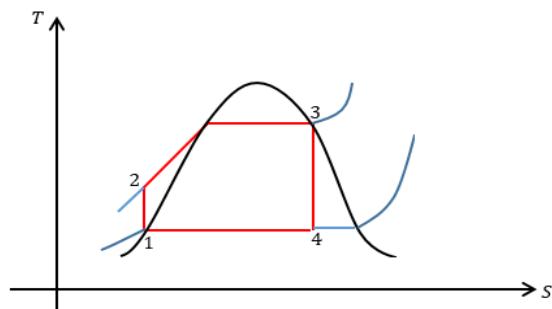


Figura 20. Diagrama T-s del ciclo Rankine.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Para los puntos 1-2 correspondientes a la bomba, se presenta un proceso isoentrópico con un aumento leve en la temperatura, en los puntos 2-3 se encuentra la caldera donde se da un proceso isobárico, de 3-4 se tiene un proceso isoentrópico en la turbina y cerrando el ciclo de 4-1 se encuentra el condensador con un proceso isobárico.

Con el fin de identificar las fórmulas para cada tramo:

En los puntos 1-2 proceso compresión isoentrópica:

Por proceso adiabático.

$$Q = Masa * Ce * (\Delta T) \quad (32)$$

$$Q + W = \text{Masa} * (\Delta h)$$

$$Q + W = \text{Masa} * (h_2 - h_1) \quad (33)$$

$$Q_{1-2} + W_{eje} = M(h_2 - h_1)$$

$$0 + W_{eje} = M(h_2 - h_1)$$

$$W_{eje} = W_{bomba} = M[U_2 + P_2 V_2 - U_1 - P_1 V_1]$$

$$W_{bomba} = M(P_2 - P_1)V_{11}$$

$$W_{bomba} = \frac{M_{bomba}}{M} V_{11} (P_2 - P_1) = h_2 - h_1 \quad (34)$$

$$\Delta S_{12} = 0 \quad (35)$$

En los puntos 2-3 proceso isobárico:

Se emplea la Ecu. 33 considerando al trabajo nulo por proceso isobárico.

$$Q_{2-3} = (h_3 - h_2) \quad (36)$$

$$\Delta S_{2-3} > 0 \quad (37)$$

En los puntos 3-4 proceso expansión isoentrópica:

Análogo al proceso en los puntos 1-2 se tiene:

$$W_{turbina} = h_4 - h_3 \quad (38)$$

$$\Delta S_{34} = 0 \quad (39)$$

En los puntos 4-1 proceso isobárico:

Análogo al proceso en los puntos 2-3

$$Q_{4-1} = (h_1 - h_4) \quad (40)$$

$$\Delta S_{4-1} < 0 \quad (41)$$

Rendimiento del ciclo es una relación del calor para el trabajo en cada uno de los puntos, se desprecia el calor del condensador por ser una cantidad ínfima con respecto a la caldera y se tiene la Ecu. (42).

$$\eta = \frac{W_{turbina} - W_{bomba}}{Q_{caldera}} \quad (42)$$

La eficiencia del ciclo puede mejorarse ya sea aumentando el valor del numerador o disminuyendo el del denominador de la eficiencia, esto se puede lograr adicionando etapas al ciclo Rankine ideal. Estas etapas pueden ser de sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración o la combinación de estas.

Ejercicio:

Un ciclo Rankine ideal con una eficiencia de 45% presenta los siguientes datos en la turbina una presión de entrada de 23 bares y de salida de 4, en la bomba un fluido de trabajo en estado de líquido saturado con una densidad de 983 kg/m³ y en la caldera un calor con un valor de 1200 kJ/kg. ¿Cuál es el trabajo de la bomba y turbina por unidad de masa?

Datos:

$$p_{turb\,entrada} = 23 \text{ bares}$$

$$p_{turb\,salida} = 4 \text{ bares}$$

$$\rho = 983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{23} = 1200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta = 0.45$$

Solución:

Trabajo en la bomba

$$W_{12} = W_{bomba} = (23 - 4)(10^5)(10^{-3})(10^{-3})$$

$$W_{bomba} = 1.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se emplea la ecuación de la eficiencia para obtener el trabajo en la turbina.

$$\eta = \frac{|W_{bomba} + W_{turbina}|}{Q_{caldera}}$$

$$0.45 = \frac{|1.9 + W_{turb}|}{-1200}$$

$$(0.45) * (-1200) = 1.9 + W_{turb}$$

$$((0.45) * (-1200)) - 1.9 = W_{turb}$$

$$W_{turb} = -538.1 \frac{kJ}{kg}$$

Ejercicio para resolver.

En un ciclo Rankine de una planta de generación eléctrica se obtienen los siguientes datos de trabajo.

La turbina opera a una presión de 6MPa a 656 k de temperatura, el fluido de trabajo sale de la turbina a una presión de 0.034 MPa a una calidad de 70%. Si la turbina genera una potencia neta de 10.5 MW.

Determine:

- El trabajo de entrada y salida de la bomba y turbina respectivamente.
- Variación de entropía en cada elemento del ciclo.
- El calor entregado y cedido en la caldera y condensador.

2.4. Ciclo Rankine con recalentamiento.

Una etapa de recalentamiento es ideal para evitar la formación de cúmulos de líquido en la turbina lo cual es un problema que afecta la vida útil de esta. La adición de esta etapa debe justificarse económicamente pues adición del equipo es costosa, cabe recalcar que la eficiencia del ciclo no se ve mejorada pero el trabajo sí. (Merle & Elaine, Termodinámica, 2006)

Para explicar el funcionamiento de este ciclo se empleará la Figura 21. De los puntos 1 a 3 el proceso es el ya conocido ahora bien del punto 3 a 4 se tiene el paso del fluido por una turbina de alta presión, esta se encuentra acoplada a una turbina de baja presión por medio de un eje, ahora de 4 a 5 el fluido

es sometido a un proceso de recalentamiento para darse paso a la turbina de baja presión y luego a la entrada del condensador.

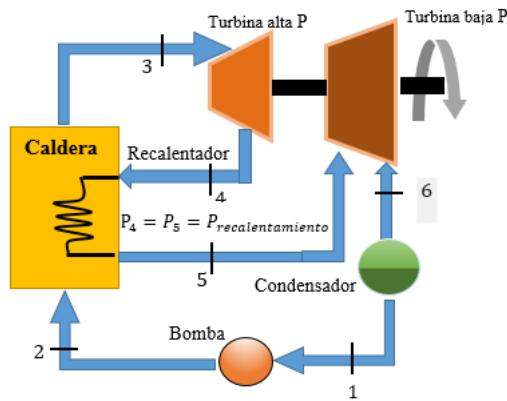


Figura 21. Diagrama de funcionamiento ciclo Rankine con recalentamiento.

Fuente: Ing. Héctor Terán

En la figura 22 se puede observar la configuración del diagrama T-s para ciclo con recalentamiento. En los puntos 1-2 se observa la turbina de alta presión, luego los puntos 2-3 el recalentamiento y de 3-4 la turbina de baja presión hacia el condensador cerrando el ciclo.

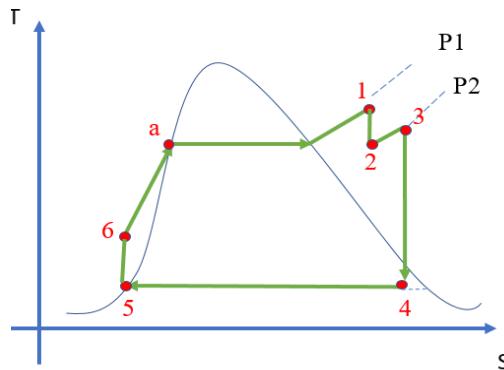


Figura 22. Diagrama T-s ciclo Rankine con recalentamiento.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Ahora bien, el trabajo generado por la turbina aumenta por el empleo de turbina de alta y turbina de baja, pero la eficiencia del ciclo no, ya que el calor ahora es el de la caldera y el del recalentamiento, por ende, la Ecu 43 de la eficiencia es:

$$\eta_{recalentamiento} = \frac{W_{turbina\ alta\ p} + W_{turbina\ baja\ p}}{Q_{caldera+recalentamiento}} \quad (43)$$

Se puede dejar la Ecu. 43 expresada en función de las entalpías correspondientes a los puntos del diagrama T-s, Ecu. 44

$$\eta_{recalentamiento} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \quad (44)$$

2.5. Ciclo Rankine con regeneración.

El ciclo de Rankine con regeneración consiste en emplear una parte del vapor de la turbina, este vapor es llevado a un calentador donde se junta él y el líquido del condensador, con el fin de realizar un precalentamiento antes de entrar a la cadera. (Merle & Scott, Termodinamica, 2006)

Los elementos que se adicionan para este ciclo contemplan un calentador, una bomba extra y dos turbinas una de alta y la otra de baja presión, muy similar a la turbina empleada en el ciclo de recalentamiento, la diferencia es que esta turbina debe contar con una tubería de sangrado que conecte las turbinas con el calentador.

Con el sangrado se tiene la siguiente ecuación que relaciona la proporción de fluido por elemento Ecu. (45), dada la figura 12. Donde se observa que en la turbina habrá un porcentaje de fluido que se distribuye en el punto 2.

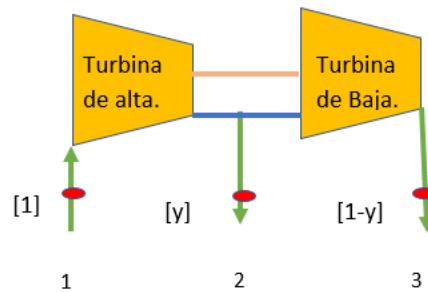


Figura 23. Diagrama representativo de sistema de sangrado.

Fuente: Ing. Héctor Terán

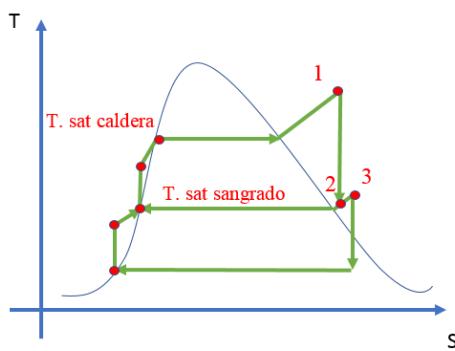


Figura 24. Diagrama T-s representativo del sangrado

Fuente: Ing. Héctor Terán

$$[1] = [y] + [1 - y] \quad (45)$$

En el diagrama de la figura 24. Se muestra las temperaturas de saturación de la caldera que ingresa a la turbina en el punto 1, en este punto se encuentra todo el fluido de trabajo, sale al punto 2 donde se reparte en proporción hacia la turbina de baja y al calentador, es allí donde se encuentra una temperatura de sangrado.

Ahora bien, los calentadores pueden ser de dos tipos abierto y cerrado. Un abierto permite la mezcla entre el agua del condensador y el vapor de la turbina mientras que el cerrado no permite la mezcla, pero si una transferencia de calor.

Calentador abierto.

El funcionamiento con un calentador abierto, figura 25, se explicará desde el punto 3 donde el fluido ingresa a la turbina, aquí el vapor tiene dos caminos a seguir, uno es el paso normal al condensador y el otro es una tubería de sangrado que dirige al calentador en donde el fluido de condensador se mezcla con el vapor de la turbina, luego del precalentamiento del fluido, se pasa a una bomba de alimentación y luego a la caldera cerrando el ciclo.

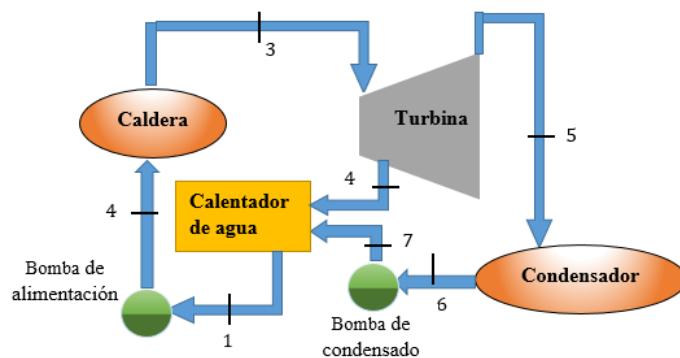


Figura 25. Diagrama funcionamiento del ciclo Rankine con regeneración.

Fuente: Ing. Héctor Terán

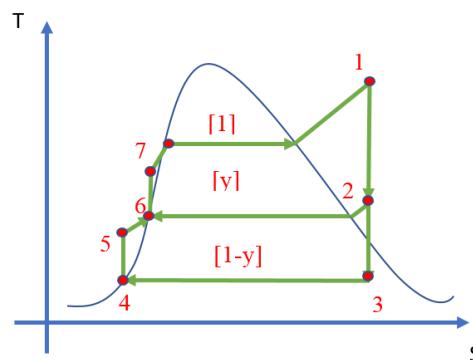


Figura 26. Diagrama T-s ciclo Rankine con regeneración.

Fuente: Ing. Héctor Terán

La eficiencia del ciclo, Ecu 46, se puede obtener por la figura 26. Donde se emplea la Ecu. 43 de recalentamiento con un adicional que es multiplicar por el porcentaje de masa que se emplea:

$$\eta_{regeneracion} = \frac{W_{turbina\ alta\ p} + W_{turbina\ baja\ p}}{Q_{caldera}} \quad (46)$$

En términos de sus entalpías la eficiencia es:

$$\eta_{recaletamiento} = \frac{[1](h_1 - h_2) + [1-y](h_3 - h_4)}{[1](h_1 - h_7)} \quad (47)$$

2.6. Ciclo de Rankine con regeneración y recalentamiento.

Una diferencia evidente en el ciclo Rankine con regeneración y con recalentamiento está en el incremento del rendimiento de regeneración, puesto que existe una porción o más clara, una cierta

cantidad de fluido a trabajar (fl_{tr}) que se presenta como fluido de desagüe (fl_{dg}) su camino va desde la turbina hasta llegar al calentador o radiador, se utilizará el término *calentador* para mejor comprensión del lector.

Cabe recalcar que no todo funciona a la perfección en este ciclo con las características de regeneración y recalentamiento, ya que los inconvenientes ocurren en la turbina, pero como una medida de contingencia, se ha tomado el incorporar un recalentador, donde fl_{tr} presenta una trayectoria extra, la figura 27 indica la trayectoria.

Entonces, el primer punto de partida está dado por la turbina TA ($turb_{TA}$), esta etapa se caracteriza por tener una presión elevada, luego el fluido continua con su trayecto, sin embargo se podría decir que existe una división, una cantidad es fl_{tr} el mismo que se dirige al recalentador incrementando la temperatura y el resto de cantidad es fl_{dg} que va al calentador. El fl_{tr} pasa por la turbina Tb ($turb_{TB}$) rota y da lugar a la continuación del recorrido hacia el calentador que muestra una baja temperatura. Al encontrarse en la segunda bomba (bom_2) y remite el contenido al calentador.

El calentador ahora será el encargado de almacenar o guardar al fl_{dg} y fl_{tr} , se puede relacionar con un capacitor o una bobina ya que también guardan energía; el paso siguiente es tratar de despachar al fl_{tr} a la caldera para lograr cerrar el sistema con la conexión existe entre la caldera y $turb_{TA}$.

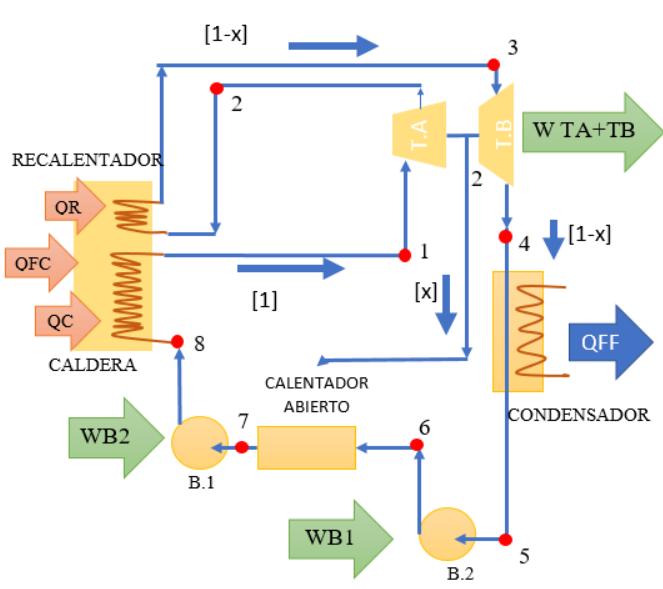


Figura 27. Diagrama ciclo Rankine regeneración y recalentamiento.

Fuente: Ing. Héctor Terán

El desarrollo del rendimiento del ciclo de Rankine con regeneración y recalentamiento se basa en general de la ecuación (47), de igual manera para esta nueva ecuación es necesario guiarse por el diagrama temperatura vs entropía (T-S), véase figura 27.

$$\eta_{rg \ y rc} \approx \frac{W_{turb\ TA} + W_{turb\ TB}}{Q_{caldera}} \quad (48)$$

Donde,

$\eta_{rg \ y rc}$ --> Rendimiento del ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento.

$W_{turb\ TA}$ --> Trabajo realizado por la turbina TA.

$W_{turb\ TB}$ --> Trabajo producido por la turbina TB.

$Q_{caldera}$ --> Calor de la caldera

Para que el rendimiento sea neto o total, se debe considerar el calor que realiza el recalentador; no obstante, vendría a ser el mismo que realiza el calentador, así resulta la ecuación (48), se toma como una cercanía al total.

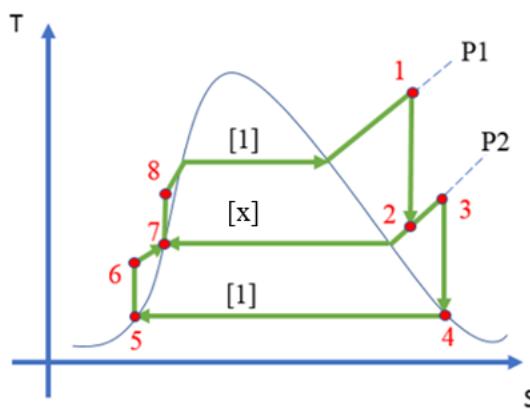


Figura 28. Representación del diagrama T-S del ciclo Rankine

Fuente: Ing. Héctor Terán

Pero el rendimiento también puede verse involucrado con sus entalpías y una buena referencia de ello está indicado en la figura 28 y figura 27, ocurre que se halla una nueva fórmula analógica del rendimiento

$$\eta_{rg \ y rc} = \frac{(h_{in \ turb \ TA} - h_{out \ turb \ TA}) + [(1-x)(h_{in \ turb \ TB} - h_{out \ turb \ TB})]}{(h_{in \ turb \ TA} - h_{out \ bom \ 1}) + [(1-x)(h_{in \ turb \ TB} - h_{in \ calentador})]}$$

Para entender de mejor manera, se puede representar por cada punto del sistema y para ejercicios, luego se considera como una mejor opción representar cada fórmula por cada punto de la siguiente manera:

$$\eta_{rg \ y rc} = \frac{(h_1 - h_2) + [(1-x)(h_3 - h_4)]}{(h_1 - h_8) + [(1-x)(h_3 - h_2)]} \quad (49)$$

La ecuación 49 presenta X solo es un factor multiplicador de cada proceso.

Ejercicio:

1. En la industria Madercome, una maquinaria a vapor de agua presenta ciclo de Rankine con regeneración y recalentamiento. Exhibe 14 atm y 350 ° K, pero la presión alcanza hasta 27 bares, cierta cantidad del fluido es absorbido y entregado al radiador de la máquina, el residuo está en el recalentador a una temperatura 120 ° C, el fluido es extiende a un límite de 0.5 bares de presión. Cuando el inspector procede hacer la revisión respectiva obtiene los siguientes datos señalados en la tabla 1. Para ellos se debe calcular:

- a. Se necesita conocer cuál es la porción de corriente que se absorbió del radiador.

Para el desarrollo del ejercicio se sugiere guiarse por la figura 29.

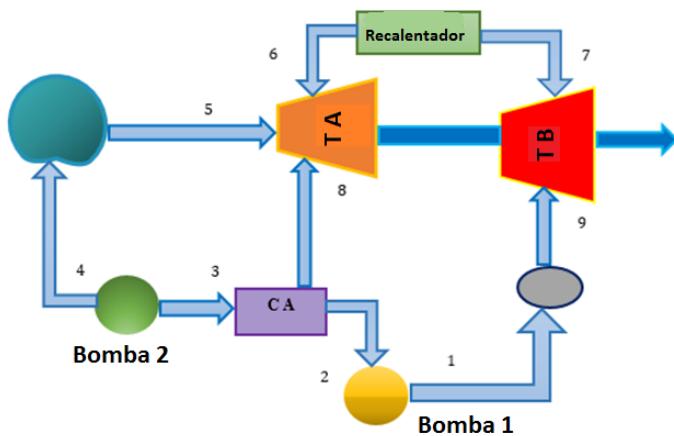


Figura 29. Diagrama ciclo Rankine ejercicio

Fuente: Ing. Héctor Terán

Tabla 1.*Recolección de datos del ejercicio.*

Puntos del ciclo	T [°C]	ρ [bar]	h $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	S $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	V $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
1		0.5	174		0.001
2		10	175		
3		10	763		0.0011
4		120	775		
5	582	120	3608	6.8	
6		10	2778		
7	120	10	3566	7.9	
8		10	2778		
9		0.5	2457		

$$1 \text{ atm} = 1.01325 \text{ bar}$$

$$14 \text{ atm} * \frac{1.01325 \text{ bar}}{1 \text{ atm}} = 14.1855 \text{ bar} \approx 14.2 \text{ bar}$$

$$T \text{ } ^\circ\text{C} = (T \text{ } ^\circ\text{K} - 273)$$

$$T \text{ } ^\circ\text{C} = (855 - 273)$$

$$T \text{ } ^\circ\text{C} = 582 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Punto de equilibrio en el radiador, como ya se mencionó anteriormente que el calentador y radiador es lo mismo. Se puede ver que en cada punto la masa del fluido va a ir cambiando.

$$(h_3)(M_3) = [(h_8)(M_8)] + [(h_2)(M_2)]$$

Pero la masa del fluido que entra a CA es:

$$M_3 = M_8 + M_2$$

$$M_8 = M_3 - M_2$$

$$(h_3)(M_3) = [(h_8)(M_8)] + [(h_2)(M_3 - M_8)]$$

$$(h_3)(M_3) = \frac{[(h_8)(M_8) + (h_2)(M_3) - (h_2)(M_8)]}{M_3}$$

$$h_3 = \frac{(h_8)(M_8)}{m_3} + h_2 \left(\frac{M_3}{M_3} - \frac{M_8}{M_3} \right)$$

$$h_3 = \frac{(h_8)(M_8)}{m_3} + h_2 \left(1 - \frac{M_8}{M_3} \right)$$

$$h_3 = \frac{(h_8)(M_8)}{M_3} + h_2 - \frac{(h_2)(M_8)}{M_3}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{(h_8)(M_8)}{M_3} - \frac{(h_2)(M_8)}{M_3}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{M_8}{M_3} (h_8 - h_2)$$

$$\frac{(h_3 - h_2)}{(h_8 - h_2)} = \frac{M_8}{M_3}$$

$$\frac{M_8}{M_3} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_8 - h_2)} \quad (1)$$

Pero al mismo tiempo la ecuación (1) del ejercicio es igual a

$$c_8 = \frac{M_8}{M_3} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_8 - h_2)} \quad (2)$$

Ahora se debe encontrar cuánto es la h_2 , a través del trabajo desarrollado por $bomb_1$.

$$W_{bomb2} = \Delta h_{1-2}$$

$$W_{bomb2} = (h_2 - h_1)$$

$$h_2 = W_{bomb2} + h_1 \quad (3)$$

W_{bomb2} se puede relacionar con otra fórmula en el punto 1:

$$W_{bomb2} = V_f(\Delta \rho_{1-2})$$

$$W_{bomb2} = V_f(\rho_2 - \rho_1)$$

$$W_{bomb2} = 0.001 \frac{m^3}{kg} (10 - 0.5)bar \left[(1.1)^2 \frac{kj}{(bar)(m^3)} \right]$$

$$W_{bomb2} = 0.011495 \left[\frac{kj}{kg} \right] \approx 0.0115 \left[\frac{kj}{kg} \right]$$

Hay que considerar que se trata de un fluido en especial de un líquido saturado la h_1 debe reemplazarse en la ecuación (3)

Como en la entalpía 1 se calcula asumiendo un líquido saturado se sustituye en (2):

$$h_2 = 0.0115 + 174$$

$$h_2 = 174.0115 \left[\frac{Kj}{kg} \right]$$

El valor calculado se aproxima al valor establecido en la tabla. Solo es una demostración de cómo se debe calcular las entalpías, para los demás cálculos se debe tomar los valores dados en la tabla.

Para encontrar la h_3 y h_8 considere que es un líquido saturado y que el vapor también se encuentra en ese estado, así que deberá reemplazar en la ecuación (2).

$$\frac{M_8}{M_3} = \frac{763 - 175}{2778 - 175}$$

$$c_8 = \frac{M_8}{M_3} = 0.22589 \approx 0.226$$

2.6.2 Ejercicios para resolver:

En una pequeña industria cierta maquinaria lleva en sí un ciclo Rankine regeneración. Un día de inspección un fiscalizador calibra la máquina con carga y se topa que el manómetro mide una presión 528 mmHg y una temperatura de 953 ° K, valores finales de presión 126.5 mmHg.

El calentador actúa a presión de 23 atm. Determinar:

- Convertir los valores con unidades en mmHg, atm y ° K a psi y ° C respectivamente.
- El fiscalizador requiere conocer cuál es el W_{total} , porque la turbina rinde un 56.9%.

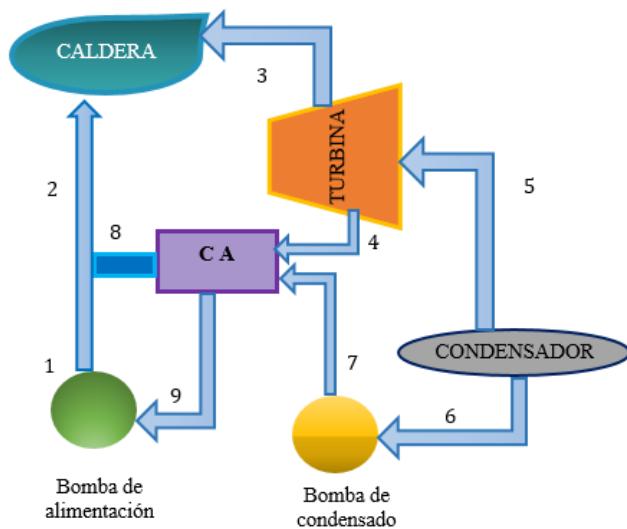


Figura 30. Diagrama ciclo Rankine ejercicio 2.6.2

Fuente: Ing. Héctor Terán

2.7. Ciclo de Rankine supercrítico.

Este tipo de ciclo supercrítico son relativamente útiles pues el fluido con el que trabaja hace que rinda a temperaturas altas sin ninguna falla en el sistema, dando como resultado un mejor rendimiento (Salazar, Lugo, Zamora, Ruiz, & Gonzalez, 2011)

Considera los siguientes parámetros en este tipo de ciclo Rankine.

- La temperatura de intercambio de calor se encuentra en el rango 250 °C o puede ser igual; pero menor a la temperatura de pulverización.
- Caldera presenta un gran incremento en su temperatura.
- Temperatura vaporización es igual a la temperatura de la caldera ($T_v = T_{caldera}$).
- El control del ciclo se da en la presión a trabajar (ρ_w), debe ser elevada.
- Existe gran relación con el ciclo de Rankine con regeneración y recalentamiento, como un plan de contingencia ante fugas.

En el caso de tener esta igualdad de temperaturas dicho en la tercera viñeta, tiene un efecto significativo en el rendimiento, es el restablecimiento o mejoramiento, pero antes debe alcanzar una temperatura elevada ligándose a la primera viñeta de parámetros a considerar.

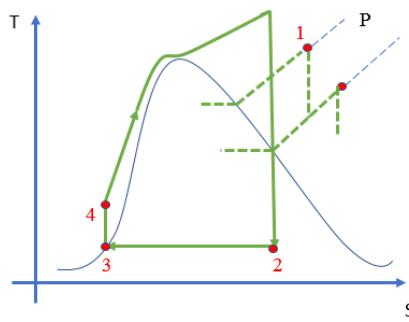


Figura 31. Representación de un diagrama T-S ciclo Rankine supercrítico.

Fuente: Ing. Héctor Terán

2.8. Ciclo de Rankine real (pérdidas).

Estas pérdidas en el ciclo están relacionadas con la parte real del mismo.

Pero a qué se acreda las pérdidas, la causa se da en la bomba, turbina y cañerías del sistema ya que generalmente cada máquina tiene una placa de características de fabricación con valores nominales incluyendo una eficiencia individual.

Se puede hacer énfasis en la expansión del ciclo, pues precisamente ahí es donde se presentan grandes inconvenientes con un rango de porcentaje de [80,90] referidos al rendimiento ocasionando que no llegue todo el fluido a la turbina solo una cierta cantidad medible pero ineficiente.

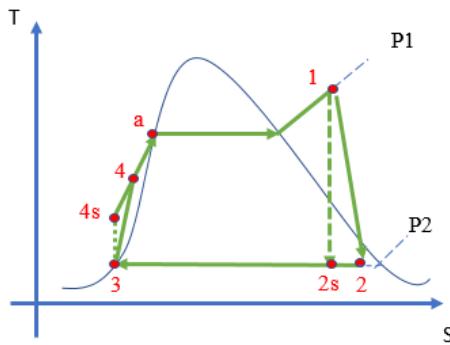


Figura 32. Diagrama T-S ciclo Rankine perdidas.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Antes de pasar a la deducción de la formula hay que aclarar que el trabajo realizado por la bomba ($W_{bom'b's}$) es un proceso isotrópico; valga la redundancia, la entropía no va a variar, véase la figura 32.

$$\eta_{bom'b} = \frac{W_{bom'b's}}{W_{real\ del\ ciclo}} \quad (50)$$

$$\eta_{bom'b} = \frac{h_3 - h_{4's}}{h_3 - h_4}$$

$$\eta_{bom'b}(h_3 - h_4) = h_3 - h_{4's}$$

$$(h_3 - h_4) = \frac{h_3 - h_{4's}}{\eta_{bom'b}}$$

$$h_3 - \frac{h_3 - h_{4's}}{\eta_{bom'b}} = h_4$$

$$h_4 = h_3 - \frac{h_3 - h_{4's}}{\eta_{bom'b}}$$

Donde,

$\eta_{bom'b}$ → Rendimiento de la bomba

$W_{bom'b's}$ → Trabajo que realiza la bomba con $S = \text{cte.}$

$h_{4's}$ → Punto 4 con entropía constante

$W_{real\ del\ ciclo}$ → Trabajo real del ciclo

Ahora se requiere una ecuación que vincule tanto el $W_{real\ del\ ciclo}$ y $W_{bom'b's}$, con el fin de obtener la fórmula del rendimiento de la turbina.

$$\eta_{turb} = \frac{W_{real\ del\ ciclo}}{W_{bom'b's}} \quad (51)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2's}}$$

$$\eta_{turb}(h_1 - h_{2's}) = h_1 - h_2$$

$$h_2 = h_1 - \eta_{turb}(h_1 - h_{2's})$$

La ecuación (51) consta de:

η_{turb} → Rendimiento de la turbina.

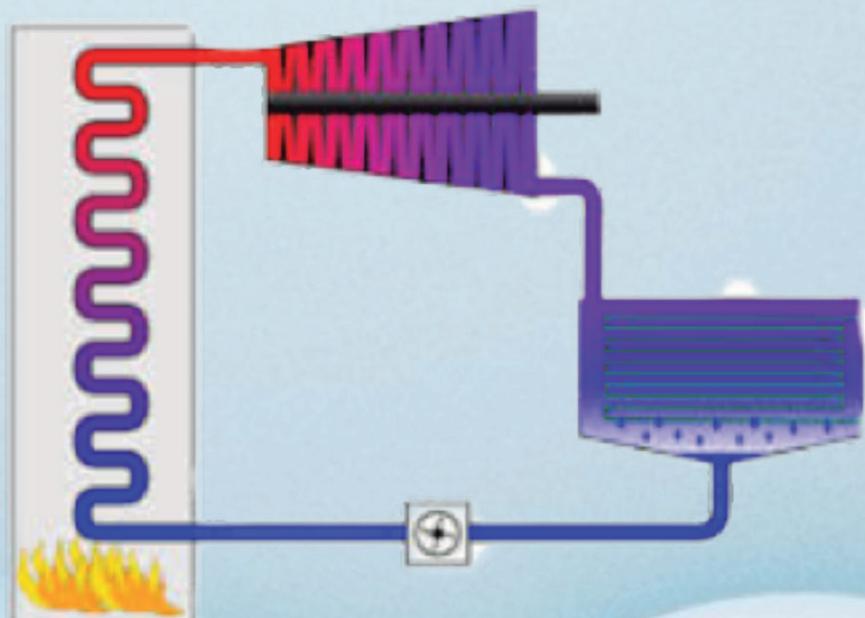
$h_{2's}$ → Punto dos con entropía constante

Ejercicio para resolver:

Una fábrica textil, utiliza maquinarias que operan con ciclo de Rankine real, el gerente de mantenimiento pide se hagan mediciones de verificación de maquinaria. La primera muestra arroja datos del manómetro una presión de 12.566 psi y otra de 2500 psi con temperatura de 1600 ° K realiza un rendimiento del 48.98%. El dueño de la empresa necesita saber el rendimiento que alcanza la maquinaria con su respectiva temperatura de la turbina. ($T_{out\ turb}$)

CAPÍTULO

3



CICLOS DE AIRE

3 CICLOS DE AIRE

3.1. Introducción

Como ya se explicó en el capítulo anterior, una de las clasificaciones del ciclo de potencia son los ciclos de vapor. En el presente capítulo se estudiará otra clasificación de los ciclos de potencia; ahora el fluido necesario para que funcione el ciclo es un gas y este es quien produce un trabajo útil (W_{ut}). (Cengel & Michael, 2011).

3.2. Ciclo de un compresor.

Como su nombre lo indica, comprime a un fluido o directamente al gas del ciclo con el fin de disminuir su volumen. (Real Academia Española, 2014).

Indicadores claves de un compresor:

- Para lograr la compresión del gas se requiere de un trabajo extrínseco (W_{ext}).
- La compresión del gas produce un incremento de su temperatura.
- W_{ext} depende del tipo de compresor que se emplee en un sistema.

La fórmula para obtener el trabajo de compresor (W_{cmp}) se muestra a continuación:

El trabajo en el compresor es el producto entre la masa y la diferencia de entalpías Ecu. (52a), pero si se desea el trabajo por unidad de masa es la diferencia de entalpías Ecu. (52b).

$$W_{cmp} = M(\Delta h_{in-out})$$

$$W_{cmp} = M(h_{out} - h_{in}) \quad [J] \quad (52a)$$

La ecuación (51) está comprendida por:

$W_{cmp} \rightarrow$ Rendimiento del compresor. [J]

$h_{out} \rightarrow$ Entalpía de salida $\left[\frac{J}{kg} \right]$

$h_{in} \rightarrow$ Entalpía de entrada $\left[\frac{J}{kg} \right]$

Pero si se quiere que el trabajo sea por u/m (unidad de masa), se muestra en la ecuación (52b)

$$W_{cmp\ U/M} = h_{out} - h_{in} \left[\frac{J}{kg} \right]$$

$$W_{cmp\ U/m} = \Delta h_{in-out} \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (52b)$$

Este ciclo está compuesto por 4 procesos:

1. Compresión isoentrópica. tramo → 1 a 2
2. Expulsión isoentrópico. tramo → 2 a 3
3. Admisión presión constante. tramo → 4 a 1
4. Expansión isoentrópica. tramo → 3 a 4

Es necesario hacer una comparación del ciclo real e ideal en una representación gráfica del diagrama P vs V, observe la figura 33.

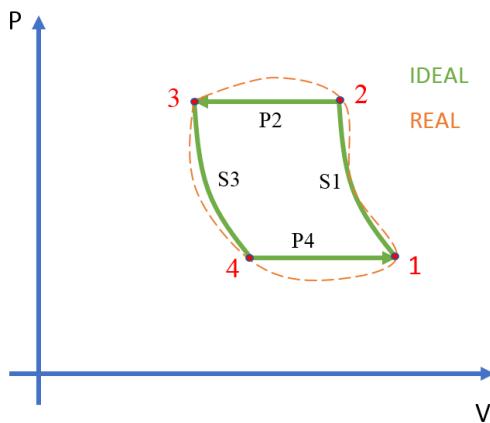


Figura 33. Diagrama P-V del compresor

Fuente: Ing. Héctor Terán

Los tramos que más ejercen función ya que se caracterizan por:

- **tramo → 2 a 3 →** La válvula presenta una fuga del gas.
- **tramo → 4 a 1 →** fin y comienzo del ciclo.

La figura 33 se describe de la siguiente manera:

- Ciclo real del compresor: 
- Presenta perdidas por fricción, intercambio de calor con el medio externo, etc.
- Ciclo ideal del compresor:

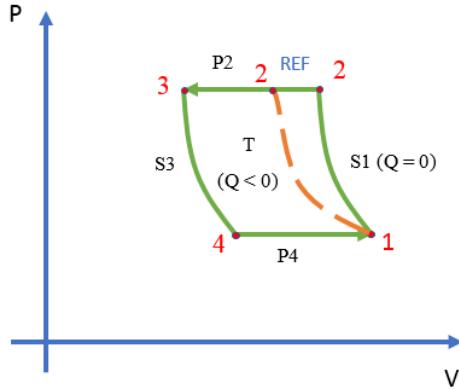


Figura 34. Representación gráfica de P-V del compresor con refrigerante

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 34 indica que sucede cuando al ciclo se le adiciona un refrigerante causando cambios en:

- **Compresión. tramo → 1 a 2 →** el calor existente en este tramo decrece al igual que el trabajo generado.

La viñeta se identifica como la característica principal del efecto que ejerce el refrigerante en el ciclo

Para la deducción de la fórmula para este ciclo se considera la ecuación (52), de igual manera se pondrá ahínco el proceso adiabático, en especial en su capacidad específica a presión constante.

$$C_p = \frac{\Delta h}{\Delta T} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (53)$$

$$\Delta h = C_p \Delta T \quad (54)$$

Reemplazar la ecuación (54) en la ecuación de (52):

$$W_{cmp \text{ con refr}} = C_p (T_2 - T_1) \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (55)$$

De acuerdo con el proceso adiabático la entropía no va a variar en tanto se obtiene una nueva ecuación:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{r-1}{r}} \quad [K] \quad (56)$$

La obtención de la ecuación (56) se explicó en el anterior capítulo. Al sustituir nuevamente la ecuación (56) en la ecuación (55), se consigue el trabajo total que realiza el compresor.

$$W_{cmp \ con \ refr} = C_p \left[(T_1) \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{r-1}{r}} - T_1 \right] \left[\frac{J}{Kg} \right] \quad (57)$$

Al extraer el factor común de la ecuación (57) y reemplazar el valor de C_p , se obtiene la nueva ecuación de trabajo, Ecu. (58):

$$W_{cmp \ con \ refr} = \left(\frac{(r-1)R}{r} \right) (T_1) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right] \quad (58)$$

Al hablar de un ciclo real del compresor con refrigeración, se considera ciertas fallas leves del mismo, pero se puede controlar suministrando al ciclo un par de compresores adicionales con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo. La figura 35 muestra la representación gráfica de la adición del par de compresores.

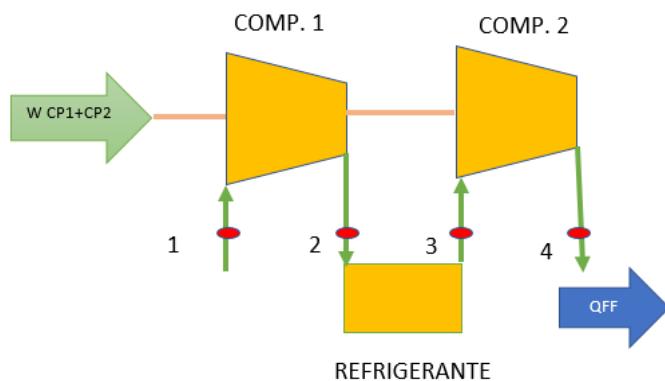


Figura 35. Ciclo de compresor con refrigerante y adición de un par de compresores

Fuente: Ing. Héctor Terán

En la figura 36 se muestra el diagrama P vs V del ciclo real con adición de compresores.

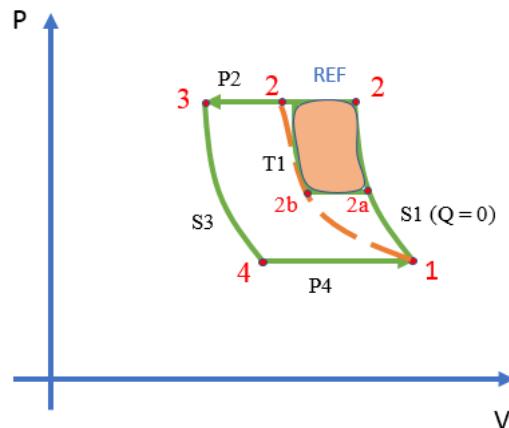


Figura 36. Diagrama P-V de dos compresores con refrigerante

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 37 está definida de la siguiente manera.

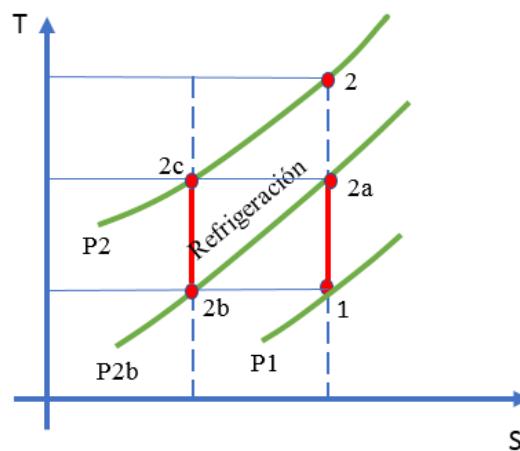


Figura 37. Diagrama T-s de dos compresores con refrigerante

Fuente: Ing. Héctor Terán

- Proceso de compresión **tramo** $\rightarrow 1$ a $2_a \rightarrow W_{cmp\ 1}$.
- Proceso isobárico **tramo** $\rightarrow 2_a$ a $2_b \rightarrow$ temperatura en decremento.
- Proceso isentrópico **tramo** $\rightarrow 2_b$ a $2_c \rightarrow W_{cmp\ 2}$ y a su vez fina con el **tramo** $\rightarrow 1$ a 2_S

El nuevo trabajo del compresor con dos compresores extras es:

(Tome como referencia las etapas de 2b y 2a)

La ecuación (59) vendría a ser la sumatoria de los dos compresores.

$$W_{cmp\ 1+2} = \left(\frac{rR}{(r-1)} \right) (T1) \left[\left(\frac{p_{2a}}{p_1} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right] + \left(\frac{rR}{(r-1)} \right) * (T_{2b}) \left[\left(\frac{p_2}{p_{2b}} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right] \left[\frac{J}{Kg} \right] \quad (59)$$

Además, en un ciclo real las presiones de los puntos 2_a y 2_b son muy diferentes, mientras que en un ciclo ideal establece que las presiones en estos dos puntos son semejantes. Para mejorar el ciclo, es ideal crear una presión que vaya en medio de estos puntos (p_c), siendo la derivada del trabajo sobre la presión, deduciendo la ecuación (60). A partir de ella se puede encontrar la ecuación (60a), al vincular presiones, para después llegar a la ecuación (60b)

$$\frac{dW}{dp_c} = 0 \quad (60)$$

$$p_c = [(p_1)(p_2)]^{\frac{1}{2}} \quad (60a)$$

$$(p_c)(p_d) = (p_1)(p_2) \quad (60b)$$

Sustituir nuevamente la ecuación (60a) en la ecuación (59) y se encuentra el trabajo del compresor referido a la presión existente en medio de las presiones de los puntos 2_a y 2_b que ya se mencionó con anterioridad. Consiguiendo de esta manera la ecuación (61):

$$W_{comp} = \left(\frac{rR}{(r-1)} \right) (T1) \left[\left(\frac{p_c}{p_1} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right] + \left(\frac{rR}{(r-1)} \right) * (T_{2b}) \left[\left(\frac{p_2}{p_c} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right] \left[\frac{J}{Kg} \right] \quad (61)$$

Según la representación gráfica de la figura 38., de un diagrama T vs S, indica isotrópicamente cómo se comporta el rendimiento del dispositivo a tratar en esta parte del capítulo 3 ($\eta_{cmp's}$).

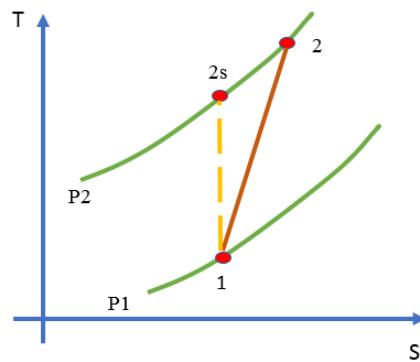


Figura 38. Diagrama T-s S proceso del compresor 1-2

Fuente: Ing. Héctor Terán

De acuerdo con la figura 38. El trabajo del compresor también puede ser calculado mediante las entalpías. Hay que recordar que mediante la figura se nota claramente que $h_2 \neq h_1$, aclarado eso se presenta la ecuación (64), usando la ecuación (52) y al cambiar las variables de una entalpía a entropía constante del punto 2, entonces sería una ecuación (39a).

$$W_{cmp's} = h_{2s} - h_1 \quad \left[\frac{J}{Kg} \right] \quad (52)$$

$$\eta_{cmp's} = \frac{W_{cmp's}}{W_{real \ del \ cmp}}$$

$$\eta_{cmp's} = \frac{h_{2s} - h_1}{W_{real \ del \ cmp}}$$

$$\eta_{cmp's} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (62)$$

En caso de ser un estudiante de carreras universitarias técnicas es importante saber que el tipo de compresor que usa pistones mostrados en la figura 39, tiene una amplia aplicación para la materia de Refrigeración.



Figura 39. Compresor frigorífico hermético de pistón. Por (Direct Industriy, 2018).

Ejercicio.

Una máquina con ayuda de un compresor que pertenece al grupo de movimiento alternativo, el sistema del compresor presenta un 13% de espacio muerto, valor específico del aire usado por el compresor es de $5.012 \text{ m}^3/\text{min}$, con una presión 45600 Pa en condiciones de admisión a temperatura de 45.5°C . Esta máquina también tiene una presión de descarga a 25670 Pa , el compresor opera con eficiencia de 78.53%, se necesita conocer cuál es la potencia de la máquina.

Datos:

$$V_1 = 5.012 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$p_1 = 45600 \text{ Pa} \rightarrow \text{absolutos}$$

$$T_1 = 45.5 + 273$$

$$T_1 = 318.5 \text{ K}$$

$$p_2 = 25670 \text{ Pa} \rightarrow \text{absolutos}$$

$$\eta_{adiabática} = 78.53\%$$

$$c_p = 1.0062 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$$

$$K = 1.4$$

$$r = 0.287 \frac{kJ}{kg * K}$$

Solución:

La potencia del motor se puede calcular con la primera ley de termodinámica en base al concepto de eficiencia adiabática:

La eficiencia es:

$$\eta_{adiabática} = \frac{W_{isentrópico}}{W_{real}}$$

$$W_{real} = \frac{W_{isentrópico}}{\eta_{adiabática}}$$

El trabajo isoentrópico ideal se puede calcular con la primera ley de la termodinámica:

$$W_{real} = \frac{M * C_p * (T_2 - T_1)}{\eta_{adiabática}}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{r-1}{r}}$$

$$T_2 = 318.5 K \left(\frac{25670 Pa}{45600 Pa} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_2 = 270.3 K$$

La ecuación de la masa de acuerdo a un gas ideal

$$M = \frac{P_1 * V_1}{R * T_1 * 60}$$

$$m = 41.67 \frac{kg}{seg}$$

El valor de la masa se reemplaza en el trabajo isentrópico

$$Wi = 9.16 \text{ KW}$$

$$W_{isentrópico} = M * C_p * (T_2 - T_1)$$

$$W_{isentrópico} = 41.67 * 1.0062 * (270.3 - 318.5)$$

$$W_{isentrópico} = 41.67 * 1.0062 * (270.3 - 318.5)$$

$$W_{isentrópico} = 2020.946 \text{ W}$$

$$W_{real} = \frac{W_{isentropico}}{\eta_{adiabatico}}$$

$$W_{real} = 2573.47 \text{ W}$$

Se pueden comprobar los resultados al emplear la fórmula de trabajo de compresión isentrópico.

$$W_{isentropico} = \frac{r * p_1 * V_1}{60 * (r - 1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right]$$

$$W_{isentropico} = 2018.44 \text{ W}$$

la potencia del motor es:

$$W_{real} = \frac{W_{isentropico}}{\eta_{adiabatico}}$$

$$Wr = 2570.29 \text{ W}$$

Ejercicios para resolver:

En un sistema termodinámico, el compresor perteneciente al mismo que opera con un fluido (aire) con valor de $0.57 \frac{g}{min}$ con una presión de 58 psi la temperatura entrante al compresor es de 89°F . calcule:

El trabajo que produce el compresor ya que este rinde un 57.99%.

3.3. Ciclo de aire estándar.

Los ciclos de aire estándar son parte de los ciclos de potencia, estos a diferencia de los ciclos de vapor trabajan con un fluido de trabajo en estado gaseoso sin cambio de fase, este fluido circula por un sistema denominado máquina para aprovechar su potencial. (Guanipa, 2009)

Conceptos termodinámicos importantes:

Capacidad calorífica a presión constante (C_p) es el valor cuantitativo requerido para elevar un grado de temperatura a una presión constante.

$$C_p = 0,24 \left[\frac{BTU}{Lbm \cdot R} \right] = 1,005 \left[\frac{kJ}{Kg \cdot K} \right] \quad (63)$$

Capacidad calorífica a volumen constante (C_v) es el valor de calor requerido para elevar un grado la temperatura a volumen constante.

$$C_v = 0,17 \left[\frac{BTU}{Lbm \cdot R} \right] = 0.718 \left[\frac{kJ}{Kg \cdot K} \right] \quad (64)$$

Relación de capacidad calorífica (k) Ecu. (65)

$$K = \frac{C_p}{C_v} = 1,4 \quad (65)$$

Relaciones de entropía en gases ideales.

El diferencial de la entropía de un gas ideal es:

$$ds = cv \frac{dT}{T} + R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \quad (66)$$

Si se sustituye $dh = cp \, dT$ y $v = \frac{R*T}{p}$, se obtiene:

$$s_2 - s_1 = \int_a^b C_p(T) * \frac{dT}{T} - R * \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (67)$$

A una capacidad calorífica para presión Ecu (68) y volumen Ecu (69) constante se procede a integrar la Ecu. (67).

$$C_p \text{ promedio} \quad s_2 - s_1 = C_p, \text{prom} * \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R * \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (68)$$

$$Cv \text{ promedio} \quad s2 - s1 = Cv, \text{prom} * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R * \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (69)$$

Se operan las Ecu. (68) y (69) por unidad de mol.

$$\overline{s_2} - \overline{s_1} = \overline{Cv}, \text{prom} * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + Ru * \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (70)$$

$$\overline{s_2} - \overline{s_1} = \overline{Cp}, \text{prom} * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - Ru * \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (71)$$

Para una capacidad volumétrica constante:

$$s2 - s1 = Cv, \text{prom} * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R * \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (69)$$

Si se despeja $\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$ de Ecu. (68).

$$\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = -\frac{R}{Cv} * \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (72)$$

Al operar la Ecu. (72) por ley de logaritmos

$$\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \ln\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\frac{R}{Cv}} \quad (73)$$

Ahora para encontrar un equivalente a $\frac{R}{Cv}$ se opera por calores específicos.

$$R = Cp - Cv \quad (74)$$

Operando Ecu. (65) y (74)

$$\frac{R}{Cv} = k - 1 \quad (75)$$

Reemplazo Ecu. (76) en (73) y por entropía constante:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1} \quad (76)$$

Para capacidad a presión constante:

$$Cp \text{ promedio} \quad s2 - s1 = Cp, \text{prom} * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R * \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (68)$$

Si se despeja $\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{S=CTE}$ con un proceso análogo a capacidad volumétrica constante se tiene:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{k}} \quad (77)$$

Al relacionar las ecuaciones (76) Y (78) se tiene:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^K \quad (78)$$

Resumen de las combinaciones isoentrópicas:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1} \quad (76)$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{k}} \quad (77)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^K \quad (78)$$

Máquina reciprocaseante.

Mecanismo simple que comprende un conjunto de cilindro y pistón que produce trabajo por una combustión del aire dentro del cilindro. (Sánchez J., 2009).

La máquina reciprocaseante aparte de su conjunto cilindro pistón consta de dos válvulas similar al motor de un automóvil. Para el estudio y compresión de se detallan los conceptos y partes de la máquina reciprocaseante representada en la Figura 40.

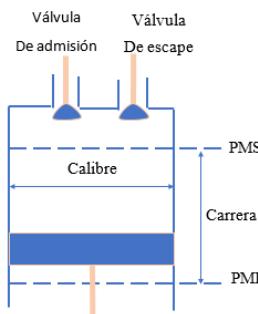


Figura 40. Máquina reciprocaseante y sus partes.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Donde:

Punto Muerto Superior (PMS): es al punto superior máximo al que llega el pistón dentro del cilindro.

Punto Muerto Inferior (PMI): es al punto inferior máximo al que llega el pistón dentro del cilindro.

Volumen mínimo: es el espacio entre el pistón en su PMS y el tope del cilindro.

Volumen máximo: es el espacio que ocupara el fluido cuando el pistón se encuentra en su PMI.

Carrera o cilindrada: valor medido desde el PMS al PMI. Representada en la Ecu. (80).

$$\text{Cilindrada} = V_1 - V_2 \quad [\text{Bar}] \quad (80)$$

Relación de compresión o relación de corte (r): representa la capacidad del espacio de la cámara útil del cilindro. Representada en la Ecu. (81).

$$\text{Relacion de compresion: } r_{comp} = \frac{V_1}{v_2} \quad (81)$$

Porcentaje de volumen muerto: espacio volumétrico que no genera un trabajo útil. Representado Ecu. (82).

$$\text{Porcentaje de volumen muerto: } c = \frac{V_2}{\text{CILINDRADA}} = \frac{V_2}{V_1 - V_2} \quad (82)$$

Presión media efectiva: presión empleada para generar trabajo.

$$\text{Presion media efectiva: } PME = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2} \quad [\text{Bar}] \quad (83)$$

Para el estudio del ciclo de aire estándar se presentan los diagramas T-s y P-v en las Figuras 41 y 42 respectivamente.

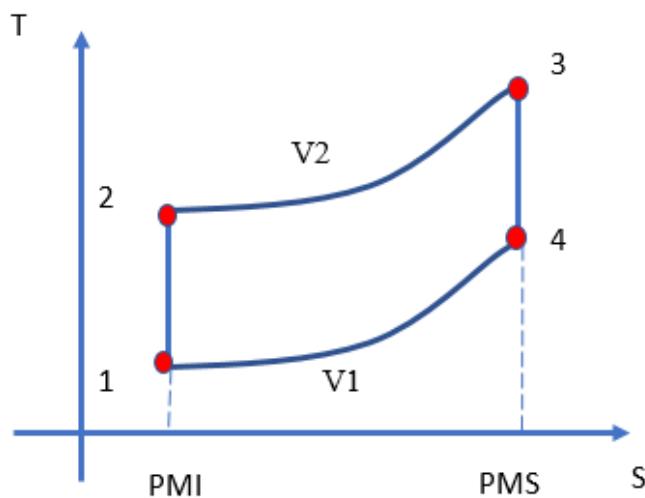
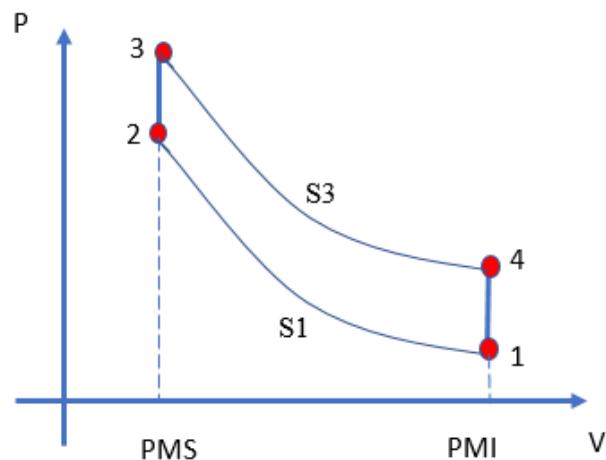


Figura 41. Diagrama T-s ciclo aire estándar



Fuente: Ing. Héctor Terán

Figura 42. Diagrama P-v ciclo aire estándar

Fuente: Ing. Héctor Terán

En la figura 41 se identifican dos procesos isoentrópicos en los puntos 1-2 y 3-4, mientras que en la figura 42 se identifican dos procesos isobáricos en los puntos 2-3 y 4-1, completando el ciclo.

Ejercicio:

Se presenta una máquina reciprocatante la cual tiene un $r_{comp} = 13$. Las condiciones en el PMI son: 18 °C, 0,85 bar y 3,6 litros. Si el calor suministrado es 5,50 KJ, este es repartido 1/3 a volumen constante y el sobrante a presión constante. Determinar:

- La temperatura a una presión constante antes de proveer calor, la presión al final.
- La temperatura después de proveer el calor.

Datos:

$$r_{comp} = \frac{v_1}{v_2} = 13$$

$$P_1 = 0.85 \text{ bar}$$

$$Q \text{ Total} = 5.5 \text{ KJ}$$

$$v_1 = 3.6 \text{ litros} = 0.0036 \text{ m}^3$$

$$T_1 = 18^\circ\text{C} + 273 = 291 \text{ K}$$

Solución:

Para presión constante

$$P_1 * v_1 = R * T_1$$

$$v_1 = \frac{R * T}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{0.0024 \frac{\text{bar} * \text{m}^3}{\text{Kg} * \text{K}} * 291 \text{ K}}{0.85 \text{ bar}}$$

$$v_1 = 0.8216 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Para determinar la temperatura se emplea la fórmula de combinación isoentrópica.

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{S=CTE} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1}$$

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1}$$

$$T_2 = 291 K(13)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 811.839 K$$

Para el volumen específico se aplica la fórmula de relación de compresión

$$rcomp = \frac{v_1}{v_2}$$

$$13 = \frac{0.8216 \frac{m^3}{Kg}}{v2}$$

$$v2 = 0.0632 \frac{m^3}{Kg}$$

La presión en el punto 2

$$p_1 * v_1^k = p_2 * v_2^k$$

$$p_2 = p1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k$$

$$p_2 = 0.85(13)^{1.4}$$

$$p_2 = 30.8275 bar.$$

Con el suministro de calor en el punto 3

$$qsum\ 2 - 3 = Cv (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \frac{qsum\ 2 - 3}{Cv} + T2\ (1)$$

$$qsum = \frac{Qh}{m} \quad (2)$$

Para la masa:

$$m = \frac{V}{V1}$$

$$m = \frac{0.0036 m^3}{0.8216 m^3/Kg}$$

$$m = 0.00438 kg$$

Si se reemplaza m en (2)

$$qsum = \frac{5.50 Kj}{0.00438 Kg}$$

$$qsum = 1255.70 \frac{Kj}{Kg}$$

Para el análisis de un tercio a volumen constante

$$\frac{qsum}{3} = 418.56 \frac{Kj}{Kg}$$

Temperatura antes de suministrar el calor.

$$T_3 = \frac{418.56 \frac{Kj}{Kg}}{0.718 \frac{Kj}{Kg * K}} + 811.83 K$$

Para la presión en 3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}$$

$$p_3 = \frac{1255.7 k}{811.83 k} * 30.82 bar$$

$$p_3 = 47.67 bar$$

La temperatura después.

$$qsum 3 - 4 = Cp(T_4 - T_3)$$

$$T_4 = \frac{837.12 \frac{KJ}{Kg}}{1.005 \frac{KJ}{Kg} * K}$$

$$T_4 = 832.955 \text{ } K$$

La presión es:

$$p_4 = 47.67 \text{ bar}$$

Ejercicio para resolver.

Un compresor con ciclo de aire estándar es revisado por un técnico para su aprobación. Los datos que recolecta el técnico son una relación de compresión de 18, un calor de suministro de $1230 \frac{KJ}{Kg}$, del cual se emplea 70% a presión constante y el resto a volumen constante, en la compresión se midió una temperatura de 124 °F y una presión de 23.4 PSI. Determine

- Presiones y temperaturas del ciclo en grados centígrados y pascales.
- Rendimiento térmico
- Presión media en pascales

3.4. Ciclo de aire Carnot

Según (Sánchez, 2016) El ciclo Carnot es un proceso cíclico reversible, es el ciclo en donde se puede encontrar el máximo rendimiento que existe entre la fuente de energía térmica y una carga. El ciclo Carnot consta de dos transformaciones isotérmicas y dos adiabáticas, al ser procesos reversibles cada una de ellas trabajará a compresión y expansión tal y como se muestra en la figura 43.

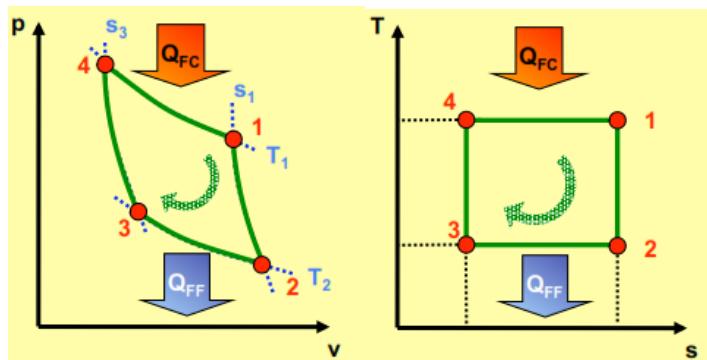


Figura 43. Diagrama P-V y T-S del ciclo Carnot. Por: F.D. Fernández. (2015)

La figura 43 muestra el comportamiento de los procesos térmicos del ciclo Carnot en un diagrama Presión vs. Volumen y Temperatura vs. Entropía, cada proceso sobrelleva un comportamiento que indica los cambios que sufre al pasar de un proceso a otro.

Los procesos inmersos en el ciclo Carnot son los siguientes:

Expansión isotérmica (**4 → 1**)

Como se puede observar, se denomina expansión isotérmica debido a que el valor del volumen se eleva y el valor de la temperatura permanece constante. En este punto se debe recalcar que existe la máxima absorción de calor para después convertirla en trabajo.

En este proceso se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$P_B V_B = nRT \quad (84)$$

Ecuación para la variación de la energía interna.

$$\Delta U_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (85)$$

Debido a que se trata de un sistema termodinámico cerrado se tiene:

$$W = P \int_{V_1}^{V_2} dV \quad (86)$$

Se despeja la presión de la ecuación (84):

$$P = \frac{nRT}{V} \quad (87)$$

Si se reemplaza (87) en (86) se obtiene el valor del trabajo en el primer proceso

$$W_{4 \rightarrow 1} = \frac{nRT}{V} \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (88)$$

Por definición de isotérmica el calor el proceso será el mismo al valor del trabajo:

$$Q_{4 \rightarrow 1} = W_{4 \rightarrow 1} \quad (89)$$

Expansión adiabática (1 → 2)

Se tiene la ecuación del estado adiabático:

$$PV^\gamma = cte = k \quad (90)$$

Donde: $\gamma = \frac{C_P}{C_V}$ } es la relación de calores específicos del gas

Donde los valores de C_P y C_V dependerá del tipo de gas con el que se está trabajando.

Tabla 2.

Valores de la relación de calores específicos dependiendo el tipo de gas

Valores de los calores específicos		
$R = 8,314 \frac{J}{mol \cdot K} = 0,082 \frac{atm \cdot lt}{mol \cdot K} = 1.978 \frac{cal}{mol \cdot K}$		
Monoatómicos	$C_V = \frac{3}{2}R$	$C_P = \frac{5}{2}R$
Diatómicos	$C_V = \frac{5}{2}R$	$C_P = \frac{7}{2}R$
Para gases ideales siempre $R = C_P - C_V$		

Fuente: (Sanchez, 2017)

Compresión Isotérmica (2 → 3)

Se denomina compresión isotérmica debido a que el valor de volumen está disminuyendo con respecto al punto (2) del diagrama Presión vs. Volumen. En este punto existe El desprendimiento de calor del sistema a un punto más frío.

El valor del trabajo es idéntico al del primer proceso excepto que el signo del calor es negativo por consecuencia del desprendimiento del mismo.

$$W_{2 \rightarrow 3} = -Q_{2 \rightarrow 3}$$

Compresión Adiabática. (3 → 4)

Al momento de que se termina el ciclo se puede obtener al rendimiento a partir de la ecuación del trabajo en la termodinámica.

$$W = Q_{FC} - Q_{FF} \quad (91)$$

La ecuación del rendimiento generalizada es.

$$\eta = \frac{W}{Q_{FC}} \quad (92)$$

(91) en (92)

$$\eta = \frac{Q_{FC} - Q_{FF}}{Q_{FC}}$$

Ecuación del rendimiento en un ciclo Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FC}} \quad (93)$$

3.4.1 Ejercicios Resueltos

1. Un gas: Una máquina térmica que estructuralmente posea un gas diatómico (que posee más de una molécula en su estructura), $C_V = 5R/2$, es descrito como un ciclo de Carnot como se muestra en la figura 52. Las transformaciones A-B y C-D son isotermales y las transformaciones B-C y D-A son adiabáticas.

Hallar el valor de la temperatura, presión, y volumen de cada uno de los puntos mostrados en la figura, el ejercicio se resolverá a partir de los datos suministrados en la Figura 44.

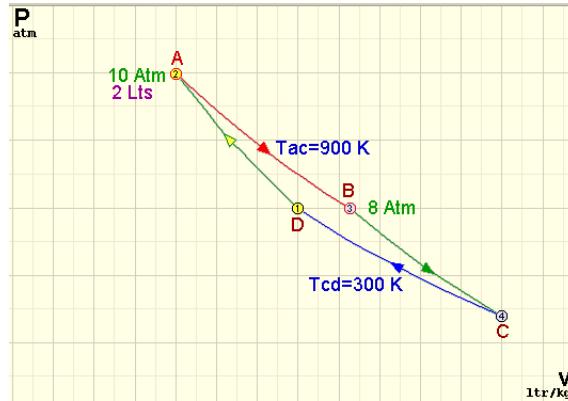


Figura 44. Imagen de ejercicio del ciclo Carnot

Fuente: Ing. Héctor Terán

DATOS

Solución:

$$cp = cv + R = \frac{5}{2}R = \frac{7}{2}R$$

$$\gamma = \frac{cp}{cv} = \frac{7}{5}$$

$$pV = nRT$$

$$nR = \frac{10 * 2}{900} = \frac{2}{85}$$

A → B isotérmica

$$V_B = \frac{10 * 2}{8} = 2.5 \text{ Lts.}$$

$$T_A = T_B = 900 \text{ K}$$

B → C adiabática

$$T_B * V_B^{\gamma-1} = T_C * V_C^{\gamma-1}$$

$$900 * 2.5^{2/5} = 300 * V_C^{2/5}$$

$$V_C = 38.97 \text{ Lts.}$$

$$P_C * V_C = nRT_c$$

$$P_C = \frac{\frac{2}{85}(300)}{38.97} = 0.18 \text{ Atm.}$$

C → D isoterma

$$T_c = T_D = 300 \text{ K}$$

A → D adiabática

$$T_A * V_A^{\gamma-1} = T_D * V_D^{\gamma-1}$$

$$900 * 2.5^{2/5} = 300 * V_C^{2/5}$$

$$V_D = 38.97 \text{ Lts}$$

$$P_D * V_D = nRT_D$$

$$P_D * 38.97 = \frac{2}{85}(300)$$

$$P_D = 0.19 \text{ Atm.}$$

3.5. Ciclo Otto

Nikolaus A. Otto en 1876 en Alemania, construyó una máquina térmica de cuatro tiempos ubicada dentro de un cilindro sellado térmicamente, el cigüeñal que transmite el movimiento circular recorrerá dos revoluciones por cada ciclo.

Este es el ciclo que se usa en los automóviles, precisamente motores de combustión interna, esta máquina es encendida por una chispa provocada por la bujía.

Al inflamarse la fluido aire-combustible se produce la expansión de la mezcla en el mismo sitio eliminando así la transferencia de calor, esto se debe a que la cámara de combustión y de expansión están ubicados en el mismo lugar. Esto resulta perjudicial para el rendimiento de las máquinas de potencia gas-aire. Se toma en cuenta que en una primera aproximación teórica todo el calor que se porta se lo hace a volumen constante (Cengel Y., 2009).

3.5.1 Ciclo Otto ideal de cuatro tiempos.

El ciclo Otto describe dos procesos termodinámicos importantes, dos adiabáticos (4-1 y 2-3) y dos isocóricos (1-2 y 3-4) como se indica en la figura 45.

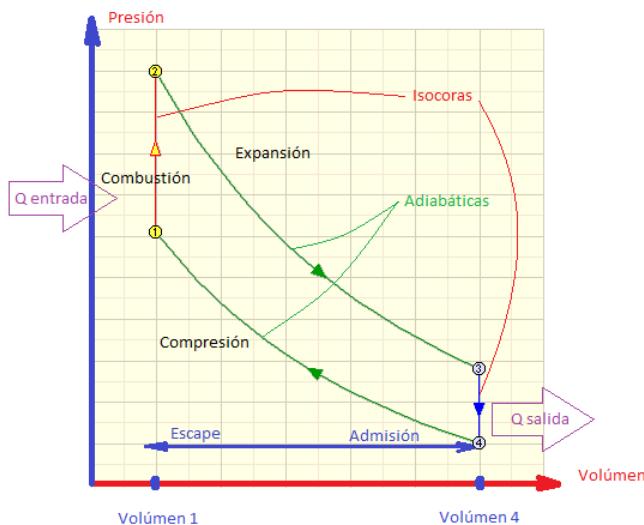


Figura 45. Diagrama P-V ciclo Otto ideal

Fuente: Ing. Héctor Terán

Al comenzar el ciclo del motor de combustión interna tanto la válvula de admisión está abierta mientras la válvula de escape está cerrada, y el pistón se encuentra en su posición más alta, punto muerto superior (PMS).

Tiempo de admisión

Durante la carrera de admisión, ingresa la mezcla aire - combustible hacia la cámara de combustión por el vacío provocado por el émbolo o pistón mientras se desplaza a su posición más baja, punto muerto inferior (PMI), girando el cigüeñal 180° como se indica en la figura 46.

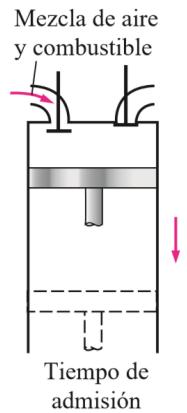


Figura 46. Tiempo de admisión

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, “Termodinámica”, cuarta edición.

Tiempo de compresión (4-1)

Durante la carrera de compresión las válvulas de admisión y compresión permanecen cerradas mientras el pistón se desplaza hacia el punto más alto (PMI), comprimiendo la mezcla aire- combustible, reduciendo así el volumen del cilindro, aumentando la presión y la temperatura de la mezcla, como se indica en la figura 47. El cigüeñal ha girado otros 180° .

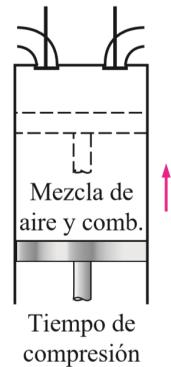


Figura 47. Tiempo de compresión

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, “Termodinámica”, cuarta edición.

Tiempo de combustión (1-2)

En la combustión, la bujía producirá una chispa (calor de entrada) que provocará que la mezcla aire combustible se inflame empujando así al pistón hacia el PMI, lo que causa que el cigüeñal gire contra su voluntad. Se denomina también como tiempo de salida de trabajo útil.

En este tiempo la presión y temperatura, mientras el volumen permanece constante, lo que lo convierte en un proceso isocórico. Al final de esta carrera el pistón estará ya ubicado en el PMI llenando el cilindro de con los productos de la combustión de la mezcla aire – combustible. Figura 48

El cigüeñal ha girado otros 180°

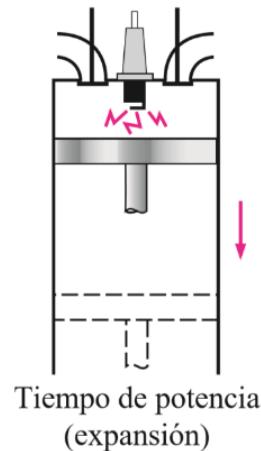


Figura 48. Tiempo de potencia (expansión)

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, “Termodinámica”, cuarta edición.

Tiempo de enfriamiento isocórico (3-4)

Este proceso es instantáneo, los gases resultantes de la mezcla se enfrian en milésimas de segundos al mantenerse abierta la válvula de escape, liberando así el calor producido en el ciclo.

Tiempo de escape

Se abre la válvula de escape mientras el pistón se dirige desde el PMI hacia el PMS liberando los gases producto de la combustión aire- combustible y el calor producido en el ciclo, el cigüeñal ha girado otros 180° y así 2 revoluciones. Figura 49

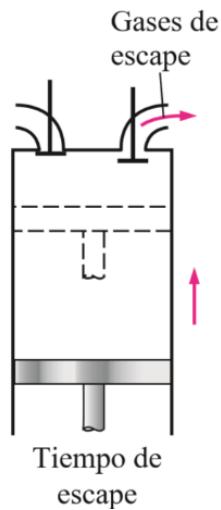


Figura 49. Tiempo de escape

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Para realizar el análisis termodinámico de cada ciclo supondremos que el fluido estará compuesto de un gas ideal. El ciclo resultante presentara condiciones parecidas al ciclo Otto ideal, el cual se compone de cuatro tiempos reversibles internamente, figura 45

- 4-1 Compresión isoentrópica
- 1-2 Adición de calor a volumen constante
- 2-3 Expansión isoentrópica
- 3-4 Rechazo de calor a volumen constante

El ciclo de potencia Otto se desarrolla en un sistema totalmente cerrado y despreciando las energías cinética y potencial.

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (\text{entrada} - \text{salida}) = \Delta u \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (94)$$

La ecuación 94 indica que en los ciclos de transferencia de calor a volumen constante no se ve involucrado el trabajo, por lo tanto, la transferencia de calor del fluido de trabajo puede expresarse según las ecuaciones.

$$q_{\text{entrada}} = 2 - 1 = C_v(T_2 - T_3) \quad (95)$$

$$q_{salida} = 3 - 4 = C_v(T_2 - T_3) \quad (96)$$

La eficiencia térmica del ciclo Otto ideal para el aire frio está dada por la ecuación 97

$$\begin{aligned}\eta_{ter} &= \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \\ \eta_{ter} &= 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \\ \eta_{ter} &= 1 - \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} \\ \eta_{ter} &= 1 - \frac{T_4(T_2/T_4 - 1)}{T_1(T_2/T_1 - 1)}\end{aligned}\quad (97)$$

Los procesos 4-1 y 2-3 son isentrópicos por lo cual se puede deducir que $V_1 = V_2$ y que $V_4 = V_3$. Por lo tanto.

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_4}\right)^{K-1} = \left(\frac{V_2}{V_3}\right)^{K-1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (98)$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica se obtiene la ecuación 99.

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \quad (99)$$

En donde r es la relación de compresión, k es la relación de calores específicos $\frac{C_p}{C_v}$, V_1 es el volumen de la cámara de combustión y V_2 es el volumen del cilindro o contenedor. Además, el V_{max} es el volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI (volumen de desplazamiento). Y el volumen formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS es mínimo y se denomina volumen de espacio libre.

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (100)$$

Que corresponden a los valores de la relación de compresión, ubicados entre

$$7.5 \leq r \leq 9.5$$

Si los valores que tomase r fueran menores a 7.5 la mezcla aire- combustible no se combustionaría y si de otra manera el valor de r es superior a los 9.5 la mezcla se auto encendería, provocando que el desempeño de máquina se reduzca notablemente, incluso provocando daños al equipo (Cengel & Michael, 2011).

La ecuación 99 significa que la eficiencia térmica de un ciclo Otto ideal depende de la relación de compresión que posea la máquina y de la relación de calores específicos del fluido con el que se trabaje, además, la eficiencia térmica del ciclo Otto es directamente proporcional a la relación de compresión y a la relación de calores específicos.

La eficiencia térmica vs relación de compresión y tomando en cuenta que la relación de calores específicos de aire a temperatura ambiente es de $k=1.4$, se muestra en la figura 50, esto evidencia que mientras más alta sea la relación de compresión también lo será la eficiencia térmica del ciclo Otto. La eficiencia térmica para una relación de compresión dada será menor para una máquina real de encendido por chispa, mientras que en la de un ciclo Otto ideal será mayor debido a que este ciclo presenta irreversibilidades como la fricción y la combustión incompleta de la mezcla aire – combustible considerada en este caso como un gas ideal.

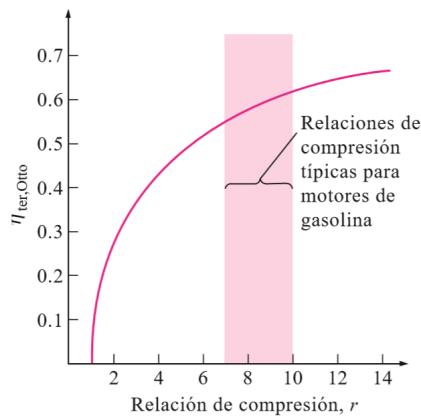


Figura 50. Relación de compresión Por: Yunus Cengel y Michael Boles, (s. f)

La relación de calores específico puede también afectar la eficiencia térmica de un ciclo Otto como se indica en la figura 50, mientras más alta sea la relación de calores específicos del fluido de trabajo también lo será la eficiencia del motor Otto.

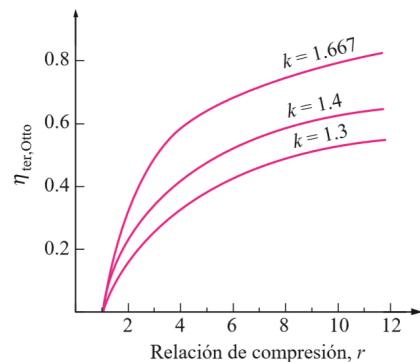


Figura 51. Relación de compresión vs eficiencia. Por: Yunus Cengel y Michael Boles, (s. f)

A continuación, se muestran algunos valores de relación de calores específicos para algunos fluidos más utilizados.

Tabla 3.

Calores específicos de fluidos más usados

Fluido	Relación de calor específico k
Argón o Helio	1.667
Aire	1.4
Dióxido de carbono	1.3
Etano	1.2

Los ciclos de reales mantienen eficiencias térmicas bajas debido a que la relación de calores específicos se ve afectada con la temperatura y es por eso que la relación de calores específicos en las máquinas reales de encendido por chispa se mantiene entre 25 a 30 por ciento.

La presión media efectiva (PME) es una presión ficticia la cual se supone que, si actuara sobre el émbolo durante la carrera de potencia, esta produciría la misma cantidad de trabajo neto realizado durante el ciclo real.

$$W_{neto} = PME * area\ del\ embolo * carrera$$

$$W_{neto} = PME * \text{volumen de desplazamiento}$$

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}} \quad [Kpa] \quad (101)$$

3.5.2 Ejercicios Resueltos

1. La relación de compresión de un motor de combustión interna es de 8, si se sabe que en el proceso de compresión la relación de compresión es de 100 KPa a una temperatura de 17 °C y que el valor de calor transferido es de 800 KJ/Kg en el proceso de adición. Hallar, a) el trabajo neto que genera el ciclo, b) la eficiencia térmica de la máquina, y c) la presión media efectiva del ciclo. Figura 52 (Cengel & Michael, 2011).

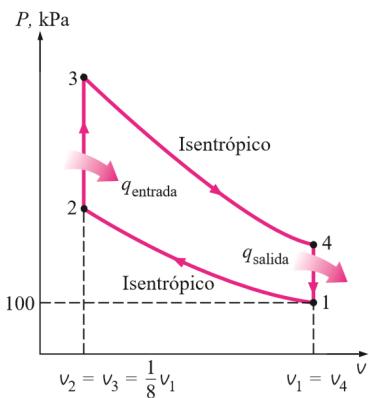


Figura 52. Ejercicio propuesto Por: Yunus Cengel y Michael Boles, (s. f)

Solución.

Se determinará primero la temperatura y presión del aire al final del proceso de compresión isoentrópica (punto 2). Según la tabla 6.

$$T_1 = 17^\circ C$$

$$T_1 = (17 + 273)^\circ K = 290^\circ K$$

$$\text{Para } T_1 = 290^\circ K \rightarrow u_1 = 206.91 \text{ [KJ/Kg]}$$

$$\rightarrow v_{r1} = 676.1$$

2-3 Adición de calor a volumen constante

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r}$$

$$v_2 = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{678.1}{8}$$

$$v_2 = 84.51$$

Para $v_2 = 84.51$ y mediante interpolación lineal se obtiene que:

$$\rightarrow T_2 = 652.4 [^{\circ}K]$$

$$\rightarrow u_2 = 475.11 [KJ / Kg]$$

Para hallar la presión en el punto 2 se utiliza la ecuación general de los gases ideales.

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_1 V_1}{T_1}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{V_1}{V_2} \right)$$

$$P_2 = 100 [Kpa] \left(\frac{652.4 ^{\circ}K}{290 ^{\circ}K} \right) (8)$$

$$P_2 = 1799.7 Kpa$$

Proceso 2-3, adición de calor a volumen constante:

$$q_{entrada} = u_3 - u_2$$

$$800 [KJ/Kg] = u_3 - u_2$$

$$q_{entrada} = u_3 - 475.11 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$u_3 = 1275.11 [KJ/Kg]$$

De igual forma al emplear la interpolación lineal:

$$T_3 = 1575.13^\circ K \text{ y } V_{r3} = 6.108$$

Ahora se halla la presión en el punto 3 del ciclo

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \left(\frac{V_2}{V_3} \right)$$

$$P_3 = 1.7997 [Mpa] \left(\frac{1575.1^\circ K}{652.4^\circ K} \right) (1)$$

$$P_3 = 4.345 Mpa$$

- a) El trabajo neto generado en el ciclo

Proceso 3-4 Expansión isoentrópica de un gas ideal

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r$$

$$v_{r4} = r * v_{r3}$$

$$v_{r4} = 8 * 6.108$$

$$v_{r4} = 48.864$$

Por interpolación lineal $\rightarrow T_4 = 795.6^\circ K$ y $U_4 = 588.74 [KJ/Kg]$

Proceso 4-1 rechazo de calor a volumen constante.

$$-q_{salida} = _1 - _4$$

$$q_{salida} = _4 - _1$$

$$q_{salida} = 588.74 - 206.91$$

$$q_{salida} = 381.83 \text{ [KJ/Kg]}$$

Por lo tanto

$$W_{neto} = q_{neto} = q_{entrada} - q_{salida}$$

$$w_{neto} = 800 - 381.83$$

$$w_{neto} = 418.17 \text{ [KJ/Kg]}$$

b) La eficiencia térmica del ciclo es determinada a partir de su definición:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{418.17 \text{ [KJ/Kg]}}{800 \text{ [KJ/Kg]}}$$

$$\eta_{ter} = 0.523 \text{ o } 52.3 \%$$

Si se considera que valores de calores específicos constantes a temperatura ambiente

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{1}{r^{-1}} = 1 - r^{1-}$$

$$\eta_{ter} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.56 \text{ ó } 56.5\%$$

c) La presión media efectiva

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}} \text{ [Kpa]}$$

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{neto}}{V_1 - V_1/r}$$

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_1(1 - 1/r)}$$

En donde $V_1 = \frac{RT_1}{P_1}$

$$V_1 = \frac{(0.287 [Kpa * m^3 / ^\circ K])(290 [^\circ K])}{100 Kpa}$$

$$V_1 = 0.832 \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$$

Por lo tanto.

$$PME = \frac{418.17 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]}{0.832 \left[\frac{m^3}{Kg} \right] * \left(1 - \frac{1}{8} \right)} \left(\frac{1 [Kpa * m^3]}{1[KJ]} \right)$$

$$\boxed{PME = 574 [Kpa]}$$

3.5.3 Ejercicio propuesto

- Una máquina de combustión interna mantiene una relación de compresión de 7. En el proceso de compresión se tienen los siguientes datos $P_1 = 90$ kPa, $T_1 = 27^\circ C$ y $V_1 = 0.004 m^3$. Además, se considera que el ciclo tomará un valor máximo de temperatura igual a $1127^\circ C$. Calcular a) el calor cedido. b) el trabajo neto, c) la eficiencia térmica, d) la presión media efectiva. Considere que los calores específicos son constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: 1.03 KJ, 1.21 KJ, 54.1 %, 354. KPa.

3.6. Ciclo Diésel

El ciclo Diésel se denomina como un intento más para conseguir el máximo rendimiento en máquinas recíprocas al igual que el ciclo Carnot en máquinas de vapor o aire. El ciclo Diésel, a diferencia del Otto que utiliza una bujía para producir la chispa de combustión, el aire de este se comprime hasta llegar a una temperatura que auto enciende el combustible, y claro que la combustión inicia cuando los inyectores envían combustible cuando el aire se encuentra caliente. Este tipo de motor reemplaza la famosa bujía por un inyector de combustible.

El ciclo Diésel se representa con un diagrama Presión vs. Volumen y Temperatura vs. Entropía que a continuación se presenta como:

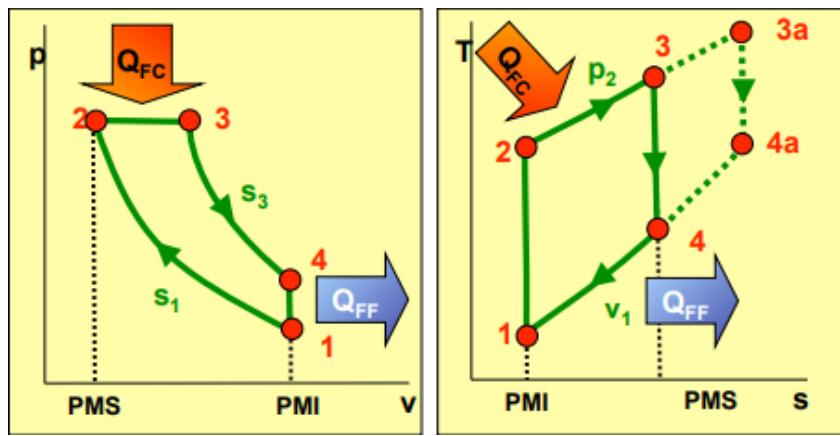


Figura 53. Diagrama P-V y T-S del ciclo Diésel. Por Fernández, Termodinámica y termotecnica, p.33. (2015)

Para modelar dicho comportamiento real de un motor Diésel es necesario considerar los seis procesos inmersos en el ciclo, esto se logra gracias a que existe un pistón que realiza un movimiento cíclico lineal a través de la carrera de la cámara de combustión, dirigiéndose de un punto muerto superior (PMS) a un punto muerto inferior (PMI) y viceversa.

➤ Admisión

El pistón baja del PMS al PMI con la válvula de admisión abierta, para que la cantidad de aire en la cámara de combustión se incremente, al estar la válvula de admisión abierta, la presión del exterior es igual a la del interior, por lo tanto es un proceso isobárico, este proceso se representa como una línea horizontal en el diagrama Presión vs. Volumen hasta que toque el punto (1) del ciclo.

➤ Compresión Isoentrópica. ($1 \rightarrow 2$)

En este proceso tanto las válvulas de admisión y escape se encuentran cerrada, el pistón sube del PMI al PMS comprimiendo de esta forma al aire, y elevando su temperatura de manera considerable, este proceso termina cuando el pistón llega al final de su carrera.

➤ Combustión ($2 \rightarrow 3$)

Este proceso en un corto tiempo debido que este proceso se analiza aun poco antes de que el pistón llegue al PMS y un poco después de que pase del PMI, el inyector introduce el combustible a la cámara de combustión, debido que es un proceso de mayor duración del ciclo Otto se lo representa como una adición de calor que se mantiene a presión constante.

Es en este proceso en donde se puede encontrar la única diferencia entre el ciclo Otto y el ciclo Diésel. Como se indica en la Figura 53 en el diagrama Presión vs. Volumen, en este proceso se absorbe calor de un foco caliente para generar trabajo y de la misma manera aumenta su temperatura.

La entrada del calor del ciclo está dada por la siguiente ecuación:

$$Q_{sum} = C_p(T_3 - T_2) \quad (102)$$

➤ Expansión isoentrópica (3 → 4)

La alta presión y temperatura que se ejerce en el proceso anterior hace que el gas empuje al pistón desde el PMS al PMI, en este proceso se presenta una expansión isoentrópica debido que no existe cambio de calor con el exterior.

➤ Escape (3 → 4)

En este proceso se abre la válvula de escape y el pistón se dirige del PMI al PMS, los gases quemados son expulsados de la cámara de combustión, al estar la válvula abierta disminuye la presión de la cámara y el volumen se mantiene constante con respecto al volumen del exterior y en un instante después el escape se torna una curva horizontal haciendo constante la presión. De esa forma empezará nuevamente el ciclo convirtiéndolo así en un ciclo reversible.

$$Q_{ced} = C_v(T_1 - T_4) \quad (103)$$

Planteado las ecuaciones de cantidades de calor intercambiadas en el ciclo: La eficiencia del ciclo de Diésel es:

$$\begin{aligned}\eta_{Diesel} &= \frac{Q_{sum} - Q_{ced}}{Q_{sum}} \\ \eta_{Diesel} &= \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_1 - T_4)}{C_p(T_3 - T_2)} \\ \eta_{Diesel} &= 1 - \frac{T_1 - T_4}{\gamma(T_3 - T_2)}\end{aligned} \quad (104)$$

Donde: $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ } es la relación de calores específicos del gas

Ejercicio.

La compresión adiabática en donde no existe intercambio de calor con el medio ambiente, ocurre en un ciclo Diésel, este ciclo implica un calentamiento que conlleva una presión constante, una expansión y un enfriamiento o denominado escape a volumen constante. Hay que tener en cuenta que se trabaja con procesos reversibles y que el gas que contiene la máquina es simple aire y que obviamente se comportará de forma ideal (gas diatómico, $\gamma = 1.4$). El ciclo inicia con $P1 = 100 \text{ kPa}$, $V1 = 16 \text{ dm}^3$ y $T1 = 300 \text{ K}$, y se sabe que la relación del volumen final sobre el volumen inicial es igual 20, el calor absorbido en la máquina es 17 kJ, Determinar:

- La presión, el volumen y la temperatura al final de cada proceso.
- El trabajo total y el rendimiento del ciclo.

Solución:

a)

$$n = \frac{P1 * V1}{R * T1} = \frac{100 * 16}{8.31 * 300} = 0.642 \text{ mol}$$

$$P2 = P1 \left(\frac{V1}{V2} \right)^{\gamma} = 100 * 20^{1.4} \text{ kPa}$$

$$Q_{abs} = Q_{23} = nc_p(T3 - T2)$$

$$17000 = Q_{23} = 0.642 * \left(\frac{7}{2} * 8.31 \right) * (T3 - 994)$$

$$T3 = 1904.4 \text{ K}$$

b)

$$V1 = V4$$

$$P4 = P3 \left(\frac{V3}{V4} \right)^{\gamma} = 6629 * \left(\frac{1.53}{16} \right)^{1.4} \text{ kPa}$$

$$P4 = 743.7 \text{ kPa}$$

$$W_T = W_{12} + W_{23} + W_{34}$$

$$W_T = |Q_{abs}| - |Q_{ced}| = Q_{23} - Q_{41}$$

$$W_T = 17000 + nc_v(T1 - T4)$$

$$W_T = 17000 + 0.642 * \left(\frac{5}{2} * 8.31 \right) * (300 - 743.7)$$

$$W_T = 17000 - 5918 = 11082 J$$

$$\eta = \frac{W_T}{Q_{abs}} = \frac{11082}{17000} = 0.65$$

Tabla 4.

Valores por estado del ejercicio.

Estados	T(K)	P(kPa)	V(dm3)
1	300	100	16
2	994	6629	0,8
3	1904,4	6629	1,53
4	743,7	248	16

Fuente: TERMODINÁMICA ESPE-L

3.7. Ciclo Dual

El ciclo dual trata de representar con más exactitud el ciclo real de los motores de ignición por compresión, este ciclo nace de la necesidad de poder representar en un solo ciclo termodinámico el ciclo Otto y Diésel, como un ciclo con proceso de combustión más complejo, así como de una combinación de los procesos de transferencia de calor, una parte a volumen constante y otra a presión constante.

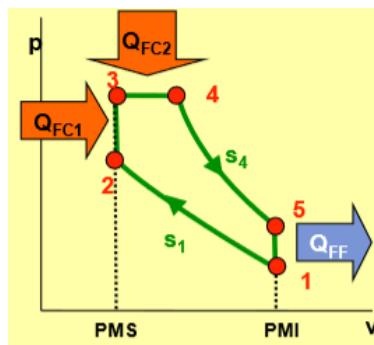


Figura 54. Diagrama P-V ciclo Dual. Por: F.D. Fernández. (2015)

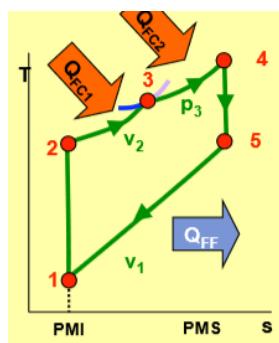


Figura 55. Diagrama T-s ciclo Dual. Por: F.D. Fernández. (2015)

3.7.1 Procesos del ciclo Dual.

- Compresión adiabática reversible (1-2):
 - Durante este proceso el gas se comprimirá a entropía constante desde el punto 1 hacia el 2, mientras que su volumen disminuirá gradualmente al igual que la temperatura, sin embargo, el aumento de esta será instantáneo.
- Transmisión de calor a volumen constante (2-3):
 - Este es un proceso instantáneo el cual adiciona calor y tiene lugar en la cámara de combustión cuando el pistón ha llegado al PMS, todo esto ocurre a volumen constante, mientras la temperatura y entropía aumentan. Como ocurre en el ciclo Otto
- Transmisión de calor a presión constante (3-4):
 - También es un proceso instantáneo en el que se tiene adición de calor, la presión se mantiene constante mientras el volumen aumenta, así como su entropía y temperatura. Como ocurre en el ciclo Diésel
- Expansión adiabática reversible (4-5):
 - Mientras el pistón sigue su camino hacia el PMI, la presión es inversamente proporcional al volumen que aumenta gradualmente, el gas se descomprime a entropía constante y descenso de temperatura.
- Cede calor a volumen constante (5-1):
 - Durante este proceso el gas se expande a presión constante, cediendo calor y disminuyendo su temperatura y entropía.

- Al comenzar el pistón su carrera de escape desde el PMI hacia el PMS el gas se mantiene por un instante a volumen constante, mientras su presión, entropía, volumen disminuyen.

Ecuaciones del sistema.

Transmisión de calor a volumen constante (ciclo Otto)

$$2 - x Q_{sum} = 2 - 3 = C_v(T_x - T_2) \quad (105)$$

Transmisión de calor a presión constante (ciclo Diésel)

$$x - 3 Q_{sum} = 3 - 4 = C_p(T_3 - T_x) \quad (106)$$

Una combinación de las dos ecuaciones anteriores es:

$$q_{total\ suministrado} = q_{sum}2 - x + q_{sum}x - 3 \quad (106)$$

Calor cedido a volumen constante (5-1)

$$Q_{ced} = C_v(T_4 - T_1) \quad (108)$$

Eficiencia

$$\eta_{T\ Dual} = \frac{q_{sum} - q_{ced}}{q_{sum}} \quad (109)$$

Relación de presiones volumen constante

$$r_{p,v} = \frac{P_x}{P_2} \quad (110)$$

Con la misma cantidad de calor suministrado y el mismo valor de la relación de compresión, el rendimiento térmico de los tres ciclos teóricos decrece en el siguiente orden: ciclo Otto, ciclo dual, ciclo Diésel. Esta es la principal razón por la que los motores modernos de encendido por compresión se diseñen para funcionar del modo más aproximado posible a los modelos de ciclo Otto o del ciclo dual en vez de hacerlo según el ciclo Diésel.

3.7.2 Ejercicios Resueltos

1. Un ciclo Dual contiene 1 Kg de aire manteniendo la relación de compresión a 8. Si se sabe que, durante los procesos de transferencia de calor, el sistema proporciona al fluido 1200 KJ. De dicha cantidad de energía el 90 % se proporciona en el proceso isocórico y el 10 % restante en el proceso isobárico. Por otro lado, al momento de iniciar el proceso adiabático se menciona una presión de 100 KPa y temperatura de 40 °C. Hallar, a) el rendimiento térmico del ciclo.

Datos

$$\text{masa} = 1 \text{ kg}$$

$$r_c = 8$$

$$q = 1200 \text{ KJ}$$

$$P_1 = 100 \text{ KPa}$$

$$T_1 = 313^\circ\text{K}$$

$$k = 1.4$$

$$c_p = 1.004 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ } ^\circ\text{K}}$$

$$c_v = 0.717 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ } ^\circ\text{K}}$$

Desarrollo

$$q_{90\%} = 1200(0.9)$$

$$q_{90\%} = 1080 \text{ KJ}$$

$$q_{10\%} = 1200 * (0.1)$$

$$q_{10\%} = 120 \text{ KJ}$$

Punto 1

$$P_1 V_1 = m R T_1$$

$$V_1 = \frac{mRT_1}{P_1}$$

$$V_1 = \frac{1 \text{ Kg} * 0.287 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ °K}} * 313^\circ\text{k}}{100 \text{ KPa}}$$

$$V_1 = 0.8983 \text{ m}^3$$

Punto 2

$$r_c = \frac{V_1}{V_2}$$

$$V_2 = \frac{V_1}{r_c}$$

$$V_2 = \frac{0.8983 \text{ m}^3}{8} = 0.1122 \text{ m}^3$$

$$P_2 = P_1 * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K$$

$$P_2 = 100 \text{ KPa} * \left(\frac{0.8983 \text{ m}^3}{0.1122 \text{ m}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_2 = 1839.9529 \text{ KPa}$$

Temperatura 2

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1}$$

$$T_2 = 315 \text{ } ^\circ\text{K} \left(\frac{0.8983 \text{ m}^3}{0.1122 \text{ m}^3} \right)^{0.4} = 719.3126 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Punto 3

$$Q_v = mC_v(T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \frac{Q_v}{mC_v} + T_2$$

$$T_3 = \frac{1080 \text{ KJ}}{1 \text{ Kg} * 0.717 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ }^\circ\text{K}}} + 719.3126 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_3 = 2225.5887 \text{ }^\circ\text{K}$$

Presión 3

$$P_3 = P_2 * \left(\frac{T_3}{T_2} \right)$$

$$P_2 = 1839.9529 \text{ KPa} * \left(\frac{2225.5887 \text{ }^\circ\text{K}}{719.3126 \text{ }^\circ\text{K}} \right)$$

$$P_3 = 5692.9051 \text{ KPa}$$

Punto 4

$$Q_p = nC_p(T_4 - T_3)$$

$$T_4 = \frac{Q_p}{mC_p} + T_3$$

$$T_4 = \frac{120 \text{ KJ}}{1 \text{ Kg} * 1.004 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ }^\circ\text{K}}} + 2225.5887 \text{ }^\circ\text{k}$$

$$T_4 = 2345.1106 \text{ }^\circ\text{K}$$

Volumen 4

$$V_4 = V_3 * \left(\frac{T_4}{T_3} \right)$$

$$V_4 = 0.1122 \text{ m}^3 * \left(\frac{2345.1106^\circ K}{2225.5887^\circ K} \right)$$

$$V_4 = 0.1182 \text{ m}^3$$

Punto 5

$$P_5 = P_4 * \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^K$$

$$P_2 = 5692.9051 \text{ KPa} * \left(\frac{0.1182 \text{ m}^3}{0.8983 \text{ m}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_2 = 332.8192 \text{ KPa}$$

Temperatura 5

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1}$$

$$T_2 = 2345.1106^\circ K \left(\frac{0.1182 \text{ m}^3}{0.8983 \text{ m}^3} \right)^{0.4} = 1043.3328^\circ K$$

Eficiencia

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1}$$

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} \right)$$

$$\eta = 1 - \left(\frac{1043.3322 - 313}{(2225.5887 - 719.3126) + 1.4(2345.1106 - 2225.5887)} \right)$$

$$\eta = 0.5636$$

$$\eta = 56.36 \%$$

3.8. Ciclo Ericsson.

Este ciclo termodinámico brinda el máximo rendimiento que se puede conseguir de una máquina térmica, esto es gracias a que su ciclo es reversible. El principio básico es la evolución del fluido, este realiza dos transformaciones isotérmicas y dos isobáricas. (Gomez, 2015)

El ciclo Ericsson es representado por un motor de combustión externa, esto significa que el gas del motor es calentado desde el exterior. Para obtener el máximo rendimiento en el motor Ericsson, en este se dispondrá de un recuperador de energía o calor, este se encuentra entre el entre el compresor y el expulsor. (Sanchez, 2017)

Los diagramas del ciclo Ericsson son los siguientes:

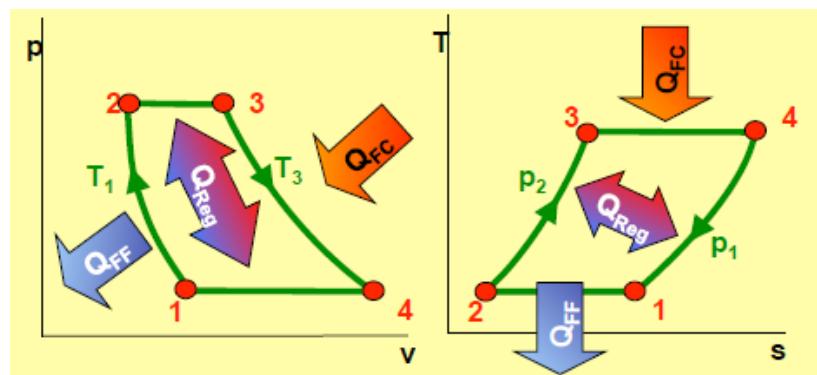


Figura 56. Diagrama P-V y T-S del ciclo Ericsson. Por: F.D. Fernández. (2015)

Como se observa consta de 4 procesos termodinámicos o cuatro fases que son:

➤ **Expansión Isotérmica (3 → 4)**

En este proceso las temperaturas son constantes, mientras que el valor de la presión va disminuyendo. Este punto es importante debido a que en este proceso se procede con la absorción de calor para luego ser transformado a trabajo.

➤ Compresión isobárica (**4 → 1**)

El ciclo continúa con una compresión isotérmica, en este proceso la temperatura y la entropía disminuye debido a que el aire pasa a través del regenerador donde su temperatura se reduce.

➤ Compresión isotérmica (**1 → 2**)

En este proceso existe el rechazo de calor a temperatura constante y elevación de presión, donde la entropía disminuye.

➤ Expansión isobárica (**1 → 2**)

El crecimiento de volumen se produce a presión constante, donde se complementa la regeneración del ciclo y se vuelve más eficiente.

Se comporta de la siguiente manera, la regeneración se produce al fin de cada ciclo.

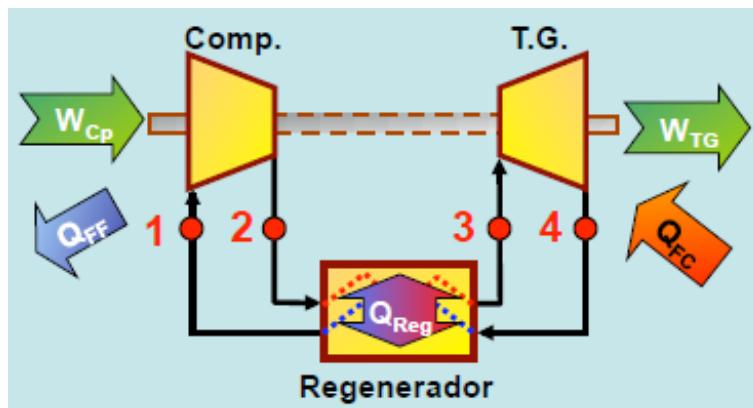


Figura 57. Representación del ciclo Ericsson. Por: F.D. Fernández. (2015)

3.8.1 Ejercicios Resueltos

1. A continuación se toma como referencia el ciclo Ericsson en donde su gas será interpretado como aire y trabajará idealmente. El aire se encuentra a 27°C y 120kPa cuando inicia el proceso de compresión, durante el cual se rechazan 150kJ/kg de calor. La transferencia de calor al aire ocurre a 1200K. Determine:

- la presión máxima en el ciclo

b. la producción neta de trabajo por unidad de masa de aire

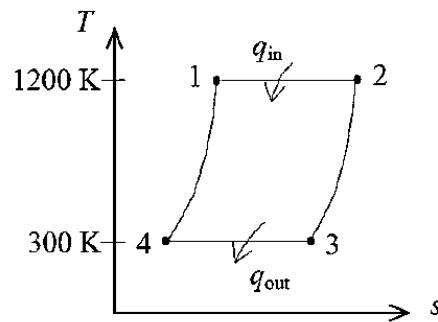


Figura 58. Representación del ciclo Ericsson del ejercicio. Por L. M. Anderson (2013)

Solución

Datos:

$$T_0 \text{ aire} = 27^\circ C$$

$$P_0 \text{ aire} = 120 \text{ kPa}$$

$$Q = 150 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T = 1200 \text{ K}$$

$$R \text{ aire} = 0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

a) Presión máxima en el ciclo

$$(S_4 - S_3) = -\frac{q_{34 \text{ out}}}{T_B} = -\frac{\frac{150 \text{ kJ}}{\text{kg}}}{300 \text{ K}}$$

$$(S_4 - S_3) = -0.5 \frac{\text{KJ}}{\text{kgK}}$$

$$(S_4 - S_3) = C_P \ln \frac{T_4}{T_3} - R * \ln \frac{P_4}{P_3}$$

$$(S_4 - S_3) = - \left(\frac{0.287K}{kgK} \right) \ln \frac{P_4}{120kPa}$$

$$(S_4 - S_3) = -0.5 \frac{K}{kgK}$$

$$P_4 = 685.2 \text{ kPA}$$

b)

$$\frac{Q_{ext}}{Q_{int}} = \frac{T_L}{T_H}$$

$$q_{int} = \frac{T_L}{T_H} q_{ext} = \frac{1200K}{300K} \left(\frac{150KJ}{kg} \right)$$

$$q_{int} = 600 \frac{KJ}{kg}$$

$$W_{neto} = q_{int} - q_{ext} = 600 - 150$$

$$W_{neto} = 450 \frac{KJ}{kg}$$

3.9. Ciclo Stirling

Este ciclo representa a un motor de combustión interna y que al igual que el motor Otto, busca el máximo rendimiento dentro de un motor de combustión externa. (Ferrer, 2015)

Este ciclo se compone de dos procesos isotérmicos y dos isocóricos, donde existe la regeneración cada vez que termina el ciclo.

Los diagramas del ciclo Stirling son los siguientes:

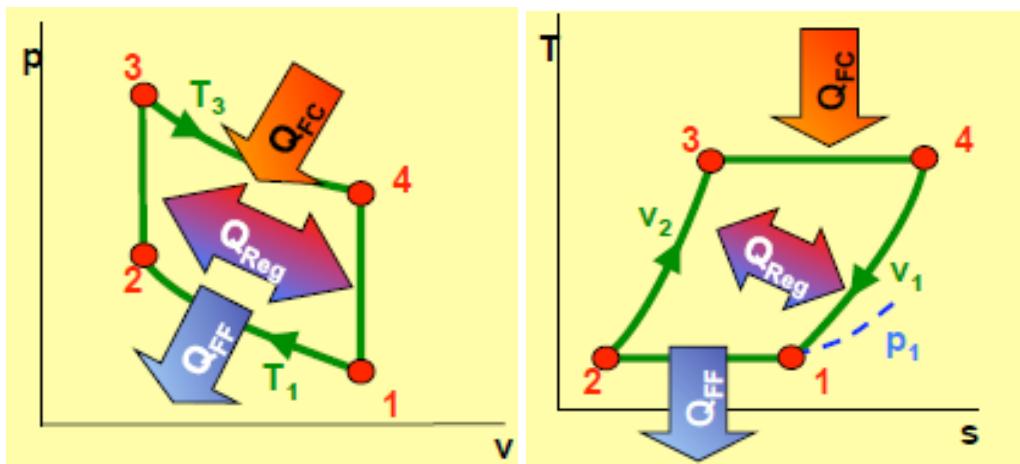


Figura 59. Diagrama P-V y T-S del ciclo Stirling. Por: F.D. Fernández. (2015)

Como se puede observar consta de 4 procesos termodinámicos o cuatro fases que son:

➤ **Expansión Isotérmica ($3 \rightarrow 4$)**

El gas realiza un trabajo y debido a esto, tiene que absorber calor de un foco caliente.

➤ **Proceso Isocórico ($4 \rightarrow 1$)**

El trabajo que se realiza en este proceso es nulo igual a cero, el gas cede calor disminuyendo su energía interna.

➤ **Compresión isotérmica ($1 \rightarrow 2$)**

En este proceso existe el rechazo de calor, debido a que debe mantenerse constante su temperatura para que sea isotérmica.

➤ **Proceso Isocórico ($2 \rightarrow 3$)**

La Presión aumentó haciendo que la temperatura se eleve y cerrando también la regeneración. La representación del sistema es igual a la del ciclo Ericsson incluida su regeneración.

3.9.1 Ejercicios Resueltos

- Un ciclo de refrigeración que se comporta como el modelamiento del ciclo Stirling, consta de dos procesos isotérmicos y dos procesos isocóricos, esta máquina utiliza como fluido de trabajo, 0.50 moles de un gas ideal y opera entre las temperaturas 253 K y 300 K. El volumen máximo del ciclo de trabajo es de 40 litros y 20 litros será el valor del volumen mínimo del ciclo.

Por definición del ciclo Stirling se dice que todos sus procesos son reversibles. Determine el valor del volumen específico, presión y temperatura de todos los puntos notables del ciclo

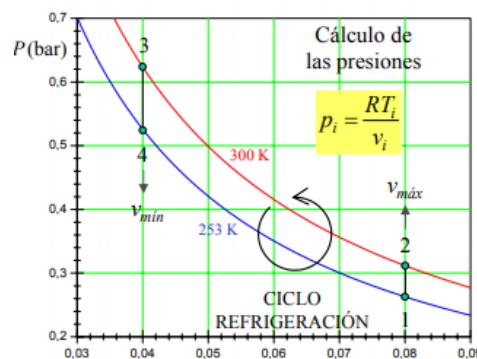


Figura 60. Diagrama del ejercicio

Fuente: Ing. Héctor Terán

Solución:

$$V_{max} = \frac{V_{max}}{n} = \frac{40 * 10^{-3} m^3}{0.50 mol} = 0.08 \frac{m^3}{mol}$$

$$V_{min} = \frac{V_{min}}{n} = \frac{20 * 10^{-3} m^3}{0.50 mol} = 0.04 \frac{m^3}{mol}$$

$$T_1 = 253 K \quad T_2 = 300 K$$

Isocórico $1 \rightarrow 2$

$$V_1 = V_2 = V_{max} = 0.08 \frac{m^3}{mol}$$

$$T_3 = 300 K \quad T_4 = 253 K$$

Isocórico $3 \rightarrow 4$

$$V_3 = V_4 = V_{min} = 0.04 \frac{m^3}{mol}$$

Tabla 5.

Valores por estado del ejercicio.

Estados	V(m ³ /mol)	T(K)	P(Pa)	P(bar)
1	0,08	253	26293	0,26
2	0,08	300	31178	0,31
3	0,04	300	62355	0,62
4	0,04	253	52586	0,53

Fuente: Ing. Héctor Terán

3.10. Ciclo Brayton

El ciclo Brayton simula el comportamiento de turbinas las cuales se emplean en naves aéreas. Este ciclo además funciona como un ciclo abierto o cerrado, conteniendo dentro de ello cuatro procesos reversibles que a su vez implica que el rendimiento venga dado por la ecuación 111:

$$\eta = 1 - \frac{\frac{1}{(\gamma-1)}}{r^{\frac{1}{\gamma}}} \quad (111)$$

La presión final dividida entre la presión final del proceso de compresión y la presión al inicio del mismo proceso se denomina relación de compresión. Denotada por la ecuación 112:

$$r = \frac{P_B}{P_A} \quad (112)$$

Etapas del proceso.

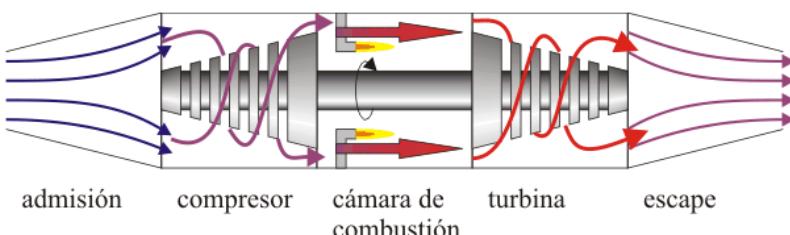


Figura 61. Turbina de gas

Fuente: Ing. Héctor Terán

Admisión (1-2)

En el proceso de admisión el aire que está a temperaturas bajas y a presión atmosférica ingresa por la cavidad frontal de la turbina.

Compresión (2-3)

El aire se comprime dirigiéndose además a la cámara de combustión por medio de un compresor que a su vez es accionado por la turbina. Todo este proceso es instantáneo por lo que se asume que describe una compresión adiabática.

Combustión (3-4)

En esta etapa el fluido (aire) se recalienta por la combustión del queroseno provocando que el aire se expanda debido a que la cámara permanece abierta en esta etapa, modelando así un proceso isobárico (presión constante)

Escape (4-1)

En esta etapa el aire comienza a enfriarse, sin embargo supera la temperatura inicial, sale al exterior. Siendo el aire de salida quien cede calor al ambiente y vuelve a ingresar por la parte frontal de la turbina, pero a una temperatura menor a la de salida. Debido a que este es un sistema abierto el proceso describe un enfriamiento a presión constante.

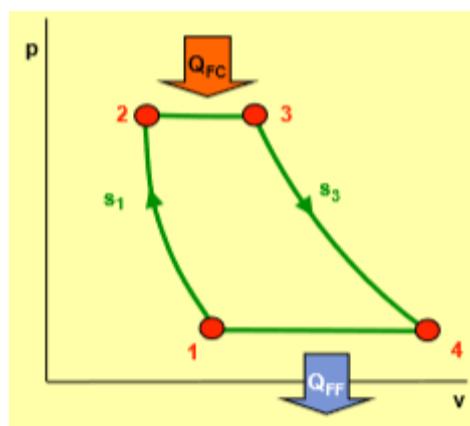


Figura 62. Diagrama P-V ciclo Brayton

Fuente: Ing. Héctor Terán

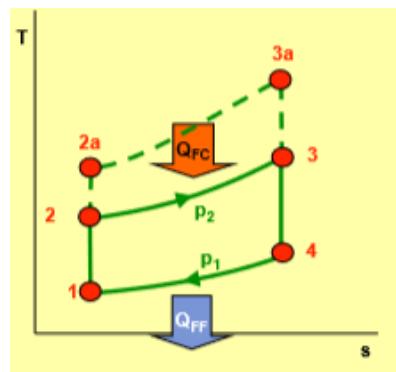


Figura 63. Diagrama T-S ciclo Brayton

Fuente: Ing. Héctor Terán

En los motores de turbina en el que en verdad recircula el aire solamente cede el calor al ambiente, siendo los motores del ciclo Brayton los más aproximados para los ciclos abiertos.

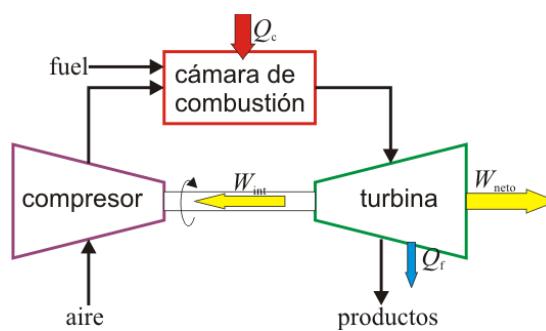


Figura 64. Ciclo Brayton sistema abierto

Fuente: Ing. Héctor Terán

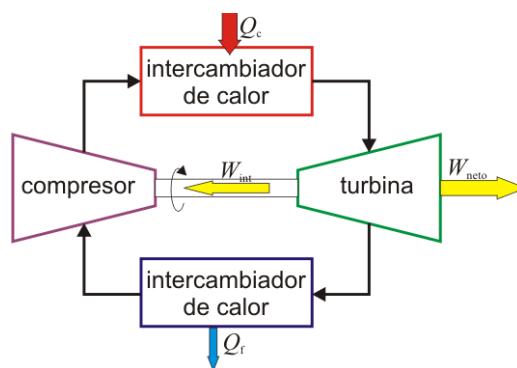


Figura 65. Ciclo Brayton sistema cerrado

Fuente: Ing. Héctor Terán

3.10.1 Transferencia de calor

- En la combustión, una cantidad de calor es transferida hacia el aire, siendo el calor y el aumento de entalpía coincidentes.

$$Q_c = \Delta H = nC_p(T_3 - T_2) \quad (113)$$

- En la expulsión de los gases, el aire sale a una temperatura mayor a la de entrada liberando así calor al ambiente.

$$|Q_c| = |\Delta H| = nC_p|\Delta T| = nC_p(T_4 - T_1) \quad (114)$$

3.10.2 Trabajo realizado.

Este ciclo se caracteriza por realizar trabajo en los cuatro procesos, en dos de ellos el trabajo será negativo y en otros dos, positivo.

- **Compresión**

El trabajo realizado será positivo sobre el gas, como este proceso es adiabático, el trabajo se usará para incrementar la energía interna y elevar así la temperatura

$$W_{1 \rightarrow 2} = \Delta U = nC_v(T_2 - T_1) \quad (115)$$

- **Combustión**

El gas tiende a expandirse conservando su presión constante, por este motivo el trabajo será igual a la presión por el incremento de volumen, con el signo negativo.

$$W_{2 \rightarrow 3} = -P_2\Delta V = -P_2(V_3 - V_2) \quad (116)$$

Al aplicar la ecuación de los gases ideales y al considerar que $P_2=P_3$ se reescribe la ecuación.

$$W_{2 \rightarrow 3} = P_2V_2 - P_3V_3 = nR(T_2 - T_3) \quad (117)$$

- **Expansión**

En este proceso es el aire quien ejerce trabajo sobre el pistón, siendo este el equivalente a la variación de energía interna. Este trabajo será negativo debido a que es el sistema quien lo realiza.

$$W_{3 \rightarrow 4} = \Delta U = nC_v\Delta T = nC_v(T_4 - T_3) \quad (118)$$

- **Enfriamiento**

Este se denomina un proceso isobárico ya que se lo realiza a presión constante.

$$W_{4 \rightarrow 1} = -P_1\Delta V = P_1(V_4 - V_1) \quad (119)$$

$$W_{4 \rightarrow 1} = nR(T_4 - T_1) \quad (120)$$

- **Trabajo neto realizado**

$$W_{neto} = nC_v(T_2 - T_1) + nR(T_2 - T_3) + nC_v(T_4 - T_3) + nR(T_4 - T_1)$$

$$W_{neto} = nC_v(T_2 - T_1 + T_4 - T_3) + nR(T_2 - T_1 + T_4 - T_3) \quad (121)$$

Aplicando la ley de Mayer.

$$C_p = C_v + R \quad (122)$$

Reescribiendo la ecuación

$$W_{neto} = nC_p(T_2 - T_1 + T_4 - T_3) = -Q_c - Q_f$$

$$W_{neto} = |Q_c| - |Q_f| \quad (123)$$

Rendimiento

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_c|}$$

$$\eta = \frac{|Q_c| - |Q_f|}{|Q_c|}$$

$$\eta = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|} \quad (124)$$

Eficiencia en función de las temperaturas

$$\eta = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|}$$

$$\eta = 1 - \frac{nC_p(T_4-T_1)}{nC_p(T_3-T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{(T_4-T_1)}{(T_3-T_2)} \quad (125)$$

Como son procesos isóbaros (2-3) y (4-1), entonces

$$P_1 = P_4 \quad y \quad P_2 = P_3$$

Como son procesos adiabáticos (1-2) y de (3-4), entonces

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

$$P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma \quad (126)$$

Con $\gamma = 1.4$ y $V = nRT/P$

$$P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma$$

$$P_4^{1-\gamma} T_4^\gamma = P_3^{1-\gamma} T_3^\gamma \quad (127)$$

Al sustituir la igualdad de presiones

$$P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma$$

$$P_1^{1-\gamma} T_4^\gamma = P_2^{1-\gamma} T_3^\gamma$$

Se divide la segunda entre la primera

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Al restar la unidad de cada miembro

$$\frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (128)$$

Rescribiéndola en función de las presiones

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \\ \eta &= 1 - \frac{1}{r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}} \end{aligned} \quad (129)$$

3.10.3 Ejercicio Resuelto

- Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal y tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 °K en la entrada del compresor y de 1300 °K en la entrada de la turbina. Determinar la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, y la eficiencia de esta turbina.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\frac{(0.4)}{1.4}}}$$

$$\eta = 0.448$$

$$\eta = 44.8\%$$

Temperaturas

$$P_A^{1-\gamma} T_A^\gamma = P_B^{1-\gamma} T_B^\gamma$$

$$T_B = T_A \left(\frac{P_B}{P_A}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

$$T_B = T_A r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

$$T_B = 300 \text{ } ^\circ\text{K} (8)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}}$$

$$T_B = 543 \text{ } ^\circ\text{K}$$

La presión incrementa la temperatura en 243° K, mientras que la combustión lo hace en (1300-543) °K.

Temperatura de salida

$$T_D = T_C \left(\frac{P_D}{P_C} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

$$T_D = T_C (r)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

$$T_D = 1300 \text{ } ^\circ\text{K} (8)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}}$$

$$T_D = 718 \text{ } ^\circ\text{K}$$

3.10.4 Ejercicios propuestos

1 Una planta de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton con regeneración, entrega 20000 kW a un generador eléctrico. La temperatura máxima es 1200 K y la temperatura mínima es 290 K. La presión mínima es 95 kPa y la presión máxima es 380 kPa. La eficiencia del regenerador es de 75%. La eficiencia del compresor es de 80% y la de la turbina es 85%.

- a) ¿Cuál es la potencia de la turbina?
- b) ¿Qué fracción de la potencia de la turbina es usada para mover el compresor?

3.11. Ciclo Brayton regenerativo

El ciclo básico Brayton se puede modificar para aumentar su eficiencia, una de las maneras más comunes es hacer la regeneración.

Este ciclo con regeneración se puede realizar cuando la temperatura de salida es mayor que a la de entrada. El intercambio de calor se lo realiza dentro de un intercambiador de calor que se llama

regenerador, la Figura 66 representa el diagrama del ciclo regenerativo de un gas en una turbina. (Ruiz, 2015)

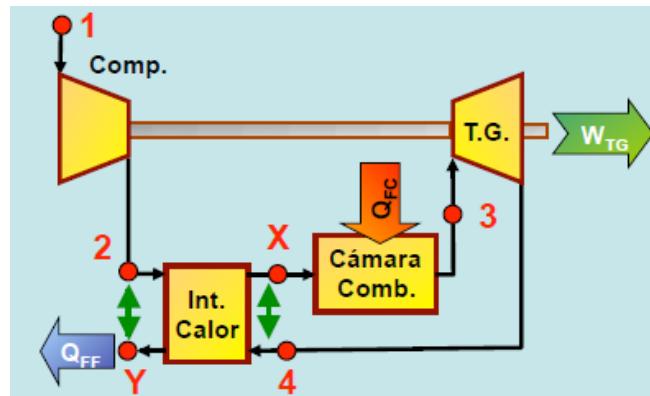


Figura 66. Diagrama de una turbina con regeneración. Por: F.D. Fernández. (2015)

Si la regeneración ocurre de forma ideal, podremos equilibrar las temperaturas tanto de salida como de entrada de la turbina. Los diagramas que relacionan la presión, temperatura, volumen y entropía son las siguientes:

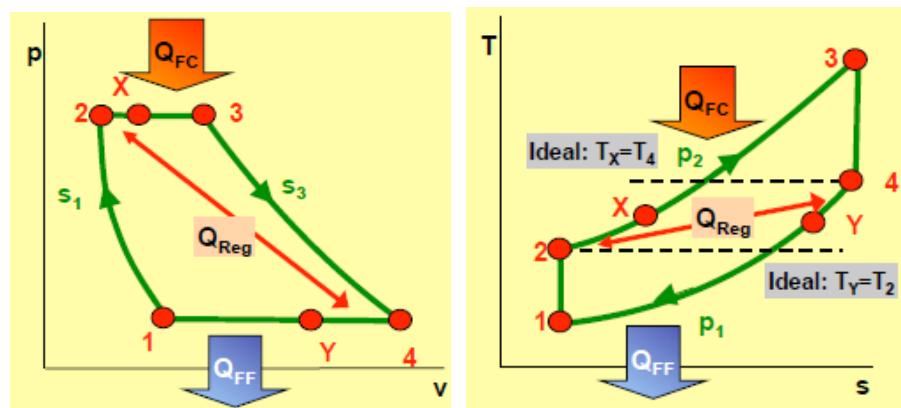


Figura 67. Diagrama P-V y T-S del ciclo Brayton Regenerativo. Por: F.D. Fernández. (2015)

El rendimiento del ciclo Brayton Regenerativo está en función del trabajo.

$$\eta = \frac{W_{turb} - W_{comp}}{Q_{FC}} \quad (130 \text{ a})$$

$$\eta = 1 - \frac{W_{comp}}{W_{turb}}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \frac{T_2}{T_1}}{T_3 1 - \left(\frac{T_4}{T_{13}} \right)} \quad (130\text{ b})$$

El calor cedido al exterior se aprovecha con un regenerador (intercambiador de calor)

3.11.1 Ejercicios Resueltos

- Una empresa generadora de energía eléctrica posee una turbina de gas que técnicamente opera igual o similar a un ciclo Brayton Regenerativo. La empresa entrega 20000 kW a un generador eléctrico. Las temperaturas máximas y mínimas son de 1200 K y 290 K respectivamente. Las presiones mínima y máxima son de 95 kPa y 380 kPa., respectivamente. Al igual que toda máquina la eficiencia del regenerador es de 75%. La eficiencia del compresor es de 80% y la de la turbina es 85%. ¿Cuál es la potencia de la turbina?

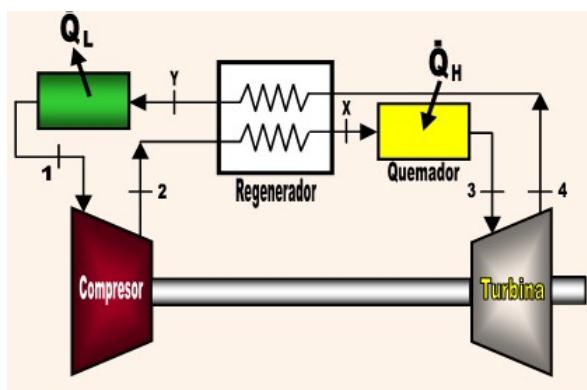


Figura 68. Diagrama del sistema del ejercicio. Por Ayala (2016)

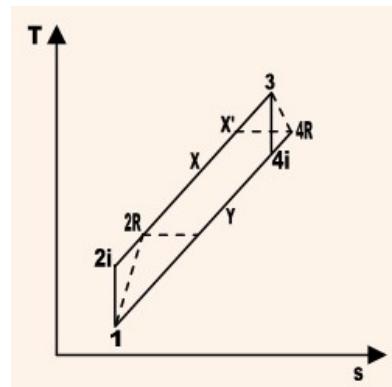


Figura 68 b. Diagrama Temperatura Vs Entropía del ejercicio. Por Ayala (2016)

Desarrollo:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_2 = 290 \left(\frac{380}{95} \right)^{0.286}$$

$$T_2 = 431.1 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_4 = 1200 \left(\frac{95}{380} \right)^{0.286}$$

$$T_4 = 807.2 \text{ K}$$

$$\omega_{ci} = C_{po}(T_2 - T_1)$$

$$\omega_{ci} = 1.0035(431 - 290)$$

$$\omega_{ci} = 141.6 \frac{KJ}{kg}$$

$$\omega_{cR} = \frac{141.6}{0.8} = 177 \frac{KJ}{kg}$$

$$\omega_n = C_{po}(T3 - T4)$$

$$\omega_n = 1.0035(1200 - 807.2)$$

$$\omega_n = 394.2 \frac{KJ}{kg}$$

$$\omega_{TR} = 0.85 * 394.2 = 335.1 \frac{KJ}{kg}$$

$$\omega_{neto} = \omega_{TR} - \omega_{cR}$$

$$\omega_{neto} = 158.1 \frac{KJ}{kg}$$

$$m = \frac{20000}{158.1} = 126.5 \frac{kg}{s}$$

$$W_T = 126.5 * 335.1 * \frac{1}{1000}$$

$$W_T = 42.39 MW$$

3.12. Ciclo Brayton con recalentamiento

El ciclo Brayton se caracteriza por ser un ciclo termodinámico el cual puede modificarse de tal forma que la expansión del fluido (gas) se realice en dos etapas.

Se centra en elevar el ciclo de compresión en caso (interenfriamiento) como para la turbina (recalentamiento) y de esta forma los procesos se aproximan al isotérmico, sin embargo, una desventaja de esto es que disminuye su trabajo tanto en compresión como en expansión. (Cengel & Michael, 2011)

El ciclo Brayton con recalentamiento requiere 4 veces la cantidad de aire para completar el proceso de combustión.

Por lo que se considera que el recalentamiento se puede producir solamente al rociar un poco de combustible al gas que se expulsa entre cada estado de expansión.

En la figura 69 a. se muestra el ciclo Brayton con recalentamiento. El proceso de expansión de los gases al realizarse en dos etapas, la primera ocurrirá en la turbina de alta presión o también llamada turbina de compresor la cual se encuentra acoplada al compresor por medio de un eje, lo que provoca que el compresor consuma todo el trabajo producido por la turbina de alta presión.

La segunda expansión se realiza en la turbina de baja presión, también denominada turbina de potencia, la turbina se acoplará a un eje diferente al de la turbina de compresor, produciendo el trabajo neto el cual podrá aprovecharse por lo general para mover un generador. Además, en el ciclo con recalentamiento se implementa otra cámara de combustión ubicada en la salida de la turbina de alta presión la cual se usará para elevar la temperatura de los gases que ingresan a la turbina de baja presión en esta etapa los gases que ingresan contienen grandes cantidades de oxígeno por lo tanto no se considera el añadir combustible que ayude a inflamarse el gas.

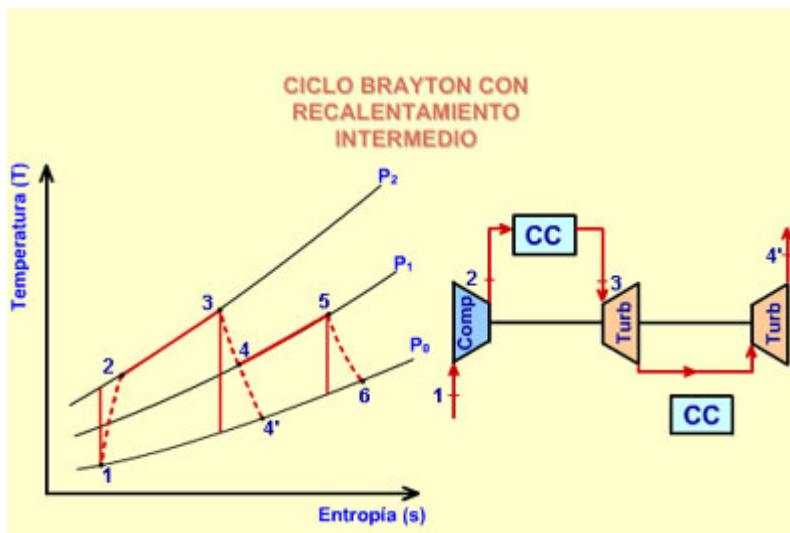


Figura 69 a. Representación por etapas ciclo Brayton recalentado

Fuente: Ing. Héctor Terán

El trabajo de compresión generado en el ciclo con recalentamiento es igual al trabajo en el ciclo sin recalentamiento, por esto se considera que el trabajo en la turbina de alta presión será igual para los dos ciclos.

No así el trabajo generado por la turbina de baja presión, que será mucho mayor para el ciclo con recalentamiento que para el ciclo sin recalentamiento. En la figura 69 b. en el diagrama T-S se muestra

como esto ocurre al dirigirse las líneas de presión hacia la derecha provocando que estas diverjan siendo así mayor la diferencia de temperaturas T_5 y T_6 entre T_4 y T_4' .

El trabajo neto desarrollado será igual al trabajo desarrollado por la turbina de baja presión.

$$W_{net}(\text{sin recalentamiento}) = C_{pg}(T_4 - T_4') \quad (131 \text{ a})$$

$$W_{net}(\text{con recalentamiento}) = C_{pg}(T_5 - T_6) \quad (131 \text{ b})$$

Si se sabe que $T_5 - T_6 > T_4 - T_4'$

$$W_{net}(\text{sin recalentamiento}) = W_{net}(\text{con recalentamiento}) \quad (131 \text{ c})$$

Al existir un incremento de trabajo neto desarrollado por cada unidad de masa de gas, se debe suministrar una cantidad de calor al sistema para poder elevar la temperatura de los gases que salen de la turbina de alta presión.

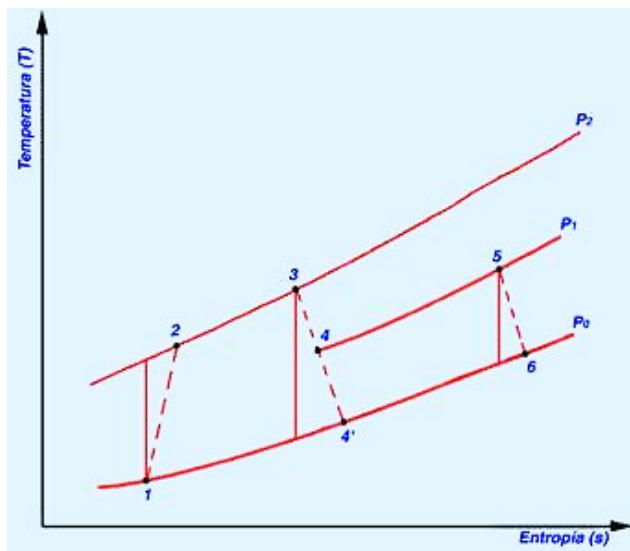


Figura 69 b. Diagrama T-S, ciclo Brayton con recalentamiento

Fuente: Ing. Héctor Terán

En la 69 b se evidencia que el calor adicional $C_p(T_s - T_4)$ agregada al ciclo con recalentamiento es mayor que el incremento de trabajo neto producido por la turbina, provocando que la eficiencia térmica del ciclo con recalentamiento será menor que el ciclo sin recalentamiento.

3.13. Ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración

El trabajo neto realizado en un ciclo de turbinas de gas es igual a la diferencia entre el trabajo de salida de la turbina y el trabajo de entrada del compresor. Este trabajo neto se puede incrementar reduciendo el trabajo de entrada del compresor o aumentando el trabajo de salida de la turbina.

La salida de trabajo de una turbina que opera a dos niveles de presión puede aumentarse expandiendo el fluido (gas) al terminar cada etapa y recalentándolas entre cada una de ellas, utilizando expansión en varias etapas con recalentamiento.

Esta técnica se lleva a cabo gracias a que no presenta un aumento significativo en la temperatura máxima durante el ciclo, debido a que al aumentar el número de etapas en el ciclo, este se aproxima a un proceso isotérmico. Basado en el principio: “El trabajo de compresión o expansión de flujo estacionario es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser lo más bajo posible durante un proceso de compresión y lo más alto posible durante un proceso de expansión.”

La figura 70 corresponde al diagrama temperatura vs entropía. En este ciclo el gas ingresa a la primera etapa del compresor en estado 1, comprimiéndose aquí de modo isentrópico hasta poder alcanzar una temperatura intermedia P2, luego de ello se enfriá en un proceso isobárico hasta alcanzar el estado 3 en donde la temperatura uno y la temperatura 3 serán las mismas, en este estado el gas se comprime isotrópicamente hasta la presión fina P4.

En el estado 4 el gas ingresa al regenerador en donde este se calienta hasta una temperatura 5 manteniendo su presión constante. Si fuese un regenerador ideal la temperatura del gas será la misma de la salida del escape de la turbina $T_5=T_9$. En la combustión el calor primario está ubicado entre 5 y 6 en donde el gas ingresará a la primera etapa de la turbina en el punto 6 expandiéndose ahí isotrópicamente hasta llegar al estado 7, luego entrará en el recalentador en donde elevará su temperatura manteniendo constante su presión hasta llegar al estado 8 en donde las temperaturas $T_8=T_6$. Después a la segunda etapa de la turbina. El gas saldrá de la turbina en el estado 9 dirigiéndose

al regenerador para enfriarse hasta el estado 10 de igual forma manteniendo su presión constante. La finalización del ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial o al purgar los gases.

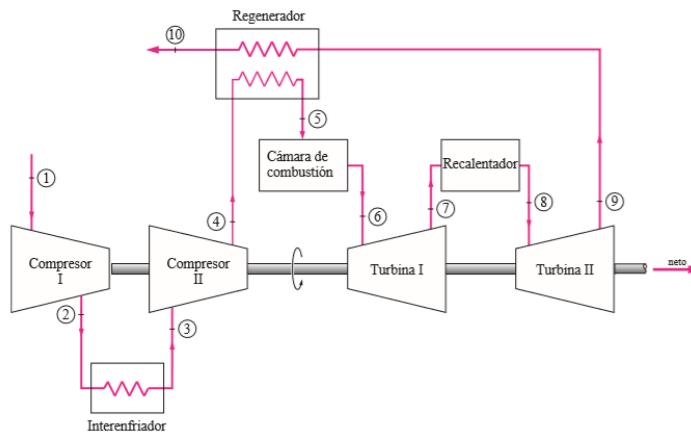


Figura 70. Ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración. Por Yunus Cengel (s. f.)

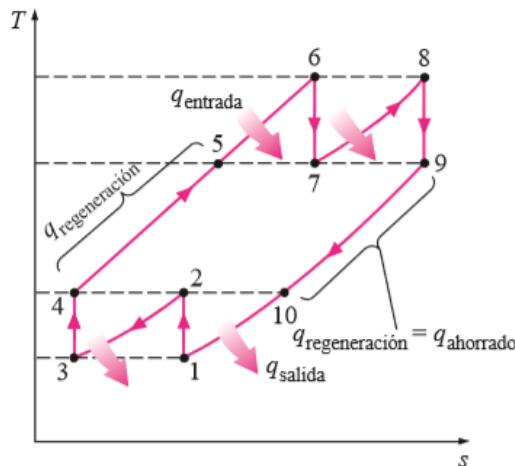


Figura 71. Ciclo Brayton diagrama T-S. Por Yunus Cengel (s. f.)

Para un mejor desempeño se tiene

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad (132)$$

$$\frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \quad (133)$$

Una característica importante de este ciclo es que al aumentar mucho más las etapas en compresión y expansión el ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración se aproximará al ciclo Ericsson.

3.13.1 Ejercicios Resueltos

1. en un ciclo de turbina la relación de compresión del gas ideal total es de 8. A la entrada del compresor en cada etapa entra aire a una temperatura de 300 °K y en la turbina ingresa aire a temperatura de 1 300 °K. Hallar la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que a) No existen regeneradores y b) Existe un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento.

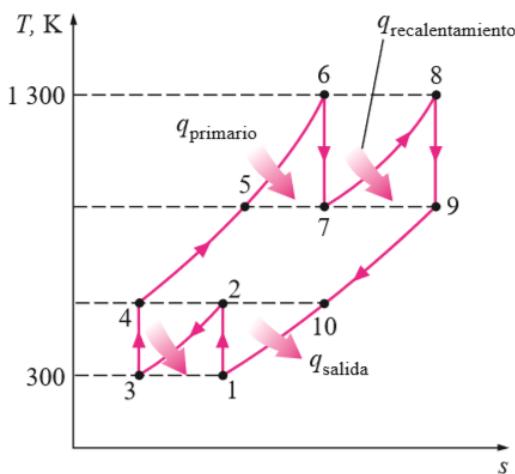


Figura 72. Ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración ejercicio. Por Yunus Cengel (s. f.)

Este ciclo presenta dos etapas de expansión, dos de compresión y una de regeneración, dando lugar a que en los procesos de expansión y compresión la entrada de trabajo sea mínima mientras que la salida de trabajo tienda a ser máxima.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \text{y}$$

$$\frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

Si se considera que la eficiencia isoentrópica y temperatura será la misma, así como la entalpía del fluido al término de cada etapa, se tiene:

A las entradas

$$T_1 = T_3, \quad h_1 = h_3 \quad y \quad T_6 = T_8, \quad h_6 = h_8$$

A las salidas

$$T_2 = T_4, \quad h_2 = h_4 \quad y \quad T_7 = T_9, \quad h_7 = h_9$$

a) Según la tabla 6

$$T_1 = 300^{\circ}K \rightarrow H_1 = 300.19 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\rightarrow P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{R1}$$

$$P_{r2} = \sqrt{8} (1.386)$$

$$P_{r2} = 3.92 \text{ según la tabla} \rightarrow T_2 = 403.3^{\circ}K$$

$$\rightarrow h_2 = 404.131 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Punto 7

$$T_6 = 1300^{\circ}K \rightarrow h_6 = 1395.97 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\rightarrow P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{R6}$$

$$P_{R7} = \frac{1}{\sqrt{8}} (330.9)$$

$$P_{r7} = 117.0 \rightarrow T_7 = 1006.4^{\circ}K$$

$$\rightarrow h_7 = 1053.33 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Entonces

$$W_{comp.\text{Entrada}} = 2(W_{comp.\text{Entrada},I}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.31 - 300.19)$$

$$W_{comp.\text{Entrada}} = 208.24 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$W_{turb.\text{salida}} = 2(W_{turb.\text{salida},I}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1395.97 - 1053.33)$$

$$W_{turb.\text{salida}} = 685.28 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$W_{neto} = W_{turb.\text{salida}} - W_{comp.\text{Entrada}}$$

$$W_{neto} = 685.28 - 208.24 = 477.04 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}}$$

$$q_{\text{entrada}} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$

$$q_{\text{entrada}} = (1395.97 - 404.31) + (1395.97 - 1053.33)$$

$$q_{\text{entrada}} = 1334.3 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

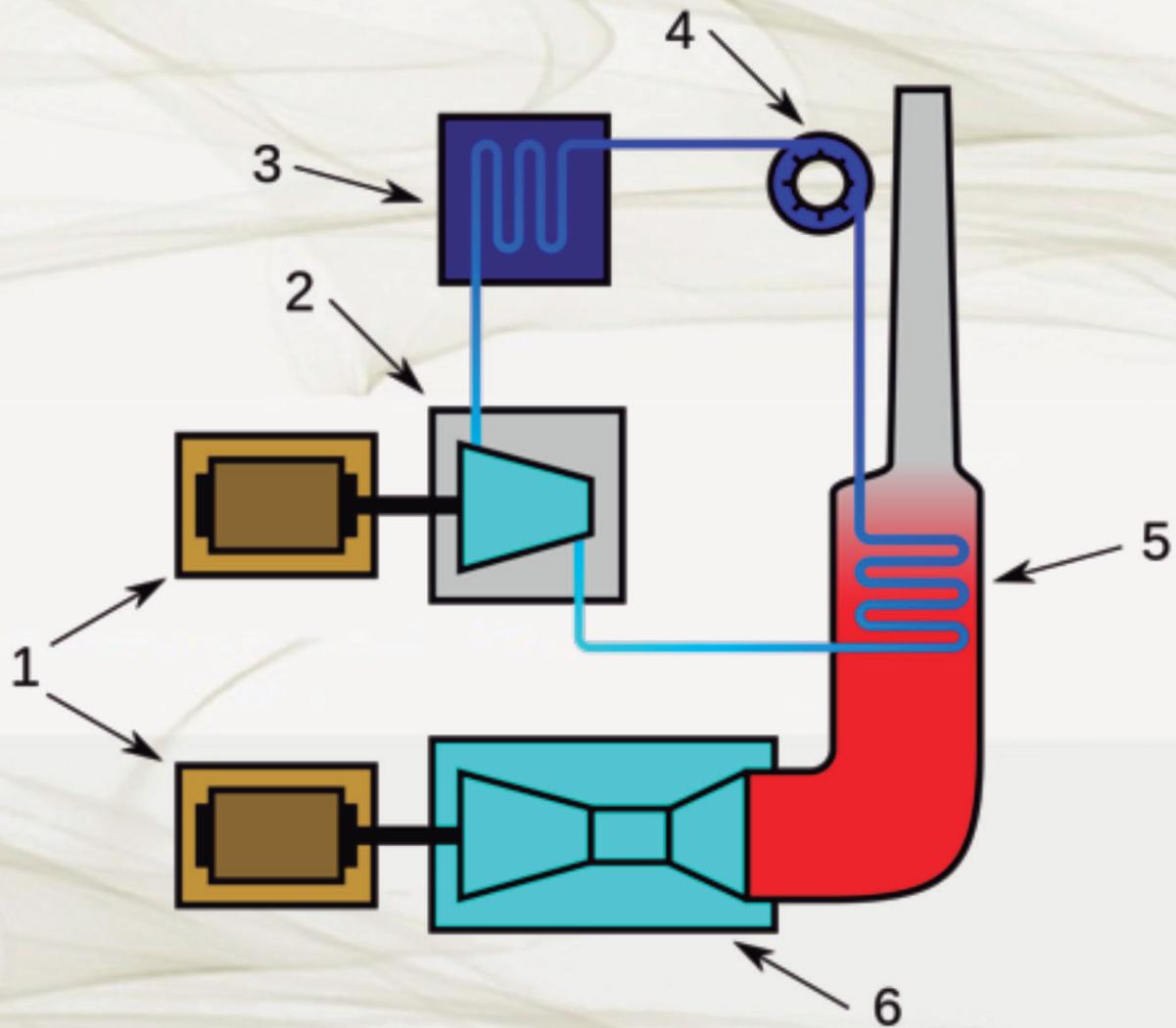
Por lo tanto

$$r_{bw} = \frac{W_{comp.\text{Entrada}}}{W_{turb.\text{salida}}}$$

$$r_{bw} = \frac{208.24 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]}{685.28 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]} = 0.304 \rightarrow 30.4 \% \quad \text{y}$$

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{477.04 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]}{1334.3 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]} = 0.358 \rightarrow 35.8\%$$

Capítulo 4



CICLO COMBINADO

4 CICLO COMBINADO

4.1. Introducción

La electricidad se ha convertido en parte importante de la vida cotidiana, a través de sus diversas aplicaciones. Esta se genera mediante hidroeléctricas, parques eólicos, nucleares de uranio, gas natural como el carbón y las centrales térmicas, con el fin de aportar grandes cantidades de electricidad que es el legado de la red.

Las centrales térmicas de ciclo combinado son alimentadas de gas natural como combustible, con el propósito de utilizar la combinación de dos o varios tipos de turbinas, ya sea que gire con los gases de la combustión interna o con el vapor generado, y es diligente por el calor de los gases de la combustión del gas natural. El combustible es el más limpio en su estructura química.

Ciclo Combinado

El ciclo combinado se refiere a la unión de diversos ciclos diferentes y entre ellos iguales, ya que en común tienen que el calor exuberante del ciclo sea reutilizado por el siguiente ciclo, como un nacimiento térmico. (ODESIE, 2004), La mayoría de alineaciones del ciclo combinado residen en una o varias turbinas de gas, con generadores en forma de vapor con redención de calor con turbinas de vapor. Con el fin de concretar de forma diferente.

El ciclo combinado está explícito por un vínculo de numerosos motores térmicos que perpetran trabajo con la fuente de calor, con un sumario mecánico que es formado por generadores eléctricos.

Referente a la conducta del ciclo con el primer motor, la temperatura del motor de fluido es lo bastante alta para que el segundo motor térmico rinda el máximo de su energía que produjo el primer motor relacionado al calor emitido por el primer motor.

Donde se localiza una gran variedad de combinaciones. En la figura 72 se observa un diagrama de ciclo combinado básico. En la figura 73 se observa un diverso la variedad de combinación utilizada en una planta eléctrica que se vincula a los ciclos de Brayton y el ciclo de Rankine.

La central eléctrica de ciclo combinado es la solución eficaz, flexible, referente al medio ambiente para generar la fuente eléctrica con el objetivo de proteger las viviendas y las futuras generaciones (SIEMENS, 2012). Se refiere al ciclo combinado, que implica el uso del sistema de energía que la fuente que utiliza el calor de salida en una turbina de gas (Kalina, 1984). Lo que involucra una extensión de

eficiencia subtotal alrededor del 21 por ciento por arriba del sistema combinado que se utiliza en el ciclo de Rankine.

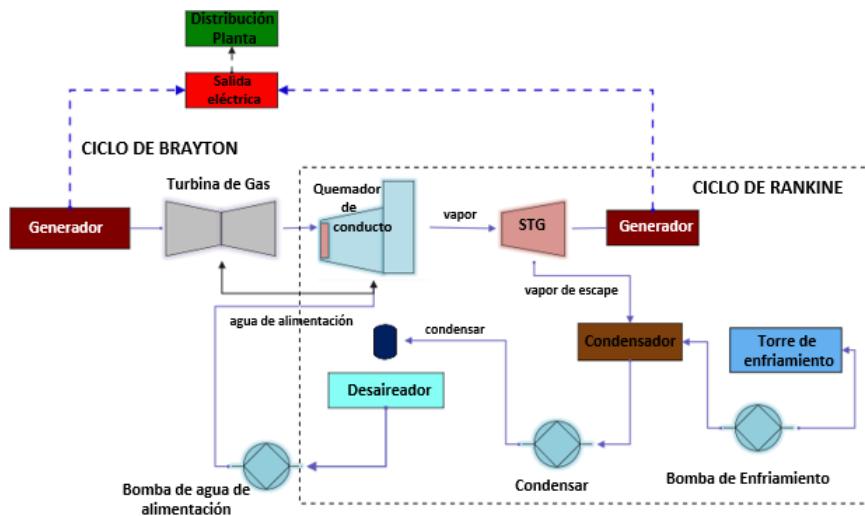


Figura 73. Instalación básica de ciclo combinado

Fuente: Ing. Héctor Terán

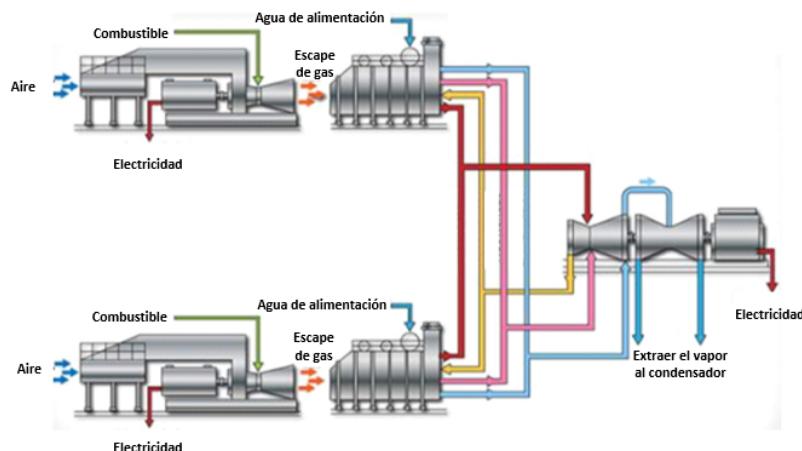


Figura 74. Planta de ciclo combinado

Fuente: Ing. Héctor Terán

4.2. Funcionamiento de la central del ciclo combinado

El uso del gas natural se emplea como combustible para formar energía, mediante la filtrada a su necesidad requerida por la presión y temperatura a la turbina de gas. En la cámara de combustión de la turbina de gas, el aire comprimido (mediante el compresor), liberará una gran cantidad de energía térmica, consiguiendo que el gas se expanda por la cámara de la turbina con un eje recubierto de palas.

Que gira los gases alrededor de la turbina con una velocidad de 314.15 radianes por segundo. Figura 74

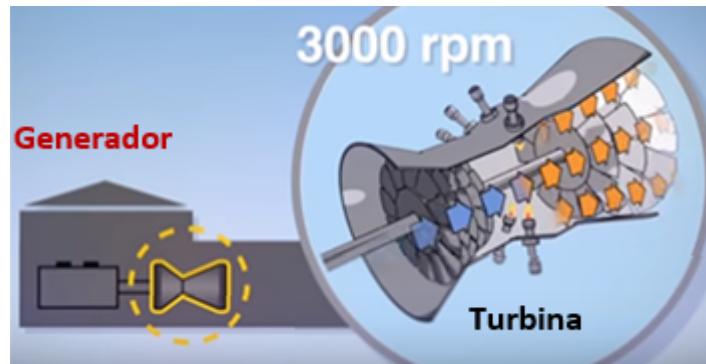


Figura 75. Combustión de la turbina

Fuente: <http://revistel.pe/harriet-de-ge-el-santo-grial-de-la-generacion-electrica/>

La energía en movimiento desarrollado en el eje reacciona con un proceso de transformación de energía eléctrica en generador que tiene dos partes: un rotor almacenado de electroimanes en su alrededor cubierto de bobinas de material conductor, Al activar los imanes produce a su alrededor un campo magnético variable que en su rotor índice electricidad en el bobinado.

El gas que sale de la turbina de gas se dirige al generador de liberación donde se ven calor directo al agua donde se transforma en vapor de agua, que será la fuente de calor lo que hace girar la turbina de vapor.

El agua tiene que ser tratada con el fin de que las sales salgan purificadas para no dañar las turbinas del contorno, mientras que el gas de combustión tiene dos movimientos para accionar la turbina de gas y mover la turbina de vapor.

¿Cómo se lo consigue?

La Turbina de vapor con el funcionamiento de transformar la energía térmica en energía mecánica al girar su propio generador de la turbina clasificado en tres cuerpos. Figura 75



Figura 76 Presión de las turbinas

Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbina-de-vapor.html>

Descripción de la figura:

A partir de la caldera de generación de vapor es regido hasta la turbina de vapor de alta presión que su volumen se expande por tener su presión muy alta, con el fin de hacer de que gire el eje de la turbina con la facilidad de los álabes.

Su salida se dirige de nuevo a otra caldera, donde recupera la temperatura y vuelve con su ciclo, pero al cuerpo de media presión y baja presión donde repetirá el proceso de expansión con el fin de mover al eje.

Dirigido al cuerpo que presenta una presión baja donde repetirá el proceso de expansión y movimiento con respecto al eje, con el destino de salir del condensador donde se enfriá y vuelve a su estado líquido.

Cada central tendrá un sistema de refrigeración abierto con la función de absorber el agua del mar donde la utiliza y la retorna al mar, en un sistema cerrado reutiliza el agua ya que está lejos de la costa. El vapor se ha transformado con el fin de cerrar el ciclo de agua a vapor.

El ciclo combinado trata de la combinación y la utilización del ciclo de gas Brayton, donde su fluido es encargo de la mezcla de aire y combustible, estableciéndose como ciclo privilegiado cuyo calor tiene una temperatura que está por arriba de la temperatura del segundo ciclo ilustrado en la figura 76.

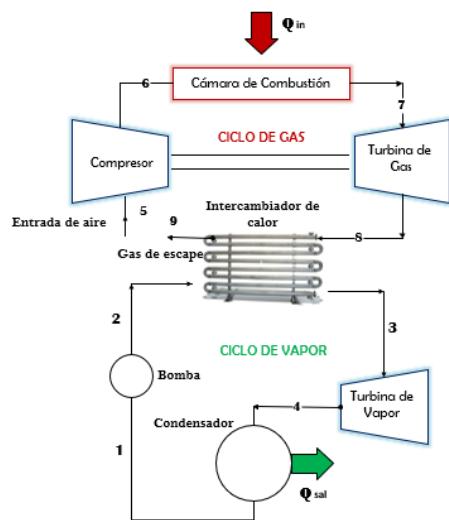


Figura 77. Planta combinada gas-vapor.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Ciclo combinado para la producción de energía

La temperatura de ingreso del ciclo de gas Brayton es calificada como la más alta con respecto a la temperatura de vapor (E. M. Greitzer, 2011). La comparación del compresor de gas con la temperatura de salida considerada muy alta para permitir la eficiencia de vapor útil donde el calor residual de gas. Esta configuración es conocida como planta de energía de ciclo combinado. El ciclo se ilustra en la figura 77.

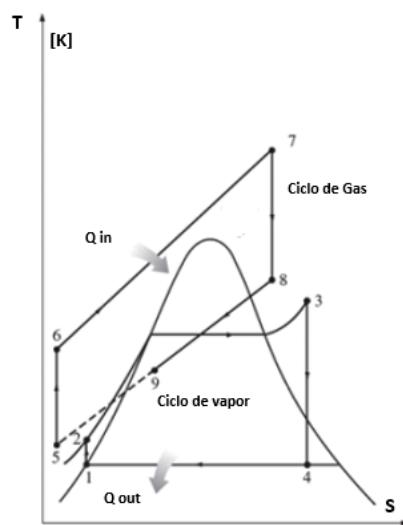


Figura 78. Representación de un diagrama T-S del ciclo combinado. Por Cengel y Boles (s. f.).

El ingreso de Q_{IN} al ciclo combinado tiene una similitud con la turbina de gas, y el trabajo es superior al trabajo del vapor del ciclo Rankine. Figura 78 se esquematiza la máquina en general, que se puede razonar que el motor de calor superior e inferior en serie. El motor ubicado en la parte superior del ciclo Brayton que desaloja el calor ubicado en el motor inferior del ciclo de Rankine.

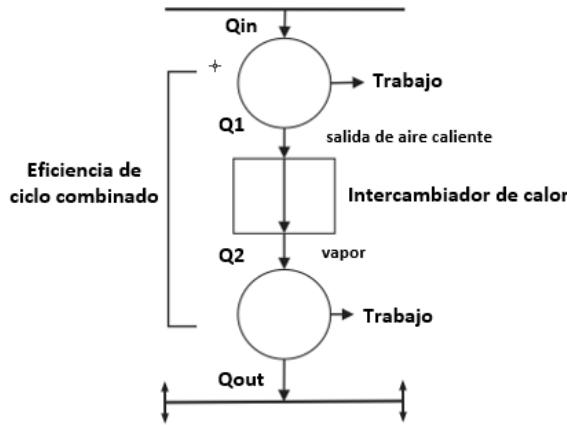


Figura 79. Esquema del ciclo combinado utilizando turbina de gas y turbina de vapor

Fuente: Ing. Héctor Terán.

La eficiencia del ciclo combinado se expresa de la siguiente forma. El calor del gas se denomina como Q_{ENT} , con el calor expulsado a la atmósfera como Q_{SAL} . El calor que sale del gas representa como Q_i . Los gases de salida de gas pasan a través del intercambiador de calor donde se usa fuente de calor para el ciclo de vapor con dos lapsos.

La eficiencia del ciclo combinado es:

$$\eta_{CC} = \frac{W}{Q_{ENT}} \quad (133)$$

$$\eta_{CC} = \frac{W_B + W_R}{Q_{ENT}}$$

La primera ley de la eficiencia ordinaria se puede formular en términos, El ingreso de calor y los retrocesos de calor de la combinación de los ciclos con la cantidad $[Q_{ENT}]$ para mostrar la dimensión del calor transferido.

$$\eta_{CC} = \frac{Q_{ENT} + ([Q_1] - Q_{SAL})}{Q_{ENT}} \quad (134)$$

$$\eta_{CC} = \left[1 - \frac{[Q_i]}{Q_{ENT}} \right] + \left[1 - \frac{[Q_i]}{Q_{ENT}} \right] \left(\frac{[Q_i]}{Q_{ENT}} \right)$$

El primer término ubicado en la parte derecha indica el ciclo Brayton y por otro lado el ciclo de Rankine. La eficiencia del ciclo combinado puede expresarse como:

$$\eta_{CC} = \eta_B + \eta_R - (\eta_B * \eta_R) \quad (135)$$

El término $\eta_{T.COM.}$ del ciclo combinado. Se puede expresar como cociente entre la suma de las potencias de salida y el en denominador va el flujo de calor entregado del ciclo combinado del gas.

$$\eta_{T.COM.} = \frac{W_{G.SAL} + W_{V.SAL}}{Q_{G.ENT}}$$

$$\eta_{T.COM.} = \frac{M_G * W_{G.SAL} + M_V * W_{V.SAL}}{M_G * Q_{G.ENT}} \quad (136)$$

Al trabajar sin calor, trabajo y energía cinética y potencial se obtendría:

$$\sum M_{ENT} * h_{ENTR} = \sum M_{SAL} * h_{SAL} \quad (137)$$

$$0 = M_G (h_{ENT} - h_{SAL})_{SAL} + M_{VAP} (h_{ENT} - h_{SAL})_{VAP}$$

4.3. Componente de Ciclo Combinado

1.3.1 Turbina de gas

En la figura 79 expresa una turbina de gas con separadores y empacadores dentro del medio.

Dentro del sistema de carga el generador e hidrógeno con aceite de sellado. Al aplicar para su actividad para la turbina de gas. El sistema se instala junto a la turbina de gas, pero en medio funcionamiento del ciclo.

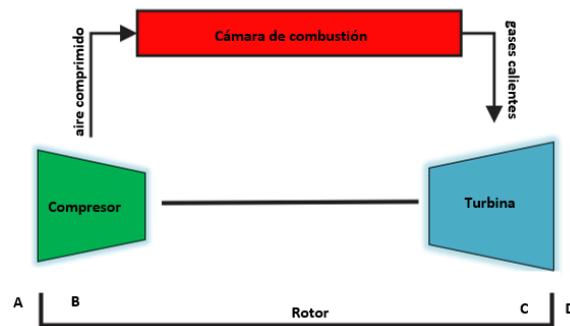


Figura 80. Diagrama simplificado de una turbina de gas.

Fuente: Ing. Héctor Terán

1.3.2 Turbina de vapor

Un sistema de una representación gráfica de una turbina de vapor, donde se puede contener ilustrado en la figura 80.

Aceite lubricante

Aceite hidráulico

Aceite de foca

Sistema de condensador

Sistema de hidrógeno

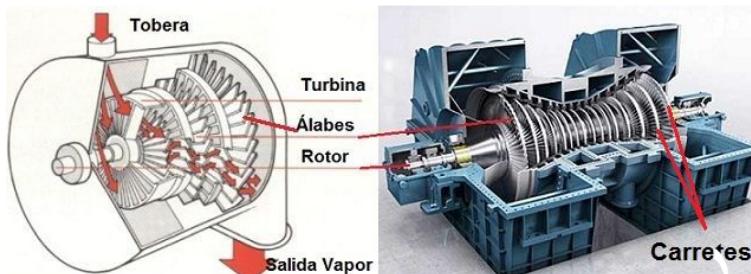


Figura 81. Cutaway típico de la turbina de vapor.

Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbina-de-vapor.html>

Al juntar la turbina de vapor y la turbina de gas, se habla de un ciclo combinado que tiene soluciones eficientes, confiables, rentables con el ecosistema para proteger con el fin de generar electricidad.

Las grandes centrales con el ciclo combinado, el generador de la turbina de gas genera o suministra electricidad, con el calor fraccionario de la turbina de gas se lo vuelve a traer para formar que el vapor genere electricidad agregado a la turbina de vapor ilustrado en la figura 81.

El consumo continuo de energía en los siguientes años, la eficiencia actuará como un componente vital para el sistema de energético dando un criterio de confiabilidad y ecológico.

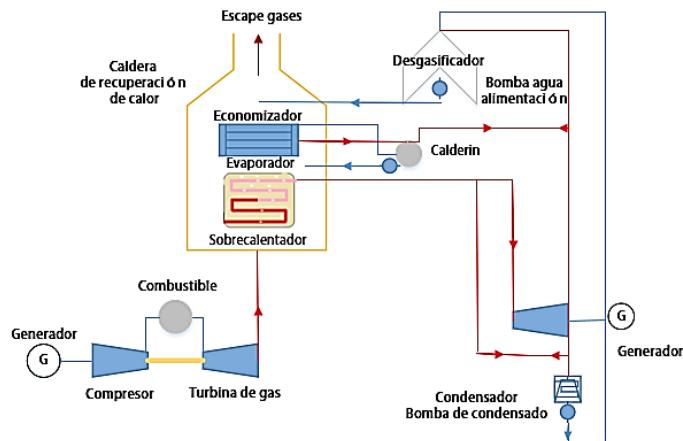


Figura 82. Ciclos combinados general.

Fuente: Ing. Héctor Terán.

Otra forma de representación referente al ciclo combinado se expone en la figura 82, que representa el esquema de la turbina de gas y de la turbina de vapor donde la manufactura de trabajo es menor que al de gas.

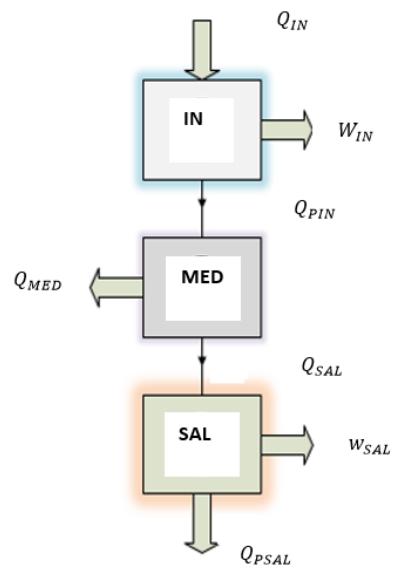


Figura 82. Ciclo combinado con turbina de gas y turbina de vapor.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Representación de los siguientes elementos:

Q_{IN}^+ : Calor transformado por el gas en combustible.

Q_{PIN} : Calor excedido por parte del ciclo del gas.

Q_{SAL}^- : Calor contribuido por parte del ciclo de vapor.

Q_{RSAL} : Calor excedido por parte del ciclo de vapor.

Q_{MED} : Calor de ensamble de los ciclos.

W_{IN} : Trabajo neto por parte del ciclo de gas.

W_{SAL} : Trabajo neto por parte del ciclo de vapor

La eficiencia se expresa de la siguiente forma

$$\eta_{SAL} = \frac{W_{SAL}}{Q_{SAL}} \quad (138)$$

También desarrollado o simplificado

$$\eta_{SAL} = \frac{W_{SAL}}{Q_{IN}} = \frac{Q_{PIN} - Q_{MED}}{Q_{PIN}} = 1 - \frac{Q_{MED}}{Q_{PIN}}$$

La eficiencia del ciclo combinado está desarrollado de la siguiente forma

$$\eta = \frac{W_{IN} + W_{SAL}}{Q_{IN}}$$

$$\eta = \eta_{IN} + \frac{W_{SAL} * Q_{SAL}}{Q_{SAL} * Q_{IN}}$$

$$\eta = \eta_{IN} + \eta_{SAL} * \eta_{MED} \frac{Q_{PMED}}{Q_{MED}}$$

$$\eta_{TOTAL} = \eta_{IN} + \eta_{SAL} * \eta_{MED} \frac{(Q_{IN} - W_{IN})}{Q_{IN}}$$

También desarrollado o simplificado

$$\eta_{TOTAL} = \eta_{IN} + \eta_{SAL} * \eta_{MED} (1 - \eta_{IN}) \quad (139)$$

4.4. Ejercicios Resueltos

1. Determinar la eficiencia de los ciclos propuestos o de todo el ciclo llamado en este caso ciclos combinados, con su respectivo análisis para los ciclos propuestos en este caso será para el ciclo Brayton y el Rankine.

Indagar todo el ciclo en tres fragmentos:

1. Examinar el ciclo Brayton con su calor, trabajo con el fin de hacer un balance de W y Q.
2. Realizar el primer punto, pero con el ciclo Rankine.
3. La eficiencia de los ciclos combinados.

Dato propuesto, figura 83.

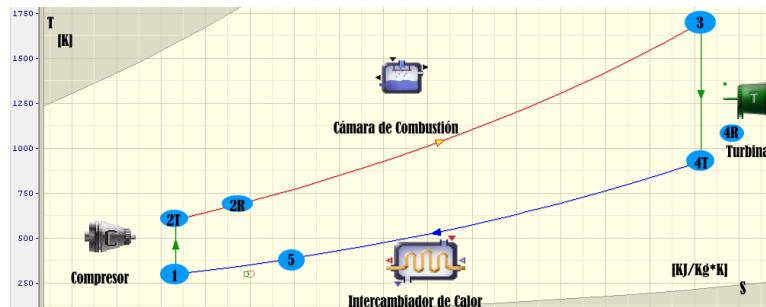


Figura 83. Representación en un diagrama T-S.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Tener una mejor visibilidad del esquema se observa la figura 84 del motor de turbina de gas del ciclo cerrado.

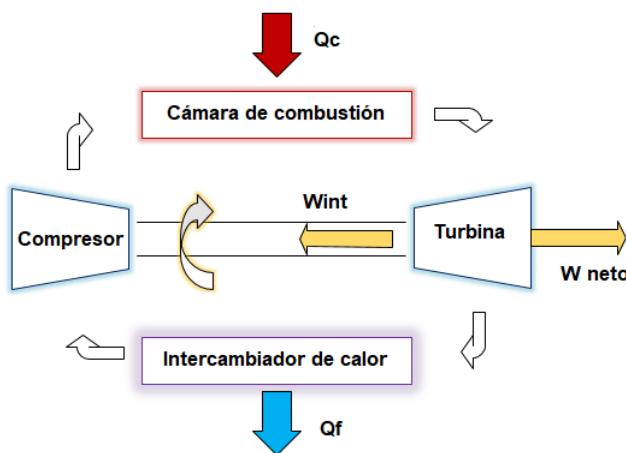


Figura 84. Motor con una turbina de gas del ciclo cerrado

Fuente: Ing. Héctor Terán

Datos:

$$T_1 = 27[\text{°C}]$$

$$T_5 = 177 [\text{°C}]$$

$$T_3 = 1427 [\text{°C}]$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 13$$

Punto mínimo

$$T_1 = (27 + 273.15)[K]$$

$$h_1 = 300.23 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$P_{R1} = 1.38$$

Se deduce la entalpía en el Punto 2 teórico con la ecuación 134

$$P_{Real.2} = P_{Real.1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 1.38 \left(\frac{13}{1} \right)$$

$$P_{Real.2} = 17.94$$

$$h_2 = 610.63 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Se deduce la entalpía en el Punto 2 real con la ecuación 139

$$h_{Real.2} = h_1 + \frac{(h_{2Real} - h_1)}{\eta}$$

$$h_{R2} = 300.23 + \frac{(610.63 - 300.23)}{0.85}$$

$$h_{Real.2} = 665.40 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Punto 3

Punto Máximo

$$T_3 = (1427 + 273.15)[K]$$

$$h_3 = 1880 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$P_{Real.3} = 1024.95$$

Punto 4 Teórico

$$P_{Real.4} = P_{Real.3} \left[\frac{P_4}{P_3} \right]$$

$$P_{Real.4} = 1024.95 \left[\frac{1}{13} \right]$$

$$P_{Real.4} = 78.84$$

$$h_{4Teorico} = 966 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Se deduce la entalpía en el Punto 4 teórico y real con la ecuación 139

$$h_{4Real.} = h_3 - \eta_3 (h_3 - h_{4Teorico})$$

$$h_{4Real} = 1880 - 0.9(1880 - 966)$$

$$h_{4Real} = 1057.4 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Punto 5

$$T_s = (177 + 273.15) [K]$$

$$h_s = 452 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

La comprobación de calor y trabajo para demostrar que se debe obtener valores iguales de la expresión

$$Q = W_{Neto}$$

Estudio de:

$$Q_{suministrado}$$

$$Q_{Rechazado}$$

$$W_{compresor}$$

$$W_{Turbina}$$

$$Q_{sumin.} = h_3 - h_{2Real} = (1880 - 665.40) \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_{Real} = h_{Real.4} - h_1 = (1057.40 - 300.23) \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_{Neto} = Q_{sum.} - Q_{Real.} = (1214.6 - 757.17) \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Turb.} = h_{Real.3} - h_1 = (1024.95 - 300.23) \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Compresor} = h_2 - h_1 = (610.63 - 300.23) \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Neto} = W_{Turb.} - W_{Compresor} = 457.4 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Neto} = Q_{Neto}$$

El Ciclo Rankine se ilustra en la figura 85.

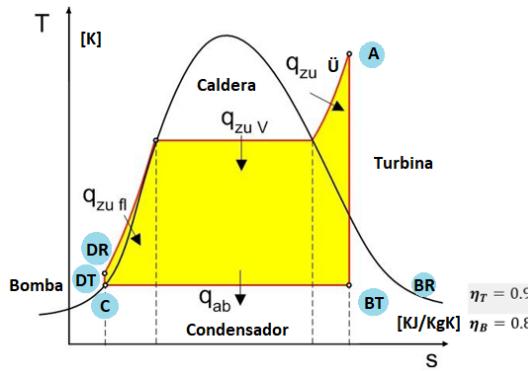


Figura 85. Ciclo Rankine

Fuente: Ing. Héctor Terán

Punto A

$$P_A = 122 [BAR]$$

$$T_A = 773 [K]$$

AB entropía constante.

$$h_A = 3350.9 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$S_A = 6.5220 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

BT

$$P_{BT} = 0.05 [BAR]$$

$$S_{BT} = 6.5220 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$X_{BT} = 0.83$$

$$h_{2BT} = 1956 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

BR

Proceso isobárico

$$h_{BR} = h_A - \eta_{Real}(h_A - h_{BT})$$

$$h_{BR} = 2095.5 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Analizar respeto el punto C

$$P_c = 0.05 [BAR]$$

$$h_f = h_c = 122.25 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$\nu_f = 0.001056 \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$$

Analizar respeto el punto DT

$$h_{DT} = h_c = \nu_f(P_D - P_c)100$$

$$h_{DT} = 122.25 + 0.00105(122 - 0.05)100$$

$$h_{DT} = 135.05 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Analizar respeto el punto DR

$$h_{DR} = 122.25 + \frac{135.05 - 122.25}{0.8}$$

$$h_{DR} = 138.25 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

Examinar las entalpías mediante un balance de W y Q

$$Q_{suministrado}$$

$$Q_{sum.} = 3350.9 - 138.25 = 3212.65 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_{Rechazado}$$

$$Q_{Rec.} = 2095.5 - 122.25 = 1973.3 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_{Neto}$$

$$Q_{Neto} = 3212.65 - 1973.3 = 1239.35 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Turbina}$$

$$W_{Turb.} = 3350.9 - 2095.5 = 1255.4 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Bomba}$$

$$W_{Bomb.} = 138.25 - 122.25 = 16 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$W_{Neto}$$

$$W_{Neto} = 1255.4 - 16 = 1239.4 \left[\frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_n = W_N$$

El Ciclo combinado se ilustra en la figura 86.

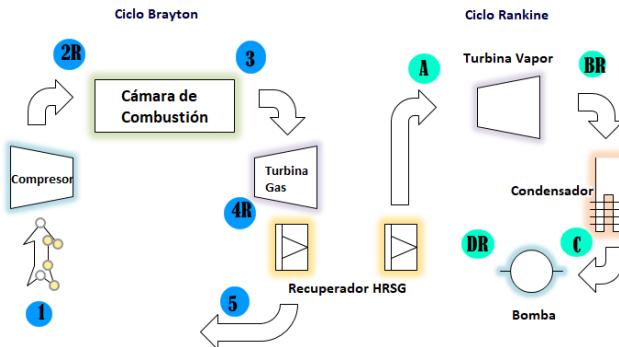


Figura 86. Ciclo combinado

Fuente: Ing. Héctor Terán

En el ciclo Brayton se elimina el intercambiador de calor por un recuperador con el objetivo del aire que no se utilice sea trabajado por el ciclo Rankine.

Calculo térmico (HRSG)

$$M_u(h_{4Real} - h_{sum.}) = M_p(h_A - h_{DR})$$

$$\gamma \frac{u}{p} = \frac{M_u}{M_p} = \frac{(3350.9 - 138.25) \left[\frac{KJ}{kgv} \right]}{(1057.40 - 452) \left[\frac{KJ}{kgv} \right]} = 5.3066 \left[\frac{Kga}{Kgv} \right]$$

La eficiencia combinada:

$$\eta_{Combinada} = \frac{W_{Neto}}{Q_{Sum.}} = \frac{\frac{458}{Kga} + \frac{1239.4}{5.3066} \left[\frac{KJ}{Kgv} \right]}{1239.4 \left[\frac{KJ}{kgv} \right]} = 86.30\%$$

La eficiencia de ciclo combinado final se representa con un 86.30%

2. Un ciclo de potencia combinado de gas y vapor

En el ciclo combinado de gas y vapor mostrado en la figura 87. El ciclo superior es un ciclo de turbina de gas que tiene una relación de presión de 8. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1300 K. La eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento, mientras que la de la turbina de gas es de 85 por ciento. El ciclo inferior es un ciclo Rankine ideal simple que opera entre los límites de presión de 7 MPa y 5 kPa. El vapor se calienta en un intercambiador de calor por medio de los gases de escape

hasta una temperatura de 500 °C. Los gases de escape salen del intercambiador de calor a 450 K.

Determine:

- La relación entre los flujos máscicos del vapor y de los gases de combustión.
- La eficiencia térmica de ciclo combinado.

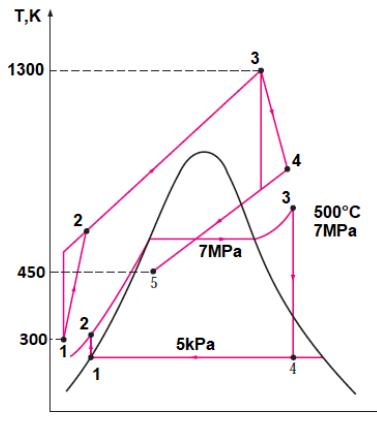


Figura 87. Ciclo combinado de gas y vapor.

Fuente: Ing. Héctor Terán

Solución: Se considera un ciclo combinado de gas y vapor. Se determina la relación entre los flujos máscicos del vapor y los gases de combustión, como la eficiencia térmica.

Análisis Los diagramas T-s de ambos ciclos se presentan en la figura 16.

Datos

Ciclo de gas:

$$h'_4 = 880.36 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad T'_4 = 853 [K]$$

$$q_{entrada} = 790.58 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad W_{neto} = 210.41 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad \eta_{term.} = 26.6 \%$$

$$h'_4 = h_a \text{ } 450K = 451.80 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$$

Ciclo de vapor:

$$h_2 = 144.78 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad (T_2 = 33^\circ C)$$

$$h_3 = 3\,411.4 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad (T_3 = 500^\circ C)$$

$$W_{neto} = 1\,331.4 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad \eta_{term.} = 40.8 \%$$

- a) La relación de los flujos masivos se determina a partir del balance de energía en el intercambiador de calor.

Utilización de la ecuación 137

$$E_{entrada} = E_{salida}$$

$$m_g * h_5 + m_s * h_3 = m_g * h_4 + m_s * h_2$$

$$m_s(h_3 - h_2) = m_g(h_4 - h_5)$$

$$m_s(3\,411.4 - 144.78) = m_g(880.36 - 451.80)$$

$$\frac{m_s}{m_g} = y = 0.131$$

Es decir, 1 kg de gases de escapes puede calentar únicamente 0.131 kg de vapor de 33 a 500°C, cuando se enfriá de 853 a 450 K. Entonces la salida total de trabajo por kilogramo de gases de combustión es

$$W_{neto} = W_{neto,gas} + yW_{neto,vapor}$$

$$W_{neto} = \left(210.41 \frac{KJ}{Kg\ gas} \right) + \left(0.131 \frac{Kg\ vapor}{Kg\ gas} \right) * \left(1\,331.4 \frac{KJ}{Kg\ vapor} \right)$$

$$W_{neto} = 384.8 \left[\frac{KJ}{Kg\ gas} \right]$$

Por cada kilogramo de gases de combustión producido, la central combinada entregada 384.8 KJ de trabajo. La salida neta de potencia de la central se determina al multiplicar este vapor por el flujo másico del flujo de trabajo en el ciclo de la turbina de gas.

b) La eficiencia térmica de ciclo combinado se determina a partir de:

Utilización de la ecuación anterior

$$\eta_{term} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{384.8 \frac{KJ \text{ vapor}}{Kg \text{ gas}}}{790.6 \frac{KJ \text{ vapor}}{Kg \text{ gas}}}$$

$$\eta_{term} = 0.487 \%$$

4.5. Cogeneración

La contaminación ambiental y escasez de recursos no renovables en la actualidad, es un tema que se encuentra en auge debido a la inconciencia del ser humano, a lo largo de la historia la generación de energía eléctrica y térmica se lo ha hecho de forma convencional, ya sea con una planta de generación mediante combustibles no renovables o mediante combustibles que el ser humano procesa, pero son costosos como los biocombustibles, al momento de generar energía de esta manera principalmente eléctrica, en el proceso se desperdicia energía térmica que podría ser reutilizada y no implementar otro sistema de generación, en esto consiste una planta de cogeneración, en la generación de varias formas de energía en general de energía térmica y eléctrica de una manera eficiente, reduciendo las pérdidas en el proceso para que esta vuelva a ser reutilizada hasta que se convierta en energía útil y lista para ser usada.

La cogeneración frente a una planta de generación de energía térmica y eléctrica que utiliza métodos convencionales reduce las pérdidas y el consumo de combustibles en las siguientes proporciones:

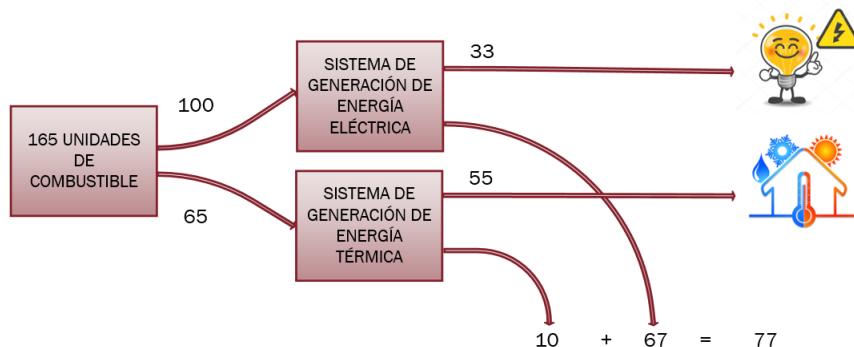


Figura 88. Porcentaje de consumo de combustible y pérdidas en dos sistemas de generación

Fuente: Ing. Héctor Terán

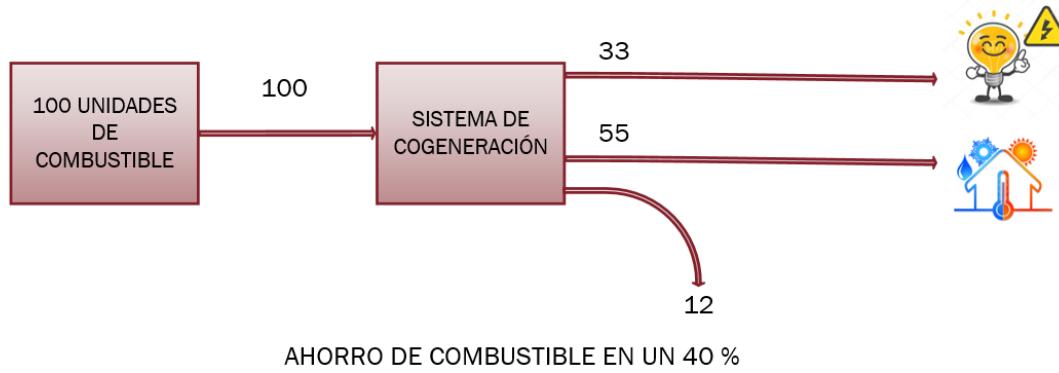


Figura 89. Porcentaje de consumo de combustible y pérdidas en un sistema de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 88 muestra el porcentaje de consumo de combustible regular necesario para producir una cierta cantidad de energía eléctrica y una cierta cantidad de energía térmica de manera separada, de esta manera se necesita alrededor de 165 unidades de combustible para producir 33 unidades de electricidad y 55 unidades de energía térmica que podría ser en forma de calor para un sistema de calefacción, las pérdidas que se producen en este sistema deficiente son 77 unidades del combustible que entró al principio. La figura 89 muestra la cantidad de consumo y pérdida de combustible, siendo estas 100 unidades que entran al principio a la planta de cogeneración obteniendo las mismas cantidades de energía útil que un sistema convencional pero solamente con una pérdida de 12 unidades, siendo este un sistema más económico en el ahorro de combustible de aproximadamente un 40 por ciento en referencia a un sistema de generación de energía por separado.

También podemos relacionar un sistema del otro con la energía que necesita para generar otra forma de energía dependiendo de la demanda que el consumidor.

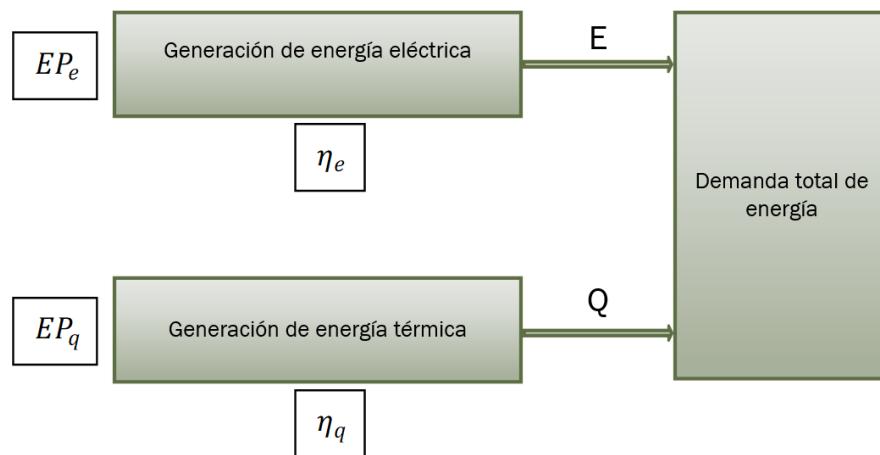


Figura 90. Trayectoria y eficiencia de energía de un sistema de generación por separado

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 90 muestra como con cierta cantidad de energía a cierta eficiencia una planta de generación proporciona energía eléctrica y otra planta de energía proporciona energía térmica las dos por separado convirtiéndose esta demanda en una común.

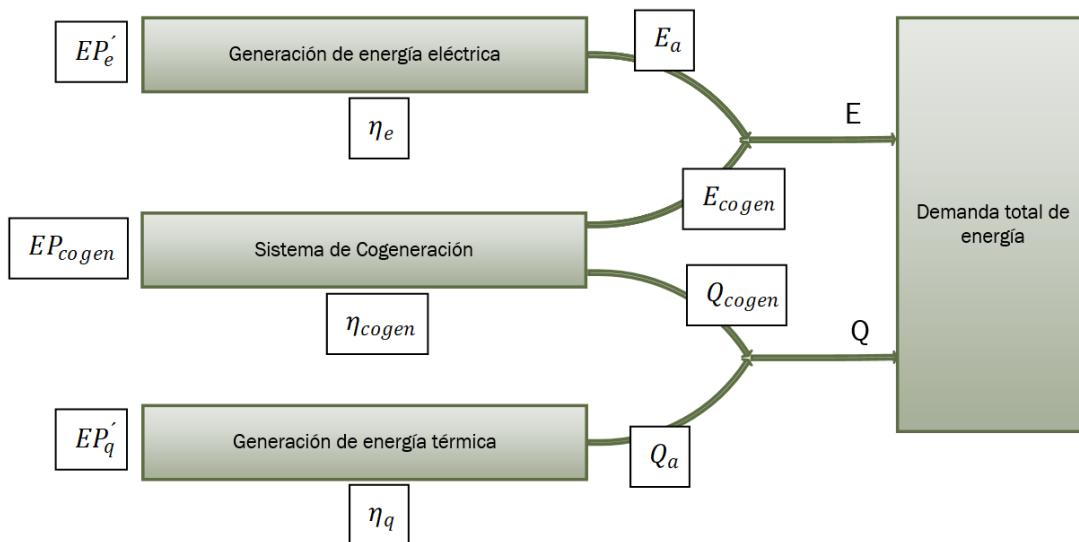


Figura 91. Trayectoria de energía y eficiencia de un sistema de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 91 muestra la energía necesaria, la eficiencia, el calor, la electricidad tanto de una planta de cogeneración como del sistema por unidad, de acuerdo a la demanda que necesite el usuario, el sistema por separado y la planta de cogeneración pueden proporcionar la misma cantidad de energía ya sea

eléctrica o térmica pero la planta de cogeneración consume menos combustible debido a que reutiliza la energía. La ecuación (140) y (141) representan la energía total 1 necesaria para la producción de otro tipo de energía de forma separada, es decir es de un sistema convencional.

$$EP_{total\ 1} = EP_e + EP_q \quad (140)$$

$$EP_{total\ 1} = \frac{E}{\eta_e} + \frac{Q}{\eta_q} \quad (141)$$

E = Energía Utilizada [J]

Q = Calor Utilizado $\left[\frac{J}{s}\right]$

EP = Energía Primaria [J]

η = Rendimiento del sistema de generación [%]

A_{cp} = Ahorro del combustible primario [%]

R = relación de un sistema de cogeneración entre E y Q [adimensional]

La ecuación (145) y (146) representan la energía total 2 necesaria para producir otros tipos de energía en este caso energía eléctrica y térmica mediante un sistema de cogeneración, la cual en la ecuación (5) se representa su eficiencia. La ecuación (142) y (143) son la energía que consume cada productor de energía en la planta de cogeneración, representadas por *E* y *Q* que son energía eléctrica y térmica respectivamente.

$$E_a = E - E_{cogen} \quad (142)$$

$$Q_a = Q - Q_{cogen} \quad (143)$$

$$\eta_{cogen} = \frac{E_{cogen}}{EP} \quad (144)$$

$$EP_{total\ 2} = EP'_e + EP'_q + EP_{cogen} \quad (145)$$

$$EP_{total\ 2} = \frac{E_a}{\eta_e} + \frac{Q_a}{\eta_q} + \frac{E_{cogen}}{\eta_{cogen}} \quad (146)$$

Se tiene también un ahorro de combustible frente a un sistema convencional representado por la ecuación (147) y (148) con una tasa de cobertura de electricidad y calor representados en la ecuación (149) y (150) respectivamente. Teniendo un ahorro de combustible utilizada al inicio proporcional a la ecuación (151).

$$A_{cp} = EP_{total\ 1} - EP_{total\ 2} \quad (147)$$

$$A_{cp} = EP_e + EP_q - (EP'_e + EP'_q + EP_{cogen}) \quad (148)$$

$$r_e = \frac{E_{cogen}}{E} \quad (149)$$

$$r_q = \frac{Q_{cogen}}{Q} \quad (150)$$

$$R_{cogen} = \frac{E_{cogen}}{Q_{cogen}}$$

$$A_{cp} = E + r_e * \frac{1}{\eta_e} + \frac{R_{cogen}}{\eta_q} - \frac{1}{\eta_{cogen}} \quad (151)$$

Siempre un sistema de cogeneración va a cumplir la ecuación (152) debido a que va a tener un ahorro energético y de combustible frente al sistema de generación de energía térmica y eléctrica por separado, esta relación se consigue con eficiencias de las plantas de generación por separado y cogeneración, también la relación que existe entre el mismo sistema frente al calor y la electricidad.

$$\frac{1}{\eta_{cogen}} < \frac{1}{\eta_e} + \frac{R_{cogen}}{\eta_q} \quad (152)$$

Un factor importante dentro de la generación de energía es saber el rendimiento y para una planta de cogeneración se representa mediante la ecuación (153) y (154).

$$\eta_{gcogen} = \frac{E_{cogen} + Q_{cogen}}{EP_{cogen}} \quad (153)$$

$$\eta_{gcogen} = \eta_{cogen}(1 + R_{cogen}) \quad (154)$$

Existe una relación entre la energía térmica y energía eléctrica generada en planta de cogeneración y esta es máxima cuando cumple la ecuación (155), y es inversamente proporcional al rendimiento que

presenta la planta de generación de energía, con un factor de utilidad representado en la ecuación (156).

$$R_{máx} = \frac{1}{\eta_{cogen}} - 1 \quad (155)$$

$$\epsilon_u = \frac{Q_P + W_{neto}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (156)$$

4.5.1 Simulación

La Figura 92 relaciona todas las ventanas del simulador, con los elementos que lo conforman como el compensador, el generador de la energía, la caldera, la turbina y el sistema de refrigeración del simulador de esta planta.

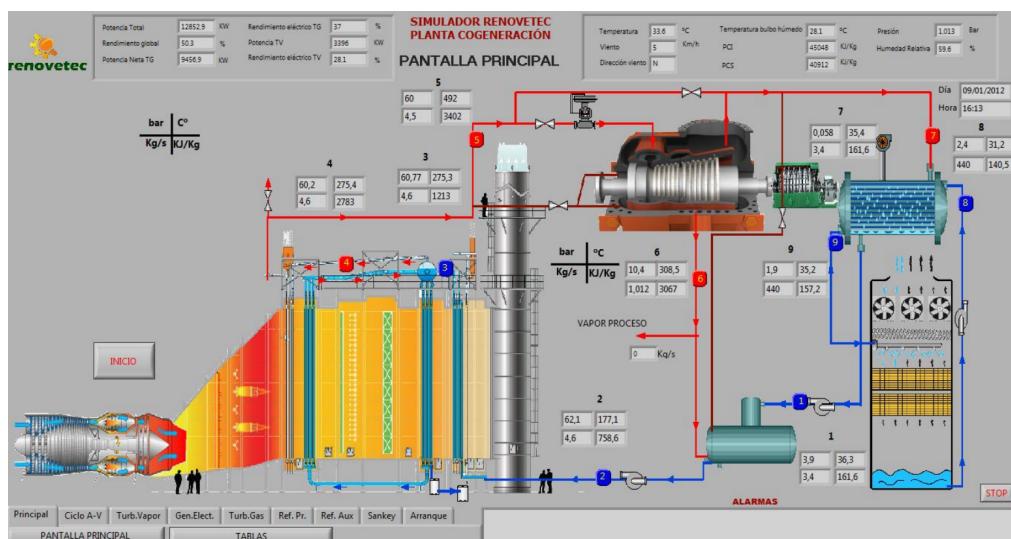


Figura 92. Elementos de una planta de cogeneración en simulador

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 93 muestra otro elemento del sistema, la turbina utilizada para generar energía, los valores mostrados en la imagen varían dependiendo de las condiciones de trabajo que se le ponga a la planta de cogeneración.

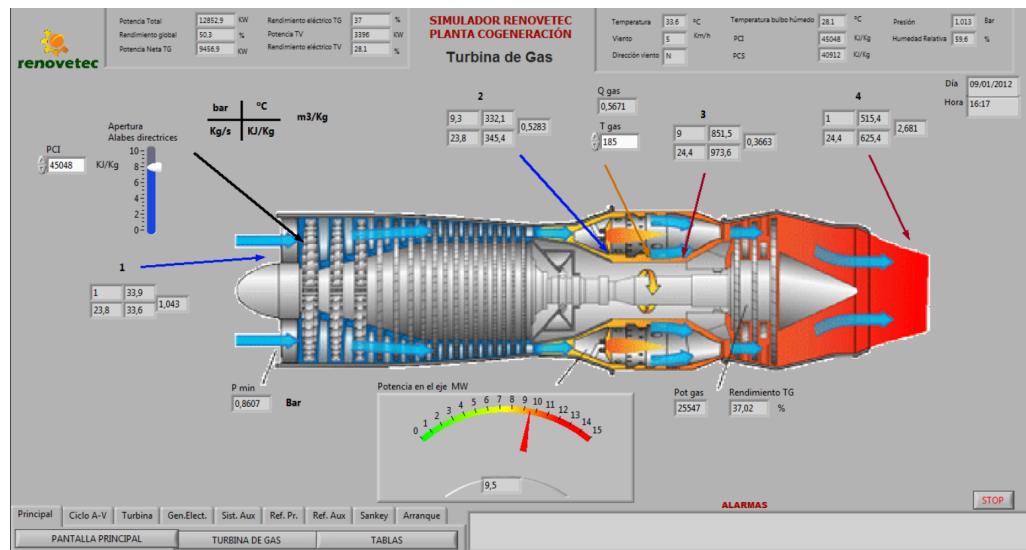


Figura 93. Calor y temperatura promedio en una turbina

Fuente: Ing. Héctor Terán

La figura 94 muestra los ciclos y procesos que se generan en la planta de cogeneración, teniendo como procesos principales los isocóricos, isotérmicos, isoentálpicos e isoentrópico, y el ciclo Rankine como el principal.

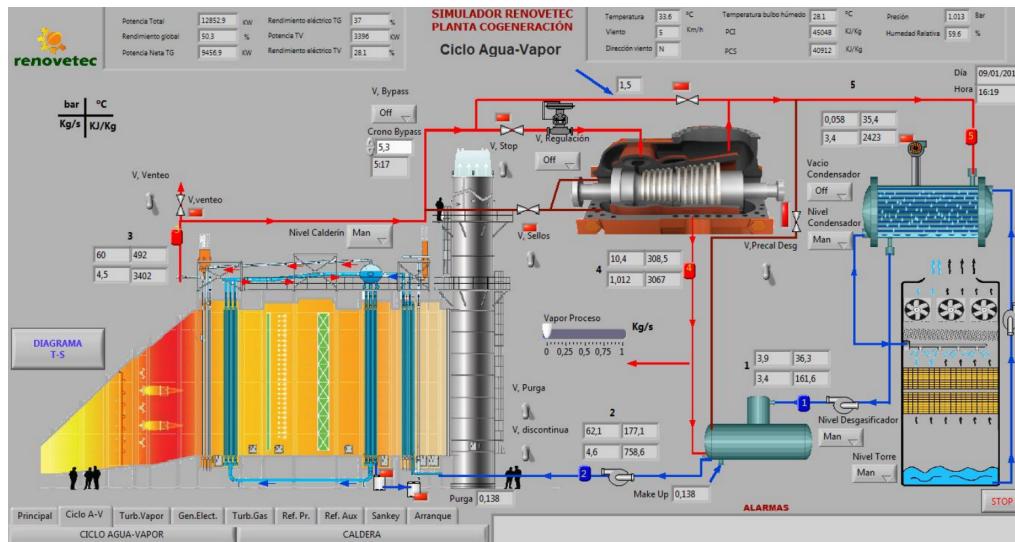


Figura 94.

Cambios de estado del fluido en la planta de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

Los valores que se pueden obtener en este simulador se representan en tablas y con estos valores se crean diagramas como el de la figura 95 que ayudan a comprender parámetros importantes de todo el sistema como el rendimiento, calores, entalpías y entropías en cada punto de la planta de cogeneración.

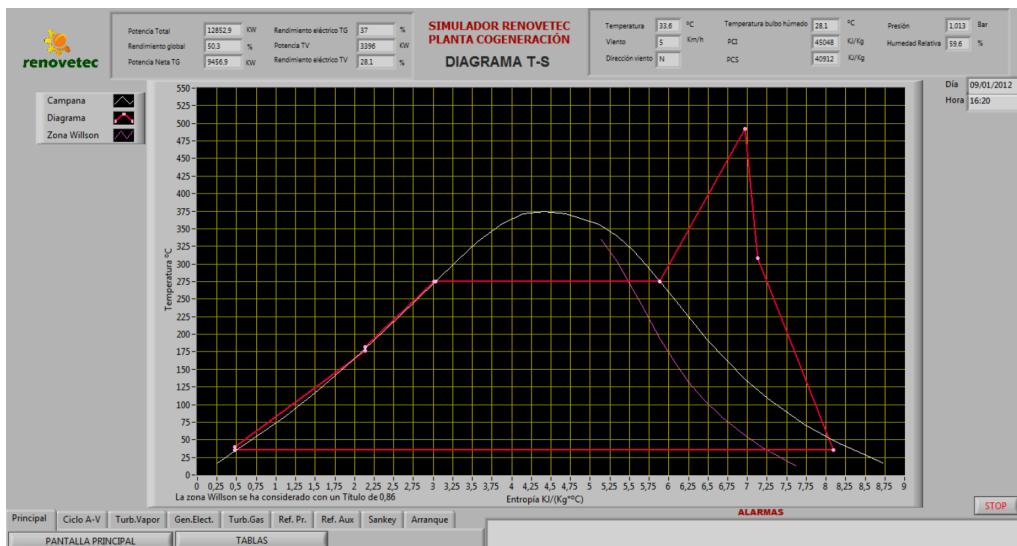


Figura 95. Diagrama representativo del fluido utilizado.

Fuente: Ing. Héctor Terán

La energía que se debe disipar en el medio ambiente en forma de calor se reutiliza para mejorar la eficiencia de la planta de cogeneración representando este proceso en la figura 96 con variables que se ajustan a la carga que demanda el consumidor en la simulación.

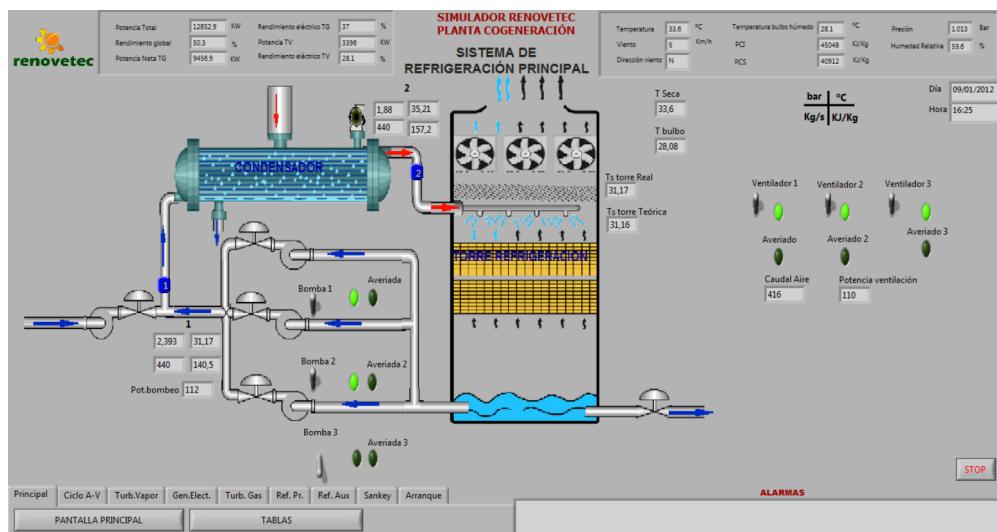


Figura 96. Reutilización de la energía en una planta de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

La conversión de energía se ve en la figura 97 donde se produce la generación de energía eléctrica y calor y donde se produce la mayor cantidad de pérdidas en el sistema de cogeneración.

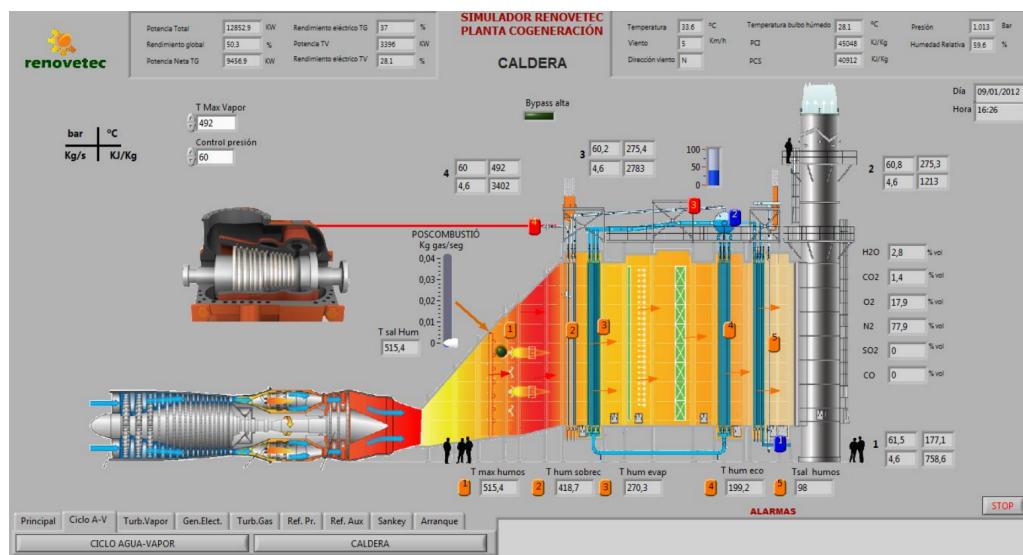


Figura 97. Calor proporcionado al sistema para convertir en calor y electricidad.

Fuente: Ing. Héctor Terán

4.5.2 Ejercicios Resueltos

1. Se tiene una planta de cogeneración con una caldera, una turbina, un calentador, un condensador, una válvula de expansión y dos bombas en su sistema. La presión de entrada a la turbina de vapor es 6.3 MPa a una temperatura de 800°K. Para el calentamiento la turbina de proporciona vapor a 480 KPa, mientras tanto lo restante continua el proceso a 6.1 KPa. Al condensarse el vapor se lo envía a la caldera que soporta 6.3 MPa. Cuando el sistema generador de energía térmica requiera más energía parte del vapor de la caldera es estrangulada para ser enviado al calentador a un máximo de 480 KPa, El líquido saturado de la salida del calentador está a la misma presión al ser un sistema automático, para que este sea comprimido a 6.3 MPa. Suponer que la bomba y la turbina de vapor son isentrópicas y que es un sistema ideal sin pérdidas con un flujo máscico de 18 Kg/s. El diagrama del sistema se muestra en la figura 98.

Determine:

1. La potencia que es producida al no tener calor suministrado en el proceso.
2. El factor de utilización del sistema en un nivel de trabajo de que puede proporcionar este sistema.

3. Encontrar el calor al suponer que 80 por ciento del vapor es extraído de la turbina a 480 KPa para generar energía térmica y 15% es extraído antes de su entrada para la misma causa.

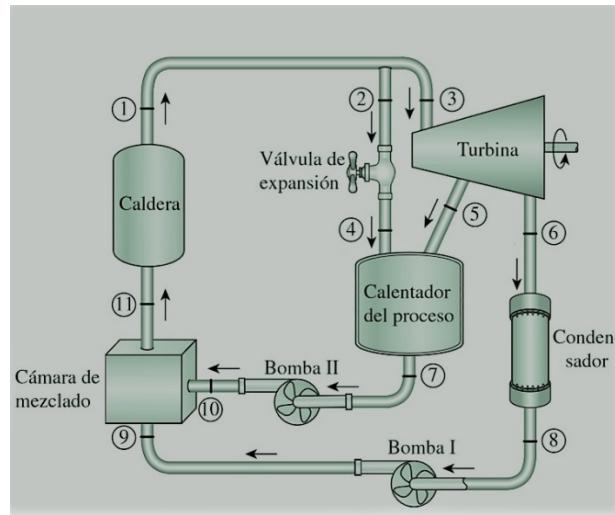


Figura 98. Sistema de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

Datos:

$$P_9 = 6.3 \text{ MPa}$$

$$T = 800 \text{ °K}$$

$$P_7 = 480 \text{ KPa}$$

$$P_8 = 6.1 \text{ KPa}$$

$$m = 18 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Solución:

Para la resolución del ejercicio se obtiene valores necesarios como trabajo en las bombas y las entalpías en los diversos puntos del sistema, Los valores de los volúmenes específicos podemos encontrarlos en la tabla 7 y 8 a la temperatura en que se encuentre.

$$W_{bomba\ I,\ in} = V_8 (P_9 - P_8) = \left(0.001005 \frac{m^3}{Kg} \right) (6.3 MPa - 6.1 KPa)$$

$$W_{bomba\ I} = 6326.475 \frac{J}{Kg}$$

$$W_{bomba\ II,\ in} = V_7 (P_{10} - P_7) = \left(0.001093 \frac{m^3}{Kg} \right) (6.3 MPa - 480 KPa)$$

$$W_{bomba\ II} = 6361.26 \frac{J}{Kg}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3391.4 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_5 = 2739.3 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_6 = 2153.4 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_7 = h_f (480 KPa) = 639.5 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_8 = h_f (6.1 KPa) = 136.5 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_9 = h_8 + W_{bomba\ I,\ in} = \left(136.5 \frac{KJ}{Kg} + 6.3265 \frac{KJ}{Kg} \right)$$

$$h_9 = 142.8264 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{10} = h_7 + W_{bomba\ II,\ in} = \left(639.5 \frac{KJ}{Kg} + 6.36126 \frac{KJ}{Kg} \right)$$

$$h_{10} = 645.86126 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{11} = h_9 = 142.8264 \frac{KJ}{Kg}$$

- 1) Si no se suministra calor en el proceso, todo el vapor estará en expansión hasta llegar a la presión de 6.1 KPa, de la caldera hasta llegar a la turbina, el flujo másico en el punto 1, 3 y 6 son iguales a 18 Kg/s, en el punto 2 y 5 es igual a cero.

$$W_{turbina, \text{ out}} = m(\Delta h) = (m)(h_3 - h_6) = \left(18 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(3391.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 2153.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right)$$

$$W_{turbina, \text{ out}} = 22284 \text{ kW}$$

$$W_{bomba, \text{ in}} = 18 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \left(6326.475 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}\right)$$

$$W_{bomba, \text{ in}} = 113.87 \text{ kW}$$

$$W_{neto, \text{ out}} = W_{turbina, \text{ out}} - W_{bomba, \text{ in}}$$

$$W_{neto, \text{ out}} = 22284 \text{ kW} - 113.87 \text{ kW}$$

$$W_{neto, \text{ out}} = 22170.13 \text{ kW}$$

$$W_{neto, \text{ out}} = 22.17 \text{ MW}$$

- 2) Para obtener el factor de utilización se supone el mismo nivel de trabajo del enunciado anterior, que no se tiene ningún calor suministrado en el proceso y se utiliza la ecuación (156).

$$Q_{in} = m_1 (\Delta h) = m_1 (h_3 - h_{11}) = 18 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \left(3391.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 142.8264 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right)$$

$$Q_{in} = 58474.34 \text{ kW}$$

$$\epsilon_u = \frac{W_{neto} + Q_p}{Q_{entrada}} = \frac{22170.13 \text{ kW} + 0 \text{ kW}}{58474.34 \text{ kW}} * 100 \%$$

$$\epsilon_u = 37.914\%$$

- 3) Se considera que es un sistema ideal y que se desprecia cualquier cambio de energía ya sea potencial o cinética, con lo cual se obtiene un balance de las energías que interactúan en el condensador.

$$E_{in} = E_{out}$$

$$m_4 h_4 + m_5 h_5 = Q_{p, \text{ out}} + m_7 h_7$$

$$Q_{p, \text{out}} = m_4 h_4 + m_5 h_5 - m_7 h_7$$

$$m_4 = 0.15 \left(18 \frac{Kg}{s} \right) = 2.7 \frac{Kg}{s}$$

$$m_5 = 0.8 \left(18 \frac{Kg}{s} \right) = 14.4 \frac{Kg}{s}$$

$$m_7 = m_4 + m_5 = 2.7 \frac{Kg}{s} + 14.4 \frac{Kg}{s}$$

$$m_7 = 17.1 \frac{Kg}{s}$$

$$Q_{p, \text{out}} = 2.7 \frac{Kg}{s} \left(3391.4 \frac{KJ}{Kg} \right) + 14.4 \frac{Kg}{s} \left(2739.3 \frac{KJ}{Kg} \right) - 17.1 \frac{Kg}{s} \left(639.5 \frac{KJ}{Kg} \right)$$

$$Q_{p, \text{out}} = 37667.025 \text{ kW}$$

$$Q_{p, \text{out}} = 37.68 \text{ MW}$$

4.5.3 Ejercicios Propuestos

1. Se tiene un sistema de cogeneración implementado un sistema de regeneración en su circuito. El fluido que ingresa a la turbina lo hace a una presión de 93 Bar y a una temperatura de 573 °K, y este fluido sigue expandiéndose hasta un máximo de 15.4 Bar. Se extrae 0.37 veces el vapor que existe en la turbina a esta misma presión, y el restante tiende a expandirse nuevamente a 0.112 Bar. Una porción del fluido que sale de la turbina se usa para alimentar un calentador de agua que está instalado en el sistema, lo que sobra del fluido obtenido se usa para realizar el proceso y se obtiene como líquido saturado a 15.4 Bar. El líquido se mezcla con el agua que alimenta el sistema para esta ser nuevamente presurizada por la presión que ejerce la caldera. Para producir 2800 KW de potencia suponer un sistema ideal para determinar el flujo másico del fluido en la caldera. El diagrama T-S se representa en la figura 99.

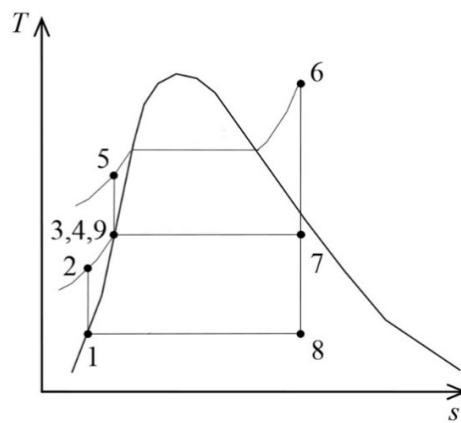


Figura 99. Diagrama T-S sistema de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

2. Se tiene un sistema de cogeneración para entregar energía térmica y eléctrica a una carga, el convertidor de energía es una turbina de vapor a la cual ingresa a una presión de 6.7 MPa y a una temperatura de 800 °K. Un quinto del fluido necesario se extrae de la turbina de vapor a una presión de 583 KPa para realizar el calentamiento. Los cuatro quintos que sobran siguen expandiéndose hasta una presión de 9 Kpa. La mezcla que existe en el proceso entre vapor y agua es bombeada nuevamente a la caldera a 6.7 MPa. Se asume un sistema ideal sin pérdidas, con entropía constante en la bomba y la turbina. Determinar la potencia neta y el factor de utilización del sistema de cogeneración, La figura 100 muestra el tipo de sistema de cogeneración.

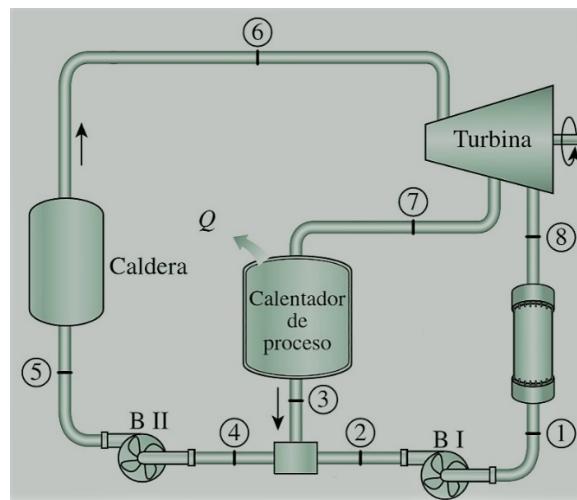


Figura 100. Sistema de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

3. Se tiene un sistema de cogeneración de energía térmica y eléctrica donde la energía térmica es aprovechada por una caldera a una presión de 11.3 MPa y a una temperatura de 700 °K. Cuando el sistema está entregando energía a una carga constante el vapor en la turbina se propagado a 0.45 MPa. El fluido entra y sale del calentador de proceso y el ciclo nuevamente de repite al entrar en la caldera. Es decir que todo el fluido cuando está a carga constante pasa solamente por el condensador de proceso y nunca por el condensador que opera a una presión de 20.8 KPa, el flujo máscico del fluido es 6 Kg/s. La figura 101 muestra el diagrama T-S del sistema.

Determine:

1. La potencia producida cuando trabaja a carga constante.
2. La potencia producida por el sistema cuando el 50, 25 y 10 por ciento se propaga en el condensador, suponer un sistema completamente ideal.

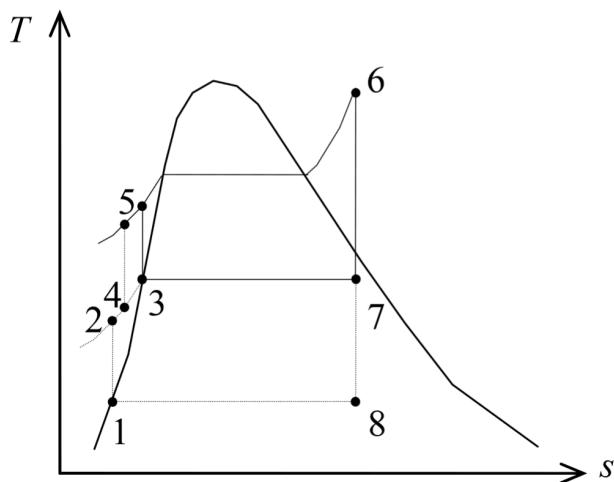
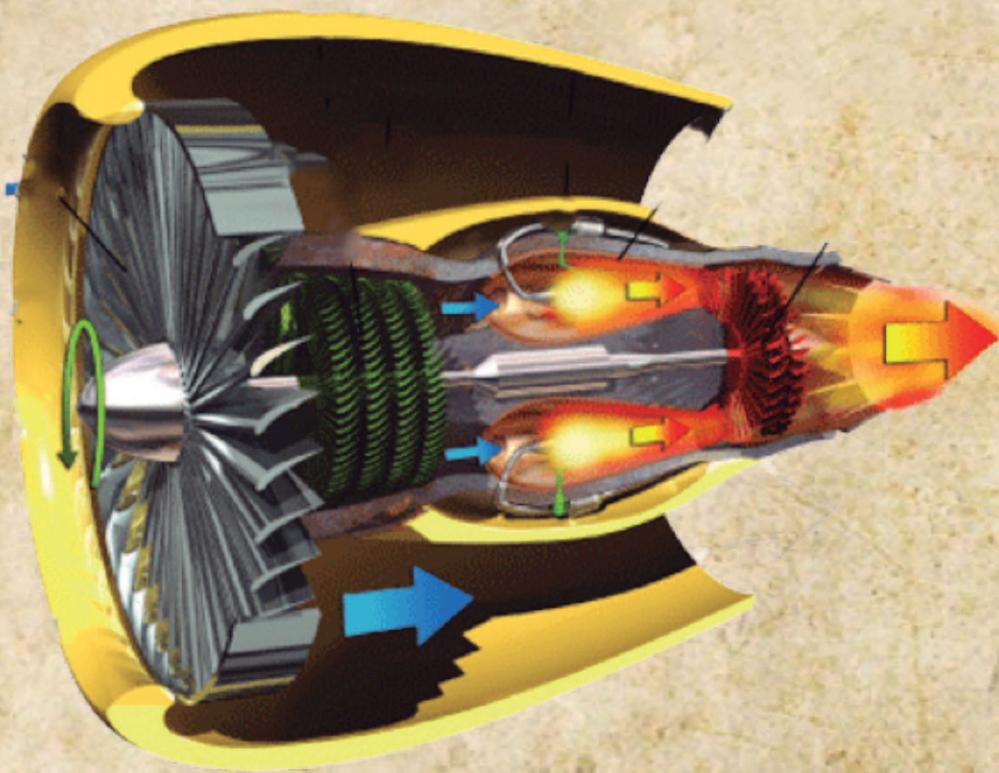


Figura 101. Diagrama T-S sistema de cogeneración

Fuente: Ing. Héctor Terán

Capítulo 5



MÁQUINAS TÉRMICAS

5 MÁQUINAS TÉRMICAS

5.1. Introducción

Para iniciar con el análisis de las máquinas térmicas, se debe considerar el principio básico que las máquinas térmicas utilizan para su funcionamiento, este es la conversión de calor en trabajo neto, por medio de este principio existen diferentes tipos de máquinas térmicas, cada una con diferentes aplicaciones según se necesite, todas estas máquinas poseen características que las relacionan, como se mencionó antes, gracias al principio con el que trabajan figura 102.

1. Entrada de calor a temperaturas extremamente elevadas.
2. El calor que ingresa se transforma en trabajo, existen pérdidas.
3. Salida del calor, ocurre a temperaturas bajas a comparación con la temperatura de entrada.
4. Ciclo termodinámico donde se regresa al mismo punto de partida.

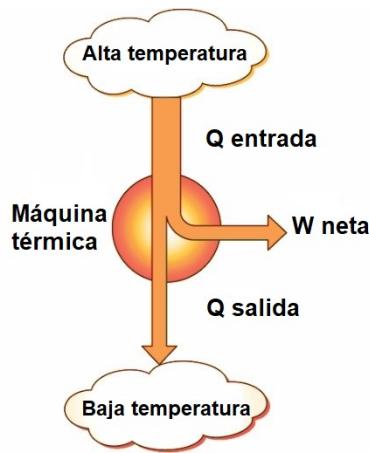


Figura 102. Principio máquina térmica

Fuente: Ing. Héctor Terán

El ciclo termodinámico por el cual cruzan las máquinas térmicas realiza procesos donde existen variaciones de temperatura, otra característica fundamental de estas máquinas es que para que pueda realizar trabajo, se deben cumplir cada uno de estos procesos termodinámicos, donde se necesita esencialmente de un medio, en muchos casos este medio es un fluido, no necesariamente puede ser agua el fluido de cual hablamos, este fluido necesariamente debe estar en estado líquido pero posee características diferentes como puede ser el punto de vaporización, el punto de congelación. Estas

características de los fluidos dependen mucho del tipo de máquina y de la utilidad que esta vaya a necesitar, el fluido que se utiliza es llamado en muchas ocasiones como fluido de trabajo. Las turbinas de gas y los motores son máquinas térmicas que se utilizan en aviones y automóviles, es aquí donde se puede identificar fácilmente la variación de temperatura, es decir, el intercambio de calor que existe cuando trabajan; tanto las turbinas a gas y los motores poseen variaciones, estas dependen del tipo de uso que tenga cada uno y se dice que no cumplen con el ciclo termodinámico, es decir, que no regresa al mismo punto, esto se debe a que se corta el ciclo a la salida de la turbina pero ingresa un nuevo aire al compresor, no se reciclan los gases de escape, pero existen también turbinas de gas que tienen intercambiadores de calor que realiza el proceso de reciclar los gases de escape para que ingresen y se complete el ciclo termodinámico (CENGEL, 2009)

5.2. Turbina de vapor

Durante varios años se han utilizado turbinas de vapor en dos principales sectores, estos son las centrales térmicas de generación de energía eléctrica y en naves marítimas, con el paso del tiempo se ha mejorado los elementos con el objetivo de reducir las pérdidas durante cada uno de los procesos, así mejorando el rendimiento de la turbina de vapor.

La utilidad de las turbinas de vapor en los dos ámbitos mencionados con anterioridad es la potencia que estas pueden entregar, la turbina de vapor puede entregar desde 1000 a 2000 watts de potencia, figura 103.

La turbina de vapor también se encuentra considerada como un motor de combustión externa, es de esta manera que se diferencia con los motores Diésel, Otto que se consideran como máquinas térmicas. La turbina de vapor, a diferencia de los dos motores antes mencionados, realiza el proceso de combustión en la caldera, que se ubica como un elemento externo en la turbina de vapor.

Los motores de combustión interna como los antes mencionados realizan todos los procesos como el de compresión, expansión en la parte interna del motor, la turbina de vapor posee organismos se pueden llamar independientes, donde realizan dichos procesos con el objetivo de completar cada uno de los procesos termodinámicos (MATAIX, 1989).



Figura 103. Central térmica Aberthawm 100MW, con entrada de vapor a 100 bar, 524 0 C (Sánchez A. , 2018)

La turbina de gas y la turbina de vapor poseen características similares, los dos poseen un flujo constante también conocido como flujo permanente, el cual se mantiene constante durante un intervalo de tiempo trabajando con el mismo fluido de trabajo cruzando por las diferentes etapas de cada una de las turbinas, es muy importante considerar los cambios que realiza el fluido de trabajo que presenta cada turbina, este evoluciona según la etapa que cursa, para las turbinas de vapor, es importante mencionar que es el agua que se utiliza como fluido de trabajo, se ha trabajado y se seguirá trabajando con el agua, posee características químicas que hacen que sea muy estable a la hora de trabajar, es un recurso muy abundante en el planeta tierra, de esta manera en la actualidad se realizan diferentes métodos para el cuidado y la reutilización del agua, para que se pueda seguir utilizándose en diferentes procesos.

Ciclo de Carnot con vapor de agua

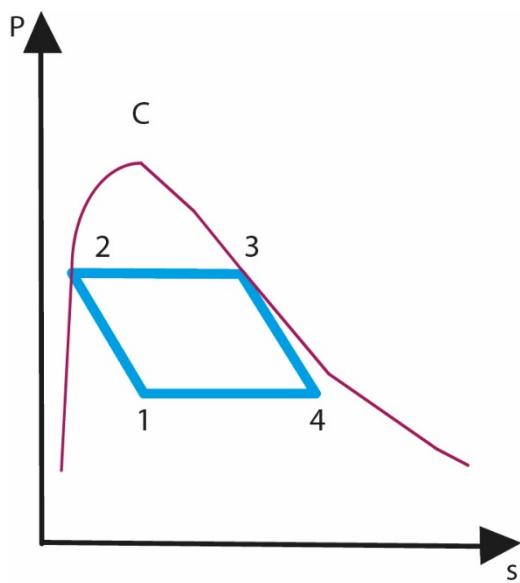
El ciclo de Carnot cuando trabaja en una turbina de vapor, solo ocurre en la zona llamada vapor húmedo, no realiza el ciclo de Carnot en ninguna otra etapa.

En el análisis realizado previamente de la máquina de Carnot, se determinó que no hay un gas específico con el que pueda trabajar, en la máquina de Carnot ocurren procesos termodinámicos específicamente cuando entra y sale el calor, para mantener las propiedades del ciclo donde no atraviesa por intercambiadores de calor donde la presión se debe mantener constante idealmente, en la figura

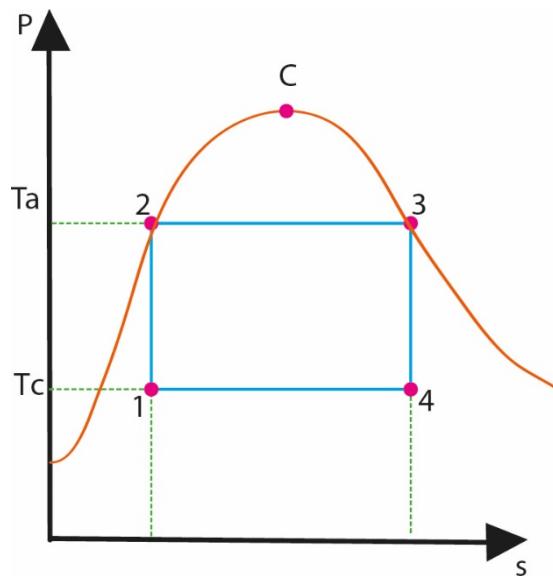
104 se observa el ciclo de Carnot cuando trabaja con vapor de agua, se puede observar cada uno de los procesos los cuales realiza en los planos presión vs volumen, temperatura vs entropía y entalpía vs entropía. El ciclo de Carnot desde el punto 1 al 2, entra al compresor, desde el punto 2 al punto 3, ingresa calor por medio de un fuente externa generalmente es llamada cámara de combustión, ingresa calor para que la presión se mantenga constante, durante el proceso que pasa por el punto 3 al punto 4, hay una expansión donde la presión disminuye para que la entropía se mantenga constante, en el punto 4 expulsa calor hasta llegar al punto 1 realizando un proceso isobárico como se observa en la figura 100.

Como se mencionó previamente la zona de vapor húmedo es donde el ciclo de Carnot trabaja, el fluido con el cual trabaja la turbina de vapor es el agua cada, los procesos termodinámicos se realizan con normalidad figura 102. Para observar un análisis de manera resumida, observar en la figura 103 el esquema de una turbina de vapor cuando trabaja en una central eléctrica.

En el diagrama se representa a la bomba con la letra “B”, a la caldera donde se realiza la combustión e ingresa calor como “Ca”, la turbina de vapor se encuentra identificada como “TV”, el compresor se representa ton la letra “k”. En la turbina de vapor ocurren procesos que no son ideales al 100 por ciento, las pérdidas no hay como evitarlas, esto ocurre en los procesos adiabáticos y donde se mantiene la entropía constante, generalmente cuando cruza el punto dos al punto tres y del punto 4 al punto uno existen intercambiadores de calor, donde se reducen las pérdidas, es necesario recalcar que cada uno de estos procesos se realizan en la zona de vapor húmedo donde las curvas de la parte superior se limitan como se observa en la figura 102,b, los procesos donde se pude determinar la entrada y la salida de calor se mantiene la presión constante, pero existirá variación de calor. (MATAIX, 1989).



a) Ciclo de Carnot con vapor de agua plano P-v



b) Ciclo de Carnot para vapor en el plano T-s

Figura 104. Ciclo de Carnot vapor de agua

Fuente: Ing. Héctor Terán

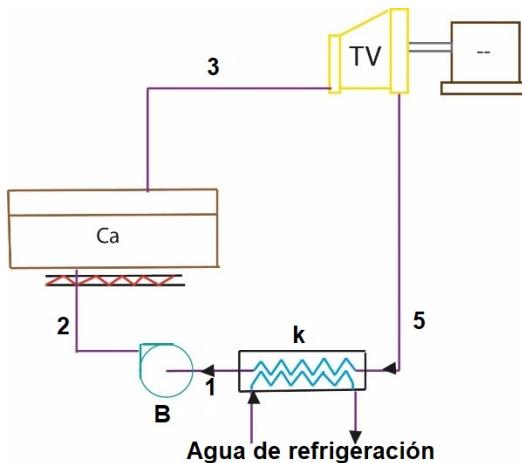


Figura 105. Esquema ciclo de Carnot vapor de agua

Fuente: Ing. Héctor Terán

Rendimiento térmico del ciclo de Carnot.

Según el análisis realizado en el capítulo de los ciclos de Carnot, se determinó que:

Para T_c se determina como temperatura de salida y T_a temperatura de entrada

El rendimiento

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{\text{temperatura de salida}}{\text{temperatura de entrada}} \quad (157)$$

El rendimiento también se puede representar con la variación de entalpías según cada punto.

$$\eta_{tc} = \frac{\text{calor de entrada} - \text{calor de salida}}{\text{calor de entrada}} \quad (158)$$

Donde el calor de entrada es igual a la resta de la entalpía en el punto tres h_3 menos la entalpía en el punto dos h_2 y el calor de salida se determina con la entalpía en el punto cuatro h_4 menos la entalpía en el punto uno h_1 el primer principio de la termodinámica se ve representada en la caldera y el compresor es aquí donde cada uno posee entalpía de salida, entalpía de entrada.

Obteniendo como resultado reemplazando la ecuación 157 en 158.

$$\eta_{tc} = \frac{(\text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_2) - (\text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_1)}{\text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_2} \quad (159)$$

Trabajo de la turbina

$$W_{Turbina} = \text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_4 \quad (160)$$

Trabajo de la bomba

$$W_{Bomba} = \text{entalpía}_2 - \text{entalpía}_1 \quad (161)$$

Obteniendo como resultado reemplazando las ecuaciones 159, 161 en 159

$$\eta_{tc} \frac{W_{Turbina} - W_{Bomba}}{Q_{\text{entrada}}} \quad (162)$$

W Turbina es el trabajo adiabático e isentrópico que realiza la turbina de vapor

W bomba es el trabajo adiabático e isentrópico que realiza la bomba

Q entrada es el calor que ingresa al agua en la caldera.

Restricciones ciclo de Carnot vapor de agua

Ocurren inconvenientes en el ciclo de Carnot cuando se trabajó con vapor de agua ya que este solo se debe trabajar en la zona de vapor húmedo.

El rendimiento térmico es el que disminuye durante el ciclo según la ecuación 159 el rendimiento se reduce aún más mientras T entrada disminuya aún más.

$$T_{\text{entrada}} < T_{\text{salida}}$$

Donde T entrada es la temperatura de saturación en la caldera y T salida es la temperatura crítica del agua.

El rendimiento, analizando la ecuación 162 tiene la posibilidad de incrementar si disminuye la temperatura crítica del agua en el condensador, la temperatura no puede bajar más que la temperatura que se encuentra en refrigeración en el punto mientras se encuentre en el condensador, es necesaria que esta se mantenga resguardada en las instalaciones de la central térmica correspondiente

El trabajo que produce o el trabajo neto del ciclo, no es grande,

$$W_{\text{neto}} = W_{Turbina} - W_{Bomba} \quad (163)$$

Esto se debe a que W_{bomba} es muy grande durante el proceso de compresión en cada fase de vapor húmedo.

En la figura 104, c se puede diferenciar

$(\text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_4) - (\text{entalpía}_2 - \text{entalpía}_1) = W_{neto}$ es la pequeña. Al producir el ciclo este es el problema más grande que se encuentra en el análisis del ciclo de Carnot

El volumen específico de vapor cuando se encuentra posee gas y vapor húmedo es el que determina el tamaño de la bomba y la turbina, esto se debe a que según el aumento del volumen específico, aumenta el espacio que necesitarán tanto la bomba como la turbina.

Durante el análisis de la turbina y la bomba se ha determinado que el rendimiento de estos dos es demasiado bajo, esto se debe a la sustancia de trabajo ya que es vapor húmedo.

Aplicar el ciclo de Carnot para que este trabaje en centrales térmicas obviamente no es una buena opción por el análisis previamente realizado. En la actualidad es ocupan otros métodos los cuales el rendimiento aumente a su máxima expresión.

Ciclo Rankine ideal de las turbinas de vapor

Para empezar con el análisis de la turbina de vapor cuando trabaja con un ciclo Rankine se debe tomar en cuenta que el agua que se encuentra a la salida de la bomba debe ingresar en el punto determinado como caldera en fase líquida. Tomando en cuenta los siguientes puntos:

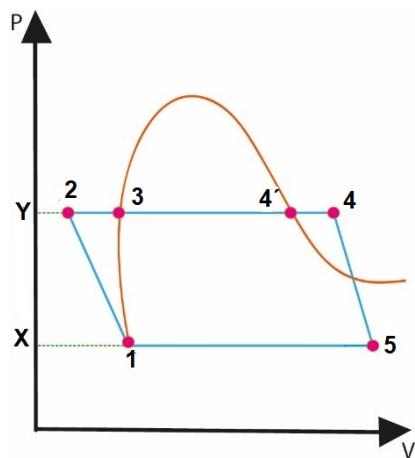
- 1) No ocurre un calentamiento constante como en el ciclo de Carnot analizado con anterioridad
- 2) Ocurre un proceso irreversible, sale de la bomba agua fría y de la caldera agua caliente sale agua caliente

En la figura 106 se pude observa el ciclo de Rankine a, b y c representados en los planos Presión-volumen, Temperatura-entropía y entalpía-entropía respectivamente.

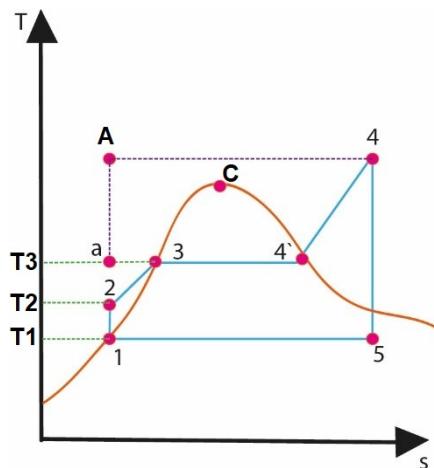
El esquema de la figura 105 representa el ciclo de Carnot es muy similar, es por esta razón que se puede representar de igual manera el ciclo Rankin, pero existen variaciones, se debe tomar en cuenta el vapor al inicio de proceso de expansión de la turbina, se pude observar en la figura 106, b, una de las causas del porqué se produce esto, es porque únicamente se produce vapor saturado en la caldera, es posible

que el vapor se calienta realizando un proceso isobárico es decir a una presión constante, el vapor es el que ingresa en la turbina, este debe poseer un vapor sobrecalentado debido a los procesos que sufre la sustancia de trabajo figura 107.

El sobre-calentador denominado “S” de la figura 105 se encuentra dentro o es parte de la caldera, pero según el uso o la utilidad de cada máquina el sobre calentador puede ser un elemento independiente acoplando con la secuencia de la máquina de vapor. (MATAIX, 1989).



a) Plano $P-v$



b) Plano $T-s$

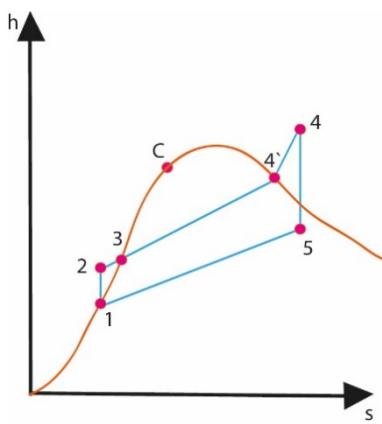
c) Plano $h-s$

Figura 106. Ciclo de Rankine con vapor sobrecalentado

Fuente: Espe-L, Ing. Héctor Terán.

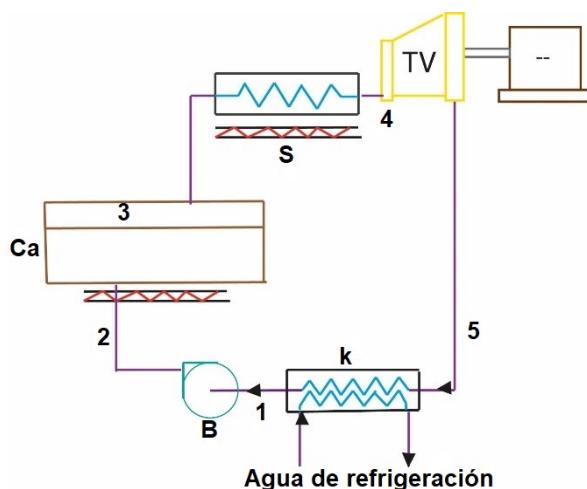


Figura 107. Esquema para la instalación de un ciclo Rankine ideal

Fuente: Espe-L, Ing. Héctor Terán

Una característica principal del ciclo Rankine es que según avanza por los diferentes procesos termodinámicos, es que en dos de estos mantiene su presión constante, es decir, realiza un proceso isobárico como se observa en la figura 106, este es correspondido por la figura 107 que se muestra el esquema del ciclo Rankine.

El punto 4 es el inicio de la expansión, el vapor realiza una expansión que puede ser húmedo, sobrecalentado. Durante el punto 5 es el final de la expansión, este puede caer en la zona de vapor sobrecalentad, donde la curva que limita en la parte superior de la zona de vapor húmedo como se

observa en la figura 105. Durante el proceso 4-5 ocurre un proceso de expansión adiabática y al mismo tiempo isoentrópica donde ocurre en la turbina de vapor. El proceso 5-1 ocurre la condensación a una presión constante. Se realiza en el condensador. Si por alguna razón el punto 5 desciende a la zona de vapor sobrecalentado, el vapor se enfriá primero a presión constante hasta transformarse en vapor saturado totalmente seco para condensarse a presión y temperatura constante.

Con respecto a la condensación, esta pasa al estado líquido en su totalidad figura 104, mientras ocurre el ciclo de Rankine. En el caso del ciclo de Carnot con referencia a la figura 102, no se logra completar el proceso de condensación. Ocurre esto porque entre ciclos, existe un cambio de fase tanto en el proceso de compresión como en el de expansión.

El proceso de compresión isoentrópico, así como el adiabático punto 1-2 se produce en la bomba, mientras el aumento de calor se produce a una presión constante, punto 2-3-4-5, todo este procedimiento sucede en la caldera.

Tomando en cuenta que durante el proceso que cruza el punto dos al punto tres se recalca que existe un aumento de temperatura para que la presión se mantenga constante, hasta un punto denominado temperatura de saturación, esta temperatura corresponde y se puede medir a la salida de la bomba, donde es la misma presión que se puede medir en la caldera. En el punto tres al punto cuatro, se realiza un proceso isobárico.

Análisis del ciclo térmico en el desarrollo del ciclo Rankine

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{entrada} - Q_{salida}}{Q_{entrada}} \quad (164)$$

Donde $Q_{entrada}$ corresponde al calor de entrada al agua en la caldera y sobre-calentador.

Q_{salida} para el calor cedido o calor de salida en el condensador.

Aplicando el primer principio de la termodinámica $Q_{entrada}$ y Q_{salida} se encuentran mediante:

$$Q(\text{calor}) = \Delta \text{entalpía} + \Delta \left(\frac{c^2}{2} \right) + w(\text{trabajo}) \quad (165)$$

No se realiza trabajo mientras el fluido de trabajo cruza por el condensador y la caldera.

$$W(\text{trabajo}) = 0.$$

Durante el paso del fluido por el condensador y la caldera, estos dos elementos son considerados como estacionarios, no existe variación de energía cinética dando como resultado la siguiente expresión.

$$Q(\text{calor}) = \Delta \text{entalpía}$$

Por lo tanto, la caldera

$$\text{Qentrada} = \text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_2 \quad (166)$$

En el condensador

$$Q_{\text{condensador}} = -Q_{5-1} = -(\text{entalpía}_1 - \text{entalpía}_5) = \text{entalpía}_5 - \text{entalpía}_1 \quad (167)$$

Teniendo como resultado:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{(\text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_5) - (\text{entalpía}_2 - \text{entalpía}_1)}{(\text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_2)} \quad (168)$$

Al realizar un análisis simultáneo entre la turbina y la bomba cuando trabajan con intercambiadores de calor, se asume que no existirán pérdidas significativas donde el calor será igual a cero, obteniendo la siguiente expresión:

$$W(\text{trabajo}) = -\Delta \text{entalpía}$$

El proceso en la turbina:

$$W_{\text{Total}} = \text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_5 \quad (169)$$

El proceso en la bomba:

$$-W_{\text{Bomba}} = -(\text{entalpía}_2 - \text{entalpía}_1) \quad (170)$$

Por lo tanto, el rendimiento total es:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{W_{\text{Turbina}} - W_{\text{Bomba}}}{\text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_1 - (\text{entalpía}_2 - \text{entalpía}_1)} \quad (171)$$

Por último:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{W_{\text{Turbina}} - W_{\text{Bomba}}}{entalpía_4 - entalpía_1 - W_{\text{Bomba}}} \quad (172)$$

Donde W_{Turbina} es el trabajo de la turbina

W_{Bomba} es el trabajo de la bomba

$entalpía_4$ (h_4) es la entalpía del vapor a la entrada de la turbina.

$entalpía_1$ (h_1) es la entalpía del vapor cuando el agua se saturada.

Trabajo de la bomba (Rankine)

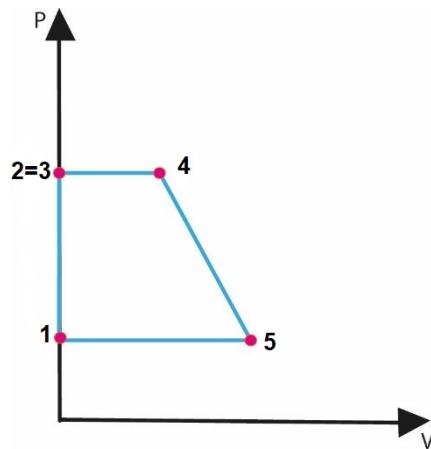
Para calcular el trabajo que realiza la bomba, se aplica el siguiente principio

$$W_{\text{Bomba}} = (entalpía_2 - entalpía_1) \quad (173)$$

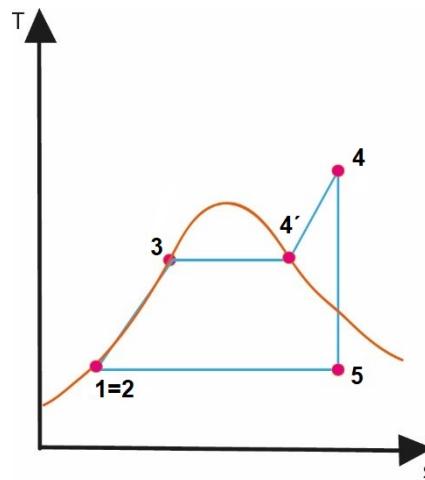
Mientras el fluido de trabajo cursa por la bomba, se realiza un proceso termodinámico adiabático, teniendo como consecuencia entropía constante, así:

$$W_{\text{Bomba}} = \frac{1}{presión} (presión_2 - presión_1) \quad (174)$$

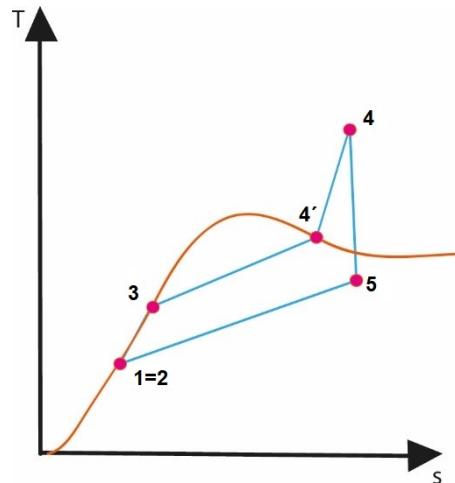
Analizando el proceso, se debe tomar en cuenta que esta acción es totalmente ideal, por tal razón, se anula el trabajo que realiza la bomba como se observa en la figura 106.



a) Plano Presión-volumen



b) Plano Temperatura-entropía



c) Plano entalpía-entropía

Figura 108. Ciclo de Rankine ideal diagramas Presión-volumen, Temperatura-entropía

Para realizar el análisis del rendimiento, es importante no tomar en cuenta el trabajo de la bomba W_{Bomba} reduciéndose a:

$$\eta_{térmico} = \frac{W_{Turbina}}{\text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_1} \quad (175)$$

El ciclo Rankine incrementa la temperatura, y esta es directamente proporcional al rendimiento térmico, simultáneamente la humedad baja y es expulsada por la turbina.

El mejor proceso que se puede realizar en el ciclo de Rankine es incrementar la temperatura en el segmento inicial de la turbina, en el siguiente paso, la presión se eleva, haciendo que la humedad baje en la primera alternativa, mientras que, en el segundo caso, se eleva la humedad.

El desarrollo de las turbinas de vapor a lo largo del tiempo, funciona de mejor manera al controlar el incremento de temperatura de la humedad, que es directamente proporcional a la presión, con esto el rendimiento aumenta.

Existen otros ciclos que se aplican a la turbina de vapor, pero estos poseen un análisis más complejo. Son utilizados para mejorar el rendimiento de la máquina.

Los ciclos alternativos que se suelen utilizar son:

Ciclos con recalentamiento intermedio

Ciclo regenerativo

Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio

Ciclos de las centrales nucleares

Ciclos combinados de trabajo y calefacción (centrales termoeléctricas)

5.2.1 Ejercicios Resueltos

¿Cuál será el valor de dinero que se necesita durante un año para mantener un generador eléctrico si a la salida de la caldera se expulsa vapor de agua a 50 grados centígrados, sobre pasando la temperatura de saturación? Para un generador eléctrico con las siguientes características:

Tomar en cuenta que el generador eléctrico realiza un ciclo Rankine ideal.

Presión absoluta: 17,5 MPa – 0,7MPa

Debe abastecer 10000kW

Rendimiento: 85%

1kg de vapor cuesta 5 centavos

Análisis matemático del problema:

Para iniciar con el análisis del problema, se debe identificar el medio de trabajo en este caso como el enunciado nos menciona vapor, se asume que es vapor de agua el fluido de trabajo.

La temperatura de saturación se debe extraer desde las tablas de vapor saturado

Para hallar la temperatura de saturación del vapor:

$$\text{Presión } 1 = 17,5 \text{ MPa}$$

$$\text{Temperatura de saturación} = 354,67^\circ\text{C}$$

Tabla 4:

Vapor sobrecalentado

Vapor de agua sobrecalentado (conclusión)										
T °C	v m^3/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg * K	v m^3/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg * K		
	$\rho = 15.0 \text{ MPa} (342.16^\circ\text{C})$					$\rho = 17.5 \text{ MPa} (354.67^\circ\text{C})$				
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108	0.007932	2390.7	2529.5	5.1435		
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438						
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819	0.012463	2684.3	2902.4	5.7211		
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434	0.015204	2845.4	3111.4	6.0212		
500	0.022945	2998.4	3310.8	6.3480	0.017385	2972.4	3276.7	6.2424		
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230	0.019305	3085.8	3423.6	6.4266		
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796	0.021073	3192.5	3561.3	6.5890		

Identificando la temperatura de saturación con la presión se tiene la siguiente expresión:

$$Temperatura\ 1 = 354.67 + 50^{\circ}C$$

Aproximando la suma de los dos valores se tiene que:

$$Temperatura\ 1 = 400\ grados\ centígrados$$

Identificar el valor de la temperatura en las tablas, inferir los valores de entalpía y entropía en cada punto:

$$\text{entalpía1} = \text{vapor saturado } 17.5\ MPa \text{ en } 400\ ^{\circ}C = 2902.4\ kJ/kg$$

$$\text{entropía1} = \text{vapor saturado } 17.5\ MPa \text{ en } 400\ ^{\circ}C = 5.72\ kJ/kgK$$

Como la turbina realiza un proceso isoentrópico se considera que la entropía en el punto dos será igual en el punto uno.

$$s_2 = 5.7211\ kJ/kg$$

Además, se debe tomar en cuenta el valor de la presión en el punto dos que se tiene como dato:

$$\text{presión 2} = 0.7\ MPa$$

Con la ayuda de la tabla se identifica el valor de la presión y se procede a inferir los valores de la entalpía y entropía correspondientes

$$Temperatura\ saturación\ (0.1\ MPa) = 89.95^{\circ}C$$

$$\text{entropía vapor saturado (0.1 MPa)} = 7.4797\ kJ/kg$$

$$\text{entropía líquido saturado (0.1 MPa)} = 1,0042\ kJ/kgK$$

Con los datos obtenidos con anterioridad se aplica el principio de la termodinámica para deducir el valor de la entropía en el punto dos.

$$\text{entropía 2} = 5.7211 = 7.4797 E_2 + 1,0042 (1 - E_2)$$

Si se despeja E2, se tiene:

$$E2 = 0,728962$$

Al realizar el mismo análisis y aplicando el mismo principio, se determinará el valor de la entalpía en el punto dos.

$$\begin{aligned} \text{entalpía2} &= \text{entalpía vapor saturado}(0,7 \text{ MPa})E2 \\ &+ \text{entalpía líquido saturado}(0,7 \text{ MPa}) (1 - E2) \end{aligned}$$

Los valores de entalpía de vapor y líquido saturado se proporcionan en la tabla.

$$\text{entalpía2} = 2660,0 \times 0,7289 + 376,7 \times (1 - 0,7289)$$

$$\text{entalpía 2} = 2040.99 \text{ kJ/kg}$$

Con todos los valores deducidos, se procederá a determinar el trabajo que se realiza:

$$W(\text{trabajo}) = \text{entalpía2} - \text{entalpía1} = 2040.99 - 2902,4$$

$$W(\text{trabajo}) = -861.4 \text{ kJ/kg}$$

Al aplicar el análisis que se realizó previamente se aplica el principio de la máquina cuando realiza un ciclo Rankine, donde:

$$\text{Rendimiento } T = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajoteórico}}$$

Si se reemplaza los valores calculados previamente, se despeja el trabajo real:

$$0,8 = \text{Trabajo real} / -861,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Trabajo real} = -689,12 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente se obtiene:

$$\text{entalpía 2} = 2902,4 - 689,12$$

$$\text{entalpía 2} = 2213.27 \text{ kJ/kg}$$

Para calcular el costo anual que realiza la planta de generación térmica se toma en cuenta que debe producir 10.000 k Watts de potencia

A continuación, se procede a calcular el flujo de vapor (fv) el cual atraviesa por el sistema.

Obteniendo de la cantidad o flujo de vapor (mv) que circula por la turbina:

$$fv = \frac{Potencia}{Trabajo\ real} = 10.000\ kJ/s / 689,12\ kJ/kg$$

$$fv = 14,51\ kg/s$$

Con el flujo de vapor se procede a calcular el costo anual de la central de generación:

$$\$ anual = (fv)(0.05\ dólares/kg\ de\ vapor)(3600\ s/h)(24\ h/día)(365\ días/año)$$

$$\$ anual = 14,51 \times 0.05 \times 3600 \times 24 \times 365$$

Costo anual = 22 881 355,9 Dólares por año

5.3. Motores de Combustión

5.3.1 Principio de combustión

En el inicio de la combustión uno de los primeros elementos que se utilizó fue la pólvora, se consolidó debido al uso que tenía durante la época, también era utilizado en el desarrollo de armas. Luego de varios intentos y con el paso de la tecnología, se desarrollaron motores que empujaban los pistones a través de explosiones, estos fueron denominados como motores de combustión libre por el movimiento que realizaba el pistón durante el ciclo de trabajo. El pistón descendía por acción de la gravedad, el eje rotaba. Durante los años 1863-1867 los motores de pistón libre se perfeccionaron y al mismo tiempo, se diseñaron motores sin compresión. Durante este periodo de tiempo, se llegó a concluir, que los motores deben tener un valor mínimo de compresión para que estos puedan trabajar con la potencia que se predomina antes de que la máquina trabaje.

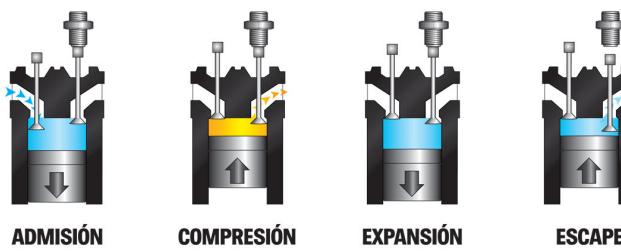


Figura 109. Ciclo de cuatro tiempos. (Obando, 2017)

Fuente: Ing. Héctor Terán

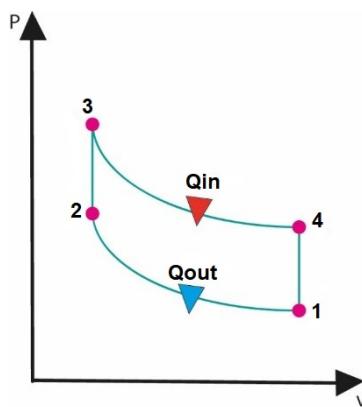
5.3.2 Termodinámica en procesos de combustión

A lo largo del tiempo se ha ido trabajando y experimentando, realizándose distintas pruebas que irían limitando las actividades que realizan los motores, pero Nicholas Otto inventó un motor con mejores características, este se encontraba en la vanguardia al desarrollar el motor que le denominó: “motor silencioso de Otto”, transcurrió el tiempo, se popularizó por la utilidad que tenía, de esta manera se fueron produciendo más prototipos de motores Otto, hasta que llegaron a un punto donde las actividades que realizaban los motores exigían más, es por esta razón que se crearon motores cíclicos, estos se diseñaron inicialmente para que se produzca 200 revoluciones por minuto.

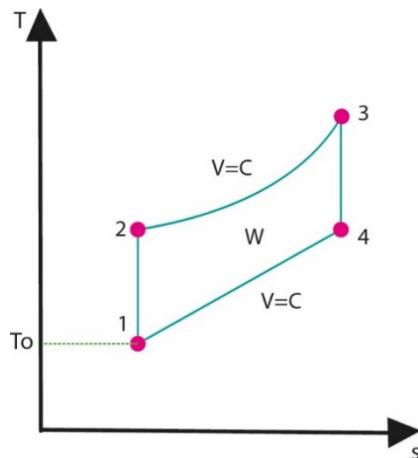
Las necesidades avanzaban al igual que la tecnología, para el año de 1898 la investigación científica se mantenía constante hasta desarrollar motores cada vez más pequeños y más eficientes, tenían la capacidad de entregar mil revoluciones por minuto, existía un denominado bulbo el cual se calentaba, este se encontraba dentro de la estructura principal del motor (Fraire, 2009).

5.3.3 Ciclo de Otto

Con el previo análisis realizado en los capítulos anteriores se debe tomar en cuenta algunos puntos para comprender de mejor manera el funcionamiento de un motor que trabaja con ciclo Otto. Una característica del motor es que a diferencia de otros este posee un método por chispa eléctrica para la iniciación, es muy común encontrar que trabajan en cuatro tiempos, otra característica es que no existe una caída o descenso de presión durante el ciclo, es por esta razón y por los principios termodinámicos que se analizaron se concluye que no se toma en cuenta el trabajo de admisión, también denominado como trabajo de succión y de escape, esta consideración es únicamente cuando el ciclo Otto se trabaja en condiciones ideales.



a) Plano Presión-volumen



b) Plano Temperatura-entropía

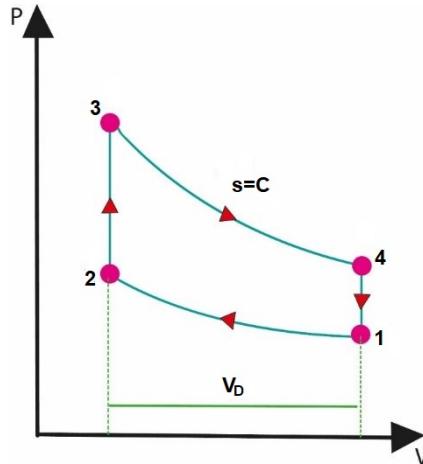
Figura 110. Ciclo de Otto

Ejemplo: Ciclo de Otto.

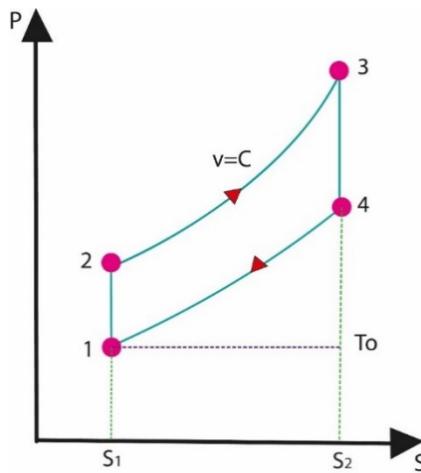
Se desea conocer el volumen que posee la sustancia de trabajo al momento que esta se desplaza, la cantidad de masa que se permite durante la admisión en la entrada, se conoce que la eficiencia volumétrica es del 62%. Determinar con la ayuda de la figura 111 los límites de Temperatura y volumen con los siguientes datos presentes:

- 1) Motor que opera con ciclo Otto ideal: 20% espacio muerto
- 2) Presión Inicial: 17 psia

- 3) Temperatura absoluta=100 °F
- 4) Cantidad de masa de la sustancia (aire) en el tiempo: 18 lb/min



a) Plano P-v



b) Plano T-s

Figura 111. Irreversibilidad del proceso

Solución:

1. A partir del principio termodinámico que se determinó en capítulos anteriores, se busca la relación volumétrica con la ayuda del porcentaje de espacio muerto dado como dato

$$(relacion\ volumen)r_k = \frac{Volumen_1}{Volumen_2} = \frac{1 + pc}{pc} = \frac{1 + 0.2}{0.2} = \frac{1.2}{0.2} = 6$$

Para determinar el valor de la temperatura en el punto 1 se debe aplicar el siguiente análisis:

$$T_1 = 100^{\circ}F + 460 = 560^{\circ}R$$

Obtenemos:

$$\text{presión relativa } p_{res\ r} = 1.71,$$

$$u_1 = 95.5$$

$$V_{relativo} = 116.53$$

Entonces para s=C,

Una vez encontrada la relación de volumen, en el punto uno se analiza el volumen que no se conoce, se debe aplicar el principio de los gases ideales:

$$V_{olumen\ 1} = \frac{\text{masa} * \text{K} * \text{Temperatura}_1}{\text{pres}_1} = \frac{(18)(53.3)(560)}{(14)(144)} = 266.5 \text{ cfm}$$

La diferencia de volumen entre el punto uno y el punto dos se conoce como Volumen D, para determinar esta diferencia, se debe aplicar el principio termodinámico que relaciona el volumen en el punto uno con la relación volumétrica obteniendo:

$$V_{olumen\ D} = Vol_1 - \frac{Vol_1}{r_k}$$

$$V_{olumen\ D} = 266.5 - \frac{266.5}{6} = 222.1 \text{ cfm}$$

Masa total de la sustancia $\text{masa}_1 = 18 \text{ lb}$

Masa de la sustancia en el diferencial de volumen es

$$\text{masa}_D = 18 / (1 + pc)$$

Al conocer el valor del rendimiento volumétrico tiene:

$$n_{volumétrico} = 0.62 = \frac{volumen_1}{V_{olumen\ D}}$$

Masa en la entrada o admitancia se determina por:

$$\text{masa}_{adm} = \frac{(0.62)(17)}{1.2} = 8.78 \text{ lb/min}$$

Ciclo de Otto Abierto: Consideraciones de energía

Como se mencionó con anterioridad los motores, poseen variaciones las cuales son aprovechadas en diferentes ámbitos de trabajo, a continuación, se analizará el ciclo de trabajo Otto abierto, se establecerá relaciones, basados en principios termodinámicos. La primera consideración que se debe tomar en cuenta al inicio de cada análisis es el equilibrio de energía que este debe poseer, considerando que se realiza un ciclo ideal, la energía que existe a la salida o que entrega el sistema debe ser la misma que ingreso.

Como se observa en la figura 112 para un ciclo Otto totalmente ideal, la energía de succión o de admisión y la de escape, se anula debido al efecto de la caída de presión, la mezcla que existe entre el combustible y el aire no pasa por un purificador por esta razón es necesario trabajar con una unidad de masa de la sustancia para una unidad de energía, esta sustancia debe ser almacenar respectivamente durante la realización del ciclo, teniendo la siguiente expresión.

$$E_1 = Eis_{u1} + F_{rel} * Eisc_1 + (1 - u - F_{rel})Ea_1 + F_{rel}*L_{11} \quad (176)$$

Para partir con el análisis, tomando en cuenta los principios analizados, se considera que la energía debe partir de un punto de referencia denominado en la ecuación 176 como: L11, la mezcla del fluido de trabajo no posee un proceso de purificación, por esta razón se debe tomar como una variable “u” la parte no purificada de la mezcla, esta se debe mantener en el espacio muerto, en la ecuación se determinan los siguientes términos:

Eis = energía interna (sensible)

F rel = relación del combustible con reactivos

Eisc = energía interna del combustible (sensible)

Ea = energía del aire

Para considerar la energía interna, que posee un volumen constante, se debe relacionar con el punto de referencia que se determinó, como se observa en la siguiente expresión.

$$-E_{iv} = L_{11} \quad (177)$$

Con los parámetros analizados, se puede despejar las variables como la energía interna, la energía del aire, esto depende del procedimiento que se utilice para la resolución del sistema de trabajo.

Como se observa en la figura 112, la energía interna se transfiere del punto uno al punto dos, obteniendo la siguiente expresión:

$$W = \Delta u = E_{i2} - E_{i1}$$

A continuación, se determina en análisis entre el punto dos y tres, también llamado combustión adiabática, donde se encuentra la energía en el punto tres como:

$$E_3 = E_{i2} + F_{rel} * L_{11} \quad (178)$$

El punto tres y el punto cuatro, es considerado como un proceso sin variación de entropía, se anula el flujo que existe, teniendo la siguiente expresión.

Para el proceso isentrópico sin flujo 3-4:

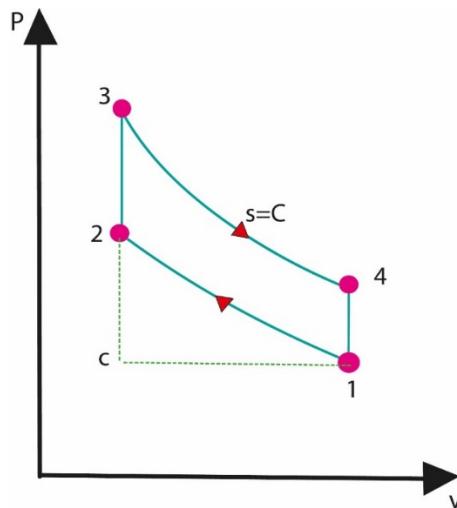
$$0 = E_{i3} - E_{i4} \quad (179)$$

Finalmente, la expresión que determina el trabajo neto es determinada por:

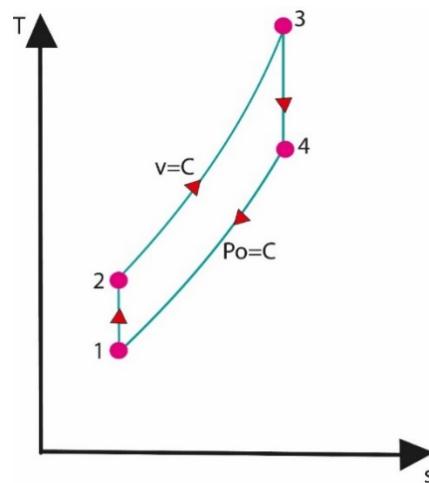
$$w = u_{p3} - u_{p4} - (u_{r2} - u_{r1}) \quad (180)$$

La expresión de la ecuación 179, debe ser considerada para la unidad de masa del sistema.

Observar los procesos termodinámicos durante los puntos uno, dos y tres, es imprescindible considerar estos procesos sin variación de entropía.



a) Plano Presión-volumen



b) Plano Temperatura-entropía

Figura 112. Ciclo abierto: variación de presión.

Fuente: Ing. Héctor Terán

En la realidad sucede lo siguiente:

Resumen del análisis

Durante el paso del fluido de gas por los conductores, existen espacios denominados como caída de presión

Es en este momento donde actúa la “el principio de Charles”, los gases tienden a expandirse cuando la carga es acoplada al sistema, este fenómeno ocurre por el calentamiento que sufre la máquina y sus componentes.

La variación de presión y temperatura es inevitable cuando se produce un ciclo de manera real, produciendo un desequilibrio inmerso en todo el sistema.

Combustión en el ciclo Diésel

Observar en la figura 113, el principio termodinámico que cumple el ciclo Diésel cumple con las siguientes etapas: primero ingresa el aire de la atmósfera, este se junta con el combustible con el objetivo de producir una mezcla aire-combustible conocido también como admisión, la cual es comprimida uniformemente, realizándose un proceso isobárico, finalmente se expulsan gases de escape. Este ciclo se lo denomina de cuatro tiempos.

Una característica de estos motores como se puede observar en la figura 111, la temperatura en el punto dos debe ser alta, al poseer estas características la mezcla aire-combustible se enciende, los motores que operan con este sistema también son conocidos como motores por ignición.

El análisis realizado previamente del ciclo Diésel, permite establecer la eficiencia térmica mediante la siguiente expresión:

$$\text{Eficiencia Térmica} = \frac{W(\text{trabajo})}{Q(\text{calor entrada})_0} \quad (181)$$

Para el calor de entrada se analiza las entalpías en el punto dos y tres.

$$\text{Calor de entrada}(Q_{\text{entr}}) = \text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_2$$

El calor residual o calor que expulsa se determina mediante la variación de energía en el punto uno y cuatro.

$$\text{Calor salida}(Q_{\text{sal}}) = \text{energía}_4 - \text{energía}_1$$

Si se Reemplaza las expresiones, la eficiencia térmica se reduce a la siguiente expresión:

$$\text{eficiencia} = \frac{W(\text{trabajo})}{Q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{g(T_3 - T_2)} \quad (182)$$

Para “g” se toma en cuenta como una constante

La representación de la temperatura, se puede observar en la figura 112, durante los puntos uno y dos se realiza un proceso donde no existe variación de entropía obteniendo:

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{Vol_1}{Vol_2}\right)^{g-1} \quad (183)$$

Durante el punto dos y tres, la masa permanece constante, es así como aparece la relación de corte

$$\text{Relación de corte}(r_c) \equiv \frac{\text{Volumen}_3}{\text{Volumen}_2} \quad (184)$$

La ley de charles propone establecer una relación entre volumen y temperatura, aplicando dicho postulado se tiene la siguiente expresión:

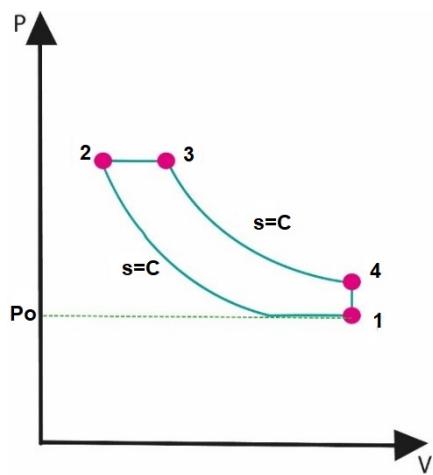
$$T_{\text{temperatura } 3} = T_{2*} \left(\frac{Vol_3}{Vol_2}\right) = T_{1*} r_k^{g-1} * r_c$$

Finalmente, el análisis en el intervalo tres al punto cuatro ocurre un proceso isentrópico, obteniendo las siguientes expresiones:

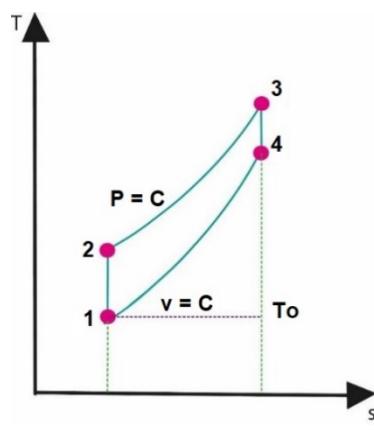
$$Temperatura_4 = T_3 \left(\frac{Vol_3}{Vol_4}\right)^{g-1}$$

$$Temperatura_4 = T_3 \left(\frac{r_{corte} * Vol_2}{Vol_1}\right)^{g-1}$$

$$Temperatura_4 = T_1 r_c^g \quad (185)$$



a) Plano P-v



b) Plan T-s

Figura 113. Ciclo de Diésel: Mientras aumenta la temperatura, las dos curvas incrementan su inclinación.

La eficiencia queda expresada por: para “g” como constante

$$\text{eficiencia} = \left(1 - \frac{1}{r_g^{g-1}}\right) * \left(\frac{(r_{corte})^g - 1}{g(r_{corte} - 1)}\right) \quad (186)$$

Para concluir, el ciclo Otto posee una mejor relación de compresión, teóricamente la compresión del aire puede ser ligeramente superior a la del ciclo Diésel, por lo tanto, la eficiencia térmica real en un motor Diésel debería ser mayor comparándose con la eficiencia de un motor térmico que trabaja con ciclo Otto. En la siguiente expresión se determina la relación entre el cierre de admisión y las relaciones de expansión.

$$r_g = r_{corte} * r_e = \left(\frac{Vol_3}{Vol_2}\right) \left(\frac{Vol_1}{Vol_3}\right) \quad (187)$$

Como se puede observar en la figura 114, la relación de corte es inversamente proporcional a la eficiencia, mientras se incrementa la relación de corte, la eficiencia disminuye progresivamente, por esta razón se puede concluir que teóricamente e idealmente la eficiencia sería mucho mayor, la cual depende si existe una menor relación de admisión o de succión del combustible, con esto se tiene que la potencia del sistema se eleva si las relaciones aumentan.

Cuando un motor trabaja en condiciones reales, adquiere pérdidas por la fricción que existe mientras el motor funciona a una velocidad determinada, teniendo como consecuencia la reducción de la eficiencia térmica al aplicar un freno, por otro lado, se va limitando la relación de corte de admisión también conocida como succión. Para evitar que se produzca una excesiva cantidad de gases de escape la relación de corte de admisión del combustible debe estar en un rango de 9 y 11 % de la carrera.

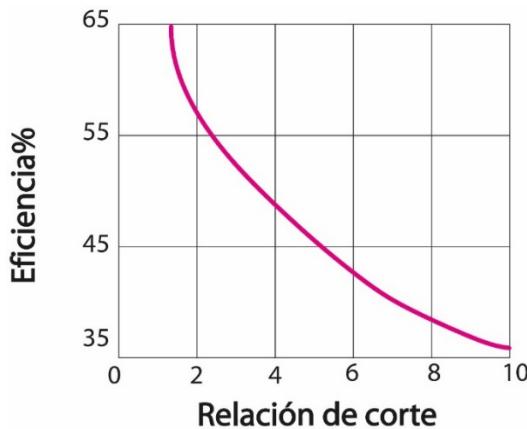


Figura 114. Eficiencia térmica Diésel: relación de compresión constante.

Fuente: Ing. Héctor Terán

5.4. Turbina de gas

Para iniciar con el análisis de la turbina de gas, se debe recalcar que realizan un ciclo Brayton, la turbina de gas se caracteriza porque los procesos termodinámicos de expansión y compresión realizan la máquina giratoria. A lo largo tiempo la turbina de gas ha sufrido cambios debido a las utilidades que tiene, de esta manera se clasifican en ciclo abierto y ciclo cerrado observar figura 116, para un ciclo abierto, consiste en introducir aire a temperatura ambiente dentro del compresor, aquí su presión y su temperatura incrementan, son directamente proporcionales. El aire de alta presión ingresa a la cámara de combustión, donde se realiza una mezcla con el combustible que es consumido a presión constante es decir mediante un proceso isobárico. Los gases de alta temperatura ingresan a la turbina, donde se

dilatan hasta alcanzar el nivel de la presión atmosférica, obteniendo como resultado potencia. Los gases de escape se expulsan por la turbina sin pasar por un purificador, estos son enviados al ambiente. Para un ciclo abierto también se puede considerar en el análisis como un ciclo cerrado observar en la figura 115. Se emplean las propiedades de aire estándar que se encuentran en las tablas de gases ideales, los procesos de expansión y compresión permanecen constantes, no existe una variación, donde el proceso de combustión es reemplazado por un método de adición de calor a una presión constante desde una fuente exterior, mientras el proceso de salida o expulsión de gases se reemplaza por otro de salida de calor para mantener la presión constante (proceso isobárico) hacia la atmósfera. El ciclo ideal que el fluido de trabajo atraviesa por cuatro procesos, formando un ciclo reversible.

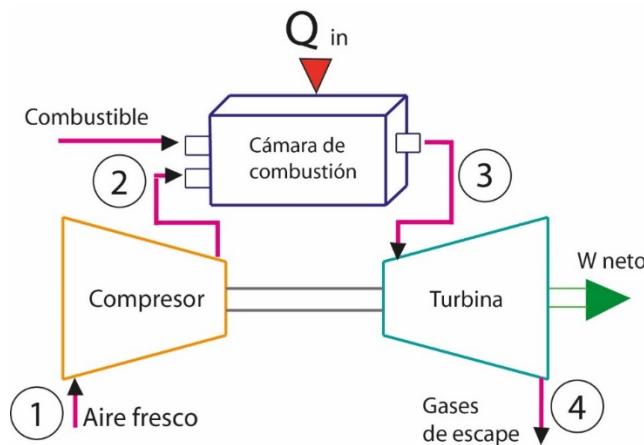


Figura 115. Turbina de gas ciclo abierto

Fuente: Ing. Héctor Terán

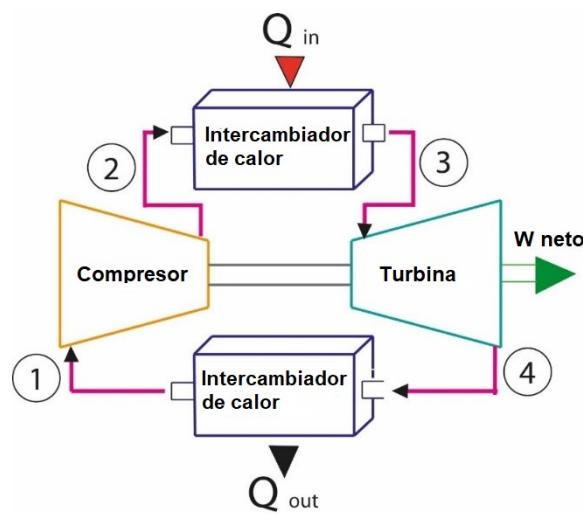


Figura 116. Turbina de gas ciclo cerrado

Fuente: Ing. Héctor Terán

5.4.1 Ciclo de Brayton – Procesos

Previo el análisis realizado en capítulos anteriores, se determina que el ciclo Brayton en condiciones ideales es dependiente de la relación que existe entre el calor específico que entrega el fluido de trabajo y la presión que se mide cuando se encuentra en la turbina.

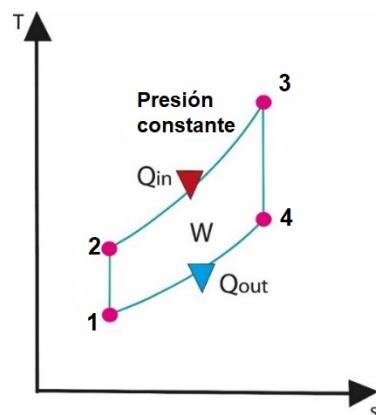
La eficiencia térmica es directamente proporcional ya que aumenta con las dos variables (Figura 117), este efecto también se puede observar en turbinas de gas reales. Hay que tomar en cuenta que el valor de la relación de calores específicos $K = 1.4$ para el aire cuando actúa a temperatura ambiente.

Punto 1 al 2: Compresión isoentrópica se realiza en el compresor

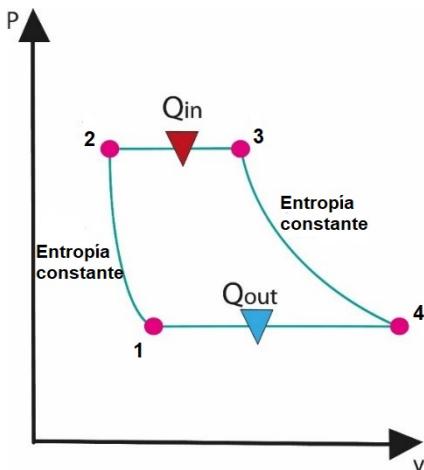
Punto 2 al 3: añadidura de calor a presión constante

Punto 3 al 4: Expansión isoentrópica por parte de la turbina

Punto 4 al 1: expulsión de calor a presión constante



a) Diagrama T-s



b) Diagrama P-V

Figura 117) Diagramas T-s y P-v para un ciclo de Brayton ideal

Fuente: Ing. Héctor Terán

En el Ciclo de Brayton ideal Figura 117 se puede determinar que los cuatro procesos se producen en dispositivos de flujo fijo. Cuando la variación de energía cinética y potencia son insignificantes, la igualación de energía de un flujo fijo por unidad de masa se expresa por:

$$(Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}} \quad (188)$$

Por esta razón, la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo es:

$$Q_{\text{entrada}} = C_p(T_3 - T_2) = \text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_2 \quad (189)$$

$$Q_{\text{salida}} = \text{entalpía}_4 - \text{entalpía}_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad (190)$$

Para determinar la eficiencia térmica, se debe tomar en cuenta las propiedades de aire se obtiene la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{térmico,Brayton}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (191)$$

Los procesos entre el punto uno, dos y en el punto tres, cuatro son isoentrópicos, por lo tanto, la presión en el punto dos será igual en el punto tres y la presión en el punto cuatro va a ser igual a la presión en el punto uno, por lo tanto, se determina la siguiente expresión manteniendo una relación entre presión y volumen.

$$\frac{\text{Temperatura}_2}{\text{Temperatura}_1} = \left(\frac{\text{Pres}_2}{\text{Pres}_1} \right)^{\frac{(K-1)}{K}}$$

$$\frac{\text{Temperatura}_3}{\text{Temperatura}_4} = \left(\frac{\text{Pres}_3}{\text{Pres}_4} \right)^{(K-1)/K}$$

Al reemplazar las ecuaciones planteadas de eficiencia térmica se obtiene:

$$\eta_{tér,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_{pres}^{(k-1)/k}} \quad (192)$$

Relación de presión y K para la relación de calores específicos

$$r_{pres} = \frac{\text{Pres}_2}{\text{Pres}_1} \quad (193)$$

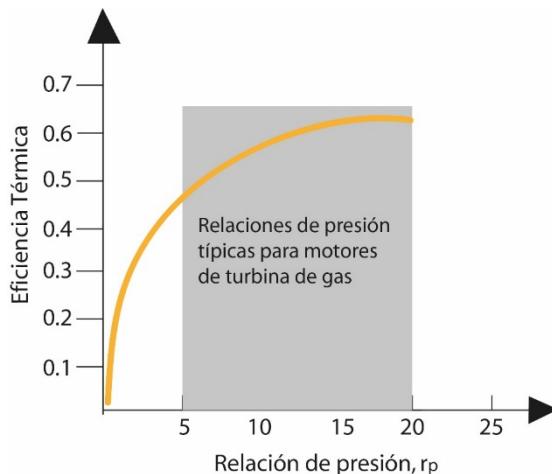


Figura 118. Eficiencia térmica vs relación de presión

Fuente: Ing. Héctor Terán

Las turbinas de gas se caracterizan por realizar dos funciones principales: provee el oxidante que necesita para que se produzca la ignición del combustible y también ocupa la función de ser un refrigerante que ayuda a mantener la temperatura de los diferentes componentes del sistema manteniendo la seguridad mientras la máquina térmica trabaja.

Su segunda función principal consiste cuando extrae una mayor cantidad de aire con el objetivo de completar totalmente la ignición del combustible. Es muy común que exista en una turbina de gas que

posea una relación entre la masa de aire y el combustible del sistema entre 49 y 52 esta relación también puede ser superior, esto depende mucho de la eficiencia que se necesite.

Existen dos principales áreas donde se aplican las turbinas de gas, son en la generación de energía eléctrica y en la propulsión de aviones. En centrales eléctricas que producen energía, estas pueden trabajar como elementos independientes o en conjunto, ya que pueden ser acopladas con las fuentes de energía a vapor cuando estas trabajan en el lado de alta temperatura.

En centrales eléctricas los gases que salen o son expulsados al final de la turbina de gas se utilizan como generación de calor donde es aprovechado por el vapor, complementando con el trabajo de las dos máquinas térmicas y realizando una optimización de recursos, es importante mencionar que se invierte demasiado dinero para producir y dar mantenimiento a las máquinas térmicas, y poder ahorrar costos de producción mediante la optimización de procesos termodinámicos, es conveniente para la planta de generación de energía. Cuando la turbina de gas se encuentra implementada para la propulsión de aviones, esta se encarga de producir potencia para abastecer el accionamiento del compresor, secuencialmente se encarga de abastecer un generador que cumple con la función de accionar al equipo de reserva. Los gases que se expulsan por la turbina son los que finalmente producen la fuerza que necesita para que la nave sea impulsada.

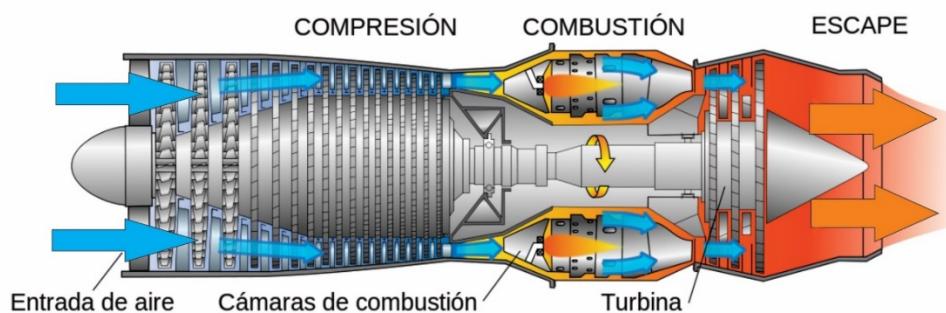


Figura 119. Turbina de gas para aeronaves

Fuente: Ing. Héctor Terán

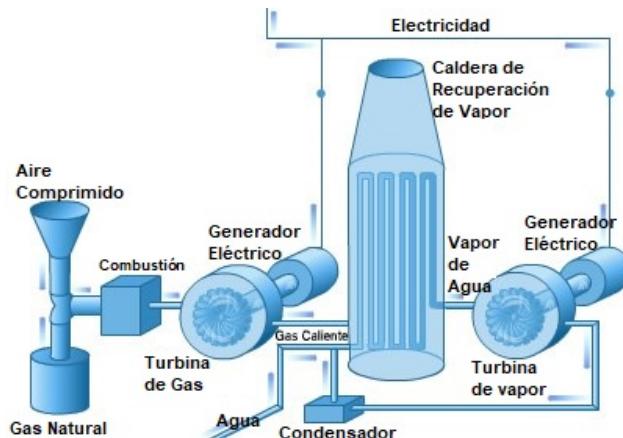


Figura 120. Turbina de gas generación eléctrica

Fuente: Ing. Héctor Terán

El ciclo de la turbina de gas suele utilizarse también como un ciclo cerrado en centrales nucleares donde el fluido de trabajo no es expulsado hacia aire, este es reutilizado, en algunos casos los gases pasan por un proceso de purificación para que ingrese al sistema con las mismas propiedades.

En grandes embarcaciones se utilizan motores de turbinas de gas para el impulso y producción de energía eléctrica. Los motores cuando trabajan bajo condiciones difíciles, deben poseer una eficiencia térmica alrededor del 36% y 40 % en ciclo de trabajo. Las turbinas que realizan un ciclo cerrado, es decir que poseen Inter enfriamiento y regeneración logran alcanzar una eficiencia térmica entre el 40% y 45%.

En sistemas donde se implementa la regeneración es muy importante ya que se encarga de disminuir considerablemente la temperatura de los gases cuando estos son expulsados, aproximadamente se reduce un promedio de 300 grados centígrados, seguidamente se comprime el aire con el objetivo de prepararlo para que ingrese en buenas condiciones al inter-enfriador.

La turbina de gas se caracteriza por poseer mayor potencia generada comparada con otros motores, se considera como que tiene la mayor vida útil y también tiene alta confiabilidad, es manejable.

Uno de los puntos en contra de las turbinas de gas, es que consumen mucho combustible, es por esta razón que en algunos casos de generación de energía se acopla motores que trabaja con ciclo Diésel con el objetivo de que estos dos ciclos trabajen conjuntamente y reducir en un porcentaje considerable

los costos que produce el combustible o sustancia de trabajo, también se realiza este tipo de acoplamiento cuando se necesita que la turbina de gas opere a altas velocidades.

Las turbinas de gas cuando poseen una relación entre el trabajo con el compresor demasiado elevada, se la llama relación de trabajo de retroceso, este tipo de relación se utiliza en centrales eléctricas para la producción de energía. La turbina de gas utiliza un 60 % del trabajo producido para inicializar el compresor, puede aumentar el trabajo no utilizado cuando la relación entre el compresor y la turbina disminuye significativamente. De esta manera se exige en la actualidad para que una central de energía térmica pueda trabajar, esta debe tener una relación de trabajo (alta) la cual le permita abastecer al compresor cuando necesite de energía extra, así trabaja con normalidad. El tamaño de la turbina de gas es más grande en comparación con la turbina de vapor, para producir la misma cantidad de potencia (Cengel Y. , 2009).

5.4.2 Avance tecnológico de las turbinas de gas

Las turbinas de gas con el paso del tiempo al igual que los demás motores y máquinas térmicas han desarrollado avances tanto tecnológicos como mejoras de materiales, con el objetivo de mejorar el rendimiento. Las turbinas que fueron diseñadas por primera vez alcanzaban una eficiencia entre el 15 y el 16 por ciento, la causa de este bajo rendimiento era por las cualidades que poseía el compresor, este poseía una eficiencia baja, los procesos de manufactura también se encontraban inmersos ya que por culpa de estos no se podía obtener temperaturas elevadas a la entrada del sistema. Para el inicio de esta máquina térmica, no se ocupaban todas sus ventajas a pesar de las diferentes variaciones que esta podía sufrir y su capacidad de funcionar con combustibles diferentes. Los aspectos que fueron importantes para el crecimiento de la turbina de gas son:

1. Comprobar que la temperatura que ingrese al sistema sea elevada.
2. El mejoramiento de los compresores, ya que la eficiencia de estos es muy importante para que la turbina de gas entregue el máximo rendimiento térmico.
3. Intervenciones en el ciclo básico.

6.3.3 Ejercicio Ciclo Brayton ideal simple

Determinar la variación de temperatura cuando los gases se encuentran en

- a) turbina y b) compresor, la eficiencia térmica y la relación de trabajo en retroceso, conociendo que la turbina de gas posee las siguientes condiciones:
- 1) Ciclo Brayton ideal
 - 2) Relación de presión =7
 - 3) Temperatura a la entrada del compresor=298k
 - 4) Temperatura a la entrada de la turbina =1280k
 - 5) Considerar las propiedades del aire
 - 6) K=1.4

Datos:

$$Temperatura_1 = 298K$$

$$Relacion\ de\ presión\ 7 = \frac{P_{res2}}{Pres_1}$$

$$T_3 = 1280K$$

Propiedades de gas ideal del aire					
\bar{T} K	h kJ/kg	P_r	U kJ/kg	V_r	S° kJ/kg.k
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.10	1.3969	214.97	601.2	1.70000
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690

325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952
510	510.00	9.621	366.49	160.1	2.24246
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997

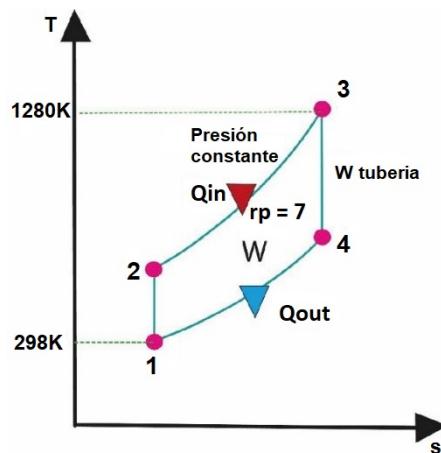


Figura 121. Diagrama T-s ideal ejercicio

Fuente: Ing. Héctor Terán

Como se puede observar en la figura 119 durante el punto 1 al punto dos la mezcla es comprimida, pero no existe variación de entropía también conocido como proceso isoentrópico.

$$\text{Temperatura}_1 = 298\text{K}$$

Para la temperatura establecida se busca en las tablas el valor de la entalpía y presión relativa correspondiente

$$\text{entalpía}_1 = 298.18 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Presión relativa } P_{\text{rel}1} = 1.3543$$

Aplicando los principios determinados con anterioridad se determina que:

$$P_{\text{rel}2} = \frac{\text{Pres}_2}{\text{Pres}_1} * P_{\text{rel}1} = (7) * (1.3543) = 9.48$$

Para la presión relativa calculada se busca los valores de temperatura y entalpía entregados por las tablas

$$\text{Temperatura}_2 = 520\text{K salida del compresor}$$

$$\text{entalpía}_2 = 523.63 \text{ kJ/kg}$$

Al seguir con el análisis, se determina que durante el punto tres al punto cuatro, existe un proceso de expansión, el cual es realizado por la turbina, aquí no existe variación en entropía (proceso isoentrópico)

Propiedades de gas ideal del aire (<i>conclusión</i>)					
T K	h kJ/Kg	P _f	u kJ/kg	V _f	s° kJ/kg. K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959

$$\text{Temperatura}_3 = 128\text{K}$$

Se tiene como dato el valor de la temperatura en el punto tres, se busca los valores de entalpía y presión relativa en dicho punto

$$\text{entalpía}_3 = 1372.24 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{\text{rel}3} = 310.4$$

Con el valor de la presión relativa en el punto tres, se aplica la siguiente ecuación para determinar la presión relativa en el punto cuatro

$$P_{\text{rel}4} = \frac{\text{Pres}_4}{\text{Pres}_3} * P_{\text{rel}3} = \left(\frac{1}{7}\right)(310.4) = 44.34$$

T K	h kj/Kg	P _f	u kJ/kg	V _f	s° kJ/kg . K
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013

Una vez determinada la presión en este punto se busca los valores de temperatura y entalpía correspondientes.

$$\text{Temperatura}_4 = 780\text{K final de la turbina}$$

$$\text{entalpía}_4 = 800.03 \text{ kJ/kg}$$

2) Relacionando el trabajo que realiza la turbina y el compresor, se determina la relación de trabajo de retroceso, y se obtiene la siguiente expresión.

$$W_{compresor\ in} = h_2 - h_1 = 523.63 - 298.18 = 225.45 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{turbina\ out} = h_3 - h_4 = 1372.24 - 800.03 = 527.21 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto

$$\text{Relación de trabajo de retroceso} \quad r_{wr} = \frac{W_{compresor\ in}}{W_{turbina\ out}} = \frac{225.45 \text{ kJ/kg}}{527.21 \text{ kJ/kg}} = 0.3939$$

El 39.3 por ciento de la salida del trabajo de la turbina se emplea para arrancar el compresor.

3) eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor:

$$Q_{in} = \text{entalpía}_3 - \text{entalpía}_2 = 1372.24 - 523.63 = 848.61 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{neto} = W_{out} - W_{in} = 527.21 - 225.45 = 301.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{termico} = \frac{W_{neto}}{Q_{in}} = \frac{301.76 \text{ kJ/kg}}{848.61 \text{ kJ/kg}} = 0.35$$

Donde

$$Q_{out} = entalpia_4 - entalpia_1 = 800.03 - 298.18 = 501.85 \text{ kJ/kg}$$

Las propiedades del aire estándar son determinadas por el calor específico que posee el ambiente, para $k=1.4$

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{1}{\frac{k-1}{r_{pres}^k}} = 1 - \frac{1}{7^{\frac{1.4-1}{1.4}}} = 0.35$$

5.4.3 Análisis del ciclo ideal y el ciclo real

La diferencia del ciclo ideal con el ciclo real es que va a existir una diferencia de presión durante la entrada y salida de calor del sistema. Es importante recalcar que la entrada de trabajo al compresor debe ser mucho mayor, al igual que en la salida de trabajo que es expulsado por la turbina deberá ser menor.

Al analizar este tipo de ciclo cuando trabaja de manera real, se debe tomar en cuenta las pérdidas, las variaciones que se producen en el compresor y en la turbina para determinar la eficiencia que producirá, obteniendo las siguientes expresiones.

$$\eta_C = \frac{w_{out}}{w_{in}} \cong \frac{h_{p2s} - h_1}{h_{p2a} - h_1} \quad (194)$$

$$\eta_{Ter} = \frac{w_{in}}{w_{out}} \cong \frac{h_3 - h_{p4a}}{h_3 - h_{p4s}} \quad (195)$$

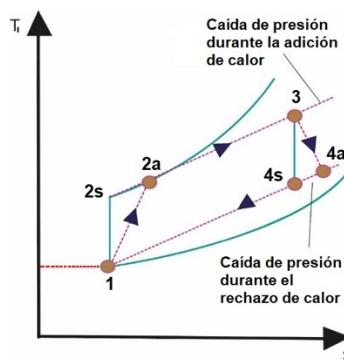


Figura 122. Diagrama T-s real

Fuente: Ing. Héctor Terán

5.4.4 Ejercicio Resuelto

Determinar la eficiencia térmica, la relación de retroceso, y la temperatura de los gases que son expulsados para un ciclo real de una turbina de gas que posee las siguientes condiciones:

1. Suponer que la eficiencia del compresor es un 80 % y de la turbina es 85%

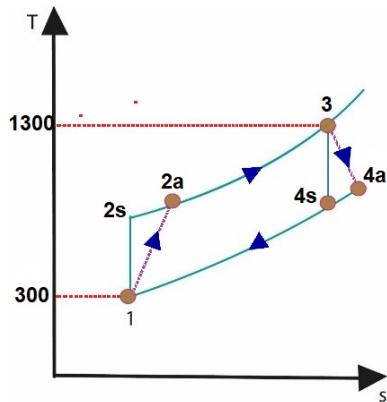


Figura 123. Diagrama T-s real ejercicio

Fuente: Ing. Héctor Terán

El diagrama de la figura 121, se observa que el trabajo real del compresor como el de la turbina de analizan utilizando las definiciones de la eficiencia de cada uno, por lo tanto:

$$\text{Compresor} \quad W_{\text{compresor in}} = \frac{W_{\text{out}}}{\eta_c} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{0.8} = 305.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{turbina} \quad W_{\text{turbina out}} = \eta_T * w_{\text{out}} = (0.85) \left(606.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 515.61 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$rel_w = \frac{W_{\text{compresor in}}}{W_{\text{turbina out}}} = \frac{305.2 \text{ kJ/kg}}{515.61 \text{ kJ/kg}} = 0.5812$$

Una vez obtenida la relación de trabajo se establece que el compresor consume el 58,12 % del trabajo total que la turbina de gas produce. Este incremento sucede por el fenómeno de irreversibilidad del ciclo en dos elementos (turbina, compresor). El aire que es expulsado por el compresor posee alta temperatura, y se determina las entalpias en este punto, teniendo la siguiente expresión:

$$W_{compresor\ in} = h_{p2a} - h_1 \rightarrow h_1 + W_{compresor\ in}$$

$$= 300.19 + 305.2$$

$$= 605.39 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{p2a} = 598K$$

Por lo tanto

$$Q_{in} = entalpía_3 - entalpía_{p2a} = 1395.97 - 605.3 = 790.58\ kJ/kg$$

$$W = W_{out} - W_{in} = 515.61 - 305.2 = 210.3\ kJ/Kg$$

$$\eta_{termico} = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{210.41\ kJ/kg}{790.58\ kJ/kg} = 0.276$$

El fenómeno de irreversibilidad se encuentra inmerso tanto en la turbina como en el compresor, la eficiencia térmica se ve afectada ya que se reduce considerablemente a 27.6%, Es por esta razón que las centrales energéticas necesitan aumentar el rendimiento, mas no que disminuya.

5.5. Motor Stirling

La mayoría de los motores termodinámicos realizan un ciclo de calor. Los motores termodinámicos se clasifican en dos: a combustión interna y externa. Los automóviles que funcionan con el ciclo Otto son un claro ejemplo de combustión interna. El motor Stirling se caracteriza porque trabaja con una fuente de calor exterior, este tipo de fuente puede ser de forma solar dependiendo de la estructura que este posea, la variación de temperaturas de las dos fuentes que contiene el motor debe ser grande. El proceso de conversión de calor en trabajo alcanza un elevado rendimiento comparado con cualquier tipo de motor real. El gas de trabajo posee pérdidas, este no es ideal, el rozamiento que se produce es inevitable en los diferentes elementos dinámicos que se encuentran acoplados al motor (Moran, 2004)

Figura 122.

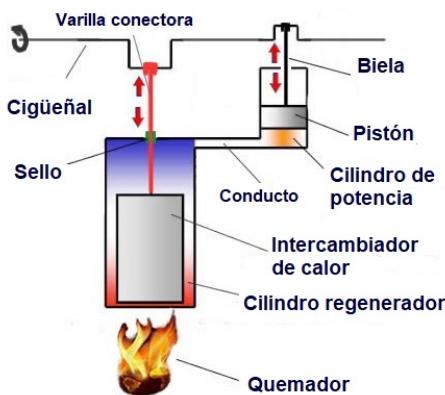


Figura 123. Motor Stirling componentes

Fuente: Ing. Héctor Terán

Para analizar el ciclo por el cual atraviesa el motor Stirling se debe considerar n moles de un gas ideal, este se debe encontrar en un recipiente totalmente hermético con un émbolo rotatorio. El gas experimenta los siguientes procesos como se muestra en la figura 125:

- Proceso 1-2 se realiza una expansión a temperatura constante T_1 desde un volumen inicial V_1 a un volumen final V_2 figura 124.

Variación de energía interna

$$\Delta U(\text{energía})_{1-2} = 0 \quad (196)$$

El gas ideal realiza trabajo W_{12} por lo cual este debe absorber la misma cantidad de energía en el punto caliente para que la temperatura en este proceso se mantenga constante.

- Procesos 2-3 el volumen durante este proceso se mantendrá constante por lo tanto el trabajo que realiza es nulo

$$W(\text{trabajo})_{2-3} = 0$$

El gas ideal del sistema entrega calor, por esta razón disminuye la energía interna con esto su temperatura.

- Proceso 3-4 el gas ideal es comprimido realizando un proceso isotérmico donde la temperatura $T_{2\text{se}}$ mantiene constante, desde el volumen inicial V_2 al volumen final V_1 . El gas se encuentra a baja presión, el trabajo que se necesita para ser comprimido debe ser menor que el trabajo entregado durante el proceso de expansión.

Variación de energía interna

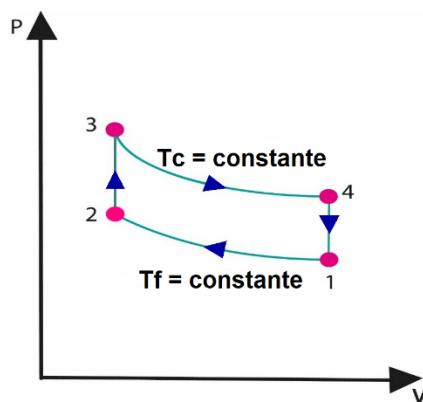
$$\Delta U(\text{energía})_{3-4} = 0$$

Se produce un trabajo W_{34} sobre el gas ideal, como resultado se obtiene una pérdida o salida de calor, esta debe ser igual al calor del punto frío del sistema para que la temperatura se mantenga constante la temperatura.

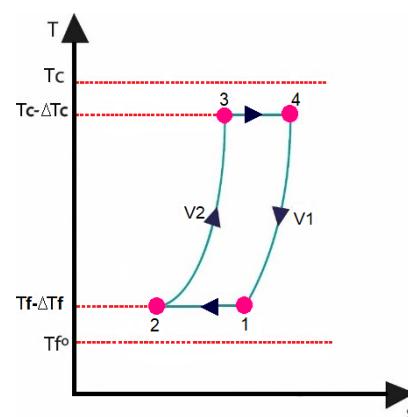
- Proceso 4-1 durante el proceso el volumen del sistema se mantiene constante, por esta razón no se realiza el trabajo

$$W(\text{trabajo})_{4-1} = 0$$

El gas que se encuentra en el sistema absorbe el calor, elevando la energía interna del sistema con esto también se eleva la temperatura figura 124.



a) Plano P-v



b) Plano T-s

Figura 125. Diagrama P-v Ciclo del motor Stirling

Al analizar el ciclo completo se determina que:

$$\Delta U(\text{energia}) = \Delta U_{3-4} + \Delta U_{4-1} + \Delta U_{1-2} + \Delta U_{2-3}$$

$$\Delta U(\text{energia}) = nc_v(T_1 - T_2) - nc_v(T_1 - T_2) = 0 \quad (197)$$

Se determina que el ciclo que realiza el motor Stirling es reversible para un gas ideal. Para un análisis más profundo del motor Stirling se analiza matemáticamente cada uno de los puntos. Para identificar el proceso por cada etapa se utiliza la primera y segunda ley de la termodinámica.

La potencia a la salida del sistema para un motor Stirling ideal, sin pérdidas es:

$$W = \eta Q_{\text{ingresa}} = \left(1 - \frac{T_2 + \Delta T_2}{T_1 - \Delta T_1}\right) \quad (198)$$

Siendo ΔT_1 y ΔT_2 la diferencia de las temperaturas entre los puntos térmicos y el gas durante la entrada y salida de calor

Mientras la tasa de calor que ingresa es:

$$Q_{\text{ingresa}} = \text{masa} * c_V * \{(k - 1) * (T_2 - \Delta T_2) * \ln r_c\} * n \quad (199)$$

El calor que se representa en la ecuación 204 ingresa únicamente en el proceso 1-2 debido a que ocurre un proceso de regeneración, donde no existen pérdidas y se la denomina como perfecta. El término r_c es la relación de compresión la cual viene dada por V_1/V_2 para el motor sin espacio muerto, pero para el motor donde no se desprecie el espacio muerto se tiene:

$$r_{\text{compresión}} = (Vol_a + Vol_p + C(T_1 - \Delta T_1)) / (Vol_a + C(T_1 - \Delta T_1)) \quad (200)$$

Para un motor donde la diferencia de temperatura es mínima con respecto a los puntos térmicos determinados, el rendimiento se denomina como η_c

El motor posee regeneración no ideal, por esta razón se absorbe una cantidad de calor mayor por parte del punto caliente para que este pueda producir la misma potencia neta que el motor cuando se realice el proceso de manera ideal. El rendimiento del motor será menor y se puede considerar como:

$$W = \eta_c = \eta Q_{\text{entrada}} \quad (201)$$

Para ηQ_{entrada} y al considerar la nueva cantidad de calor que ingresa al motor. Este es mayor a la del motor que realiza un ciclo de manera ideal, es dado por

$$\eta Q_{\text{entrada}} = m * c_V * \{(k - 1) * (T_1 - \Delta T_1) * \ln r_c + (1 - \eta_r)\} * n \quad (202)$$

En la expresión 207 se observa que se ha ingresado otro término, el cual es el calor extra que necesita el regenerador, esto se debe a la irreversibilidad del sistema cuando la transferencia de calor es la misma.

$$\eta_i = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \eta_r)}{(k - 1) \ln r_c} (\eta_r \Delta T)} \quad (203)$$

La masa del fluido de trabajo que emplea el motor, depende de las dimensiones que posea el motor, es un gas ideal, se puede determinar por las propiedades de los gases, por lo tanto:

$$\text{masa} = \frac{\text{Presión}_1 \text{Volumen}_1}{\text{Temperatura}_2 + \Delta T_2} \quad (204)$$

5.5.1 Ejercicios Resueltos

Determinar la cantidad de aire del motor, la temperatura de la fuente y la presión en el punto máximo para un motor Stirling ideal que opera con las siguientes condiciones:

1. 50 °F en el depósito de energía (salida)
2. 0.5 ft³ Volumen en punto máximo (aire)
3. 0.06 ft³ Volumen en el punto mínimo (aire)
4. 10 PSI Presión mínima
5. 2 Btu trabajo producido
6. 6 Btu de calor ingresa al motor

Datos:

Energía 50 0 F

Volumen máximo 0.5 ft³

Volumen mínimo 0.06 ft³

Presión mínima 10 psia

Producza 2Btu

Transfiera 6Btu

Temperatura de la fuente

Cantidad de aire que sale del motor

Presión máxima

Para analizar el sistema primero se identifica las fases del ciclo por el cual va a cruzar

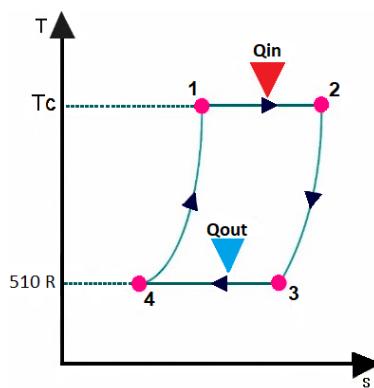


Figura 126) Diagrama T-s ejercicio motor Stirling

Fuente: Ing. Héctor Terán

Revisar la tabla de las propiedades de aire para gases ideales

$$R_1 = 0.3704 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbm} \cdot \text{R}$$

$$c_p = 0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$$

$$c = 0.171 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R},$$

Para determinar la relación de la eficiencia térmica:

$$\eta_{termica} = \frac{W}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

$$\frac{2.0 \text{ Btu}}{6.0 \text{ Btu}} = 1 - \frac{510.00 \text{ R1}}{T_H}$$

$$T_H = 765 \text{ R}$$

Para determinar la masa del sistema:

$$\text{masa} = \frac{\text{Pres}_{3*} \text{Vol}_3}{R * \text{Temp}_3} = \frac{(10 \text{ psia})(0.5 \text{ ft})}{(0.3704 \text{ psia ft/lbm R})(510 \text{ R1})} = 0.02647 \text{ lbm}$$

Para determinar la presión en el punto máximo:

$$\text{Presión}_1 = \frac{m * R * T_1}{V_1} = \frac{(0.026 \text{ lbm})(0.37 \text{ psia ft}^3/\text{lbm R})(765\text{R1})}{0.06\text{ft}^3} = 125 \text{ psia}$$

Tabla 6.

Valores por estado del ejercicio.

Propiedades de gas ideal del aire					
T [°K]	h [KJ/Kg]	P _r	U [KJ/Kg]	V _r	S [KJ/Kg*°k]
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802

295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906

550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531
580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
740	756.44	35.50	544.02	544.02	2.63280
750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324

940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160
1340	1443.6	375.3	1058.94	10.247	3.30959
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724
1380	1491.44	424.2	1095.76	9.337	3.34474
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120

1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829
1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1640	1806.46	878.9	1335.72	5,355	3.55381
1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
250	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
2150	2440.3	2837	1823,8	2.175	3.8901
2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Fuente: ING. HÉCTOR TERÁN

Tabla 7.

Tabla de presiones

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., <i>P</i> kPa	Temp. sat., <i>T_{sat}</i> °C	Volumen específico, <i>m</i> ³ / <i>kg</i>			Energía interna, <i>kJ/kg</i>			Entalpía, <i>kJ/kg</i>			Entropía, <i>kJ/kg · K</i>		
		Líq. sat., <i>v_f</i>	Vapor sat., <i>v_g</i>	Líq. sat., <i>u_f</i>	Evap., <i>u_{fg}</i>	Vapor sat., <i>u_g</i>	Líq. sat., <i>h_f</i>	Evap., <i>h_{fg}</i>	Vapor sat., <i>h_g</i>	Líq. sat., <i>s_f</i>	Evap., <i>s_{fg}</i>	Vapor sat., <i>s_g</i>	
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749	
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270	
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227	
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421	
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765	
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734	
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938	
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501	
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488	
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071	
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073	
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302	
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675	
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691	
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931	
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558	
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589	
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545	
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841	
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231	
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716	
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270	
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877	
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525	
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207	
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917	
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650	
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402	
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171	
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955	
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561	
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207	
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886	
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593	
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322	
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071	
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837	

Tabla 8.*Tabla de presiones (conclusión)*Agua saturada. Tabla de presiones (conclusión)

Pres., P kPa	Temp., $T_{\text{sat}}^{\circ}\text{C}$	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{lg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{lg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{lg}	Vapor sat., s_g
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Tabla 9.

Vapor de agua sobrecalentado

Vapor de agua sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$P = 0.01 \text{ MPa} (45.81^\circ\text{C})^*$					$P = 0.05 \text{ MPa} (81.32^\circ\text{C})$					$P = 0.10 \text{ MPa} (99.61^\circ\text{C})$		
Sat. [†]	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
$P = 0.20 \text{ MPa} (120.21^\circ\text{C})$					$P = 0.30 \text{ MPa} (133.52^\circ\text{C})$					$P = 0.40 \text{ MPa} (143.61^\circ\text{C})$		
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
$P = 0.50 \text{ MPa} (151.83^\circ\text{C})$					$P = 0.60 \text{ MPa} (158.83^\circ\text{C})$					$P = 0.80 \text{ MPa} (170.41^\circ\text{C})$		
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

Bibliografía

- ABB. (14 de 07 de 2011). Obtenido de <http://www.abb.com/cawp/seitp202/bad82308e64184ad652578cd0042d39d.aspx> ASHRAE, A. C. (2015). Cogeneración.
- Blas, T. M. (2012). Equivalencia entre enunciados del Segundo Principio. Universidad Politécnica de Madrid.
- Blas, T. M. (2012). Máquinas térmicas. Universidad Politécnica de Madrid.
- Cengel, Y. (2009). Termodinámica. En Cengel, Termodinámica (pág. 1042). Mexico DF: McGrawHill.
- ÇENGEL, Y. A. (2009). TERMODINÁMICA. En Y. A. ÇENGEL, TERMODINÁMICA (pág. 1042). Mexico D.F: Mc GRAW-HILL.
- Cengel, Y., & Michael, B. (2011). Termodinámica. En Y. Cengel, & B. Michael, Termodinámica (págs. 493-496). México DF: Mc Graw-Hill interamericana Editores S.A de C.V.
- Direct Industriy. (2018). Direct Industriy. Obtenido de Direct Industriy: <http://www.directindustry.es>
- E. M. Greitzer, Z. S. (2011). D. Quattrochi . Obtenido de <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node67.html>
- Fernández, A. S. (2012). Primer Principio de la Termodinámica. Universidad Politécnica de Madrid.
- Ferrer, A. (20 de Mayo de 2015). Física estadística y termodinámica. Obtenido de http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica_/estadistica/termodinamica/stirling/stirling.html
- Fraire. (2009). Termodinámica. México D.F: McHill.
- G.Artés, D. (2012). Los límites de la eficiencia térmica en motores gasolina y diésel. Diariomotor tecmova.
- García, Á. F. (2015). Segundo Principio de la Termodinámica. Fisisca estadistica y termodinamica.
- Garcia, R. R. (2018). Máquina termica. Ecured.

- Gomez, A. (01 de Junio de 2015). Ciclos de vapor y Ciclos de gas. Obtenido de <http://utptermodynamica2.blogspot.com/2013/11/ciclo-de-vapor-stirling-y-ciclo-ericsson.html>
- Gonzalez, D. (2017). Análisis conceptual de una planta de cogeneración en el campus Monterrey.
- Guanipa, G. (Junio de 2009). Termodinamica Aplicada. Ciclos de potencia de gas cerrados. Caracas, Venezuela.
- Kalina, A. I. (1984). Ciclo Combinado. ASME, 737-742.
- Lozano, M. (2001). OPTIMAL PLANNING METHOD OF SIMPLE COGENERATION SYSTEMS DISEÑO OPTIMO DE SISTEMAS SIMPLES DE COGENERACIÓN.
- MATAIX, C. (1989). Termodinámica térmica y motores térmicos . Notr Dame: Ediciones Madrid.
- Merle, P., & Elaine, S. (2006). Termodinámica. Mexico DF: Thomson Editores S.A.
- Merle, P., & Scott, E. (2006). Termodinamica. En P. Merle, & E. Scott. Mexico: Thomson Editores.
- Moran, M. J. (2004). En Fundamentos de la termodinámica Técnica. Barcelona: Reverté.
- Moreno, l. (2013). CICLOS TERMODINÁMICOS. Slide Share.
- Nave, M. O. (2013). Segunda Ley de la Termodinámica. Termodinámica .
- Obando, D. (12 de Julio de 2017). Motoy casco. Obtenido de <https://motoycasco.com/como-funciona-motor-cuatro-tiempos>
- ODESIE. (02 de 2004). Technogy Transfer Services. Obtenido de <https://www.myodesie.com/wiki/index/returnEntry/id/3055>
- Real Academia Española. (Octubre de 2014). Diccionario de la lengua española- Real Academia Española. Obtenido de Diccionario de la lengua española: <http://dle.rae.es>

- Renedo, C. (2005). Personales Unican. Obtenido de Personales Unican: <http://personales.unican.es>
- Ruiz, M. (15 de Marzo de 2015). Unet.edu. Obtenido de Fenomeno: http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-151.htm
- Salazar, P., Lugo, L., Zamora, M., Ruiz, R., & Gonzalez, O. (Octubre de 2011). Análisis termodinámico de los ciclos rankine supercríticos y subcríticos. Análisis termodinámico de los ciclos rankine supercríticos y subcríticos. Porto, Portugal.
- Salvador, E. (2016). Procesos Reversibles e Irreversibles. Prezi.
- Sánchez, A. (Junio de 2018). Eso es ciencia . Obtenido de <http://esoesciencia.isdata.es/ciencias-naturales/materia-y-energia/como-funciona-una-central-nuclear/>
- Sánchez, J. (Mayo de 2009). Termodinamica aplicada. Ciclos de potencia de gas (aire cerrados). Caracas, Venezuela.
- Sanchez, J. (13 de Agosto de 2017). Física Termodinámica. Obtenido de <https://jaspandres.wordpress.com/fisica-termodinamica-y-de-fluidos/3-corte/ciclos-termodinamicos/ciclo-de-ericsson/>
- Sevilla. (2012). Departamento de fisica aplicada III.
- Sevilla. (2012). Ciclos termodinámicos. Departamento de fisica aplicada III.
- SIEMENS. (2012). Global Website . Obtenido de <https://www.energy.siemens.com/mx/en/industries-utilities/power/processes/combined-cycle.htm>
- Sosa, I. (2000). La cogeneración en el contexto de las tecnologías de conversión energética del futuro. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, 01-07.
- Turmero, P. (2016). Máquinas térmicas y segunda ley de la termodinámica.

Referencias Bibliográficas

- Gibbs, J. W., & Bumstead, H. A. (1906). Thermodynamics(Vol. 1). Longmans, Green and Company.
- Smith, J. M. (1950). Introduction to chemical engineering thermodynamics.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2002). Thermodynamics: an engineering approach. Sea, 1000, 8862.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2010). Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons.
- Callen, H. B. (1998). Thermodynamics and an Introduction to Thermostatistics.
- Aguilar Peris, J. (1989), Curso de termodinámica. Ed. Alhambra,
- Zemansky, M. W. y R. H. Ditmann (1984), Calor y Termodinámica. McGraw-Hill.
- Finn, C. B. P., Thermal physics (1986). Routledge & Kegan Paul plc. Londres.
- Adkins, C. J. (1997), Termodinámica del Equilibrio. Reverté, Barcelona.
- Callen, H. B. (1981), Termodinámica. Alfa Centauro.
- Alonso, M. y E. J. Finn (1986), Fundamentos cuánticos y estadísticos, vol. 3 de Física. Addison-Wesley Iberoamericana, México.
- Reif, F. (1967), Fundamentos de Física estadística y térmica. Ed. del Castillo, Madrid.
- Burbano de Ercilla, S., E. Burbano García y C. García Muñoz, Problemas de Física, vol. 2. Tébar, 2004, Campo gravitatorio, Elasticidad, Termodinámica, transferencia de calor, movimientos ondulatorios y Electromagnetismo.
- Castaños Camargo, M. y F. Soriano Santandreu, Apuntes prácticos de Física (1987): termodinámica y elasticidad. Cátedra de Física, E.T.S. Arquitectura de Madrid, Madrid.
- Conrad, H. y Weidersich, H. (1960). Activation energy for deformation of metals at low temperaturas. Acta Met., 8, 128-130.

- Domínguez, M. y Rovira de Antonio, A. (2014), Ingeniería Térmica. UNED, Madrid.
- Kern, D.Q. (1999), Procesos de Transferencia de Calor. CECSA, México.
- Montes, M.J., Abánades, A. y Martínez-Val, J.M. (2010), Thermofluiddynamic model and comparative analysis of parabolic trough collectors using oil, water/steam or molten salt as heat transfer fluids. en Journal of Solar Energy Engineering. ASME, Vol 132, Núm 2.
- Viswanathan, R. (1993). Damage mechanisms and life assessment of high-temperature components. ASM International, Ohio.
- Francisco Molina. (2010), Termotecnia y fundamentos [Figura]. Recuperado de: <https://w3.ual.es/~fmolina/Manuales/Teoria-Termotecnia.pdf>
- Serway, L. (2012). La ley de la termodinámica. [Figura]. Recuperado de: <http://fisica2máquinas-termicas.blogspot.com/2012/04/proceso-ciclico.html> <http://www.wikiwand.com/es/Termodin%C3%A1mica>
- Lucas Martínez (2007). Máquina térmica. [Figura]. Recuperado de: https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A1quina_t%C3%ADrmica
- Anti medio del Sur. (2014). Termodinámica. [Figura]. Recuperado de: <http://termodinamicat2.blogspot.com/2014/10/enunciado-de-kelvin-planck.html>
- Eduardo C.(2015) Enunciado de Kelvin-Planck y Clausius. [Figura]. Recuperado de: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/clausius.html>
- (Direct Industriy, 2018). Compresor frigorífico hermético de pistón (Figura 39). Recuperado por: <http://www.directindustry.es/prod/embraco/product-17666-749027.html>.
- F.D. Fernández, Termodinámica y termotecnia, p.30. [2015] por Open Course Ware
- Yunus Cengel y Michael Boles, “Termodinámica”, [figura], cuarta edición.
- F.D. Fernández, Termodinámica y termotecnia, p.33. [2015] por Open Course Ware

- “Caso del ciclo Ericsson” por L.M. Anderson, 2013, http://laplace.us.es/wiki/index.php/Caso_de_ciclo_Ericsson. [s.f] por BluWiki’s simple skin
- “Fenómenos del transporte” por C.L. Ayala, 2016, http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-174.htm [s.f] por UNET
- Yunus Cengel y Michael Boles, “Termodinámica”, cuarta edición. [s. f.]

Publicaciones Científicas

ISBN: 978-9942-765-49-9



9 789942 765499



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA