



Title: Análisis térmico de una planta de potencia de ciclo combinado utilizando enfriamiento de aire a la entrada

Authors: CASADOS-LÓPEZ, Edzel Jair, CRUZ-VICENCIO, Raúl, CASADOS-SÁNCHEZ, Alvaro y HORST-SÁNCHEZ, Alvaro

Editorial label ECORFAN: 607-8695
BCIERMMI Control Number: 2020-04
BCIERMMI Classification (2020): 211020-0004

Pages: 15
RNA: 03-2010-032610115700-14

ECORFAN-México, S.C.
143 – 50 Itzopan Street
La Florida, Ecatepec Municipality
Mexico State, 55120 Zipcode
Phone: +52 1 55 6159 2296
Skype: ecorfan-mexico.s.c.
E-mail: contacto@ecorfan.org
Facebook: ECORFAN-México S. C.
Twitter: @EcorfanC

www.ecorfan.org

Holdings		
Mexico	Colombia	Guatemala
Bolivia	Cameroon	Democratic
Spain	El Salvador	Republic
Ecuador	Taiwan	of Congo
Peru	Paraguay	Nicaragua

Introduction

El hombre tiene una tendencia natural de hacer pruebas para mejorar las eficiencias de los dispositivos que transforman la energía térmica en trabajo mecánico. Además el elevado costo de los combustibles fósiles y las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera es un estímulo para realizar este tipo de investigación.



El propósito de este artículo es analizar las plantas de ciclo combinado donde se considera enfriar el aire antes de entrar al compresor y con esto lograr un incremento en el rendimiento de la planta de ciclo combinado.

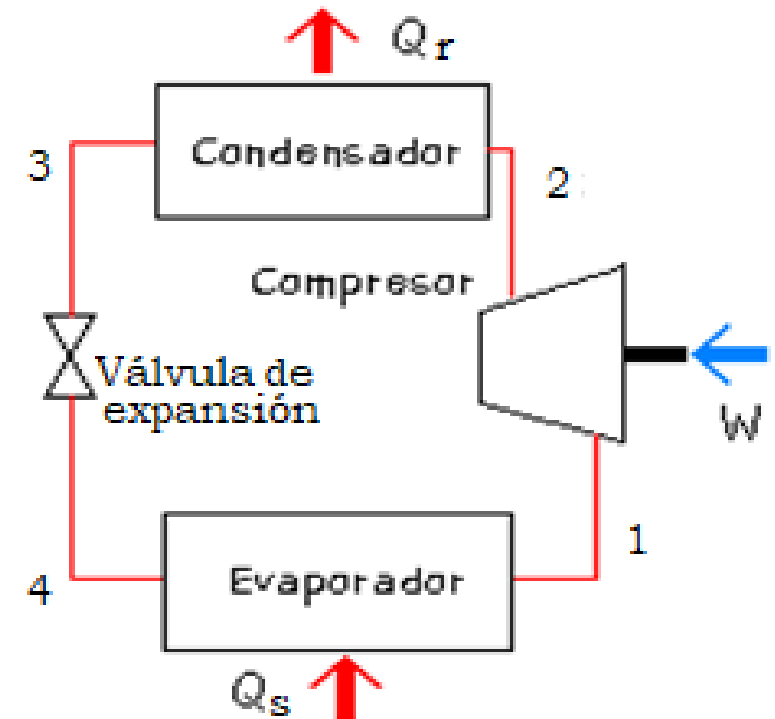
Metodología

En la actualidad lo que se busca son eficiencias térmicas más altas, es por lo que se ha optado por las centrales de ciclo combinado, ya que en ellas se aprovecha mejor el combustible produciendo una mayor potencia neta, todo esto ha originado modificaciones innovadoras en las centrales de ciclo combinado, mejorando el rendimiento de este.

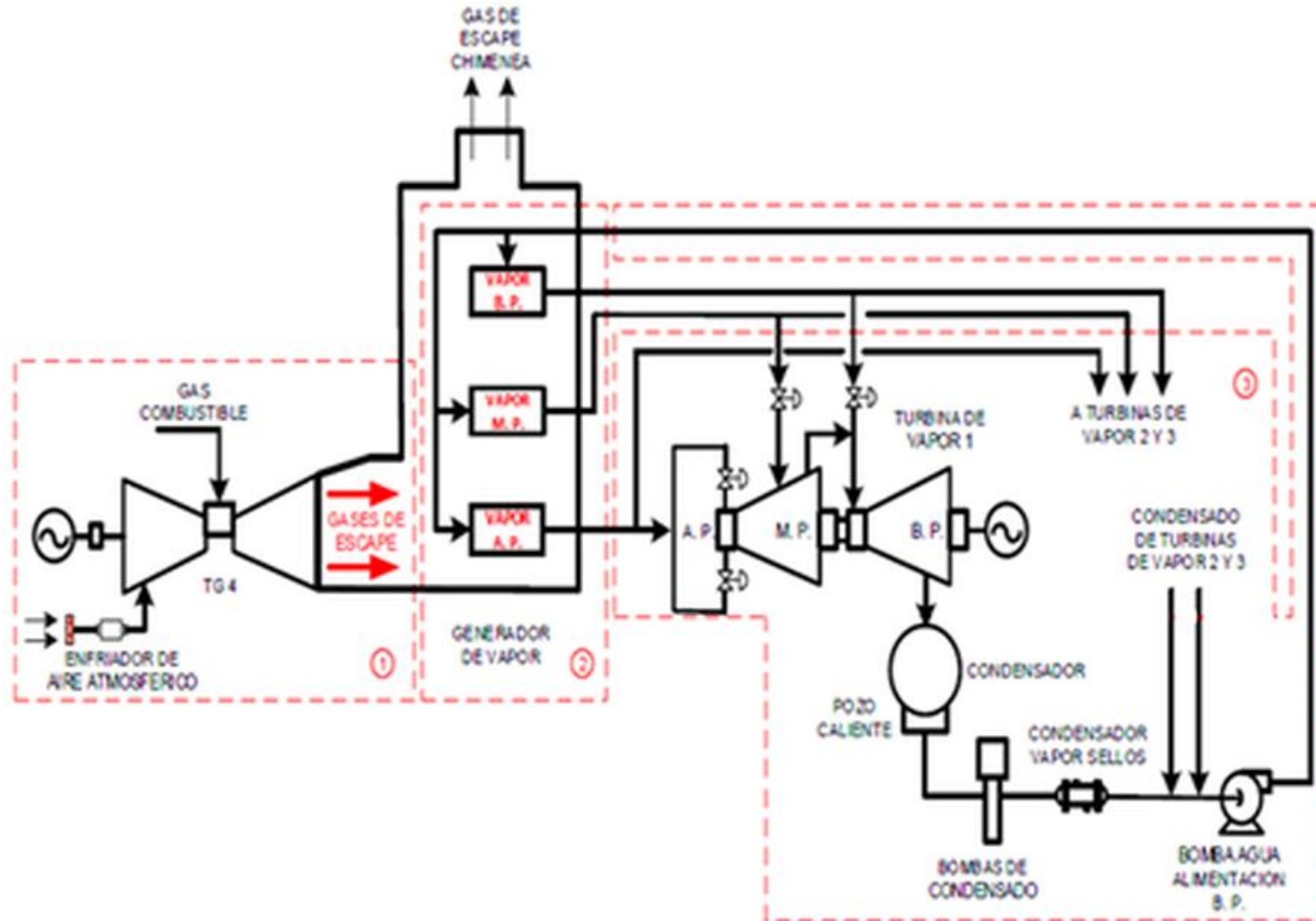
Existen diferentes tipos de métodos de enfriamiento que pueden ser utilizados para enfriar el aire a la entrada del compresor, algunos de ellos son:

- El enfriamiento evaporativo
- El de absorción
- El de refrigeración mecánica, entre otros.

El de refrigeración mecánica es uno de los métodos más eficientes y que pueden funcionar en los climas cálidos y húmedos, este sistema no tiene limitación en la temperatura alcanzable del aire de entrada al compresor.



A continuación, se presenta el diagrama esquemático de la planta de ciclo combinado sin el sistema de refrigeración y esta consta de una turbina de gas y tres turbinas de vapor de igual capacidad.



Planta del Ciclo Combinado, sin el sistema de enfriamiento del aire

Datos proporcionados para el compresor y turbina de gas:

$$T_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C} = 305 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\eta_c = 85 \%$$

$$T_3 = 1536 \text{ }^\circ\text{K}$$

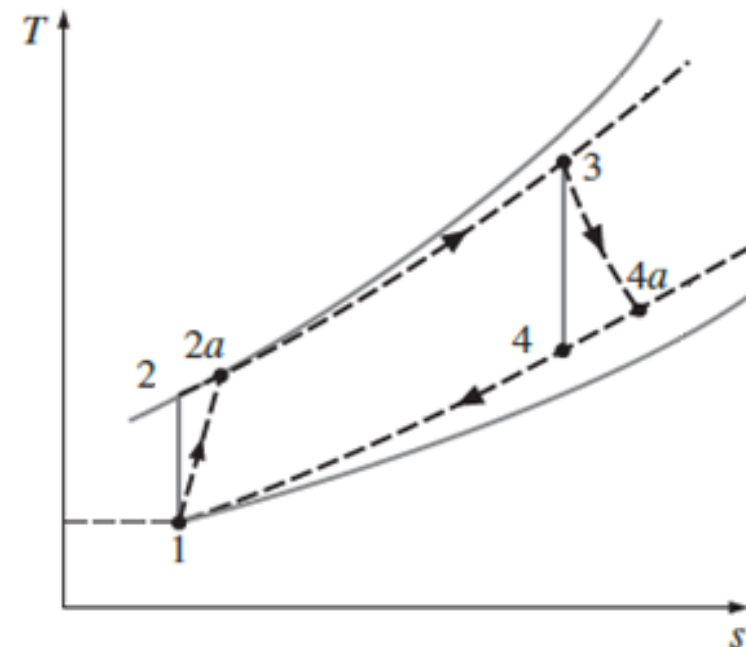
$$\eta_T = 88.37 \%$$

$$r_c = 14$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 439.32 \text{ Kg/seg}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 8.56 \text{ Kg/seg}$$

Análisis de la turbina de gas



Equipo	Temperatura de entrada (K)	Flujo masico (Kg/seg)	Entalpia (KJ/seg)	
			Entrada	Salida
Compresor	305	439.3	305.45	709.29
Cámara de combustión	696	447.9	709.29	1679.3
Turbina	1536	447.9	1679.32	920.48

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_s - h_e)$$

$$\dot{W}_c = 177.414 \text{ MW}$$

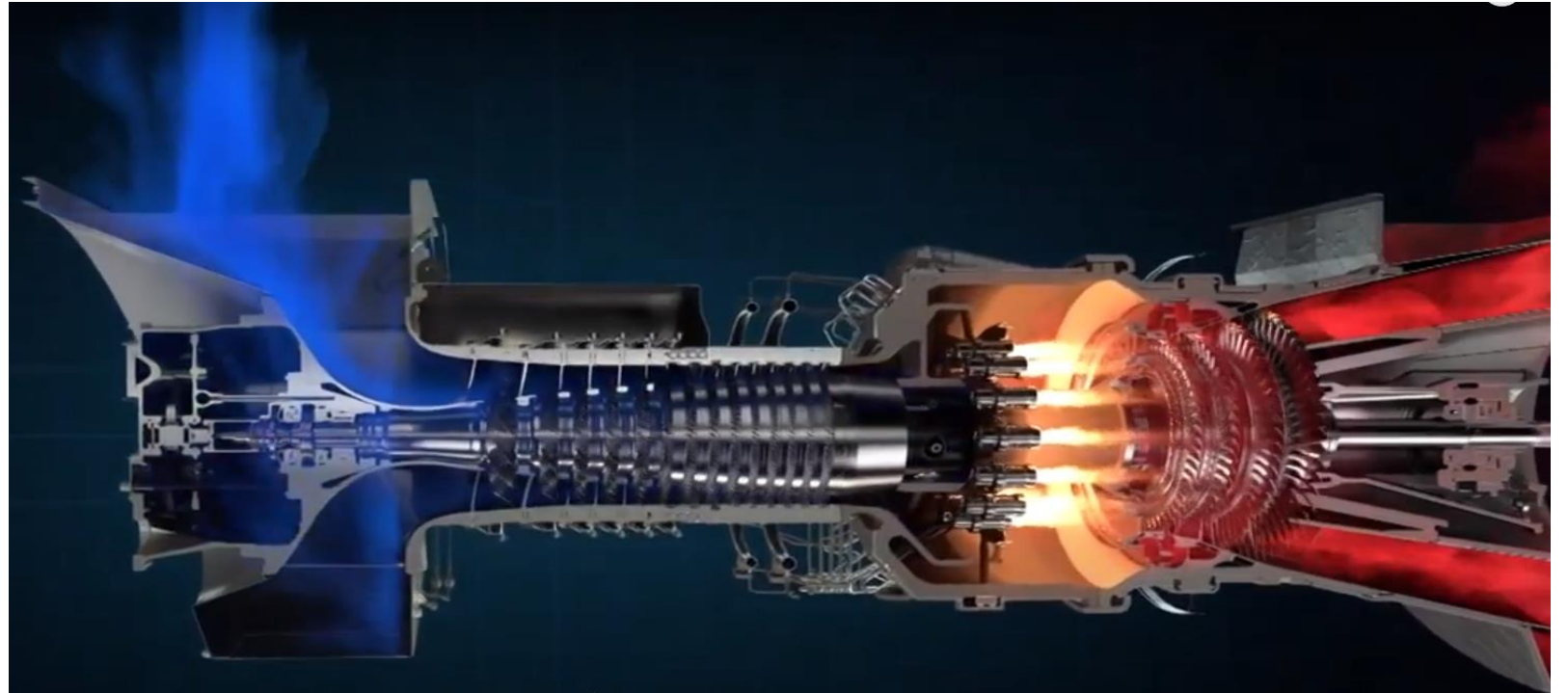
$$W_{TG} = \dot{m} (h_e - h_s)$$

$$W_{TG} = 339.869 \text{ MW}$$

$$W_n = W_T - W_c$$

$$W_n = 162454 \text{ KW} = 162.45 \text{ MW}$$

$$Q_s = \dot{m} (h_s - h_e) \quad Q_s = 434.45 \text{ MW}$$



$$\eta_{TG} = W_n / Q_s$$

$$\eta_{TG} = 162.45 / 434.45$$

$$\eta_{TG} = 0.3739 = \mathbf{37.39 \%}$$

Análisis de la turbina de vapor

En esta planta están instaladas tres turbinas de vapor de la misma capacidad por lo tanto solamente se analizará una y al final se considerarán las tres.

Rendimiento térmico del ciclo de vapor:

$$W_T = (W_{TAP} + W_{TMP} + W_{TBP}) \eta_{mec}$$

$$W_T = (28.745)(0.9586) = 27.55 \text{ MW}$$

$$W_B = (W_{BBP} + W_{BMP} + W_{BAP}) \eta_{mec}$$

$$W_B = 3005.28 \text{ KW}$$

$$W_B = 3005.28 \text{ KW} / 3 = 1001.76 \text{ KW}$$

$$W_B = 1.0017 \text{ MW}$$

$$W_n = W_{TV} - W_B$$

$$W_n = 26.549 \text{ MW}$$

Equipo	Presión (Mpa)		ṁ	Entalpia		η %
	Ent	Sal		Entrada	Salida	
Turbina A.P.	7.77	2.14	24.3	3457.30	3151.25	77
Turbina M.P.	2.1	1.25	24.3	3151.25	3030.50	88
Turbina M.P.	1.25	0.46	26.1	3031.48	2832.56	88
Turbina B.P.	0.46	0.00875	27.5	2831.68	2352.56	77
Bomba B.P.	0.76	1.47	84.0	183.0	183.7	95
Bomba M.P.	1.47	2.01	5.61	183.7	673.7	95
Bomba A.P.	2.01	9.87	75.2	673.7	678.5	95

El trabajo neto por las tres turbinas sería:

$$W_n = 26.549 \times 3 = 79.647 \text{ MW}$$

$$Q_s = \dot{m} (h_e - h_s) = 249.043 \text{ MW}$$

$$\eta_{TV} = W_n / Q_s$$

$$\eta_{TV} = 79647 / 249043 = 0.3198 = 31.98 \%$$

El trabajo neto del ciclo combinado sin enfriamiento es:

$$W_{CC} = W_{TG} + W_{TV} = \mathbf{242.09 \text{ MW}}$$

El Rendimiento térmico del ciclo combinado sin enfriamiento es:

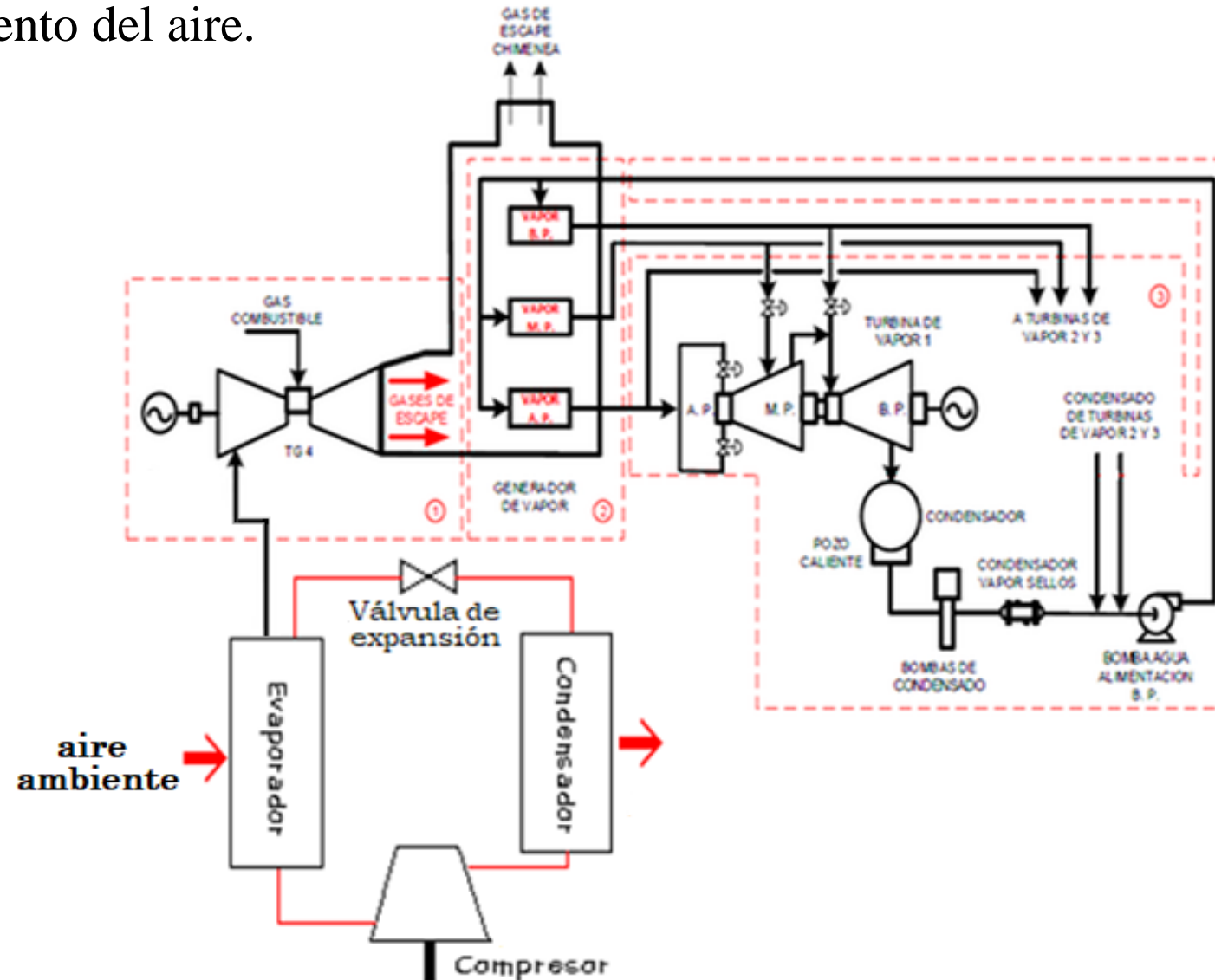
$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} - \eta_{TG} \eta_{TV}$$

$$\eta_{CC} = 0.3739 + 0.3198 - 0.3739 (0.3198)$$

$$\eta_{CC} = 0.5742 = \mathbf{57.42 \%}$$

Planta del Ciclo Combinado, considerando el sistema de enfriamiento del aire

A continuación, se muestra el diagrama de la misma planta, pero ahora considerando el sistema de enfriamiento del aire.



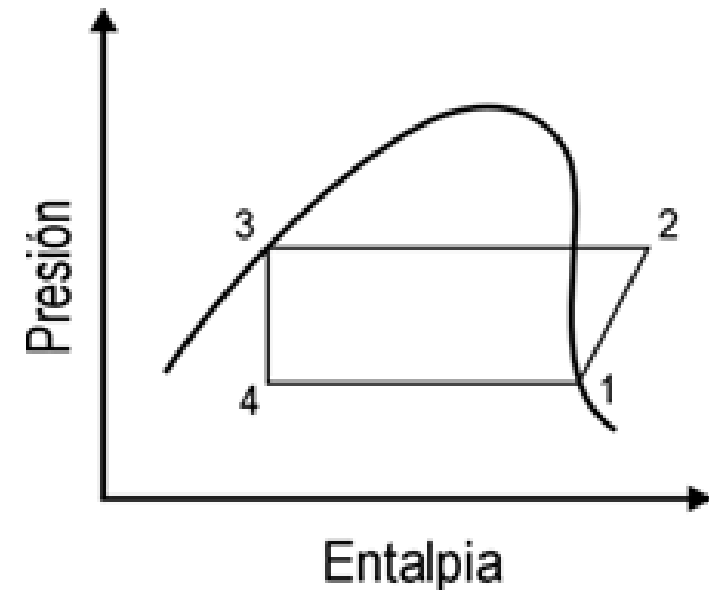
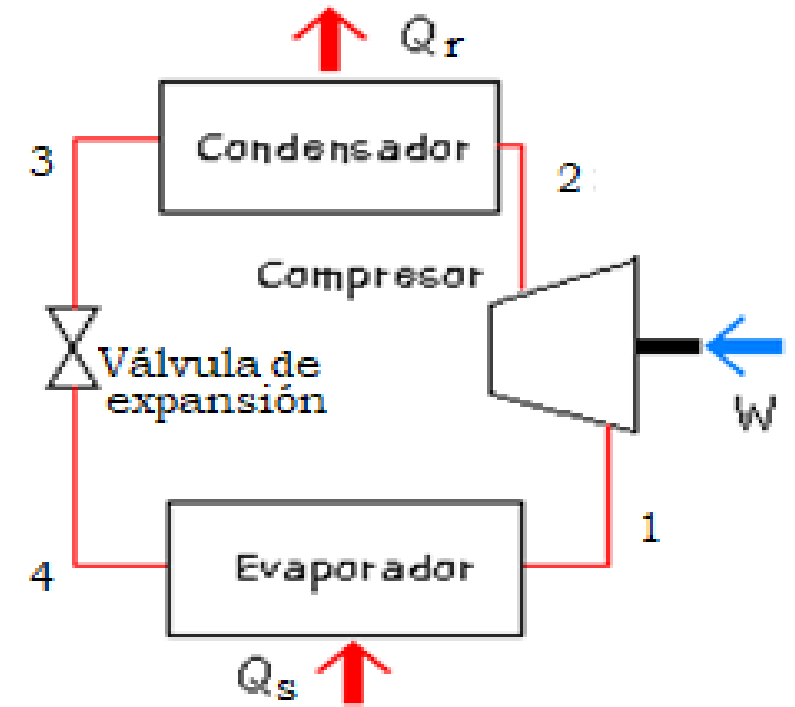
Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Se puede realizar un análisis del ciclo simple de un sistema estándar de refrigeración por compresión de vapor suponiendo:

- 1.- Un proceso de flujo constante a través de cada componente
- 2.- Variación de energía cinética y potencial despreciable
- 3.- No hay transferencia de calor ni caída de presión en conexiones y tuberías.

$$W_C = h_2 - h_1$$

$$\text{COP} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1)$$



Se realizan los cálculos térmicos de cada una de las componentes de la turbina de gas considerando que el aire, que entra al compresor tiene una temperatura de 15 °C.

Equipo	Temperatura de entrada (K)	Flujo masico (Kg/seg)	Entalpia (KJ/seg)	
			Entrada	Salida
Compresor	288	463.8	288.38	670.18
Cámara de combustión	659.5	472.4	670.18	1679.3
Turbina	1536	472.6	1679.32	920.48

Análisis de la turbina de gas con enfriamiento del aire:

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_s - h_e) = 177.090 \text{ MW}$$

$$W_T = \dot{m} (h_e - h_s) = 358.454 \text{ MW}$$

$$W_n = \mathbf{181.360 \text{ MW}}$$

$$Q_s = \dot{m} (h_s - h_e) = 476.70 \text{ MW}$$

$$\eta_{TG} = 81.36 / 476.70 = 0.3804 = 38.04 \%$$

Debido a que el trabajo y rendimiento térmico en la turbina de vapor es el mismo, en este caso ya no se volverá a calcular, pero se dan los resultados de los trabajos netos.

Trabajo neto de la turbina de Vapor:

$$W_n = 79.647 \text{ MW}$$

El trabajo neto del ciclo combinado con sistema de enfriamiento del aire es:

$$W_{CC} = W_{TG} + W_{TV} = 261 \text{ MW}$$

El rendimiento térmico del ciclo combinado con sistema de enfriamiento del aire quedaría:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} - \eta_{TG} \eta_{TV}$$

$$\eta_{CC} = 0.3804 + 0.3198 - 0.3804 (0.3198)$$

$$\eta_{CC} = 0.5786 = \mathbf{57.86 \%}$$

Resultados

Después de analizar esta investigación, puede concluirse que en una planta de potencia de ciclo combinado (Gas-Vapor) cuando el aire tiene diferentes temperaturas al entrar en el compresor se obtiene lo siguiente:

Cuando el aire a la entrada del compresor tiene una temperatura de 32 °C, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$W_{n_{TG}} = 162.45 \text{ Mega Watts}$$

$$W_{CC} = 242.09 \text{ Mega Watts}$$

$$\eta_{CC} = 57.42 \%$$

Conclusión

Considerando que se analizará el mismo ciclo combinado, pero ahora tomando en cuenta que el aire al entrar al compresor de la turbina, pasa por un sistema de refrigeración por compresión de vapor y entra a una temperatura de 15 °C, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$W_{n_{TG}} = 181.36 \text{ Mega Watts}$$

$$W_{CC} = 261.0 \text{ Mega Watts}$$

$$\eta_{CC} = \mathbf{57.86 \%}$$

Estos resultados nos indican que introduciendo el aire al compresor con una temperatura de 15 °C se incrementa la potencia de la turbina de gas en 11.64 % y el rendimiento térmico del ciclo combinado se incrementa muy poco, faltando por analizar los costos económicos por la instalación del sistema de enfriamiento del aire para analizar la conveniencia de este.

Referencias

- Alhazmy, M.M., Najjar, Y.S.H, (2004). Augmentation of gas turbine performance using aire coolers, Applied termal Engineering 24.
- Cerri, G., (2015). "Parametric Analysis of Combined Gas Steam Cycles", ASME Paper No. 82-GT-95.
- Fraize, W. E., and Kinney, C., (1979). Effects of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycles. "ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 101.
- Jassim, R. K., Zaki, G.M., Alhazmy, M.M., (2010). Thermo – Economic analysis of a gas turbine power plant with cooled air intake, Yanbu Journal of Engineering ans Sciencie.
- Kehlhofer R (1997). Combined cycle Gas and steam Turbine power Plant pennwell publishing company ISBN-0-87814-736-5.
- L. J. Nayak, D. Mahto. (2014). Parametric Analysis of Combined Cycle Power Plant Using Inlet Vapour Compression Cycle. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering.
- Ondryas, I.S., Wilson, D. A., Kawamoto, M., Haub G.L., (1991). Option in gas Turbine power augmentation using inlet air chilling, engineering gas turbine and power, ASME
- Pfenninger, H., (1982). "Combined steam and gas turbine power stations, Brown Boveri, Paper No. CH-T 040013E
- Sanjay (2013), Energy and exergy analysis of combined cycle systems with different bottoming cycle configurations, Int J.Energy Res. 37: 899-912.
- Sanjay, Onkar Singh, B N Prasad, (2008). Infuence of different means of Turbine blade cooling on thermodynamic performance of combined cycle, Applied thermal Engineering 28 2315-2326.
- Santos, A.P., (2012). Analysis of gas Turbine Performance with inlet air Cooling techniques, appliedtoBraziliansites, J. Aerospace. Technol Manag. Vol. 4. No. 3, pp.314-353.
- Sonneuschain, H., (1982). A Modular Optimizing Calculation Method of Power Station Energy Balance and Plant Efficiency. "ASME Journal of Engineering of Power, Vol. 104, pp. 225 - 259
- Nag P.K. (2009) Power Plant Engineering. Tata McGraw-Hill Publishingcompany limited. New Delhi ISBN-13: 978-0-07-064815- 9.
- Yadav R (2004) steam and gas turbine and Power plant Engineering. Central publishing House, Allahabad.



ECORFAN®

© ECORFAN-Mexico, S.C.

No part of this document covered by the Federal Copyright Law may be reproduced, transmitted or used in any form or medium, whether graphic, electronic or mechanical, including but not limited to the following: Citations in articles and comments Bibliographical, compilation of radio or electronic journalistic data. For the effects of articles 13, 162,163 fraction I, 164 fraction I, 168, 169,209 fraction III and other relative of the Federal Law of Copyright. Violations: Be forced to prosecute under Mexican copyright law. The use of general descriptive names, registered names, trademarks, in this publication do not imply, uniformly in the absence of a specific statement, that such names are exempt from the relevant protector in laws and regulations of Mexico and therefore free for General use of the international scientific community. BCIERMMI is part of the media of ECORFAN-Mexico, S.C., E: 94-443.F: 008- (www.ecorfan.org/ booklets)