



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Análisis energético de la central de ciclo combinado, "El Sauz"

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Ladislao Eduardo Méndez Cruz

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Augusto Sánchez Cifuentes



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2016



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

Presidente: DR. ROGELIO GONZALEZ OROPEZA
Vocal: M.I. AUGUSTO SANCHEZ CIFUENTES
Secretario: DR. WILLIAM VICENTE Y RODRIGUEZ
1er. Suplente: M.I. HECTOR MIGUEL AVIÑA JIMENEZ
2do. Suplente: DR. FEDERICO MENDEZ LAVIELLE

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Ciudad de México:

Tutor de Tesis

M.I. AUGUSTO SANCHEZ CIFUENTES

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Augusto Sánchez Cifuentes, Director de Tesis, gracias por su apoyo, confianza y sobre todo paciencia para concluir este trabajo de tesis.

Al Ing. José Luis de la Mata Morales, Jefe de disciplina de sistemas auxiliares de CFE, gracias por haberme brindado toda la información necesaria para la realización de este trabajo.

A mis padres, Ladislao y Maria Elena, gracias por estar conmigo siempre, por ser mis guías y ejemplo, por brindarme su apoyo, confianza y paciencia a lo largo de toda mi vida.

A mis hermanos, Ximena y Daniel, con quienes crecí y con quienes he compartido los momentos más importantes de mi vida, gracias por su apoyo incondicional que me brindaron en todo momento.

A mis amigos, gracias por acompañarme a lo largo de esta gran experiencia universitaria y por compartir todos mis logros y fracasos.

A mi familia, gracias por creer en mí, gracias por todo su apoyo.

A mi tío Raúl, gracias por todas sus enseñanzas, regaños, consejos y sobre todo su apoyo incondicional.

A toda la banda de la PP2 Y T041, gracias por su apoyo, amistad y compañerismo.

A los sinodales, gracias por su tiempo y sus valiosos comentarios para hacer de este, un mejor trabajo.

Índice

Índice de Figuras	i
Índice de Tablas	ii
Nomenclatura	iii
Resumen	1
Objetivos	1
Introducción	2
Capítulo 1. Descripción del Ciclo Combinado	6
1.1 Introducción	6
1.2 Eficiencia térmica de un CC	7
1.3 Descripción de un ciclo combinado con un nivel de presión	8
1.4 Descripción de un ciclo combinado con dos niveles de presión	10
Conclusiones	11
Capítulo 2. Ciclo de turbina de gas	12
2.1 Introducción	12
2.1.1 Proceso de compresión g_1-g_2	14
2.1.2 Proceso de suministro de calor a presión constante g_2-g_3	15
2.1.3 Proceso de expansión g_3-g_4	18
2.1.4 Proceso de rechazo de calor a presión constante g_4-g_1	19
2.2 Trabajo motor	20
2.3 Eficiencia térmica de la turbina de gas	21
2.4 Relación de presiones óptima	23
2.4.1 Relación de presiones óptima para el trabajo motor máximo	24
2.4.2 Relación de presiones para encontrar la eficiencia térmica máxima	24
2.5 Potencia generada por la turbina de gas simple	25
2.5.1 Flujo de aire	26
2.5.2 Flujo de combustible	27
2.6 Consumo Térmico Unitario (Heat Rate)	28
2.7 Consumo Específico de Combustible	30
Conclusiones	31

Capítulo 3. Ciclo de vapor	32
3.1 Introducción	32
3.2 Trabajo de la turbina de vapor	36
3.3 Rechazo de calor	36
3.4 Trabajo de bombeo	37
3.5 Suministro de calor	37
3.6 Trabajo motor	37
3.7 Potencia generada	37
3.8 Eficiencia térmica	37
3.9 Consumo Térmico Unitario (Heat Rate)	38
3.10 Consumo Específico de Vapor (CEV)	38
Conclusiones	38
Capítulo 4. Descripción de la central de ciclo combinado “El Sauz”	39
4.1 Análisis termodinámico de la turbina de gas Alstom GT24	42
4.1.1 Introducción	42
4.1.3 Ciclo de turbina de gas con recalentamiento	43
4.1.4 Análisis Termodinámico de la turbina de gas	45
4.1.5 Trabajo motor de la turbina GT24	52
4.1.6 Eficiencia térmica de la turbina de gas GT24	52
4.1.7 Resultados	53
4.2 Análisis termodinámico del ciclo de vapor	60
4.2.1 Descripción del ciclo de vapor	60
4.2.3 Temperatura de Pinch Point	62
4.2.4 Balance de energía en la caldera de recuperación de calor	64
4.2.5 Análisis Termodinámico del ciclo de vapor	65
4.2.6 Trabajo motor	72
4.2.7 Calor suministrado	72
4.2.8 Potencia generada por el ciclo de vapor	72
4.2.9 Eficiencia térmica	73
4.2.10 Consumo Térmico Unitario (Heat Rate)	73
4.2.11 Consumo Específico de Vapor (CEV)	73
4.2.12 Resultados	74
4.3 Resultados generales del ciclo combinado	87

4.4 Variación de la potencia generada y eficiencia térmica del ciclo combinado	90
Conclusiones	91
Capítulo 5. Conclusiones	93
Referencias	94
Anexo	96

Índice de Figuras

Figura 1. Dos máquinas de Carnot en serie [15].....	6
Figura 2. Diagrama esquemático del CC con un nivel de presión.	9
Figura 3. Diagrama esquemático del CC con dos niveles de presión.....	10
Figura 4. Diagrama esquemático de la turbina de gas simple.	13
Figura 5 Diagrama Temperatura - entropía de una turbina de gas simple.....	13
Figura 6. Calor suministrado en función de la relación de presiones.....	17
Figura 7. Trabajo motor en función de la relación de presiones [16].....	21
Figura 8. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones [16].	22
Figura 9. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor [16].....	23
Figura 10. Flujo de aire en función de la relación de presiones [16].	27
Figura 11. Flujo de combustible en función de la relación de presiones [16].	28
Figura 12. Consumo Térmico Unitario en función de la relación de presiones [16].	29
Figura 13. Consumo Específico de Combustible en función de la relación de presiones [16].	30
Figura 14. Diagrama esquemático del ciclo de vapor.....	33
Figura 15. Diagrama temperatura-entropía de un ciclo de vapor.	33
Figura 16. Ubicación de la CCC "El Sauz".	39
Figura 17. Diagrama esquemático de la CCC "El Sauz".	41
Figura 18. Turbina de gas Alstom GT24.	44
Figura 19. Diagrama esquemático de una turbina de gas con recalentamiento.....	45
Figura 20. Simulador de la turbina de gas Alstom GT24	54
Figura 21. Diagrama Temperatura-entropía de la turbina de gas Alstom GT24.	54
Figura 22. Calor suministrado en función de la relación de presiones.....	55
Figura 23. Trabajo motor en función de la relación de presiones.	56
Figura 24. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones.....	56
Figura 25. Flujo de aire en función de la relación de presiones.....	57
Figura 26. Flujo de combustible en función de la relación de presiones.....	58
Figura 27. Consumo Térmico Unitario en función de la relación de presiones.....	58
Figura 28. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.	59
Figura 29. Diagrama esquemático de la sección de vapor de la CCC "El Sauz".	61
Figura 30. Diferencia de temperaturas de pinch point en EVAP Y EVBP.	63
Figura 31. Proceso de expansión en la turbina de vapor.	65
Figura 32. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor.....	75
Figura 33. Trabajo motor en función de la presión del vapor vivo.....	76
Figura 34. Diagrama Temperatura entropía a diferentes presiones.	77
Figura 35. Diagrama entalpía entropía a diferentes presiones.	78
Figura 36. Eficiencia térmica en función de la presión del vapor vivo.	78
Figura 37. Temperatura del vapor vivo en función del trabajo motor.	79
Figura 38. Presión de condensación en función del trabajo motor.....	80
Figura 39. Calidad del vapor en función de la ΔT_{AC}	80
Figura 40. Potencia generada en función de ΔT_{AC}	81
Figura 41. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.	82

Figura 42. Perfil de temperaturas de la caldera de recuperación de calor.	83
Figura 43. Calidad de vapor en función del trabajo motor.	84
Figura 44. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.	85
Figura 45. Variación del CTU en función del trabajo motor.	86
Figura 46. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.	87
Figura 47. Simulador de la CCC "El Sauz".	89
Figura 48. Eficiencia térmica de CC en función de la temperatura ambiente.	90
Figura 49. Potencia generada de la CCC en función de la temperatura ambiente.	91
Figura 50. Estados termodinámicos del ciclo de turbina de gas.	96
Figura 51. Diagrama T-s y diagrama esquemático de la turbina de gas.	96
Figura 52. Estados termodinámicos del ciclo combinado "El Sauz".	97
Figura 53. Diagrama esquemático del ciclo combinado "El Sauz".	97

Índice de Tablas

Tabla 1. Distribución de los equipos en las distintas unidades.	40
Tabla 2. Condiciones ambientales de la CCC "El Sauz".	40
Tabla 3. Características generales de la turbina de gas Alstom GT24 [9].	46
Tabla 4. Propiedades de los estados de la turbina de gas.	53
Tabla 5. Resultados obtenidos a una carga de 100%.	53
Tabla 6. Propiedades de saturación a la entrada y salida de la turbina de vapor.	65
Tabla 7. Propiedades de los estados del ciclo de vapor a una carga del 100%.	74
Tabla 8. Resultados obtenidos a una carga de 100%.	74
Tabla 9 Estados termodinámicos de la CCC "El Sauz".	88

Nomenclatura

c	calor específico,	[kJ/kg°C]
CEC	consumo específico de combustible,	[kg _{com} /kW h]
CTU	consumo térmico unitario,	[kJ/kW h]
h	entalpía,	[kJ/kg]
ṁ	flujo másico,	[kg/s]
P	presión,	[bar]
PCI	poder calorífico inferior,	[kJ/kg _{com}]
\dot{Q}	flujo de calor,	[kW]
q	calor por unidad de masa,	[kJ/kg]
R	constante del aire,	[kJ/kg°C]
rca	relación combustible aire,	[kg _c /kg _a]
s	entropía por unidad de masa,	[kJ/kg°C]
T	temperatura,	[°C]
\dot{W}	potencia,	[kW]
w	trabajo por unidad de masa,	[kJ/kg]
x	$R/c_p = (\gamma - 1)/\gamma$,	[-]
y	relación de temperaturas T_3/T_1 .	[-]

Abreviaturas

AP	alta presión,
B	bomba,

BP	baja presión,
C	compresor,
CC	cámara de combustión,
CCC	centrales de ciclo combinado,
CRC	caldera de recuperación de calor,
DEAR	deareador,
EC	economizador,
EV	evaporador,
EVAP	evaporador de alta presión,
EVBP	evaporador de baja presión,
SC	sobrecalentador,
TAP	turbina de alta presión,
TBP	turbina de baja presión,
TG	turbina de gas,
TV	turbina de vapor.

Letras Griegas

γ	índice adiabático,
Δ	diferencia,
η	eficiencia,
π	relación de presiones.

Subíndices

(v1...v14) _s	estados del ciclo de vapor,
(g1...g14) _s	estados del ciclo de turbina de gas,
1-3	número de bomba,
a	aire,
AC	aproximación caliente,

c	compresión,
com	combustible,
c_s	compresión isoentrópica,
gc	gases de combustión,
m	motor,
$m_{m\acute{a}x}$	motor máximo,
op	óptimo,
P	presión constante,
PP	pinch point,
rech	rechazado,
s	isoentrópico,
sat	saturación,
SIB	isoentrópica de la bomba,
SIC	isoentrópica del compresor,
SIT	isoentrópica de la turbina,
sum	suministrado,
TG	turbina de gas,
TG_{AP}	turbina de gas de alta presión,
TG_{BP}	turbina de gas de baja presión,
TG_s	turbina de gas isoentrópica,
th	térmica,
$th_{m\acute{a}x}$	térmica máxima,
th,TG	térmica de la turbina de gas,
th,TV	térmica de la turbina de vapor,
v	volumen constante.

Resumen

En el presente trabajo se desarrolló una metodología desde el punto de vista termodinámico, para evaluar el desempeño de una central de ciclo combinado. A partir de esta metodología, se elaboró un programa en una hoja de cálculo de Excel. Esta metodología se validó con los resultados proporcionados por CFE en su balance térmico.

La herramienta utilizada para la elaboración del programa, es un complemento de Excel para la termodinámica de la ingeniería, Thermodynamic Properties for Excel (TPX) [1]. Dicho complemento se utiliza para el cálculo de las propiedades termodinámicas del ciclo de vapor.

Primero se realiza el análisis de los ciclos termodinámicos que intervienen en un ciclo combinado; el ciclo de turbina de gas y el ciclo de vapor de forma individual. Los resultados obtenidos a partir del acoplamiento de los dos ciclos descritos anteriormente, mediante una caldera de recuperación representan la parte medular de este trabajo, debido a que son éstos los que representan las condiciones reales de operación del ciclo combinado.

La metodología planteada anteriormente se aplicó a la central de ciclo combinado “El Sauz”, unidades 1, 2,3 y 4.

Objetivos

El objetivo del presente trabajo es desarrollar una herramienta para analizar el desempeño de la operación de un ciclo combinado.

Mediante dicha herramienta se podrá analizar termodinámicamente la central de ciclo combinado “El Sauz”. El estudio del comportamiento de los distintos parámetros presentes en el ciclo de vapor y de turbina de gas, se hace bajo las condiciones de operación al 100% de carga, (eficiencia isoentrópica de compresión y de expansión, temperatura y flujo de los gases de combustión de la turbina de gas, temperatura ambiente, presión de condensación, presión de vapor vivo, principalmente) es como se logrará cumplir dicho objetivo, y así como poder comprender el funcionamiento de este tipo de tecnologías de generación de energía eléctrica.

Introducción

Las plantas de potencia de ciclo combinado son centrales de generación eléctrica que están constituidas por dos ciclos térmicos; el ciclo Brayton (turbina de gas) y el ciclo Rankine (ciclo de vapor) considerando al aire y agua como fluidos de trabajo respectivamente, acoplados por una caldera de recuperación de calor.

Sin embargo, la idea de combinar un ciclo que opera a alta temperatura con otro que opera con temperaturas más bajas no es nueva. Emmet, a principios del siglo XX, desarrolló la idea de obtener trabajo con la combinación de dos ciclos Rankine: uno con mercurio y otro con agua como fluidos de trabajo. Sin embargo, el desarrollo de las turbinas de gas como elemento productor de potencia y el acoplamiento de éstas a un ciclo Rankine, es lo que ha permitido el desarrollo de los ciclos combinados que conocemos hoy en día. En la práctica, el término ciclo combinado se reserva de forma casi universal a la conjunción en una única central de dos ciclos termodinámicos, Brayton y Rankine [2].

El ciclo que trabaja con aire opera a mayor temperatura, que el ciclo cuyo fluido de trabajo es el agua, y ambos están acoplados por la caldera de recuperación de calor. La unión de estos dos ciclos termodinámicos, generalmente conduce a obtener una eficiencia global superior a las eficiencias tenidas de manera individual de los ciclos térmicos que lo componen.

El Ciclo Combinado se popularizó en particular en los países, en los que hay disponibilidad de gas natural para la generación de electricidad. Estas tecnologías que tienen un rápido desarrollo en la generación de electricidad pueden lograr eficiencias térmicas mayores al 60%. Las altas eficiencias de los ciclos combinados se deben a la turbina de gas, principalmente; y esto es posible a dos parámetros esenciales, la relación de presiones y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas, los cuales son aprovechados mediante la expansión en la turbina produciendo un trabajo motor. Una vez que los gases fueron expandidos en la turbina de gas, se utilizan para la generación de vapor en una caldera de recuperación de calor; el vapor producido se expande en la turbina de vapor para generar un trabajo motor. Actualmente, se tienen eficiencias térmicas en las turbinas de gas de aproximadamente 40% y de la de ciclo de vapor mayores al 35% [3].

Comúnmente, se utilizan varias configuraciones de las turbinas de gas con el ciclo de vapor, para obtener altas eficiencias de conversión de calor en generación de electricidad. Las configuraciones habituales han sido establecidas desde hace varias décadas, que incluyen varios niveles de presión.

Es importante destacar que el comportamiento y operación de las centrales de ciclo combinado es más complejo que el funcionamiento de otras centrales generadoras de energía eléctrica, debido al uso de fluidos de trabajo a alta temperatura y presión, además de la interconexión de los componentes principales: la turbina de gas, la caldera de recuperación de calor y la turbina de vapor.

Destacar, que además de estos problemas operacionales, estas unidades, diseñadas en condiciones ISO, son extremadamente sensibles a los cambios en las condiciones ambientales. La razón principal de esta sensibilidad es la influencia de estos parámetros en la operación de la turbina de gas, en donde se genera un promedio de dos terceras partes de la energía total de la planta. A medida que la temperatura ambiente aumenta con relación a las condiciones ISO, existe una disminución en la generación de potencia por la planta. Esto explica la influencia considerable que este parámetro tiene en la potencia generada por la turbina de gas [4].

Por lo tanto es importante tener en cuenta el efecto que tienen estos parámetros sobre el desempeño de la planta, de esta forma se podrá garantizar principalmente la generación de potencia una vez instalada.

La inquietud de buscar nuevas mejoras en la turbina de gas, para obtener una mayor cantidad de potencia con la misma cantidad de combustible y por lo tanto, tener una disminución de gases contaminantes, es sin lugar a duda, algo benéfico para el medio ambiente, principalmente; tal es el caso del desarrollo de nuevos materiales en la turbina de gas.

Los componentes expuestos a las altas temperaturas son cubiertos con un revestimiento de barrera térmica, con el propósito de dar una mayor resistencia. Actualmente, los productores de turbinas de gas han establecido temperaturas máximas de 1500°C; sin embargo, para condiciones de operación de dichas turbinas los valores de la temperatura están dentro de un rango de 1300 a 1400°C [5].

No obstante, parte del desarrollo de las nuevas turbinas de gas va dirigido hacia la resistencia a temperaturas más altas, tal es el caso de la nueva generación de turbinas de gas Mitsubishi denominada J-Series, las cuales llegan a alcanzar temperaturas máximas de trabajo de 1600°C [6].

Actualmente las configuraciones existentes han sido establecidas desde hace ya varias décadas, que incluyen varios niveles de presión en la cámara de combustión, así como el enfriamiento de la turbina de gas. El uso de las turbinas de gas con recuperador de calor no ha sido considerado en el mercado, a pesar de tener una disminución en el gasto de combustible, debido al precalentamiento del aire, hace que la temperatura de los gases a la salida del recuperador presente una disminución de energía en la corriente caliente dirigida a la caldera de recuperación de calor. En consecuencia, la temperatura y presión del vapor vivo disminuye derivándose en una reducción en la eficiencia del ciclo global del ciclo [7].

Por lo tanto, a pesar de que exista un incremento en la eficiencia de la turbina de gas con recuperador de calor, el efecto de tener una baja temperatura a la entrada de la caldera de recuperación penaliza esta mejora, la cual puede no ser tan significativa, y aunado a la complejidad de la inclusión de un recuperador hace que no sea aconsejable su instalación.

Actualmente, para la generación de energía eléctrica, se requieren de centrales que utilicen diversos combustibles fósiles tales como carbón, gas natural, combustóleo, entre otros. También se han utilizado fuentes renovables como el agua, sol, viento, geotermia y biomasa. Sin embargo, estos tipos de fuentes renovables tienen un alto costo en la construcción, así como el mantenimiento continuo que se debe realizar. Por el contrario, la inclusión de este tipo de tecnologías trae consecuencias favorables para el medio ambiente, debido a que existe una mínima generación de emisiones contaminantes o en algunos de los casos una nula producción.

Adentrarse en la investigación de este tipo de tecnologías ha contribuido a lo largo de los años, a la diversificación de la matriz energética, que promueve el uso de energías limpias siempre y cuando se mantenga el bajo costo en los precios del combustible.

A finales del 2014, el Sistema Eléctrico Nacional (SEN) de México tenía una capacidad eléctrica instalada total de 65.451 GW, 995 MW más que en 2013. La generación mediante fuentes fósiles como el carbón, gas natural, combustóleo entre otros presentaron el 82.1% del total; mientras que la generación mediante fuentes no fósiles fue del 17.9%. En el periodo histórico 2004-2014, el consumo bruto tuvo un crecimiento de 2.9%, y el pronóstico del periodo 2015-2029 presenta un crecimiento medio anual de 3.5%, para pasar de 280.1 TWh a 471.6 TWh al final de ese periodo. Por lo tanto, la capacidad adicional al 2029 será de 59,985.6 MW, la cual se integrará en un 54.3% de energías limpias, mientras que el 45.7% restante corresponde a capacidad que emplea combustibles fósiles. La mayor proporción será de ciclo combinado, equivalente al 44.1% del total de tecnologías

con base fósil. Con ello, al 2029 se tendrá una capacidad instalada eléctrica de 110,223.1 MW, del total 35.6% serán de tecnología de ciclo combinado, lo que resulta en un crecimiento en su participación dentro del total de capacidad instalada para ubicarse en 43.5% al final del periodo de proyección [8].

La tendencia al aumento de la demanda de energía es sin duda una realidad, impulsado tanto por el crecimiento socioeconómico de las naciones como por el aumento de la población mundial. Siendo los combustibles fósiles los recursos que se seguirán utilizando durante muchos años más, el hacer un uso más eficiente de estos recursos energéticos, y construir una mayor infraestructura, son factores imprescindibles para la evolución de este sector.

A continuación se presenta un resumen del contenido de cada uno de los capítulos que conforman este trabajo de tesis:

En el capítulo uno se hace una breve descripción de los ciclos combinados gas-vapor, con uno y dos niveles de presión, así como se muestran los diagramas esquemáticos con los componentes principales. Además se encuentra la expresión de la eficiencia térmica para el ciclo combinado a partir del ciclo de Carnot.

En el capítulo dos se realiza un desarrollo para obtener los modelos matemáticos empleados para el cálculo de los distintos procesos en una turbina de gas simple. Así mismo se obtienen las expresiones que rigen los parámetros de desempeño de un ciclo Brayton.

En el capítulo tres se hace una descripción general de los principales procesos termodinámicos que componen el ciclo de vapor de vapor, también se obtienen las expresiones para calcular el desempeño de un ciclo Rankine.

En el capítulo cuatro se hace primeramente una descripción general de la central de ciclo combinado "El Sauz". Enseguida se desarrolla una metodología en donde se describe las distintas consideraciones y simplificaciones realizadas para el desarrollo de un simulador para analizar el desempeño específicamente de las unidades 1, 2, 3 y 4 de dicha central, desde el punto de vista termodinámico. Posteriormente se calculan las propiedades de los estados termodinámicos del ciclo de gas y ciclo de vapor para realizar después un análisis paramétrico en cada uno de los ciclos.

Por último en el capítulo cinco se presenta una serie de conclusiones generadas a partir de los resultados obtenidos del análisis termodinámico realizado a la central de ciclo combinado "El Sauz".

Capítulo 1. Descripción del Ciclo Combinado

En este capítulo se encuentra la expresión de la eficiencia térmica para un ciclo combinado, a partir de dos máquinas de Carnot conectadas en serie; se encuentra dicha expresión a partir de las eficiencias térmicas de los ciclos de alta y baja energía, así como balances de energía hechos en ambos ciclos. Además de ello, se describe cada uno de los procesos en un ciclo combinado con uno y dos niveles de presión.

1.1 Introducción

Un ciclo combinado está conformado por dos ciclos termodinámicos, uno que opera a alta temperatura y otro que opera a baja temperatura. El calor residual del proceso de producción de trabajo del ciclo de alta temperatura es aprovechado mediante un intercambiador de calor para producir trabajo en el ciclo de baja temperatura.

El ciclo Brayton (turbina de gas) y ciclo Rankine (ciclo de vapor) son los ciclos térmicos que integran a un ciclo combinado de gas-vapor, considerando al aire y agua como fluidos de trabajo respectivamente. El ciclo que trabaja con aire opera a mayor temperatura mientras que el ciclo cuyo fluido de trabajo es el agua opera con baja temperatura. El acoplamiento de estos dos ciclos es mediante una caldera de recuperación de calor, alcanzando una eficiencia térmica global mayor a las eficiencias térmicas de cada uno de los ciclos que lo conforman.

En la Figura 1 se muestran dos máquinas de Carnot en serie con los diferentes flujos de energía presentes, así como la integración de la turbina de gas y vapor mediante la caldera de recuperación de calor y los trabajos generados por los mismos.

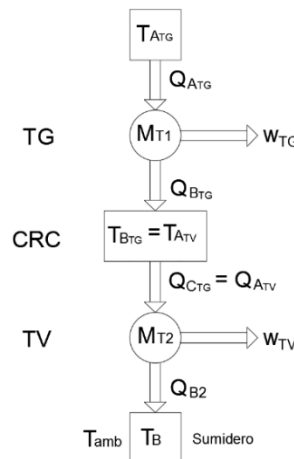


Figura 1. Dos máquinas de Carnot en serie [15].

1.2 Eficiencia térmica de un CC

La eficiencia térmica del ciclo de turbina de gas y del ciclo de la turbina de vapor se expresan de la siguiente manera

$$\eta_{th,TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{A_{TG}}} \quad (0.1)$$

$$\eta_{th,TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{A_{TV}}} \quad (0.2)$$

La eficiencia térmica de ciclo combinado, se expresa de la siguiente manera

$$\eta_{th,CC} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{A_{TG}}} \quad (0.3)$$

Haciendo un balance de energía en la turbina de gas se tiene la siguiente expresión

$$W_{TG} = Q_{A_{TG}} - Q_{B_{TG}} \quad (0.4)$$

Por lo tanto, la eficiencia ideal térmica de la turbina de gas se puede expresar

$$\eta_{th,TG} = \frac{Q_{A_{TG}} - Q_{B_{TG}}}{Q_{A_{TG}}} \quad (0.5)$$

Despejando al calor rechazado de la turbina de gas, $Q_{B_{TG}}$, se tiene

$$Q_{B_{TG}} = Q_{A_{TG}} (1 - \eta_{th,TG}) \quad (0.6)$$

Como el calor suministrado a la máquina térmica de vapor es igual al calor rechazado de la máquina térmica de alta temperatura, $Q_{A_{TV}} = Q_{B_{TG}}$, se tiene que el trabajo generado por la máquina térmica de baja temperatura es:

$$W_{TV} = \eta_{th,TV} [Q_{A_{TG}} (1 - \eta_{th,TG})] \quad (0.7)$$

El trabajo de la turbina de gas se obtiene de la ecuación (1.1)

$$W_{TG} = \eta_{th,TG} Q_{A_{TG}} \quad (0.8)$$

Sustituyendo las ecuaciones (1.7) y (1.8) en (1.3) se llega a la expresión de la eficiencia térmica del ciclo combinado:

$$\eta_{th,CC} = \eta_{th,TG} + \eta_{th,TV} - \eta_{th,TG} \eta_{th,TV} \quad (0.9)$$

La expresión (1.9) muestra que la eficiencia térmica del ciclo combinado es solo función de las eficiencias térmicas del ciclo Brayton y de la eficiencia del ciclo Rankine. Además se puede mostrar que la eficiencia térmica del ciclo combinado será mayor que la eficiencia térmica tenida por cada uno de los ciclos térmicos.

1.3 Descripción de un ciclo combinado con un nivel de presión

El CC de un nivel de presión es la configuración más sencilla que se tiene. Hablando específicamente de la CRC, está conformada por tres principales componentes:

- Economizador (EC), es donde se eleva la temperatura del agua hasta casi alcanzar la temperatura de ebullición, es decir, el agua entra como líquido subenfriado y sale a condiciones próximas de saturación.
- Evaporador (EV), es donde se presenta el cambio de fase de líquido a vapor, es decir, entra como líquido saturado y sale como vapor saturado.
- Sobrecalentador (SC), es donde el vapor saturado es sobrecalentado para incrementar su nivel energético, por lo que alcanza una mayor temperatura.

En la Figura 2 se muestra de manera esquemática un ciclo combinado con un nivel de presión. En éste se muestran los componentes principales del CC. El ciclo de turbina de gas tiene como elementos primarios al compresor, una cámara de combustión y la turbina de gas; es en este ciclo de alta temperatura en donde se suministra el combustible como fuente de calor [15].

Así mismo, el ciclo de vapor tiene como elementos a la turbina de vapor, condensador, bomba, deareador y finalmente un domo. El acoplamiento de estos dos ciclos se hace por medio de una caldera de recuperación de calor, con sus componentes descritos anteriormente.

Los gases de escape de la turbina de gas se hacen pasar a través de la caldera de recuperación de calor, donde transfieren calor al agua por medio del economizador, g6-g7, evaporador, g5-g6, y

sobrecalentador, g4-g5. Finalmente, los gases de combustión (estado g7) son enviados a la atmósfera. Es necesario que los gases de escape de la turbina de gas tengan una alta temperatura para que exista una buena conversión de calor en potencia.

El agua proveniente del deareador, primero se hace pasar a través del economizador, en donde el agua se calienta pasando de líquido comprimido a vapor saturado, del estado v5 al estado v6, y se envía a un domo. Enseguida, el líquido saturado pasa a través del evaporador donde cambia de fase a vapor saturado (estado v7) y se envía nuevamente al domo. Finalmente, el vapor saturado entra al sobrecalentador y sale como vapor sobrecalentado.

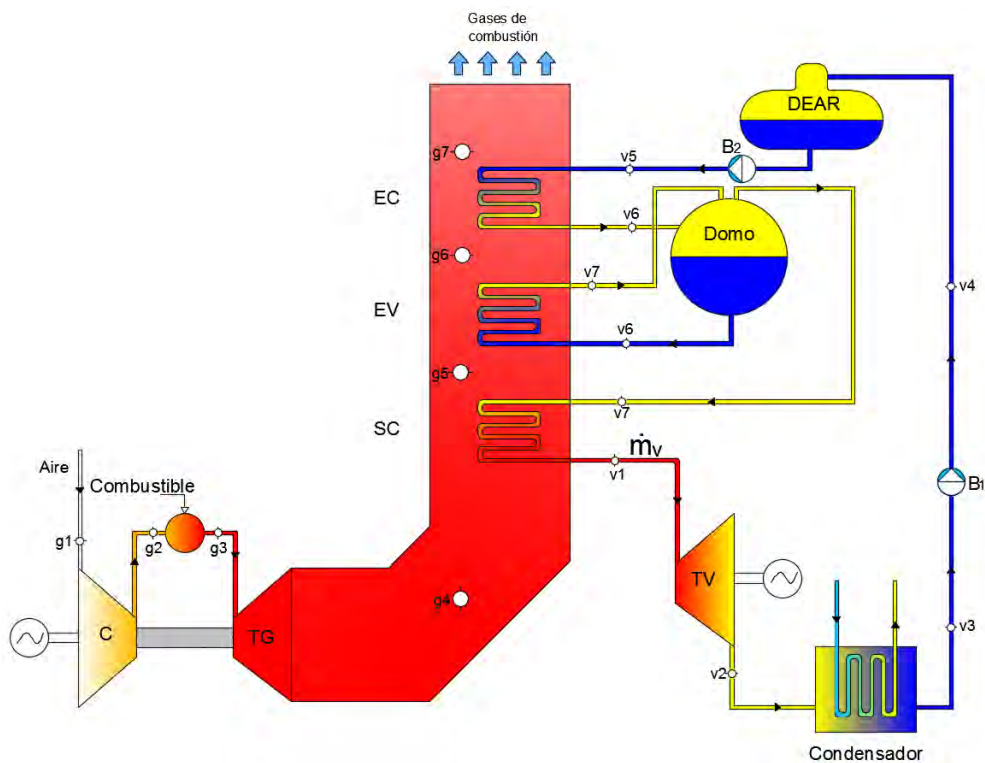


Figura 2. Diagrama esquemático del CC con un nivel de presión.

El vapor sobrecalentado se expande en la turbina de vapor hasta el estado v2, generando un trabajo motor. A la salida de la turbina de vapor se tiene vapor húmedo, el cual se hace pasar por un condensador obteniendo líquido saturado. Este líquido es bombeado hacia el deareador a condiciones de alta presión, es decir, a la presión de entrada de la turbina de vapor.

1.4 Descripción de un ciclo combinado con dos niveles de presión

La adición de un segundo nivel de presión al ciclo se ve reflejado en el incremento de la eficiencia térmica del ciclo, ya que existe una mayor recuperación de energía de los gases de combustión de la turbina de gas en la CRC. La razón de ello se debe a una variante que se tiene en los componentes de la CRC; la adición de un nuevo evaporador que opera a baja presión.

Esto conlleva a que en el ciclo de vapor, además de tener el mismo flujo de energía a las condiciones de alta presión, ahora se considera un flujo adicional de vapor a baja presión, lo que implica la existencia de un incremento en el trabajo producido en la turbina de vapor.

En la Figura 3 se muestra el diagrama esquemático de un CC con dos niveles de presión, con la misma configuración en el caso de la turbina de gas y la inclusión de un nuevo evaporador de baja presión.

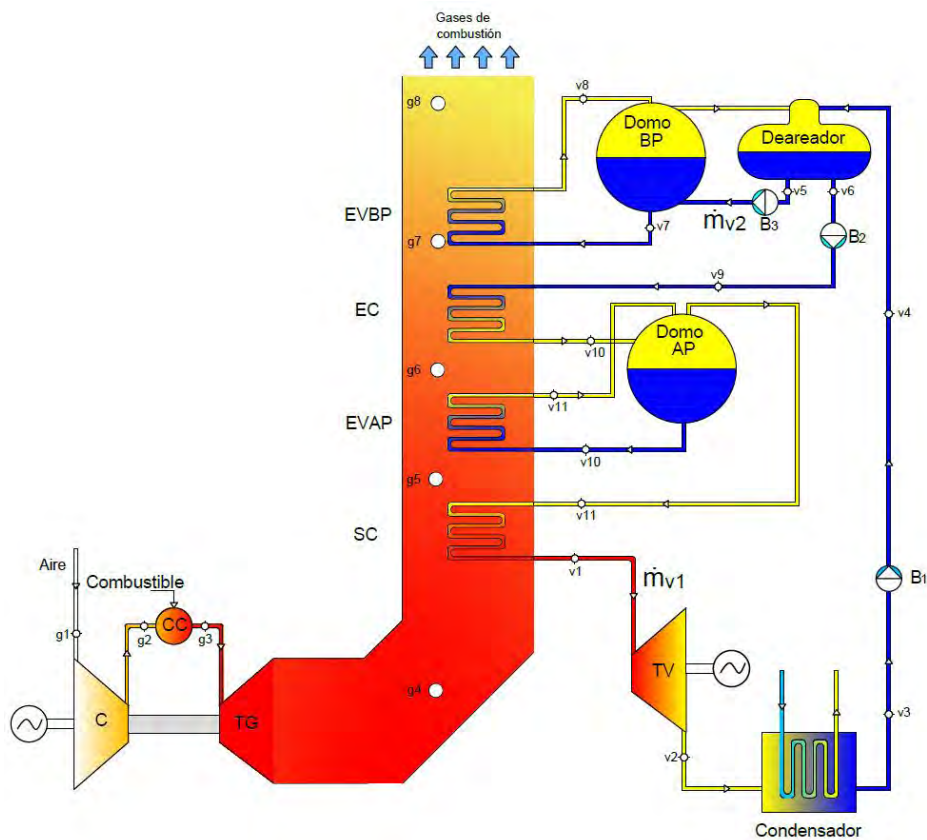


Figura 3. Diagrama esquemático del CC con dos niveles de presión.

Debido a que se tiene la misma configuración de la turbina de gas, que en el ciclo combinado con un nivel de presión descrita en la sección 1.2, los procesos que implica permanecen iguales, mientras que la diferencia existe en el ciclo de vapor.

En el ciclo de vapor se tiene vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina de vapor, el cual se expande hasta la presión de condensación, generando un trabajo motor. Enseguida, el vapor entra al condensador y sale como líquido saturado. El agua es bombeada hacia el deareador a condiciones de baja presión.

Parte del agua proveniente del deareador es enviada hacia el domo de baja presión como líquido comprimido. Luego el flujo \dot{m}_{v2} se hace pasar por el evaporador de baja presión, de donde sale como vapor saturado seco, posteriormente se regresa al deareador.

El flujo de vapor \dot{m}_{v1} es bombeado a la presión de entrada de la turbina de vapor. El agua comprimida entra al economizador y sale como líquido saturado; después entra al domo de alta presión. El mismo flujo pasa a través del evaporador y se obtiene vapor saturado seco y nuevamente entra al domo de alta presión. El vapor saturado se hace pasar por el sobrecalentador para incrementar su temperatura y finalmente, se realiza el proceso de expansión en la turbina, generando un trabajo motor.

Conclusiones

En este capítulo se pudo observar que la tecnología de los ciclos combinados, son actualmente la mejor alternativa para la generación de energía eléctrica, debido a las altas eficiencias térmicas que se pueden alcanzar, además de las grandes generaciones de potencia.

El incremento, tanto de la eficiencia como de la potencia generada se logra a partir de que exista una temperatura a la entrada de la turbina de gas cada vez mayor, en consecuencia se tendrá un mayor trabajo motor, así como una mayor cantidad de energía transferida al ciclo de vapor y por lo tanto obtener una mayor eficiencia en su conjunto.

Capítulo 2. Ciclo de turbina de gas

En este capítulo se encuentran las expresiones matemáticas utilizadas para los diferentes procesos termodinámicos reales que implican al ciclo Brayton, considerando al fluido de trabajo como aire estándar y los calores específicos constantes. Finalmente se realiza un análisis paramétrico para observar el comportamiento de los parámetros de desempeño que intervienen en una turbina de gas simple; el trabajo motor, eficiencia térmica, la relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor y eficiencia térmica máxima, potencia generada, Heat Rate, consumo específico de combustible, flujo de aire y flujo de combustible.

2.1 Introducción

La gran mayoría de las turbinas de gas disponibles en el mercado son turbinas de gas de ciclo simple y, por tal motivo son las más ampliamente utilizadas en los ciclos combinados. Como se mencionará a lo largo de este capítulo, la relación de presiones con la que se diseñan este tipo de turbinas está enfocado a encontrar el trabajo motor máximo y no la eficiencia térmica máxima. Sin embargo, cuando la aplicación a las que se destina es a la generación de energía eléctrica, estos dos factores pierden importancia. Por ese motivo, las grandes turbinas de gas tienen una relación de presión mayor, pero con una temperatura de escape menor, lo que perjudica la eficiencia en las centrales de ciclo combinado [15].

Para evitar esta problemática, se utilizan turbinas de gas con combustión secuencial, las cuales han sido aceptadas actualmente en la tecnología de los ciclos combinados debido a que, mejoran la eficiencia total del ciclo y se tiene una temperatura de los gases de escape mayor al de una turbina de gas simple.

La turbina de gas simple tiene como componentes principales; un compresor, en donde se eleva la presión, temperatura y densidad del aire; enseguida el aire comprimido es mezclado con el combustible realizándose idealmente la combustión en la cámara de combustión, incrementando su temperatura a una presión constante; finalmente, los gases de combustión se expanden en la turbina de gas generando un trabajo motor. En la Figura 4 se muestra un diagrama esquemático, en donde se presentan los componentes principales de una turbina de gas simple.

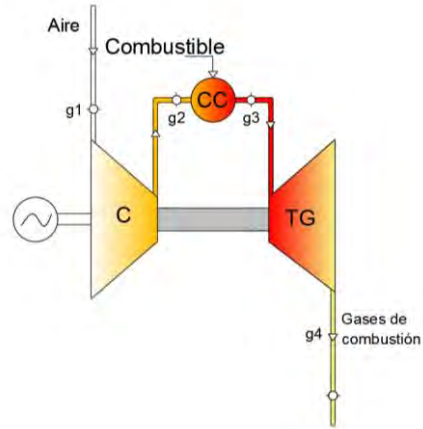


Figura 4. Diagrama esquemático de la turbina de gas simple.

El ciclo termodinámico de la turbina de gas simple considerando irreversibilidades, se muestra en un diagrama Temperatura-entropía en la Figura 5. El ciclo termodinámico de la turbina de gas simple se compone de los siguientes procesos:

- Compresión, g1-g2
- Suministro de calor a presión constante, g2-g3
- Expansión, g3-g4
- Rechazo de calor a presión constante, g4-g1

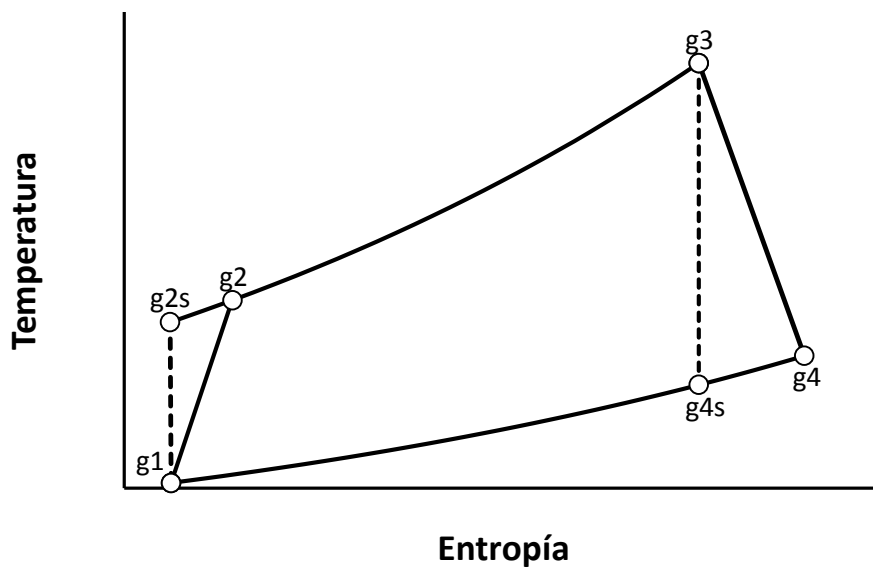


Figura 5 Diagrama Temperatura - entropía de una turbina de gas simple

Para poder conocer los procesos reales en la turbina de gas simple se hace uso de las eficiencias isoentrópicas de compresión y expansión. La eficiencia isoentrópica es una forma de poder determinar la cantidad real de trabajo que se tenga que suministrar u obtener de algún equipo.

2.1.1 Proceso de compresión g1-g2

El trabajo de compresión real es:

$$w_c = (h_{2g} - h_{1g}) \quad (2.1)$$

Considerando al c_p constante durante el proceso, y como $dh=c_p dT$ se tiene que el trabajo de compresión es:

$$w_c = c_p (T_{2g} - T_{1g}) = c_p T_{1g} \left(\frac{T_{2g}}{T_{1g}} - 1 \right) \quad (2.2)$$

El modelo matemático para un proceso de compresión isoentrópico es el siguiente:

$$\frac{T_{g2s}}{T_{g1}} = (\pi_c)^x \quad (2.3)$$

Donde

$$\frac{P_{g2}}{P_{g1}} = \pi_c \quad (2.4)$$

Y

$$x = \frac{\gamma - 1}{\gamma}, \text{ o bien, } \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.5)$$

La eficiencia isoentrópica de compresión se obtiene con base al proceso de compresión mostrado en la Figura 5.

$$\eta_{sIC} = \frac{\text{Trabajo isoentrópico}}{\text{Trabajo real}} = \frac{w_{c_s}}{w_c} \quad (2.6)$$

Considerando que el C_p permanece constante se tiene la siguiente expresión:

$$\eta_{SIC} = \frac{T_{g2s} - T_{g1}}{T_{g2} - T_{g1}} \quad (2.7)$$

Despejando T_{g2} de la ecuación (2.7):

$$T_{g2} = T_{g1} + \frac{T_{g1} \left(\frac{T_{g2s}}{T_{g1}} - 1 \right)}{\eta_{SIC}} \quad (2.8)$$

Sustituyendo la ecuación (2.3) en (2.8) y factorizando se tiene:

$$\frac{T_{g2}}{T_{g1}} = \left[1 + \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_c^x - 1) \right] \quad (2.9)$$

Finalmente, sustituyendo la ecuación (2.9) en la ecuación (2.2) se encuentra la expresión del trabajo de compresión real, en función de la eficiencia isoentrópica de compresión y de la relación de presiones:

$$w_c = c_p T_{g1} \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_c^x - 1) \quad (2.10)$$

El incremento de la entropía en el proceso de compresión se expresa de la siguiente manera:

$$s_{g2} - s_{g1} = c_p \ln \frac{T_{g2}}{T_{g1}} - R \ln \frac{P_{g2}}{P_{g1}} \quad (2.11)$$

Sustituyendo (2.9) en (2.11) se tiene la expresión para determinar la variación de entropía para el proceso de compresión en función de π_c , x , η_{SIC} :

$$s_{g2} - s_{g1} = c_p \ln \left[\left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{SIC}} \right) + 1 \right] - R \ln \pi_c \quad (2.12)$$

2.1.2 Proceso de suministro de calor a presión constante g2-g3

El proceso de adición de calor a presión constante es de g2 a g3. El aire comprimido entra a la cámara de combustión, donde es mezclado con un flujo de combustible y se realiza la combustión a presión

constante, incrementándose la temperatura desde T_{g2} hasta T_{g3} ; la T_{g3} es la temperatura máxima en el ciclo de turbina de gas.

El calor suministrado por unidad de masa a lo largo del proceso de suministro de calor es:

$$q_{sum} = (h_{g3} - h_{g2}) \quad (2.13)$$

Nuevamente, considerando el C_p constante se tiene:

$$q_{sum} = c_p (T_{g3} - T_{g2}) \quad (2.14)$$

Multiplicando y dividiendo por T_{g1} :

$$q_{sum} = c_p T_{g1} \left(\frac{T_{g3}}{T_{g1}} - \frac{T_{g2}}{T_{g1}} \right) \quad (2.15)$$

Donde T_{g3}/T_{g1} es la relación entre la temperatura T_{g3} que depende del desarrollo tecnológico de los materiales y de la temperatura T_{g1} que depende del medio ambiente.

$$y = \frac{T_{g3}}{T_{g1}} \quad (2.16)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.9) y (2.16) en (2.15) se encuentra la expresión para determinar el calor suministrado en función de la relación de presiones y de la temperatura a la entrada de la turbina de gas.

$$q_{sum} = c_p T_{g1} \left[y - \left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{sic}} + 1 \right) \right] \quad (2.17)$$

La Figura 6 muestra el calor suministrado en función de la relación de presiones. Se muestra que a medida que se requiera una temperatura mayor a la entrada de la turbina, el calor suministrado es mayor para una relación de presión dada. Además, se nota que mientras la relación de presiones aumenta, el calor a suministrar tiende a disminuir para una misma T_{g3} .

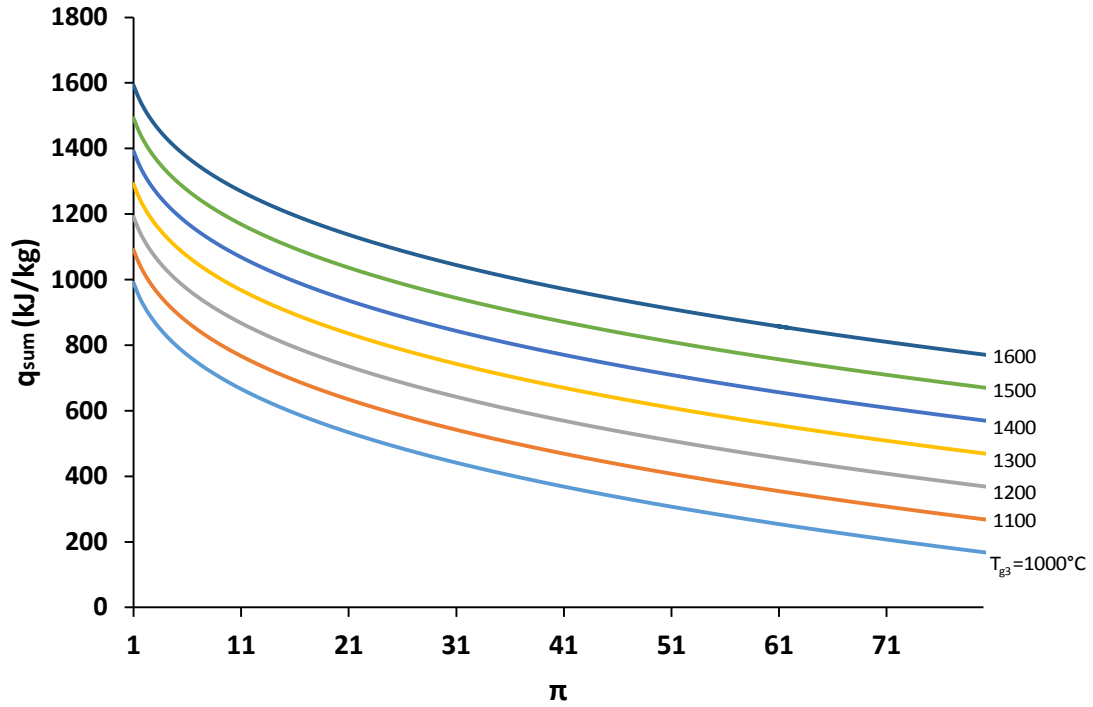


Figura 6. Calor suministrado en función de la relación de presiones.

El incremento de la entropía en el proceso de suministro de calor se expresa de la siguiente manera:

$$s_{g3} - s_{g2} = c_p \ln \frac{T_{g3}}{T_{g2}} - R \ln \frac{P_{g3}}{P_{g2}} \quad (2.18)$$

Como se está considerando que el proceso de suministro de calor es a presión constante, se tiene:

$$P_{g2} = P_{g3} \quad (2.19)$$

Dividiendo por T_{g1} a los términos del logaritmo natural se tiene:

$$s_{g3} - s_{g2} = c_p \ln \frac{\frac{T_{g3}}{T_{g1}}}{\frac{T_{g2}}{T_{g1}}} \quad (2.20)$$

Sustituyendo las expresiones (2.9) y (2.17) en (2.20) se tiene la expresión para calcular la variación de entropía en función de la relación de compresión, eficiencia isoentrópica de compresión y la relación de temperaturas y:

$$s_{g3} - s_{g2} = c_p \ln \left[\frac{y}{\left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{sIC}} \right) + 1} \right] \quad (2.21)$$

2.1.3 Proceso de expansión g3-g4

El trabajo de expansión es:

$$w_{TG} = (h_{g3} - h_{g4}) \quad (2.22)$$

Considerando $c_{p_{gc}}$ constante:

$$w_{TG} = c_p (T_{g3} - T_{g4}) = c_p T_{g3} \left(1 - \frac{T_{g4}}{T_{g3}} \right) \quad (2.23)$$

La expresión para un proceso de expansión isoentrópica es:

$$\frac{T_{g4s}}{T_{g3}} = \left(\frac{P_{g4}}{P_{g3}} \right)^x \quad (2.24)$$

Pero

$$P_{g3} = P_{g2} \text{ y } P_{g4} = P_{g1} \quad (2.25)$$

Por lo tanto se tiene que:

$$\frac{T_{g4s}}{T_{g3}} = \left(\frac{1}{\pi_{TG}} \right)^x \quad (2.26)$$

La eficiencia isoentrópica para la expansión de los gases en la turbina de gas es:

$$\eta_{sIT} = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajo isoentrópico}} = \frac{w_{TG}}{w_{TGs}} \quad (2.27)$$

O bien

$$\eta_{SIT} = \frac{T_{g3} - T_{g4}}{T_{g3} - T_{g4s}} \quad (2.28)$$

Despejando la T_{g4} de la ecuación (2.28):

$$T_{g4} = T_{g3} - \eta_{SIT} (T_{g3} - T_{g4s}) \quad (2.29)$$

Dividiendo por T_{g3} y realizando algebra se tiene que:

$$\frac{T_{g4}}{T_{g3}} = 1 - \eta_{SIT} \left(\frac{\pi_{TG}^x - 1}{\pi_{TG}^x} \right) \quad (2.30)$$

Sustituyendo la ecuación (2.30) en (2.23) se obtiene la expresión para calcular el trabajo de expansión real de la turbina de gas, en función de la eficiencia isoentrópica de expansión, la relación de presiones y la temperatura a la entrada de la turbina:

$$w_{TG} = \eta_{SIT} c_p T_{g3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) \quad (2.31)$$

La variación de entropía en el proceso de expansión viene dada por:

$$s_{g3} - s_{g4} = c_p \ln \left(1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) \right) - R \ln \frac{1}{\pi_{TG}} \quad (2.32)$$

2.1.4 Proceso de rechazo de calor a presión constante g4-g1

El calor rechazado se expresa de la siguiente manera considerando que se realiza a presión constante:

$$q_{rech} = (h_{g1} - h_{g4}) = c_p (T_{g1} - T_{g4}) \quad (2.33)$$

Sustituyendo la expresión (2.29) en (2.33):

$$q_{rech} = c_p \left[T_{g1} - (T_{g3} - \eta_{SIT} (T_{g3} - T_{g4s})) \right] \quad (2.34)$$

Pero:

$$T_{g4s} = T_{g3} \left(\frac{1}{\pi_{TG}} \right)^x \quad (2.35)$$

Por lo tanto, sustituyendo la expresión (2.35) en (2.34) y reagrupando los términos, se llega a la expresión para calcular el calor rechazado en función de la eficiencia isoentrópica de expansión, la relación de presiones y la relación de temperaturas a la entrada de la turbina y a la entrada del compresor:

$$q_{rech} = c_p T_{g1} \left[1 - y \left(1 + \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) \right) \right] \quad (2.36)$$

La variación de la entropía para el proceso de rechazo de calor, considerándolo a presión constante es:

$$s_{g1} - s_{g4} = c_p \ln \left(\frac{1}{y \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right)} \right) \quad (2.37)$$

2.2 Trabajo motor

El trabajo motor se expresa como:

$$W_m = W_{TG} - W_C \quad (2.38)$$

O bien

$$W_m = \eta_{SIT} c_p T_{g3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) - \frac{c_p}{\eta_{SIC}} T_{g1} (\pi_C^x - 1) \quad (2.39)$$

Dividiendo y multiplicando por T_{g1} se tiene:

$$W_m = c_p T_{g1} \left[y \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^x - 1) \right] \quad (2.40)$$

La ecuación (2.40) muestra que el trabajo motor está en función de $y, \pi, \eta_{SIC}, \eta_{SIT}$. Tener turbinas y compresores con eficiencias cada vez mayores, así como la importancia de elevar la temperatura a la entrada de la turbina de gas son aspectos en los que se debe poner mayor interés.

La Figura 7 muestra el trabajo motor en función de la relación de presiones, a diferentes temperaturas T_{g3} . Además, muestra una curva, donde indica el trabajo motor máximo para las diferentes temperaturas que se localiza dentro de un rango de relación de presiones entre 8 y 18. Para una temperatura de 1200°C se tiene que el trabajo motor máximo es 337.28 kJ/kg y una relación de presiones de 11.44. Un incremento en la temperatura a la entrada de la turbina de 100°C se ve reflejado en un aumento del 12% en el trabajo motor máximo, y se tiene una relación de presiones de 12.97.

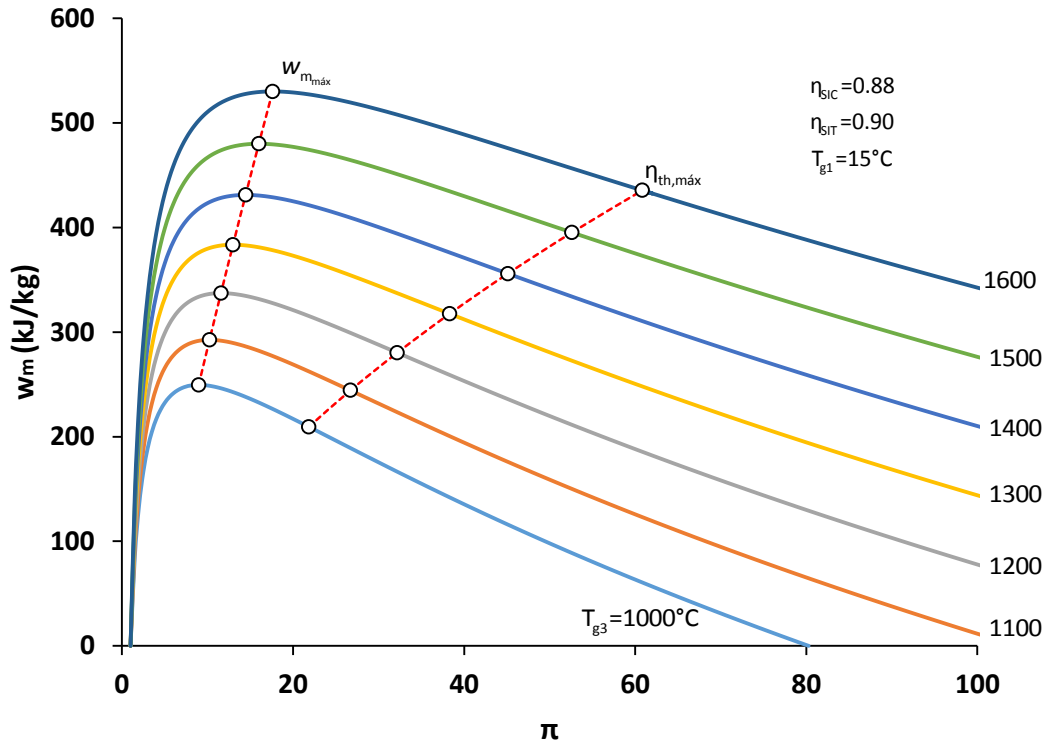


Figura 7. Trabajo motor en función de la relación de presiones [16].

2.3 Eficiencia térmica de la turbina de gas

Con las expresiones encontradas anteriormente (2.10, 2.17 y 2.31), se obtiene la expresión de la eficiencia térmica del ciclo, en función de las eficiencias isoentrópicas, relación de presiones, y de

las temperaturas a la entrada del compresor y la turbina de gas. Por lo tanto la eficiencia térmica es:

$$\eta_{th,TG} = \frac{y\eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^x - 1)}{y - 1 - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^x - 1)} \quad (2.41)$$

La Figura 8 muestra la eficiencia térmica en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas T_{g3} . La eficiencia térmica máxima se tiene a una relación de presiones de 33.8 a una temperatura de 1200°C. Para temperaturas más altas, es decir 1500 y 1600°C se tiene una eficiencia térmica máxima a relaciones de presiones bastante altas, por el orden de 54 y 62 respectivamente. A medida que la temperatura T_{g3} aumenta la eficiencia térmica aumenta. También se muestra que para cada T_{g3} se tiene una relación de presiones óptima con la que se tiene la eficiencia térmica máxima.

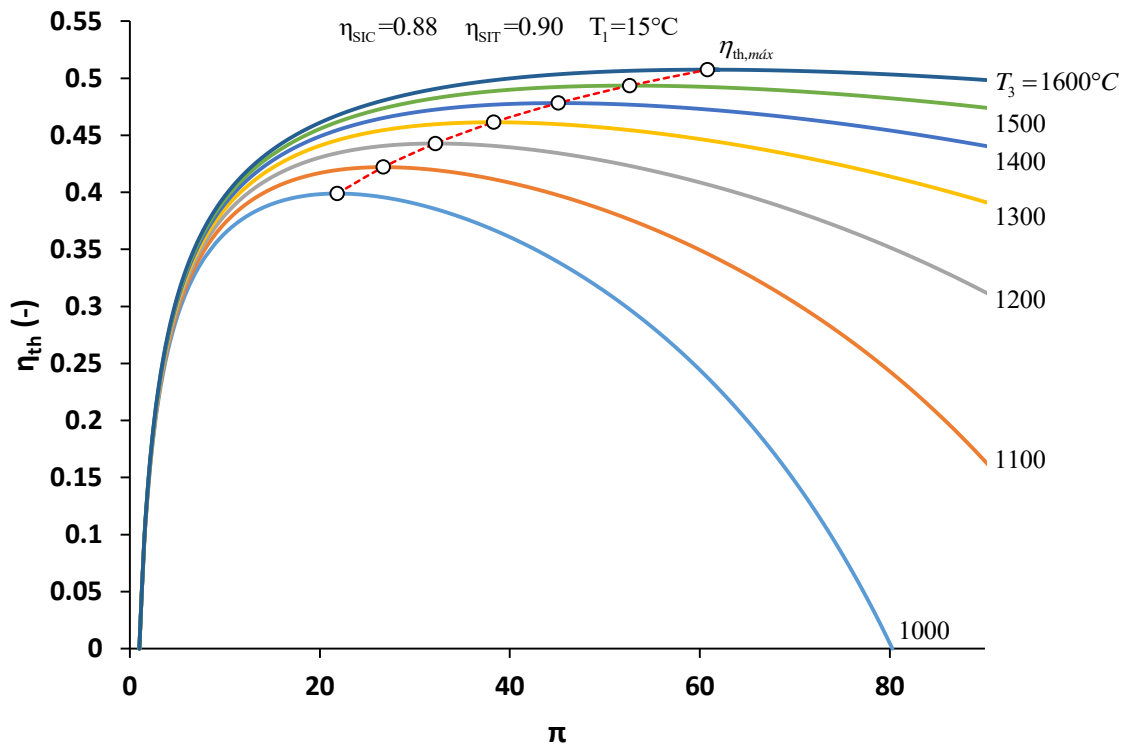


Figura 8. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones [16].

Por lo anteriormente descrito, se debe buscar una relación de presiones, donde se obtenga el mayor trabajo motor dentro de los límites que se tienen. Para ello se necesita involucrar dos variables importantes, la relación de presiones y la eficiencia térmica.

La Figura 9 muestra la variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor a diferentes relaciones de presiones y a distintas temperaturas a la entrada de la turbina. Para una temperatura T_{g3} de 1200°C , se tiene un trabajo motor máximo de 338.9 kJ/kg y una relación de presiones de 11.44 , con una eficiencia de 39.91% (punto A). Por otro lado, a la misma temperatura T_{g3} se logra una eficiencia térmica máxima de 44.27% a una relación de presiones de 32.18 y una disminución de 18.13% en el trabajo motor con respecto al trabajo motor máximo (punto B).

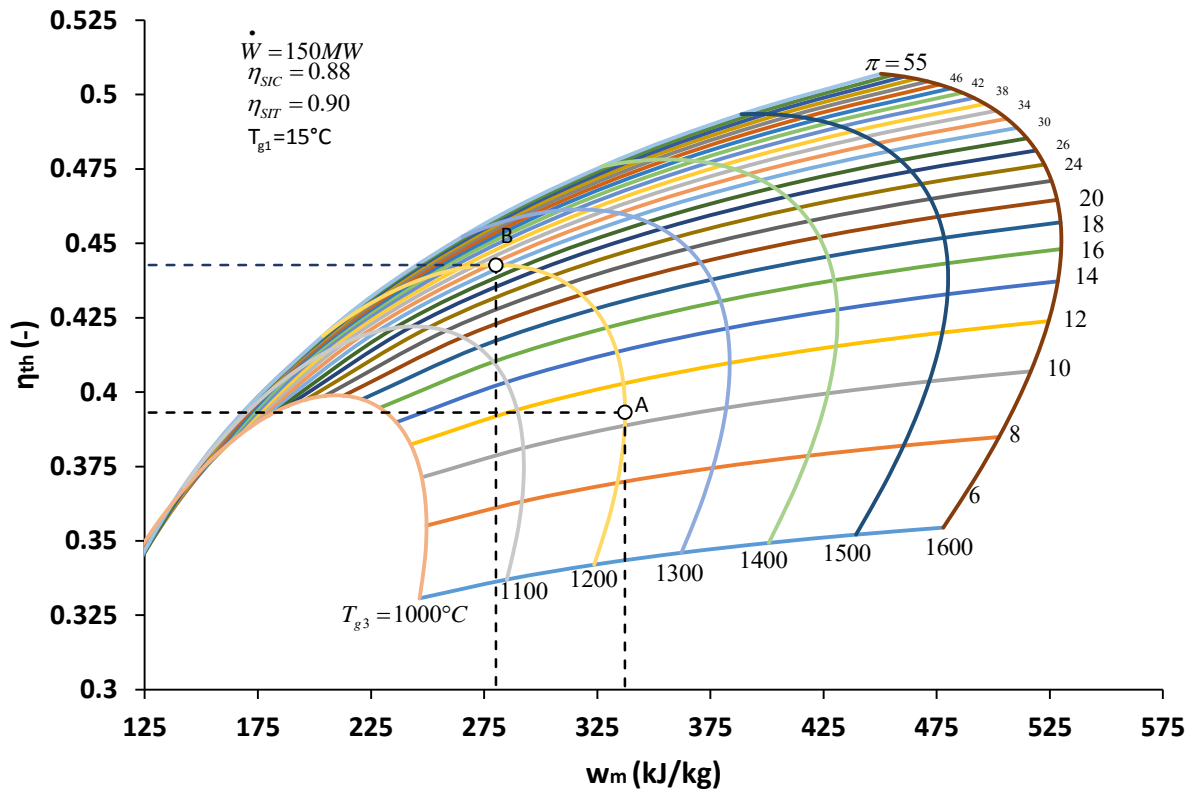


Figura 9. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor [16].

2.4 Relación de presiones óptima

Como se muestra en la expresión del trabajo motor del ciclo, existe una relación de presiones en donde se tenga el máximo trabajo motor. Además, con la expresión (2.39) de igual manera se puede

observar que existe una relación de presiones en donde se tenga la eficiencia térmica máxima del ciclo.

Para ello se desarrollarán los modelos matemáticos para encontrar la relación de presiones óptima para trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima, respectivamente.

2.4.1 Relación de presiones óptima para el trabajo motor máximo

De la expresión del trabajo motor de un ciclo de turbina de gas simple (2.40) y de la siguiente condición del cálculo, se obtiene la relación de presiones óptima para el trabajo motor máximo:

$$\frac{dw_m}{d\pi} = 0 \quad (2.42)$$

Suponiendo que la relación de presiones sea la misma para el caso de la compresión y expansión, se tiene:

$$\frac{d}{d\pi} \left[\eta_{SIT} c_p T_{g3} \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) - \frac{c_p}{\eta_{SIC}} T_{g1} (\pi^x - 1) \right] = 0 \quad (2.43)$$

Derivando la expresión anterior y realizando algebra, se llega a la siguiente expresión:

$$\pi_{op, w_{m\max}} = (\gamma \eta_{SIC} \eta_{SIT})^{1/2x} \quad (2.44)$$

Por lo tanto, la relación de presiones óptima para encontrar el máximo trabajo, está en función de la relación de temperaturas a la entrada del compresor y la turbina de gas, así como las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina.

2.4.2 Relación de presiones para encontrar la eficiencia térmica máxima

De igual forma, a partir de la expresión de la eficiencia térmica del ciclo (ecuación 2.41), y suponiendo que las relaciones de presiones para la compresión y la expansión del ciclo son iguales y la siguiente condición de cálculo, se obtiene un modelo matemático para obtener la eficiencia térmica máxima del ciclo:

$$\frac{d\eta_{th}}{d\pi} = 0 \quad (2.45)$$

Por lo tanto:

$$\frac{d}{d\pi} \left[\frac{\eta_{SIT} y \left(1 - \frac{1}{\pi^x} \right) - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi^x - 1)}{y - \left(\frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} + 1 \right)} \right] = 0 \quad (2.46)$$

Derivando la expresión anterior y realizando algebra, se llega a la siguiente expresión:

$$\pi_{op, \eta_{th}} = \left[\frac{y \eta_{SIC} \eta_{SIT}}{1 - \eta_{th}} \right]^{\frac{1}{2x}} \quad (2.47)$$

Pero:

$$\pi_{op, w_{m\acute{a}x}} = (y \eta_{SIC} \eta_{SIT})^{\frac{1}{2x}}$$

Por lo tanto la expresión para calcular la relación de presiones óptima para encontrar la eficiencia térmica máxima está en función de la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo.

$$\pi_{op, \eta_{th}} = \left(\pi_{op, w_{m\acute{a}x}} \right) \left(\frac{1}{1 - \eta_{th}} \right)^{\frac{1}{2x}} \quad (2.48)$$

Finalmente, para poder encontrar la relación de presiones óptima, se necesitará hacer una serie de iteraciones, donde se propone una eficiencia térmica inicial sustituyéndola en la ecuación (2.48) para obtener una primera aproximación de $\pi_{op, \eta_{th}}$. Dicho valor se sustituye en la ecuación (2.41) para obtener un nuevo valor de la eficiencia térmica, el cual es nuevamente introducido en la ecuación (2.48). De esta forma se obtendrá la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima.

2.5 Potencia generada por la turbina de gas simple

La potencia generada por la turbina de gas simple es:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gc} w_{TG} - \dot{m}_a w_C \quad (2.49)$$

En función de las entalpías:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gc}(h_{g3} - h_{g4}) - \dot{m}_a(h_{g2} - h_{g1}) \quad (2.50)$$

En función de las temperaturas:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gc}c_p(T_{g3} - T_{g4}) - \dot{m}_ac_p(T_{g2} - T_{g1}) \quad (2.51)$$

En donde el flujo de gases de escape es:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a + \dot{m}_{com} \quad (2.52)$$

Por lo tanto:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_ac_p \left\{ \left[1 + \frac{\dot{m}_{com}}{\dot{m}_a} \right] \frac{c_p}{c_p} (T_{g3} - T_{g4}) - (T_{g2} - T_{g1}) \right\} \quad (2.53)$$

Suponiendo aire estándar, es decir:

$$\frac{c_{p_a}}{c_{p_{gc}}} = 1 ; \frac{\dot{m}_{com}}{\dot{m}_a} = rca \quad (2.54)$$

La potencia generada por la turbina de gas simple es finalmente:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_ac_p \left\{ [1 + rca](T_{g3} - T_{g4}) - (T_{g2} - T_{g1}) \right\} \quad (2.55)$$

2.5.1 Flujo de aire

El flujo de aire requerido para la generación de una potencia dada es:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{TG}}{w_m} \quad (2.56)$$

En la Figura 10 se muestra el flujo de aire requerido en función de las relaciones de presiones a diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de gas. Se muestra que para una temperatura de 1200°C, se requiere un flujo de aire mínimo de 441.22 kg/s, y se genera un trabajo por unidad de masa de 337.28 kJ/kg el cual si recordamos de la Figura 6, es el trabajo máximo obtenido a dicha temperatura. Así mismo para la temperatura de 1000°C se muestra un incremento del 25.8% de flujo de aire, con respecto al requerido para 1200°C para obtener el trabajo motor máximo.

Por lo tanto se tiene que a condiciones de trabajo motor máximo se necesita la cantidad mínima de aire a suministrar.

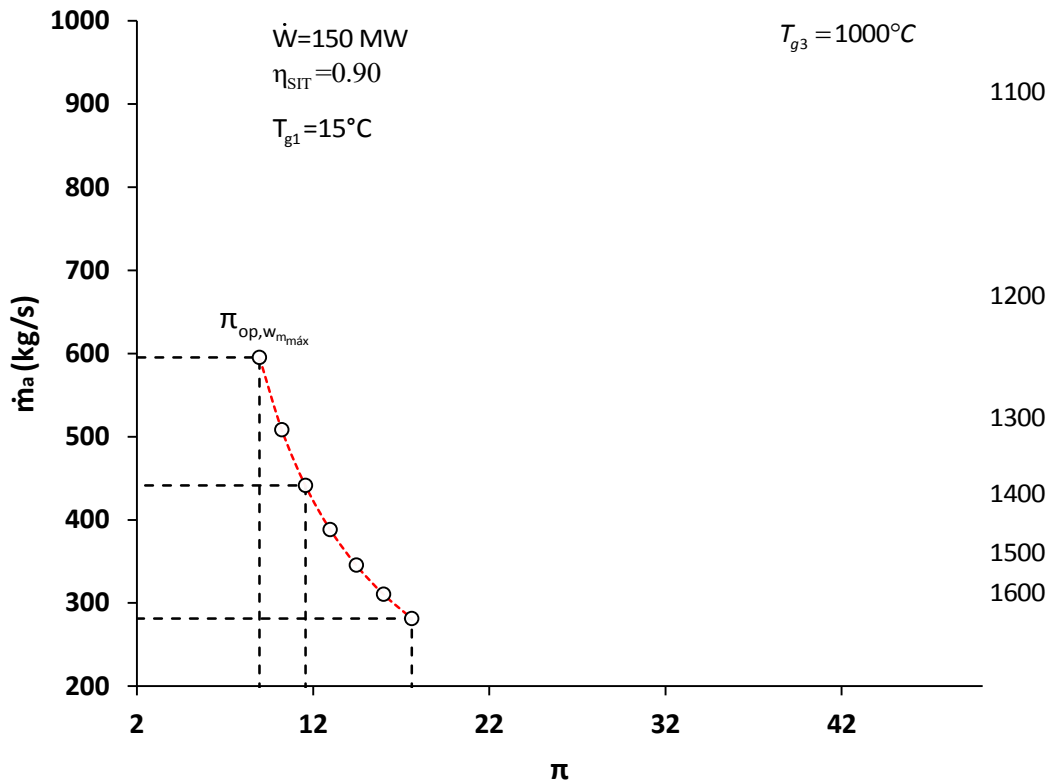


Figura 10. Flujo de aire en función de la relación de presiones [16].

2.5.2 Flujo de combustible

El flujo de combustible suministrado en la cámara de combustión para generar una potencia dada es:

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{m}_a q_{sum}}{PCI} \quad (2.57)$$

En la Figura 11 se muestra la variación del flujo de combustible requerido para generar una potencia dada, a diferentes relaciones de presiones, y a diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de gas y considerando un PCI de 48000 kJ/kg_{com}; se muestra que a medida que se incrementa la temperatura T_{g3} se tiene una disminución en el flujo de combustible requerido. Además se encuentra que a condiciones de eficiencia térmica máxima se tiene el flujo mínimo de combustible

suministrado. Es así que para la temperatura de 1000°C se requieren 7.7 kg/s de combustible para generar una potencia de 150 MW; mientras que para la temperatura de 1200°C existe una disminución del 9.6% en la demanda de combustible. Sin embargo, como se ha mencionado anteriormente la importancia de la puesta en operación de la turbina de gas radica en la obtención del máximo trabajo motor, por lo que como se muestra en la Figura 10 para una misma temperatura de 1200°C se requiere un 13.2% de combustible adicional al flujo de combustible mínimo.

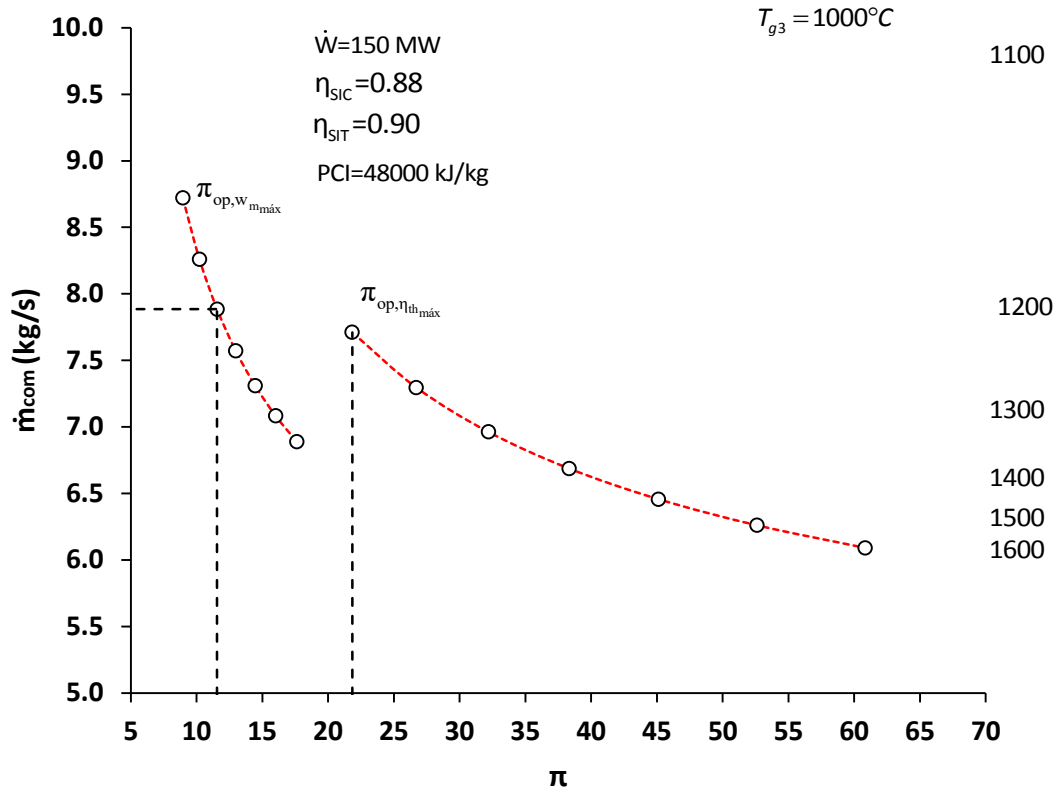


Figura 11. Flujo de combustible en función de la relación de presiones [16].

2.6 Consumo Térmico Unitario (Heat Rate)

El Consumo Térmico Unitario (CTU) es otra forma de indicar el rendimiento. Se define como la cantidad de energía térmica necesaria para generar un kWh. Por lo tanto:

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{th}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.58)$$

En la Figura 12 se muestra el CTU en función de las relaciones de presiones y a diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de gas, para una potencia dada; también se muestra que a medida que se incrementa la relación de presiones presenta una disminución el CTU hasta tener un mínimo. Después de llegar al mínimo comienza a aumentar de manera considerable. Es así que la mínima cantidad de energía necesaria para generar un kWh es cuando se tiene la relación de presiones óptima para obtener la eficiencia térmica máxima. Por lo tanto, para una temperatura de 1200°C se tiene un CTU de 8130.74 kJ/kWh a una relación de presiones de 32.18. Pero como ya se ha descrito anteriormente, la importancia en las turbinas de gas, es obtener la mayor cantidad de trabajo motor, por lo que el CTU para la misma temperatura de 1200°C se necesita incrementar en un 12.6% y disminuir la relación de presiones a 11.56.

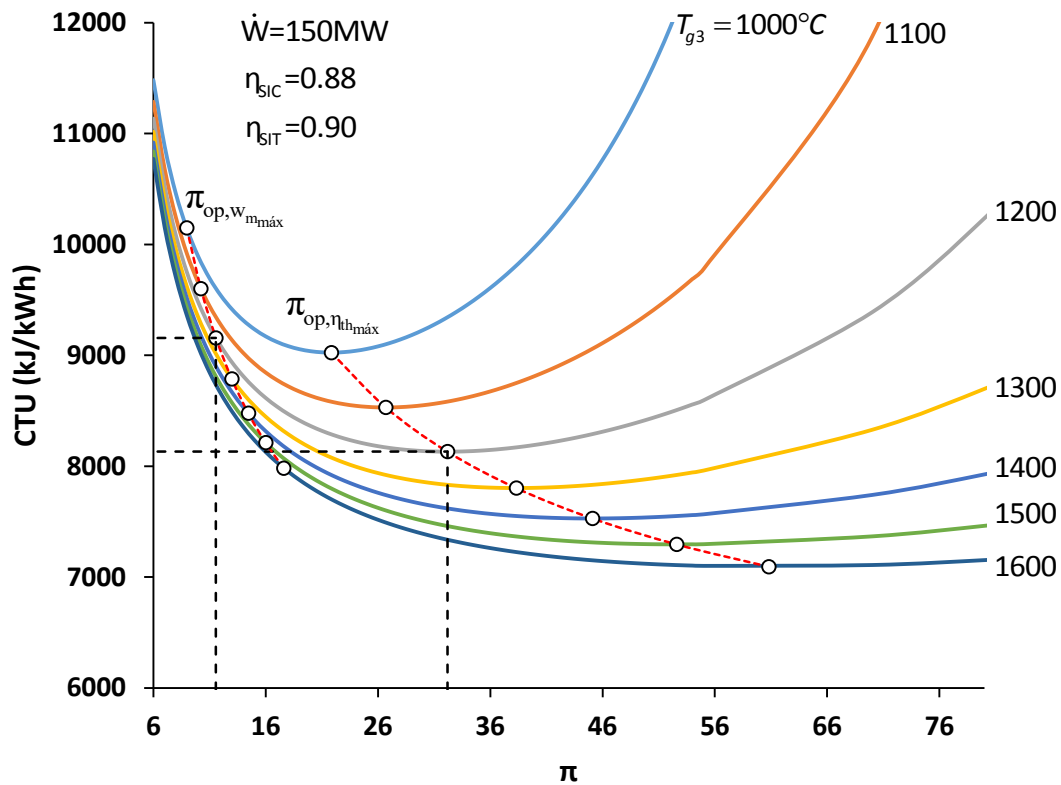


Figura 12. Consumo Térmico Unitario en función de la relación de presiones [16].

2.7 Consumo Específico de Combustible

El consumo específico de combustible (CEC) indica la cantidad de combustible requerido para generar un kWh.

$$CEC = 3600 \frac{\dot{m}_{com}}{\dot{W}_{TG}}; \left[\frac{kg_c}{kWh} \right] \quad (2.59)$$

En la Figura 13 se muestra el Consumo Específico de Combustible en función de las relaciones de presiones a diferentes temperaturas; también se muestra un decremento en la cantidad de combustible para generar un kWh a medida que la relación de presiones aumenta. Se tiene la condición mínima del CEC a la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima; para una temperatura de 1200 °C se necesita 0.671 kg de combustible, y la misma temperatura, pero para la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo existe un incremento cantidad de combustible del 13.24%.

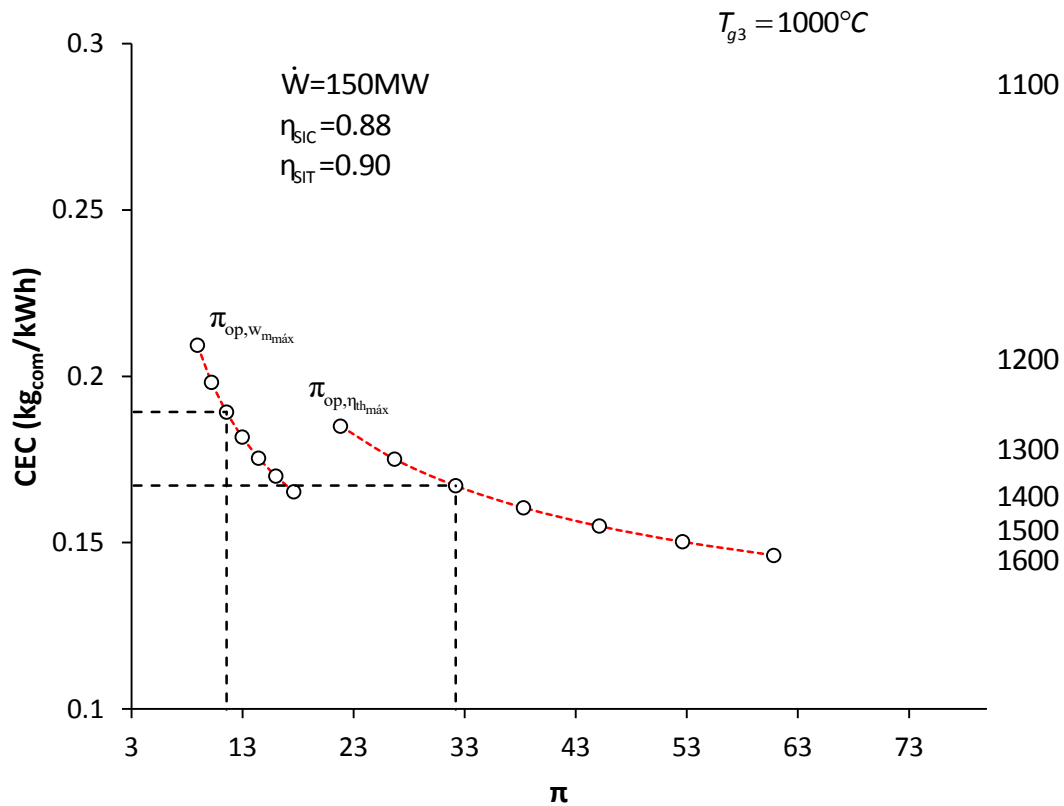


Figura 13. Consumo Específico de Combustible en función de la relación de presiones [16].

Conclusiones

En este capítulo se obtienen las expresiones de los procesos de compresión, suministro de calor, expansión y rechazo de calor en una turbina de gas simple; así mismo se desarrollaron los distintos modelos matemáticos del trabajo motor, eficiencia térmica, la relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima.

Se desarrolló un análisis paramétrico, en donde, las expresiones descritas anteriormente se escribieron en función de variables operacionales como lo son, las eficiencias isoentrópicas de compresión y expansión de la turbina, la temperatura a la entrada de la turbina de alta y baja presión, así como las condiciones ambientales (presión y temperatura ambiente).

Las distintas expresiones obtenidas a lo largo de este capítulo se aplicarán para el caso de una turbina de gas con recalentamiento en específico, la turbina de gas Alstom GT-24.

Capítulo 3. Ciclo de vapor

En este capítulo se realiza una descripción de los procesos termodinámicos que involucran a un ciclo Rankine con sobrecalentamiento, además se encuentran las expresiones para calcular los distintos parámetros de desempeño de este ciclo, como lo es: el trabajo generado por la turbina de vapor, calor suministrado, trabajo de bombeo, así como el flujo de vapor, eficiencia térmica, el trabajo motor y la potencia generada por el ciclo.

3.1 Introducción

Las configuraciones de los ciclos de vapor en las centrales de ciclo combinado son más sencillas que las de las centrales termoeléctricas convencionales. La simplicidad radica en que no requiere de precalentadores de alta y baja presión. Sin embargo, el ciclo de vapor de los ciclos combinados tiene su complicación en los niveles de presión, de tal forma, que con un nivel de presión el ciclo es relativamente simple, con dos niveles de presión en la caldera de recuperación de calor existe una configuración más complicada de la red de tuberías y con tres niveles de presión la complejidad es aún mayor.

El ciclo de vapor tiene como componentes principales; una turbina de vapor, en donde se expande el vapor generando un trabajo motor, desde la presión de vapor vivo hasta la presión de condensación, es decir, desde el estado v_1 hasta el estado v_2 . A la salida de la turbina de vapor, se tiene vapor húmedo, el cual se hace pasar por un condensador para obtener líquido saturado a la salida. El agua proveniente del estado v_3 , es nuevamente bombeado a la presión a la cual trabaja el generador de vapor. Finalmente, el fluido de trabajo se hace pasar a través de un generador de vapor en donde se incrementa la temperatura hasta las condiciones de entrada de la turbina de vapor. En la Figura 14 se muestra el diagrama esquemático de los principales componentes del ciclo de vapor.

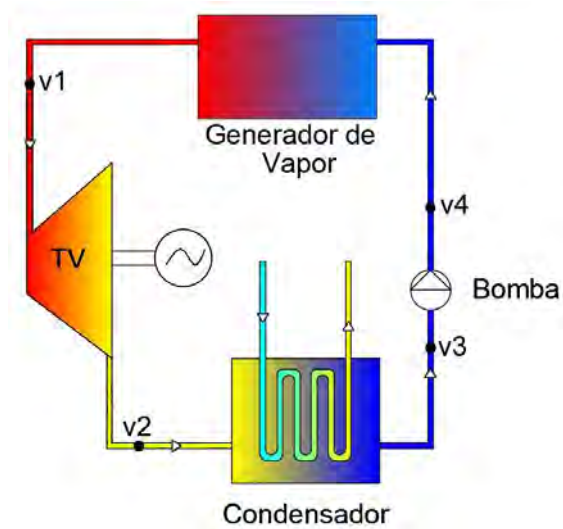


Figura 14. Diagrama esquemático del ciclo de vapor.

El ciclo termodinámico del ciclo de vapor, se muestra en un diagrama temperatura-entropía en la Figura 15. Los procesos termodinámicos que comprende el ciclo de vapor, son los siguientes:

- Expansión, $v1-v2$
- Condensación, $v2-v3$
- Bombeo, $v3-v4$
- Suministro de calor, $v4-v1$

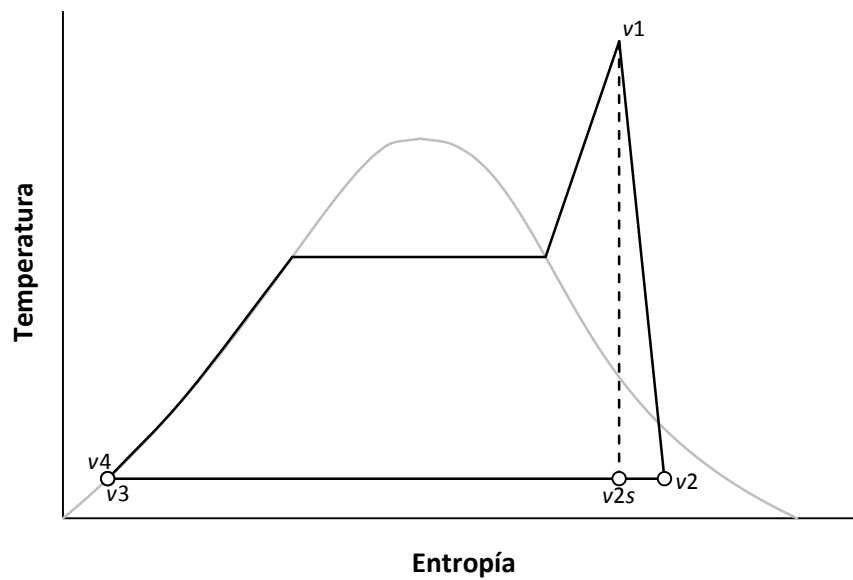


Figura 15. Diagrama temperatura-entropía de un ciclo de vapor.

Para poder conocer los procesos reales en la turbina de vapor y en la bomba, se hace uso de las eficiencias isoentrópicas de expansión y bombeo.

Estado v_1

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas en el estado v_1 , se parte de los valores de T_{v1} y P_{v1} . Por lo tanto, en tablas de vapor sobrecalentado con la presión y temperatura del vapor vivo, se obtienen los valores de la entalpía y entropía h_{v1} y s_{v1} .

Estado v_{2s}

Considerando una expansión isoentrópica del estado v_1 al estado v_{2s} , se tiene:

$$s_{v1} = s_{v2s} \quad (3.1)$$

En tablas de vapor, con la presión de condensación se obtienen las propiedades de saturación, T_{satP2} , h_{fv2} , h_{gv2} , s_{fv2} , s_{gv2} .

Para conocer las condiciones a las que sale el vapor al final de la expansión, se tienen las siguientes condiciones:

- a) Si $s_{v2s} > s_{gv2}$ se tiene vapor sobrecalentado.
- b) Si $s_{v2s} < s_{gv2}$ se tiene vapor húmedo.
- c) Si $s_{v2s} = s_{gv2}$ se tiene vapor saturado.

Como $s_{v2s} < s_{gv2}$ se tiene vapor húmedo, y por lo tanto hay que calcular la calidad del vapor al final de la expansión de la turbina. La expresión para calcular la entropía es la siguiente:

$$s_{v2s} = s_{fv2} + x_{v2s} (s_{gv2} - s_{fv2}) \quad (3.2)$$

Despejando a la calidad x_{v2s} :

$$x_{v2s} = \frac{s_{v2s} - s_{fv2}}{s_{gv2} - s_{fv2}} \quad (3.3)$$

La entalpía del vapor al final de la expansión isoentrópica se expresa de la siguiente manera:

$$h_{v2s} = h_{fv2} + x_{v2s} (h_{gv2} - h_{fv2}) \quad (3.4)$$

Estado v₂

La eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor η_{SIT} se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{SIT} = \frac{W_{TV}}{W_{TV_s}} \quad (3.5)$$

En función de las entalpías:

$$\eta_{SIT} = \frac{h_{v1} - h_{v2}}{h_{v1} - h_{v2s}} \quad (3.6)$$

La entalpía del vapor al final de la expansión real de la turbina de vapor, h_{v2} , se tiene lo siguiente:

$$h_{v2} = h_{v1} - \eta_{SIT} (h_{v1} - h_{v2s}) \quad (3.7)$$

Nuevamente se determina en qué región de la campana se encuentra el estado v₂. Por lo tanto:

- Si $h_{v2} > h_{g_{v2}}$ se tiene vapor sobrecalentado.
- Si $h_{v2} < h_{g_{v2}}$ se tiene vapor húmedo.
- Si $h_{v2} = h_{g_{v2}}$ se tiene vapor saturado.

Como la entalpía real $h_{v2} < h_{g_{v2}}$, se tiene vapor húmedo y por lo tanto hay que calcular la calidad del vapor. La expresión para calcular la entalpía real del estado v₂ es:

$$h_{v2} = h_{fv2} + x_{v2} (h_{gv2} - h_{fv2}) \quad (3.8)$$

Despejando la calidad x_{v2} :

$$x_{v2} = \frac{h_{v2} - h_{fv2}}{h_{gv2} - h_{fv2}} \quad (3.9)$$

La entropía al final de la expansión real se expresa de la siguiente manera:

$$s_{v2} = s_{fv2} + x_{v2} (s_{gv2} - s_{fv2}) \quad (3.10)$$

Estado v₃

El vapor húmedo al final de la expansión se hace pasar por el condensador, para obtener líquido saturado. En tablas de líquido saturado, con la presión de condensación $P_{v3} = P_{v2}$ y con la calidad del vapor $x_{v3} = 0$ se obtienen las propiedades, T_{v3} , h_{v3} y s_{v3} .

Estado v₄

El flujo de agua es bombeado hasta la presión del generador de vapor. Considerando al proceso de bombeo como isoentrópico y la presión del deareador, es decir:

$$s_{v3} = s_{v4s} \quad (3.11)$$

En tablas de líquido comprimido con los valores de P_{v4} y s_{v4s} se obtienen los valores de T_{v4s} y h_{v4s} .

La eficiencia isoentrópica de bombeo se expresa de la manera siguiente:

$$\eta_{SIB} = \frac{w_{Bs}}{w_B} \quad (3.12)$$

En función de las entalpías:

$$\eta_{SIB} = \frac{h_{v4s} - h_{v3}}{h_{v4} - h_{v3}} \quad (3.13)$$

La entalpía del agua comprimida al final del bombeo real se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica de bombeo.

$$h_{v4} = h_{v3} + \frac{h_{v4s} - h_{v3}}{\eta_{SIB}} \quad (3.14)$$

En tablas de líquido comprimido con la presión y entalpía, P_{v4} y h_{v4} , se obtienen los valores de T_{v4} y s_{v4} .

3.2 Trabajo de la turbina de vapor

Haciendo un balance energía, se tiene que el trabajo generado por la turbina de vapor es:

$$w_{TV} = h_{v2} - h_{v1} \quad (3.15)$$

3.3 Rechazo de calor

El rechazo de calor en el condensador se realiza a presión constante, por lo tanto:

$$q_{rech} = h_{v2} - h_{v3} \quad (3.16)$$

3.4 Trabajo de bombeo

El trabajo de bombeo es:

$$w_B = h_{v4} - h_{v3} \quad (3.17)$$

3.5 Suministro de calor

Finalmente el calor suministrado al fluido de trabajo a presión constante en el generador de vapor es:

$$q_{sum} = h_{v1} - h_{v4} \quad (3.18)$$

3.6 Trabajo motor

El trabajo motor obtenido por el ciclo de vapor es la diferencia del trabajo generado por la turbina de vapor y el trabajo suministrado a la bomba, por lo tanto:

$$w_m = w_{TV} - w_B \quad (3.19)$$

3.7 Potencia generada

La potencia generada por el ciclo de vapor es el flujo de vapor por el trabajo motor:

$$\dot{W}_m = \dot{m}_v w_m \quad (3.20)$$

3.8 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica del ciclo de vapor se representa de la siguiente manera:

$$\eta_{th} = \frac{w_m}{q_{sum}} \quad (3.21)$$

En función de las entalpías:

$$\eta_{th} = \frac{(h_{v2} - h_{v1}) - (h_{v4} - h_{v3})}{h_{v4} - h_{v1}} \quad (3.22)$$

3.9 Consumo Térmico Unitario (Heat Rate)

El Consumo Térmico Unitario (CTU) es otra forma de indicar la eficiencia. Se define como la cantidad de energía térmica necesaria para generar un kWh. Mientras mas bajo sea el CTU, mayor será la eficiencia térmica de la central. Por lo tanto:

$$CTU = \frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{W}_m} \left[\frac{\left(\frac{kJ}{s} \right) \left(\frac{3600s}{1h} \right)}{kW} \right] \quad (3.23)$$

Por lo que el CTU es:

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{th}} \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (3.24)$$

3.10 Consumo Específico de Vapor (CEV)

El flujo de vapor suministrado a la turbina de vapor, para generar un kWh se denomina como el Consumo Específico de Vapor. Se expresa como:

$$CEV = \frac{\text{Flujo de vapor requerido}}{\text{Potencia}} \quad (3.25)$$

$$CEV = 3600 \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{W}_m} \left[\frac{kg_{vapor}}{kWh} \right] \quad (3.26)$$

Conclusiones

En este capítulo se desarrollaron las expresiones de los procesos reales de expansión y bombeo, así como los procesos de suministro y rechazo de calor a presión constante; así mismo se obtuvieron los distintos modelos matemáticos para el trabajo motor, potencia generada por el ciclo de vapor, eficiencia térmica, suministro y rechazo de calor. Las distintas expresiones encontradas en este capítulo, se abordarán más adelante para un caso en específico.

Capítulo 4. Descripción de la central de ciclo combinado “El Sauz”

En este capítulo se realiza una breve descripción de la ubicación de la central, así como las distintas modificaciones que se han realizado para mejorar la eficiencia de dicha planta. Además de ello, se retoman las diferentes expresiones encontradas en los capítulos 2 y 3, las cuales se aplican a una turbina de gas en específico, así como al ciclo de vapor utilizado en la central de ciclo combinado “El Sauz”, respectivamente. Finalmente se realiza un análisis del comportamiento de los parámetros de eficiencia térmica y potencia generada del ciclo a lo largo del año.

La central de ciclo combinado “El Sauz” teniendo una capacidad total de 603 MW a una carga del 100%, se encuentra localizada en el poblado del Sauz, municipio de Pedro Escobedo, estado de Querétaro, en el kilómetro 176.5 de la carretera México-Querétaro y a 36 km al sureste de la ciudad de Querétaro y a una altitud de 1922 metros sobre nivel del mar.



Figura 16. Ubicación de la CCC "El Sauz".

Operativa desde 1981, la central consta de 7 unidades en dos paquetes de ciclo combinado. Para el caso de estudio, se analiza solamente el paquete número uno. Dicho paquete contaba con tres turbinas de gas con capacidad individual de 52 MW, además de tres calderas de recuperación de calor. Un ciclo de vapor de dos niveles de presión, con una turbina de vapor sin extracciones con capacidad de 68 MW. La parte del ciclo de vapor utilizaba las calderas de recuperación de vapor para la producción del vapor requerido por la turbina, la fuente que suministra esta energía calorífica son los gases de escape de las tres turbinas de gas. En la Tabla 1, se muestra la distribución

de los equipos empleados en las distintas unidades que conformaban el paquete uno de la central de ciclo combinado.

Tabla 1. Distribución de los equipos en las distintas unidades.

Unidad	Tecnología	Capacidad efectiva
1	Turbogás	52 MW
2	Turbogás	52 MW
3	Turbogás	52 MW
4	Vapor	68 MW
Total		224 MW

Sin embargo, dicho paquete tuvo una remodelación, la cual constó de reemplazar las tres turbinas de gas existentes y los recuperadores de calor por un turbogenerador de gas y su respectivo recuperador de calor, los cuales se integraron con el turbogenerador de vapor ya existente. Esta actualización de la planta, prevé aumentar su eficiencia en un 20%, al mismo tiempo de extender su operatividad durante 25 años más. El reemplazo de las turbinas de gas existentes por una turbina de gas Alstom GT24, así como la actualización y mejora de la turbina de vapor instalada en la misma central son consecuencia de esta importante modernización [10].

Existe la integración de esta clase de turbina en los ciclos combinados en México y Estados Unidos de América. Hablando específicamente de México, además de estar instalada en la central de ciclo combinado “El Sauz”, también se tiene instalada este tipo de turbina en varias centrales de ciclo combinado, tales como Monterrey III, Hermosillo y Rosarito III & IV. Así mismo las condiciones ambiente registradas anualmente en la zona donde se encuentra ubicada la central se muestran en la Tabla 2:

Tabla 2. Condiciones ambientales de la CCC "El Sauz".

Temperatura máxima anual	°C	37
Temperatura mínima anual	°C	10
Temperatura medio ambiente promedio anual	°C	21
Altura sobre nivel del mar	m	1922
Presión Atmosférica	bar	0.803

Para el desarrollo del análisis termodinámico de la central de ciclo combinado “El Sauz”, se partirá primeramente de conocer las condiciones ambientales en donde se encuentra ubicada dicha central.

Debido a que la información proporcionada por CFE en su balance térmico contiene equipos auxiliares así como diferentes extracciones e inyecciones a lo largo del balance térmico, se hicieron distintas consideraciones y simplificaciones tanto para el ciclo de vapor y ciclo de turbina de gas; se descartaron las caídas de presión que se tienen en los procesos de suministro de calor en la turbina de gas, así como en los diferentes componentes de la caldera de recuperación de calor.

Realizando dicha serie de consideraciones, se muestra en la Figura 17 el diagrama esquemático de la central de ciclo combinado “El Sauz”, en donde se muestran los equipos y flujos considerados para el análisis del sistema.

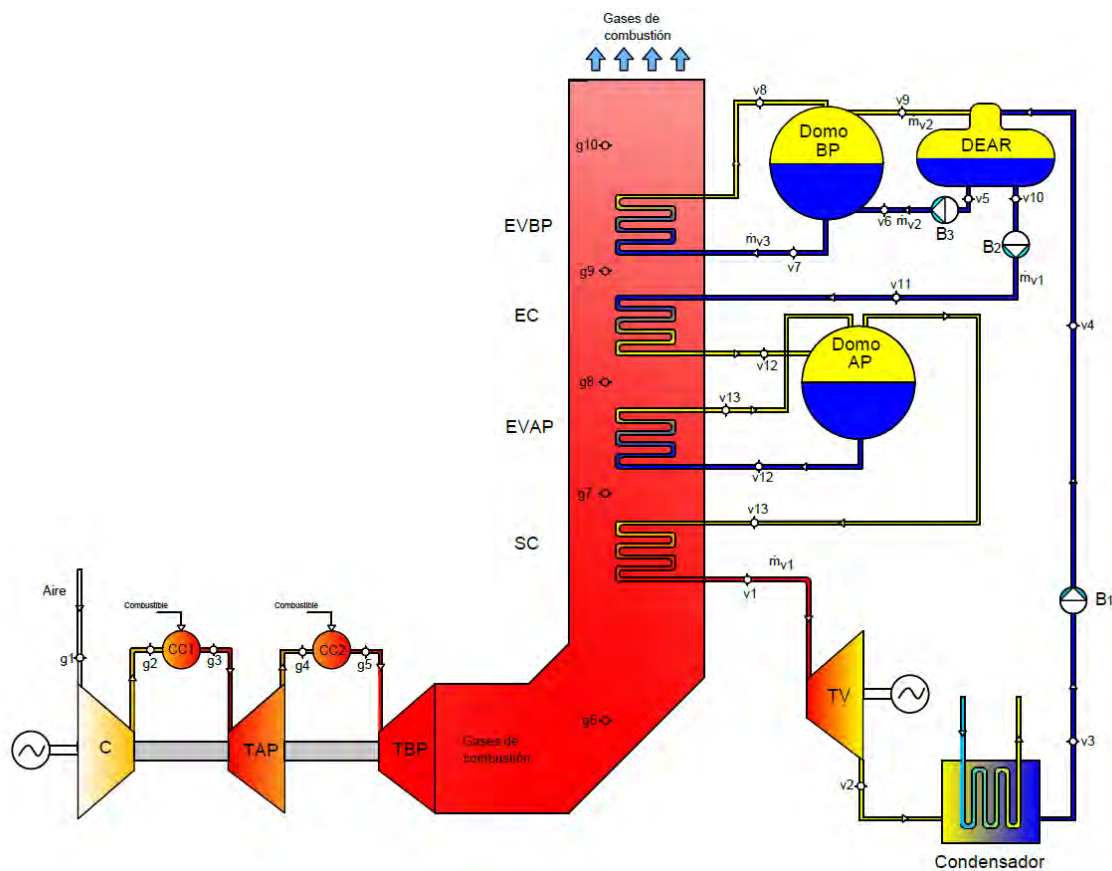


Figura 17. Diagrama esquemático de la CCC "El Sauz".

Una vez definido el esquema representativo de la central de ciclo combinado, se analizará por separado cada uno de los ciclos que lo conforman. Iniciando con el ciclo de turbina de gas, seguido de un análisis del ciclo de vapor junto con la caldera de recuperación de calor.

Para el caso del ciclo de turbina de gas, a partir de los datos conocidos y algunas suposiciones realizadas, se calculan las propiedades termodinámicas para cada uno de los estados, es decir, presión, temperatura, entalpía y entropía. Posteriormente se realiza un balance de masa y energía para cada uno de los equipos de la turbina de gas para calcular los trabajos generados, el calor suministrado al sistema, la potencia generada por el ciclo, el calor rechazado a la salida de la turbina de gas, así como los flujos de aire y combustible.

En la segunda parte de este análisis se realiza primeramente un balance de masa y energía en la caldera de recuperación de calor, para determinar las expresiones que permiten calcular los flujos de vapor generados en el ciclo de vapor. A partir de los datos obtenidos por el balance térmico, así como algunas suposiciones realizadas, se determina las propiedades para cada uno de los estados termodinámicos que comprenden el ciclo de vapor. De igual forma se realiza un balance de masa y energía en este sistema para determinar el trabajo generado, los flujos de vapor que intervienen a lo largo del ciclo, potencia generada y finalmente el calor aprovechado por los gases de combustión a lo largo de la caldera de recuperación de calor.

Finalmente, los resultados obtenidos por cada uno de los ciclos termodinámicos, se integran en una tabla final, para el análisis general del ciclo combinado.

Para la evaluación del desempeño de la central de ciclo combinado “El Sauz”, se elaborará un programa en una hoja de cálculo de Excel, con la herramienta, Thermodynamic Properties for Excel (TPX), para poder calcular las propiedades termodinámicas del ciclo de vapor.

4.1 Análisis termodinámico de la turbina de gas Alstom GT24

4.1.1 Introducción

La turbina de gas es el equipo principal en una central de ciclo combinado, es la que acapara toda la atención, la que concentra una buena parte de la inversión y sobre la que se configuran el resto de los equipos que componen la instalación.

Las turbinas de gas son máquinas que pertenecen al grupo de máquinas térmicas generadoras de potencia, cuyo rango de operación va desde pequeñas turbinas que generan potencias de 5 kW hasta potencias de 500 MW para los últimos desarrollos [12].

Una de las múltiples variaciones que se realizan al ciclo de la turbina de gas simple para mejorar la eficiencia del ciclo es el recalentamiento. El ciclo de turbina de gas con recalentamiento consiste en tener más de una etapa referente a la expansión de los gases de combustión, con la finalidad de poder incrementar la cantidad de trabajo motor obtenido del ciclo.

Así mismo, el número de etapas que se tenga en la expansión de los gases, conlleva también a la adición de cámaras de combustión. Generalmente se busca que el recalentamiento del fluido de trabajo entre las turbinas llegue a ser igual o aproximarse a la temperatura inicial de la entrada de la primera turbina [14].

En esta sección se abordan nuevamente los modelos matemáticos desarrollados en el capítulo 2, aplicados a una turbina de gas Alstom GT-24. Se sigue considerando aire estándar para el análisis termodinámico, así como el estudio del comportamiento que tienen los diferentes procesos que componen dicho ciclo; trabajo de compresión, trabajo de las turbinas de alta y baja presión, calor suministrado en las dos cámaras de combustión, el flujo de los gases de combustión y la temperatura de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas; el análisis de estos dos últimos parámetros, son sumamente importantes para el estudio de la otra parte, que conforma la central de ciclo combinado “El Sauz”, el ciclo de vapor.

4.1.3 Ciclo de turbina de gas con recalentamiento

La turbina de gas Alstom GT24 es uno de los miembros de la familia de turbinas de gas de ABB basada en el ciclo de combustión secuencial. Dicho ciclo es la base de las turbinas avanzadas de gas de ABB que combina un diseño compacto y un alta potencia, alta eficiencia, alta fiabilidad y bajas emisiones [10].

La potencia nominal de 235 MW de la GT24 es resultado de una alta relación de presiones del ciclo y de la aplicación de un ciclo de combustión secuencial. La temperatura a la salida de la turbina es de 616 °C, lo que es ideal para el funcionamiento en los ciclos combinados.

Existe la integración de esta clase de turbina en los ciclos combinados en México y Estados Unidos de América. Hablando específicamente de México, se tiene instalada este tipo de turbina en varias centrales de ciclo combinado, tales como Monterrey III, Hermosillo y Rosarito III & IV, además de la central mencionada anteriormente.

En la Figura 18 se muestran los componentes principales de la turbina de gas Alstom GT24. Cuenta con un compresor de 22 etapas, dos cámaras de combustión secuencial, una turbina de alta presión de una etapa y finalmente una turbina de baja presión de 4 etapas. Además de ello, la turbina utiliza gas natural como combustible.

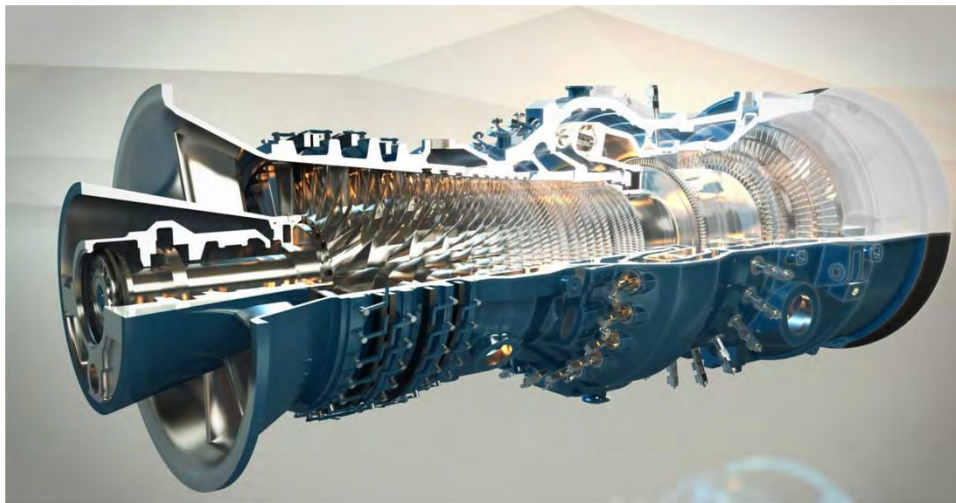


Figura 18. Turbina de gas Alstom GT24.

Se hace pasar aire a través del compresor multietapa para un posterior ingreso a la primera cámara de combustión, hasta alcanzar la temperatura máxima de entrada a la turbina de alta presión. La primera cámara de combustión es anular, con quemadores tipo EV los cuales tienen la ventaja de realizar una combustión con bajas emisiones de NO_x, sin la necesidad de inyectar agua o vapor. Se logra tener este resultado gracias a que existe una distribución más uniforme de los gases calientes, debido a que se tiene un premezclado del aire con el combustible en este tipo de quemadores. Los gases de combustión se expanden en la turbina de alta presión de una sola etapa. En esta turbina de alta presión, la presión se reduce desde 30 bar hasta 15 bar.

Los gases de combustión al final de la expansión de la turbina de alta presión, son calentados nuevamente en la segunda cámara de combustión, hasta alcanzar la misma temperatura de entrada de los gases en la turbina de alta presión. La segunda cámara también es tipo anular con quemadores SEV los cuales, de igual manera buscan emitir las mínimas emisiones de NO_x posibles,

por lo que es importante que el combustible y los gases salientes de la turbina de alta presión sean mezclados de manera eficiente. Finalmente, los gases provenientes de la segunda cámara de combustión se expanden en la turbina de baja presión, y son expulsados hacia el medio ambiente. En el caso de estudio, estos gases de combustión se aprovechan mediante una caldera de recuperación de calor, en donde se genera vapor.

En la Figura 19 se muestra el diagrama esquemático de un ciclo de turbina de gas con un recalentamiento y dos cámaras de combustión. La configuración del ciclo muestra que la expansión de los gases se realiza en dos etapas; la primera expansión de los gases se desarrolla en la turbina de alta presión o también llamada turbina del compresor, debido a que el total de la producción de potencia generada es consumida por el compresor. Así mismo la segunda expansión se desarrolla en la turbina de baja presión o turbina de potencia donde se produce el trabajo motor aprovechado para la generación de energía.

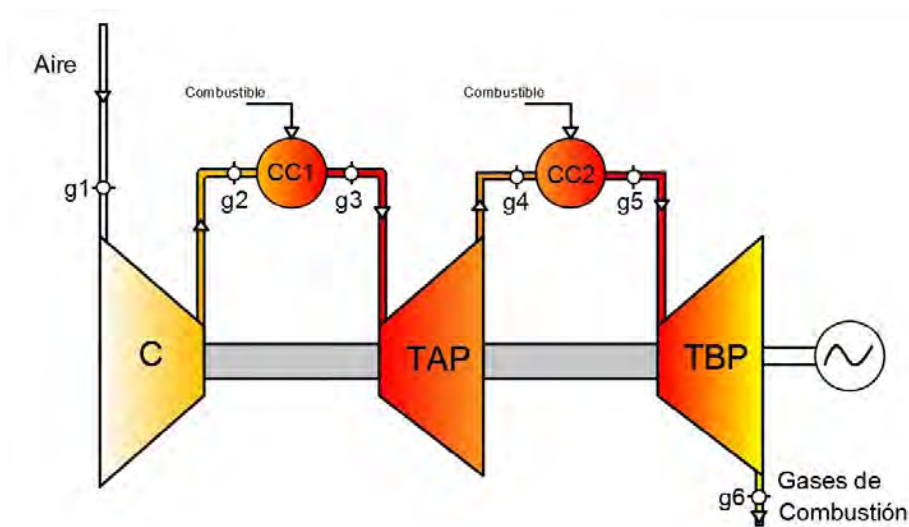


Figura 19. Diagrama esquemático de una turbina de gas con recalentamiento.

4.1.4 Análisis Termodinámico de la turbina de gas

Para realizar el análisis termodinámico a la turbina de gas Alstom modelo GT-24, se partirá de los datos proporcionados en la ficha técnica de la turbina. Además de ello, se realizan algunas consideraciones con respecto a los datos que no son proporcionados, como lo es la eficiencia isoentrópica del compresor y de la turbina, y las temperaturas a la entrada de la turbina de alta y baja presión. Todos los datos mencionados anteriormente, se muestran en la Tabla .

Tabla 3. Características generales de la turbina de gas Alstom GT24 [9].

Potencia neta	MW	235
Eficiencia térmica	%	40
Heat Rate	kJ/kWh	9,000
Velocidad de la turbina	rpm	3600
Relación de compresión	-	30
Flujo de gases de escape	kg/s	505
Temperatura de gases de escape	°C	616
Número de etapas de compresor	-	22
Número de etapas de turbina de alta presión	-	1
Número de etapas de turbina de baja presión	-	4
Eficiencia isoentrópica de la turbina de gas	-	0.90
Eficiencia isoentrópica del compresor	-	0.88
Temperatura a la entrada de la turbina de alta presión	°C	1250
Temperatura a la entrada de la turbina de baja presión	°C	1250

Los procesos termodinámicos de la turbina de gas Alstom GT24 son:

- Compresión g1-g2
- Suministro de calor en la primera cámara de combustión g2-g3
- Expansión en la turbina de alta presión g3-g4
- Suministro de calor en la segunda cámara de combustión g4-g5
- Expansión en la turbina de baja presión g5-g6
- Rechazo de calor g6-g1

4.1.4.1 Proceso de compresión g1-g2

El trabajo de compresión es:

$$w_c = \frac{c_p}{\eta_{sic}} T_{g1} (\pi_c^x - 1) \quad (4.1)$$

En donde x:

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R}{c_p} \quad (4.2)$$

En tablas de aire, con la temperatura a la entrada del compresor, T_{g1} , se calculan los valores de c_p y γ . Además la temperatura al final de la compresión es:

$$T_{g2} = T_{g1} \left[\left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{sIC}} \right) + 1 \right] \quad (4.3)$$

La variación de entropía en el trabajo de compresión es:

$$s_{g2} - s_{g1} = c_p \ln \left[\left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{sIC}} \right) + 1 \right] - R \ln \pi_c \quad (4.4)$$

4.1.4.2 Proceso de suministro de calor en la primera cámara de combustión g2-g3

Primero se propone una temperatura T_{g3} a la entrada de la turbina de alta presión. En tablas de aire se conocen los valores del c_p y γ a la temperatura T_{g3} . Por lo tanto, el calor suministrado en la primera cámara de combustión es:

$$q_{sum1} = c_p T_{g1} \left[\frac{T_{g3}}{T_{g1}} - \left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{sIC}} + 1 \right) \right] \quad (4.5)$$

En donde la relación de las temperaturas máxima y mínima del ciclo, es decir, la temperatura T_{g1} y T_{g3} es:

$$y = \frac{T_{g3}}{T_{g1}} \quad (4.6)$$

Por lo tanto, la expresión del calor suministrado en la primera cámara de combustión anular es:

$$q_{sum1} = c_p T_{g1} \left[y - \left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{sIC}} + 1 \right) \right] \quad (4.7)$$

La variación de entropía en el suministro de calor de la primera cámara de combustión es:

$$s_{g3} - s_{g2} = c_p \ln \left[\frac{\gamma}{\left(\frac{\pi_c^x - 1}{\eta_{SIC}} \right) + 1} \right] \quad (4.8)$$

4.1.4.3 Proceso de expansión en la turbina de alta presión g3-g4

La expresión para determinar el trabajo de la turbina de alta presión es:

$$w_{TGAP} = \eta_{SIT} c_p T_{g3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} \right) \quad (4.9)$$

En donde la relación de presiones para la primera expansión es:

$$\pi_{TGAP} = \frac{P_{g3}}{P_{g4}} \quad (4.10)$$

La presión al final de la expansión, P_{g4} , se reduce hasta la mitad de la presión P_{g3} [17], es decir, la presión P_{g4} será:

$$P_{g4} = \frac{P_{g3}}{2} \quad (4.11)$$

Así mismo, la temperatura a la salida de la turbina es:

$$T_{g4} = T_{g3} \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} \right) \right] \quad (4.12)$$

En donde los valores tanto de c_p y γ , son iguales a los encontrados para el proceso de suministro de calor en la primera cámara de combustión.

La variación de entropía en la expansión de la turbina de alta presión es:

$$s_{g3} - s_{g4} = c_p \ln \left(1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^x} \right) \right) - R \ln \frac{1}{\pi_{TG}} \quad (4.13)$$

4.1.4.4 Proceso de suministro de calor en la segunda cámara de combustión g4-g5

El calor suministrado en la segunda cámara de combustión es:

$$q_{sum_2} = c_p (T_{g5} - T_{g4}) \quad (4.14)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8), se tiene la expresión para calcular el calor suministrado:

$$q_{sum_2} = c_p \left\{ T_{g5} - T_{g3} \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} \right) \right] \right\} \quad (4.15)$$

Como:

$$T_{g5} = T_{g3} \quad (4.16)$$

La expresión final para encontrar el calor suministrado en la segunda cámara de combustión es:

$$q_{sum_2} = c_p T_{g5} \left[\eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} \right) \right] \quad (4.17)$$

De igual forma se tomarán los valores de c_p y γ iguales a los encontrados en el proceso de suministro de calor de la primera cámara de combustión.

El incremento de la entropía en el proceso de suministro de calor se expresa de la siguiente manera:

$$s_{g5} - s_{g4} = c_p \ln \frac{T_{g5}}{T_{g4}} - R \ln \frac{P_{g5}}{P_{g4}} \quad (4.18)$$

Como se está considerando que el proceso de suministro de calor es a presión constante, se tiene:

$$P_{g5} = P_{g4} \quad (4.19)$$

Dividiendo por T_{g3} a los términos del logaritmo natural de la ecuación (3.18) se tiene:

$$s_{g5} - s_{g4} = c_p \ln \frac{\frac{T_{g5}}{T_{g4}}}{\frac{T_{g3}}{T_{g4}}} \quad (4.20)$$

Sustituyendo las expresiones (4.6) y (4.12) en (4.20) se tiene la expresión de la variación de entropía en función de la relación de presiones de la turbina de alta presión, eficiencia isoentrópica de la turbina y la relación de temperaturas y :

$$s_{g5} - s_{g4} = c_p \ln \left[\frac{y}{1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} \right)} \right] \quad (4.21)$$

4.1.4.5 Proceso de expansión en la turbina de baja presión g5-g6

El trabajo generado por la turbina de baja presión es:

$$W_{TG_{BP}} = \eta_{SIT} c_p T_{g5} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right) \quad (4.22)$$

La relación de presiones para la expansión de los gases en la turbina de baja presión se expresa de la siguiente manera:

$$\pi_{TG_{BP}} = \frac{P_{g5}}{P_{g6}} \quad (4.23)$$

La presión de los gases de combustión a la salida de la turbina de baja presión, necesariamente tiene que ser mayor a la presión atmosférica, esto con la finalidad de asegurar la expulsión total de dichos gases. Por lo tanto, se necesita una presión mínima del 2.5% mayor a la presión atmosférica, es decir:

$$P_{g6} = P_{g1} + \Delta P \quad (4.24)$$

La temperatura de los gases de combustión al final de la expansión en la turbina de baja presión es:

$$T_{g6} = T_{g5} \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right) \right] \quad (4.25)$$

Nuevamente, para los valores del c_p y γ se realizará un promedio de los valores obtenidos de tablas de aire a las temperaturas de entrada y salida de la turbina de baja presión.

4.1.4.6 Proceso de rechazo de calor g6-g1

Finalmente, el rechazo de calor de los gases de combustión se escribe de la siguiente manera:

$$q_{rech} = c_p \left[T_{g1} - T_{g6} \left(1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right) \right) \right] \quad (4.26)$$

La variación de la entropía en el proceso de rechazo de calor se expresa como sigue:

$$s_{g6} - s_{g1} = c_p \ln \frac{T_{g6}}{T_{g1}} - R \ln \frac{P_{g6}}{P_{g1}} \quad (4.27)$$

Dividiendo por T_{g5} al término de logaritmo natural de las temperaturas, se tiene:

$$s_{g6} - s_{g1} = c_p \ln \frac{\frac{T_{g6}}{T_{g5}}}{\frac{T_{g1}}{T_{g5}}} - R \ln \frac{P_{g6}}{P_{g1}} \quad (4.28)$$

Pero:

$$\frac{T_{g6}}{T_{g5}} = \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right) \right] \quad (4.29)$$

Y

$$\frac{T_{g1}}{T_{g5}} = \frac{1}{\gamma} \quad (4.30)$$

Sustituyendo (4.29) y (4.30) en (4.28), se encuentra la expresión para calcular la variación de entropía en el proceso de rechazo de calor en función nuevamente de la relación temperaturas y, la eficiencia isoentrópica de la turbina y la relación de presiones de la turbina de baja presión:

$$s_{g6} - s_{g1} = c_p \ln \left[\frac{1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right)}{\frac{1}{y}} \right] - R \ln \frac{P_{g6}}{P_{g1}} \quad (4.31)$$

4.1.5 Trabajo motor de la turbina GT24

El trabajo motor de la turbina de gas Alstom GT24 es el siguiente:

$$W_m = W_{TG_{AP}} + W_{TG_{BP}} - W_C \quad (4.32)$$

O bien:

$$W_m = c_p \eta_{SIT} \left[T_{3g} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{AP}}^x} \right) + T_{5g} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right) \right] - \frac{c_p}{\eta_{SIC}} T_{1g} (\pi_C^x - 1) \quad (4.33)$$

Pero:

$$T_{g3} = T_{g5} \quad (4.34)$$

Por lo tanto, el trabajo motor es:

$$W_m = c_p \eta_{SIT} T_{g3} \left[2 - \frac{1}{\pi_{TG_{AP}}^x} - \frac{1}{\pi_{TG_{BP}}^x} \right] - \frac{c_p}{\eta_{SIC}} T_{g1} (\pi_C^x - 1) \quad (4.35)$$

4.1.6 Eficiencia térmica de la turbina de gas GT24

Finalmente la eficiencia térmica de la turbina de gas GT24 se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{th, TG} = \frac{W_m}{q_{sum}} = \frac{W_m}{q_{sum1} + q_{sum2}} \quad (4.36)$$

Por lo tanto se tiene que:

$$\eta_{th,TG} = \frac{c_p \eta_{SIT} T_{g3} \left[2 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} - \frac{1}{\pi_{TGBP}^x} \right] - \frac{c_p}{\eta_{SIC}} T_{1g} (\pi_C^x - 1)}{c_p T_{g1} \left[\gamma - \left(\frac{\pi_C^x - 1}{\eta_{SIC}} + 1 \right) \right] + c_p T_{g5} \left[\eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TGAP}^x} \right) \right]} \quad (4.37)$$

4.1.7 Resultados

En la Tabla 4 se presentan las propiedades de los diferentes estados del ciclo de la turbina de gas con recalentamiento:

Tabla 4. Propiedades de los estados de la turbina de gas.

Estado	T (°C)	T (K)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)
1	20.00	293.00	0.803	293.80	6.74202
2	566.92	839.92	24.090	975.14	6.82608
3	1250.00	1523.00	24.090	1768.20	7.42238
4	1047.38	1320.38	12.045	1608.23	7.47784
5	1250.00	1523.00	12.045	1842.83	7.62132
6	617.06	890.06	0.822	1031.58	7.85888

Así mismo, en la Tabla 5 se muestran los resultados obtenidos del análisis termodinámico de la turbina de gas.

Tabla 5. Resultados obtenidos a una carga de 100%.

Trabajo de la turbina de alta presión	kJ/kg	243.13
Trabajo de la turbina de baja presión	kJ/kg	737.18
Trabajo de compresión	kJ/kg	549.92
Trabajo motor	kJ/kg	430.39
Calor suministrado en la primera cámara de combustión	kJ/kg	970.52
Calor suministrado en la segunda cámara de combustión	kJ/kg	236.04
Flujo de los gases de combustión	kg/s	353.1
Potencia generada	kW	151973
Eficiencia térmica	%	35.67
CTU	kJ/kWh	10092.11

Además, se presenta la sección del diagrama esquemático del simulador de la turbina de gas, en donde se muestran los parámetros de presión y temperatura en cada uno de los estados del ciclo, así como la potencia generada por la turbina. Con base en los resultados arrojados por el desarrollo de dicho simulador, se podrán generar distintas gráficas para realizar un análisis termodinámico a la turbina de gas.

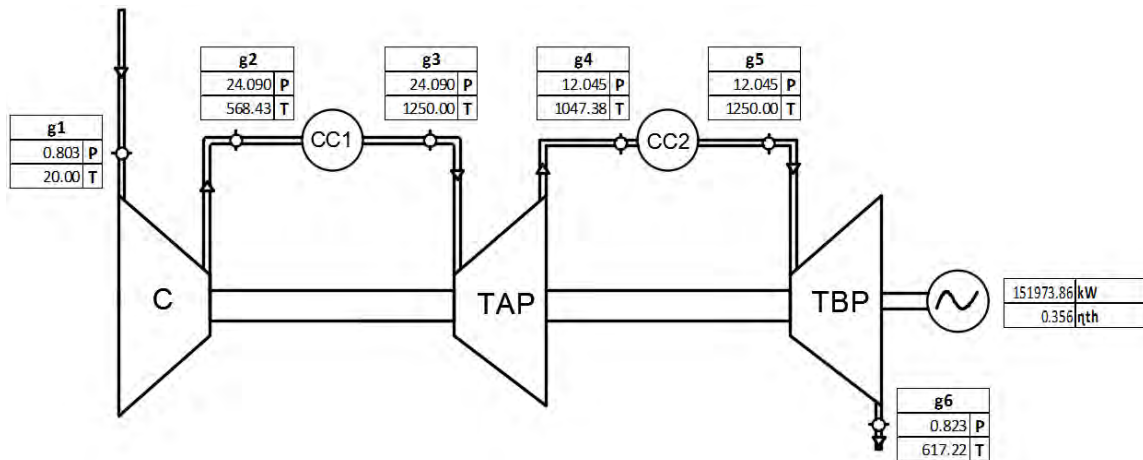


Figura 20. Simulador de la turbina de gas Alstom GT24

En la Figura 21 se muestra el diagrama temperatura-entropía de la turbina de gas Alstom GT24.

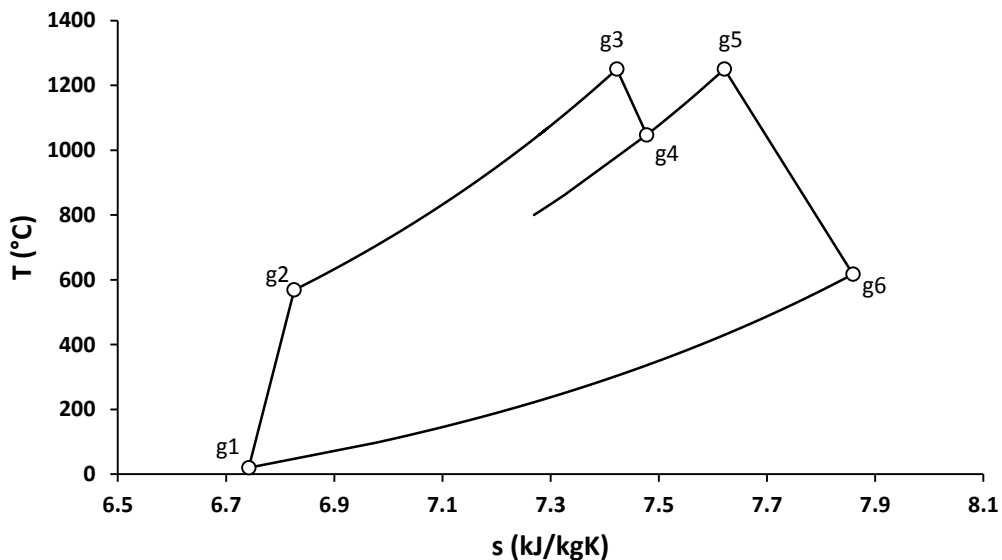


Figura 21. Diagrama Temperatura-entropía de la turbina de gas Alstom GT24.

En la Figura 22 se muestra el calor suministrado total en función de la relación de presiones para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta y baja presión. A medida que se tiene una relación de presiones mayor, se requiere un menor suministro de calor para una temperatura T_{g3} dada. Por lo tanto, para la temperatura de operación de la turbina de gas de 1250°C existe un suministro de calor de 1206.56 kJ/kg para una relación de presiones de 30. Al incrementar la temperatura a 1300 °C para la misma relación de presiones, se tiene un aumento en el suministro de calor del 5.4%.

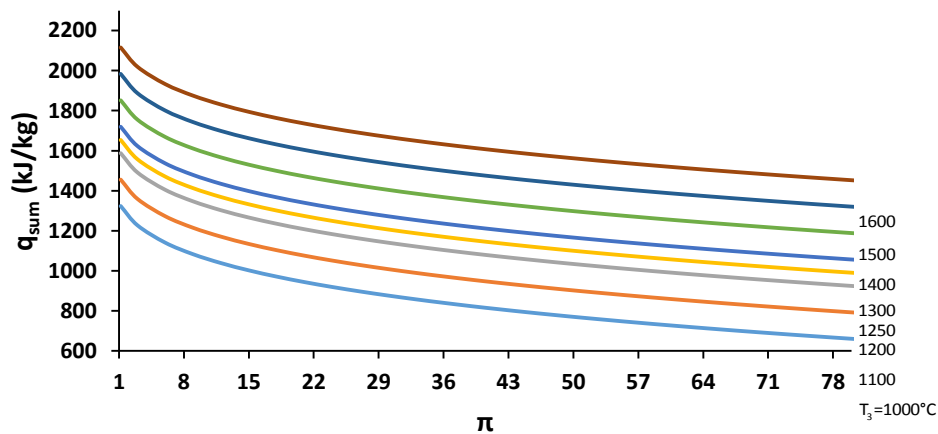


Figura 22. Calor suministrado en función de la relación de presiones.

En la Figura 23 se muestra el trabajo motor en función de las relaciones de presiones a diferentes temperaturas T_{g3} . Se muestra además la relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo. Para las condiciones de operación a 1250°C y una relación de presiones de 30, se tiene un trabajo motor de 430.39 kJ/kg, mientras que existe un trabajo motor máximo de 443.13 kJ/kg con una disminución en la relación de presiones de 62.5%.

Así mismo, el trabajo motor máximo para las diferentes temperaturas se encuentra dentro de un rango de 13.5 y un trabajo motor de 304.64 kJ/kg para la mínima temperatura de 1000°C, y una relación de presiones de 26.5 para la máxima temperatura, con un 115% de incremento en el trabajo motor en comparación con el registrado a la mínima temperatura.

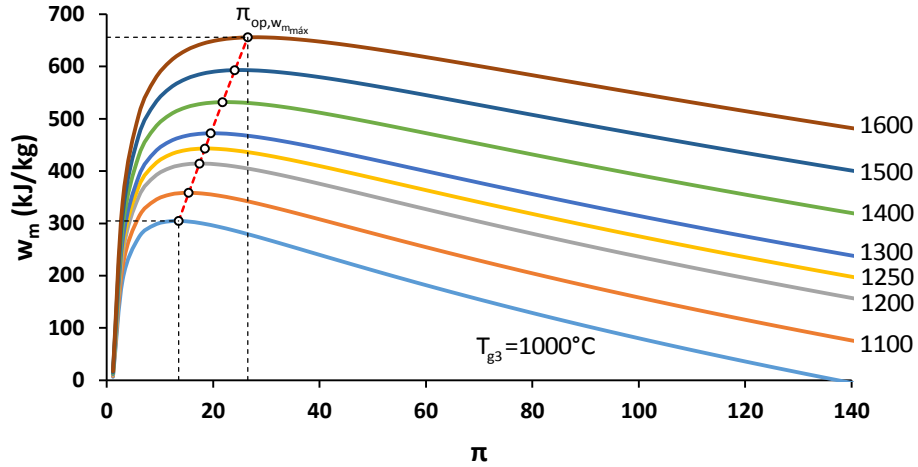


Figura 23. Trabajo motor en función de la relación de presiones.

La Figura 24 muestra la eficiencia térmica en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas. Se muestra que a medida que se va incrementando la relación de presiones, existe un aumento de la eficiencia térmica, hasta alcanzar un máximo, el cual se representa mediante la línea punteada. Para una temperatura de 1250°C se tiene una eficiencia térmica máxima de 36.7% a una relación de presiones de 36.8; mientras que la eficiencia térmica a condiciones de operación, muestra una disminución del 4.6% en la eficiencia térmica y un 22.6% con respecto a la relación de presiones. Además se muestra que a partir de una temperatura de 1300°C existen relaciones de presiones demasiado altas, para obtener la eficiencia térmica máxima, las cuales son mayores a 40.

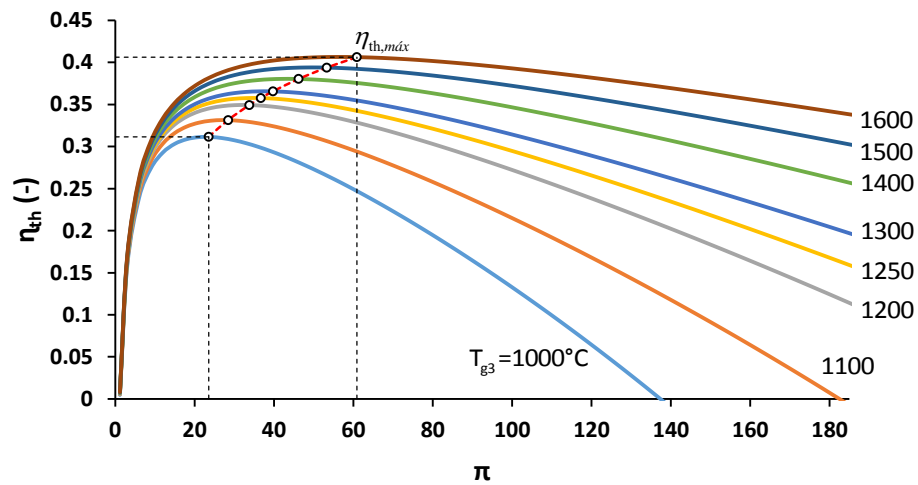


Figura 24. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones.

En la Figura 25 se muestra el flujo de aire en función de la relación de presiones, a diferentes temperaturas a la entrada de la turbina para una potencia dada. Se muestra que se necesitan flujos de aire demasiados altos para relación de presiones bajas, mientras que a medida que se aumenta la relación de presiones, la demanda del flujo de aire disminuye. Además, se muestra que existe el mínimo flujo de aire, cuando se tiene la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo. Para la temperatura de 1250°C se tiene un flujo de aire mínimo de 343 kg/s, y a medida que se incrementa la temperatura hasta 1400°C existe una disminución en la demanda de aire de casi el 17%.

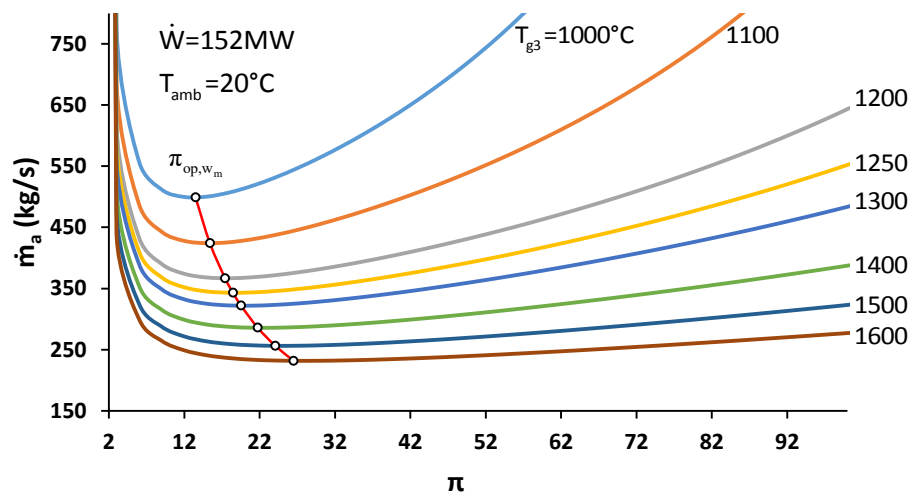


Figura 25. Flujo de aire en función de la relación de presiones.

En la Figura 26 se muestra la variación del flujo de combustible requerido para generar una potencia dada a diferentes relaciones de presiones, así como diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de gas. Se muestra que a medida que se incrementa la temperatura T_{g3} se tiene una disminución en el flujo de combustible requerido. Además se encuentra que a condiciones de eficiencia térmica máxima se tiene el flujo mínimo de combustible suministrado. Para una temperatura de 1250°C y una relación de presiones de 36.7, se requiere la cantidad mínima de combustible de 8.85 $\text{kg}_{\text{com}}/\text{s}$ para generar una potencia de 152 MW; y para una temperatura de 1300°C existe una disminución del 2.2% para la relación de presiones óptima, para la eficiencia térmica máxima.

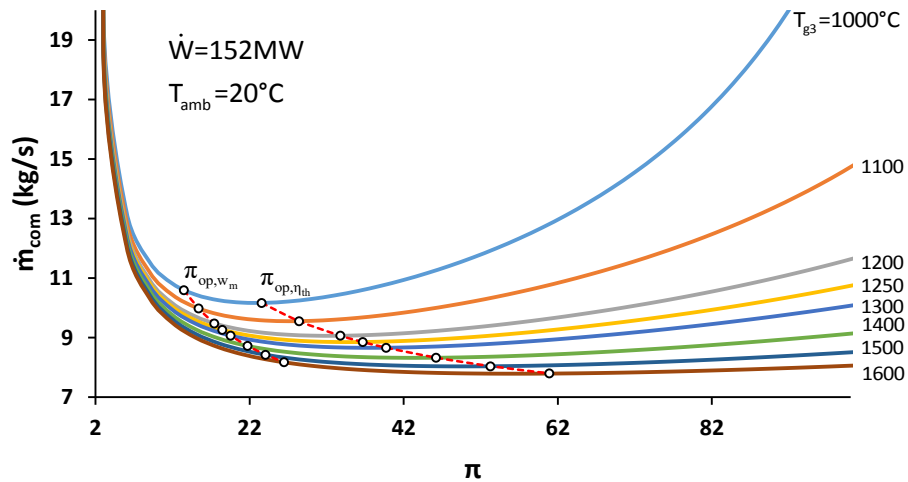


Figura 26. Flujo de combustible en función de la relación de presiones.

En la Figura 27 se muestra el CTU en función de la relación de presiones, el cual muestra un comportamiento similar al flujo de combustible ya que, para este caso se tiene el mínimo CTU, cuando existe la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima. Por lo tanto, para la temperatura de 1250°C y una relación de presiones de 36.7, existe el mínimo CTU de 10067 kJ/kWh, mientras que para una temperatura de 1300°C se disminuye el CTU en un 2.21%.

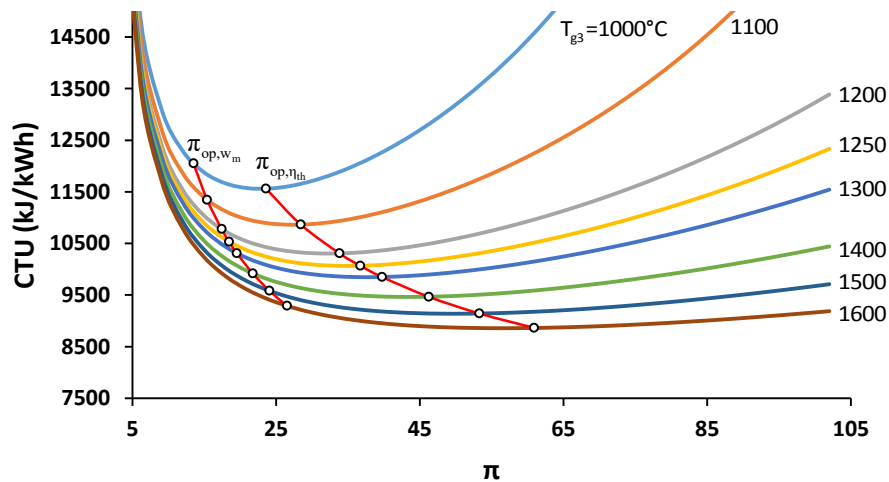


Figura 27. Consumo Térmico Unitario en función de la relación de presiones.

La Figura 28 muestra la variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor a diferentes relaciones de presiones y a distintas temperaturas a la entrada de la turbina. Nuevamente, para una temperatura de 1250°C se tienen tres puntos, punto A, B y C, en donde se tiene la relación de presiones de la turbina de gas para las condiciones de trabajo motor máximo, punto de operación en la central de ciclo combinado y la eficiencia térmica máxima, respectivamente. Se genera un trabajo motor máximo de 443.13 kJ/kg a una relación de presiones de 18.46, mientras que la eficiencia térmica máxima es de 0.349 para una relación de presiones de 36.71, disminuyendo el trabajo motor en un 6.2% con respecto al punto A y un 3.2% con respecto al punto B.

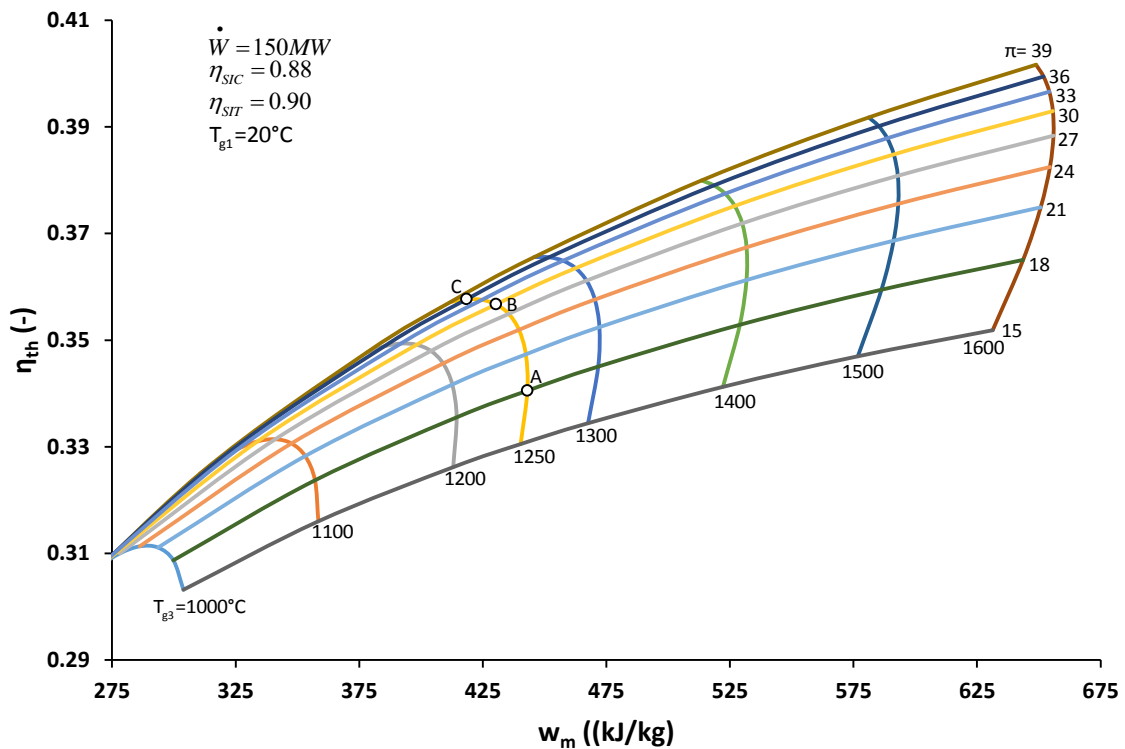


Figura 28. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.

4.2 Análisis termodinámico del ciclo de vapor

4.2.1 Descripción del ciclo de vapor

En la Figura 29 se muestra el diagrama esquemático del ciclo de vapor de la CCC “El Sauz”. En el capítulo 1, se ha descrito la configuración del ciclo de vapor, de dos niveles de presión. En este capítulo se aborda nuevamente dicho arreglo, debido a que el ciclo combinado ya antes mencionado, tiene un ciclo de vapor con dos niveles de presión.

Sin embargo, una parte de suma importancia con respecto al ciclo de vapor es sin duda el deareador. El deareador o desgasificador es un equipo que elimina el oxígeno y otros gases contenidos en el agua de alimentación, de modo que se evite la corrosión de los elementos que componen el circuito agua-vapor de la planta. La adición de un agente químico (como es el sulfito sódico e hidracinas) permite eliminar el oxígeno y evitar altos grados de corrosión.

Los desgasificadores presurizados consisten en un depósito a presión, en el cual se mezcla agua y vapor a velocidades controladas. Cuando esto ocurre, la temperatura del agua se eleva y todos los gases contenidos no condensables son liberados y extraídos de manera que, el agua que salga pueda ser considerada como no corrosiva, en términos de tener un contenido de oxígeno mínimo. Normalmente, se tiene permitido un contenido de oxígeno alrededor de 2 mg/l (ppm). El vapor es necesario en un deareador para calentar y eliminar los gases del agua [13].

Un desgasificador es implementado en los sistemas de plantas de vapor para proteger a las bombas de alimentación, tuberías, calderas y cualquier elemento de la instalación, que esté en el lazo de alimentación de los efectos producidos por los gases responsables de la corrosión. Es esencial que los gases no condensables se sigan retirando del deareador a lo largo del proceso continuo de generación de energía.

Sin embargo, resulta inevitable que parte del vapor de agua se escape junto con los gases no condensables. En muchas plantas de energía, un depósito que contiene agua de reserva almacenada, se conecta en paralelo con el deareador. La función de este tanque es servir como un suministro de emergencia de agua destilada, en el caso de fallo de otras fuentes o también como un depósito para el exceso de agua durante los cambios de carga. Normalmente, la capacidad de

almacenamiento del deaerador es suficiente para hacer funcionar la planta de energía durante varios minutos.

Se debe suministrar agua con suficiente presión a la entrada del deaerador. Esta presión debe ser lo suficientemente alta para vencer las pérdidas de carga causadas por rozamientos en las tuberías, válvulas de control y accesorios. Normalmente se corrige este problema incrementando la presión con un mínimo de 3 PSI (0.2 bar). Comúnmente las presiones a las que opera el deaerador son de 3.5 a 4.2 bar. Sin embargo, para condiciones de plena carga se manejan presiones dentro de un rango de 2 a 3 bar [11].

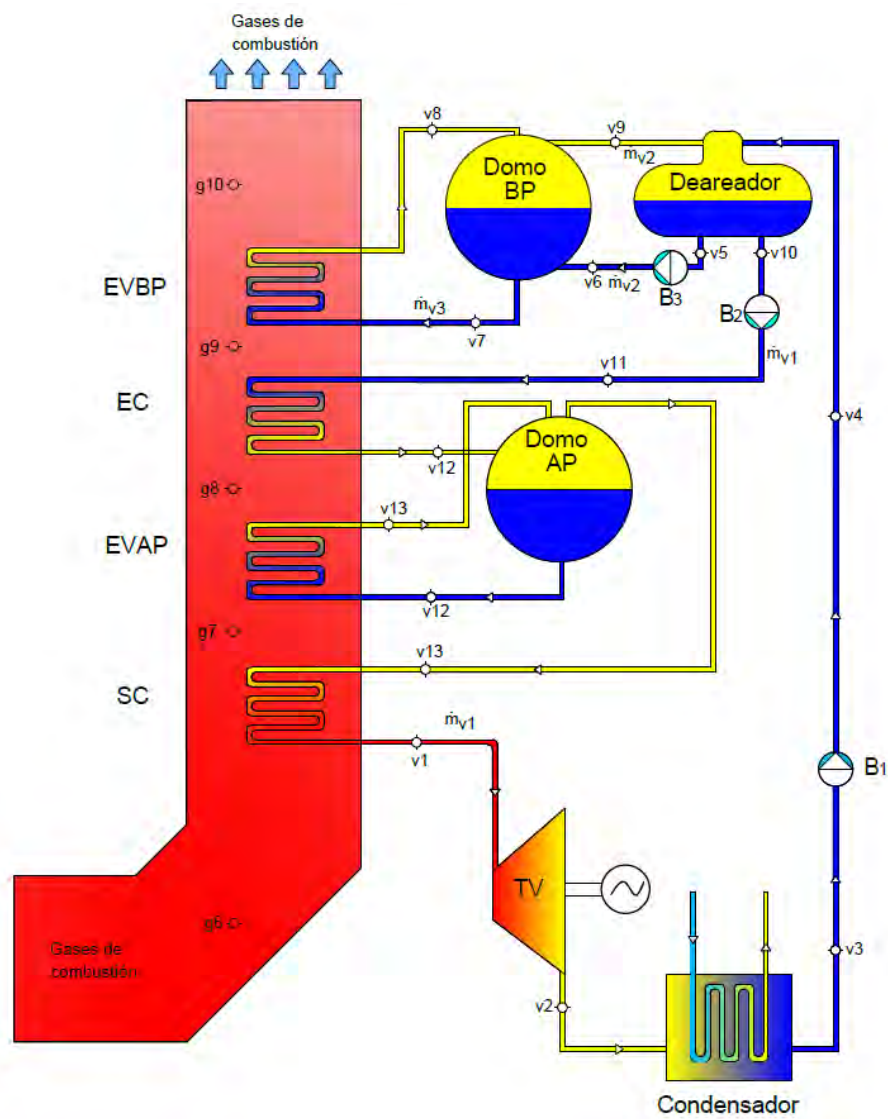


Figura 29. Diagrama esquemático de la sección de vapor de la CCC "El Sauz".

4.2.3 Temperatura de Pinch Point

La temperatura de pinch point es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de los gases calientes de la caldera de recuperación de calor y la temperatura de saturación de vapor correspondiente al evaporador de alta y baja presión, para el caso de estudio.

$$\Delta T_{PP} = T_{\text{gases de escape}} - T_{\text{saturación}_{EV}} \quad (4.38)$$

Aunque en principio cuanto menor sea el Pinch Point mayor será la energía térmica recuperada de los gases de escape, hay que tener presente que una disminución del mismo requerirá aumentar la superficie de intercambio de calor, es decir, un aumento del tamaño de la caldera de recuperación de calor, en consecuencia un incremento en costes de inversión y mantenimiento.

La elección del Pinch Point se debe realizar a fin de conseguir una buena recuperación de energía térmica con una superficie de intercambio aceptable. También se debe tener presente el hecho de que los gases de escape no lleguen al final del generador a temperaturas próximas al punto de rocío, lo que ocasionaría daños de corrosión. Se tienen valores comprendidos de Pinch Point entre 5°C y 30°C para dos niveles de presión [11].

Por lo tanto la temperatura de los gases de escape a la salida de los evaporadores de alta y baja presión, es decir, las temperaturas T_{g8} y T_{g10} respectivamente son:

$$T_{g8} = \Delta T_{PP,EVAP} + T_{sat,EVAP} \quad (4.39)$$

$$T_{g10} = \Delta T_{PP,EVBP} + T_{sat,EVBP} \quad (4.40)$$

En la Figura 30 se muestra de manera ilustrativa la diferencia de temperaturas de pinch point para el evaporador de alta y baja presión en un perfil de temperaturas en la caldera de recuperación de calor con dos niveles de presión.

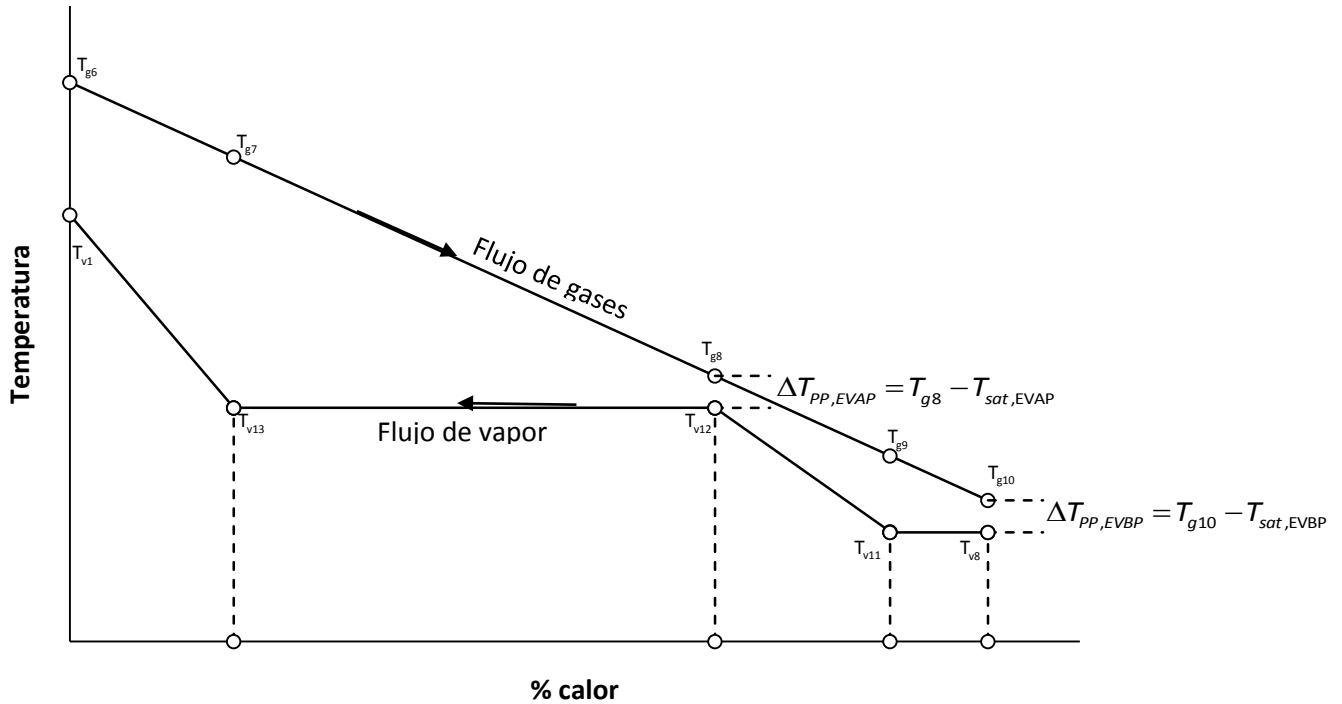


Figura 30. Diferencia de temperaturas de pinch point en EVAP Y EVBP.

Para el caso de estudio, la central de ciclo combinado “El Sauz”, tiene un ciclo de vapor con dos niveles de presión, por lo que se presentan a continuación las consideraciones realizadas en el evaporador de alta presión, la presión del deareador, así como las eficiencias isoentrópicas de la turbina de vapor y de las distintas bombas involucradas en los distintos procesos a lo largo del ciclo de vapor:

$$\Delta T_{PP, EVAP} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$P_{DEAR} = 2\text{bar}$$

$$\eta_{SIT} = 0.85$$

$$\eta_{SIB} = 0.70$$

Además de la importancia del pinch point para la transferencia de calor de los gases de combustión hacia el ciclo de vapor, existe también la diferencia de temperatura de aproximación caliente ΔT_{AC} . Se define como la diferencia entre la temperatura de los gases de escape a la entrada de la caldera de recuperación de calor y la temperatura del vapor vivo a la entrada de la turbina de vapor. Por lo tanto se tiene que:

$$\Delta T_{AC} = T_{g6} - T_{v1} \tag{4.41}$$

4.2.4 Balance de energía en la caldera de recuperación de calor

Se realiza un balance de masa y energía en las partes que integran a la caldera de recuperación de calor; economizador, evaporador de alta y baja presión, y para el sobrecalentador. Así mismo, se realiza un balance de masa y energía en el evaporador de alta presión, deareador y evaporador de baja presión para conocer los flujos de vapor \dot{m}_{v1} , \dot{m}_{v2} y \dot{m}_{v3} respectivamente, necesarios para la generación de potencia.

Balance de energía en el sobrecalentador:

$$\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g6} - T_{g7}) = \dot{m}_{v1} (h_{v1} - h_{v13}) \quad (4.42)$$

Balance de energía en el evaporador de alta presión:

$$\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g7} - T_{g8}) = \dot{m}_{v1} (h_{v13} - h_{v12}) \quad (4.43)$$

Balance de energía en el sobrecalentador y evaporador de alta presión:

$$\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g6} - T_{g8}) = \dot{m}_{v1} (h_{v1} - h_{v12}) \quad (4.44)$$

Balance de energía en el economizador:

$$\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g8} - T_{g9}) = \dot{m}_{v1} (h_{v12} - h_{v11}) \quad (4.45)$$

Balance de energía en el evaporador de baja presión:

$$\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g9} - T_{g10}) = \dot{m}_{v3} (h_{v8} - h_{v7}) \quad (4.46)$$

El flujo de vapor vivo se obtiene de la ecuación (4.44):

$$\dot{m}_{v1} = \frac{\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g6} - T_{g8})}{(h_{v1} - h_{v12})} \quad (4.47)$$

Del mismo modo, se encuentra el flujo de vapor, \dot{m}_{v3} , a partir del balance de energía en el evaporador de baja presión. Por lo tanto despejando de (4.46) el flujo \dot{m}_{v3} , se tiene:

$$\dot{m}_{v3} = \frac{\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g9} - T_{g10})}{(h_{v8} - h_{v7})} \quad (4.48)$$

Así mismo se realiza un balance de energía en el deareador para conocer el flujo de vapor \dot{m}_{v2} . Por lo tanto:

$$\dot{m}_{v2} = \frac{\dot{m}_{v1}(h_{v10} - h_{v4})}{(h_{v9} - h_{v5})} \quad (4.49)$$

4.2.5 Análisis Termodinámico del ciclo de vapor

Para el análisis termodinámico del ciclo de vapor de la central de ciclo combinado “El Sauz”, se toman en cuenta los valores reportados en el balance térmico proporcionado por CFE; así mismo, se hacen algunas consideraciones que se explican a lo largo de dicho análisis. Los valores tomados inicialmente para el análisis del ciclo de vapor a 100% de carga se presentan a continuación. Las condiciones que se tienen para la entrada de la turbina de vapor, así como las condiciones del proceso de condensación se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6. Propiedades de saturación a la entrada y salida de la turbina de vapor.

	P_{sat} (bar)	T_{sat} (°C)	h_{fg} (kJ/kg)	s_{fg} (kJ/kgK)
EVAP	45	257.52	1676.33	3.15887
Condensador	0.07	39.04	2409.01	7.71636

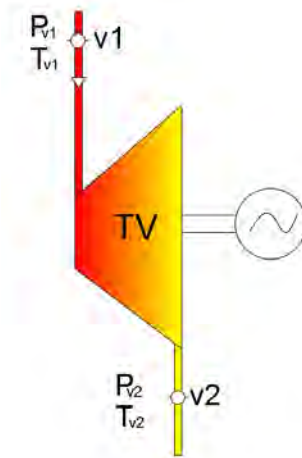


Figura 31. Proceso de expansión en la turbina de vapor.

Así mismo, se retomarán las expresiones encontradas en el capítulo 3 para el análisis del ciclo de vapor de la central de ciclo combinado “El Sauz”; algunas de ellas se modificarán debido que, para el caso de estudio, la caldera de recuperación de calor es el componente que suministra la energía para el ciclo de vapor.

Estado v_1

Para el cálculo del estado v_1 , se parte de los valores T_{v1} y P_{v1} . Por lo tanto, en tablas de vapor sobrecalentado con la presión y temperatura del vapor vivo, se obtienen los valores de la entalpía y entropía h_{v1} y s_{v1} .

Estado v_{2s}

Considerando una expansión isoentrópica del estado v_1 al estado v_{2s} , se tiene:

$$s_{v1} = s_{v2s} \quad (4.50)$$

En tablas de vapor, con la presión de condensación se obtienen las propiedades de saturación, T_{satP2} , h_{fv2} , h_{gv2} , s_{fv2} , s_{gv2} .

Para conocer las condiciones a las que sale el vapor al final de la expansión, se tienen las siguientes condiciones:

- d) Si $s_{v2s} > s_{gv2}$ se tiene vapor sobrecalentado.
- e) Si $s_{v2s} < s_{gv2}$ se tiene vapor húmedo.
- f) Si $s_{v2s} = s_{gv2}$ se tiene vapor saturado.

Como $s_{v2s} < s_{gv2}$ se tiene vapor húmedo, y por lo tanto hay que calcular la calidad del vapor al final de la expansión de la turbina. La expresión para calcular la entropía es la siguiente:

$$s_{v2s} = s_{fv2} + x_{v2s} (s_{gv2} - s_{fv2}) \quad (4.51)$$

Despejando a la calidad x_{v2s} :

$$x_{v2s} = \frac{s_{v2s} - s_{fv2}}{s_{gv2} - s_{fv2}} \quad (4.52)$$

La entalpía del vapor al final de la expansión isoentrópica se expresa de la siguiente manera:

$$h_{v2s} = h_{fv2} + x_{v2s} (h_{gv2} - h_{fv2}) \quad (4.53)$$

Estado v_2

La eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor η_{SIT} se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{SIT} = \frac{W_{TV}}{W_{TV_s}} \quad (4.54)$$

En función de las entalpías:

$$\eta_{SIT} = \frac{h_{v1} - h_{v2}}{h_{v1} - h_{v2s}} \quad (4.55)$$

La entalpía del vapor al final de la expansión real de la turbina de vapor, h_{v2} , se tiene lo siguiente:

$$h_{v2} = h_{v1} - \eta_{SIT} (h_{v1} - h_{v2s}) \quad (4.56)$$

Nuevamente se determina en qué región de la campana se encuentra el estado v_2 . Por lo tanto:

- d) Si $h_{v2} > h_{g_{v2}}$ se tiene vapor sobrecalentado.
- e) Si $h_{v2} < h_{g_{v2}}$ se tiene vapor húmedo.
- f) Si $h_{v2} = h_{g_{v2}}$ se tiene vapor saturado.

Como la entalpía real $h_{v2} < h_{g_{v2}}$, se tiene vapor húmedo y por lo tanto hay que calcular la calidad del vapor. La expresión para calcular la entalpía real del estado v_2 es:

$$h_{v2} = h_{fv2} + x_{v2} (h_{gv2} - h_{fv2}) \quad (4.57)$$

Despejando la calidad x_{v2} :

$$x_{v2} = \frac{h_{v2} - h_{fv2}}{h_{gv2} - h_{fv2}} \quad (4.58)$$

La entropía al final de la expansión real se expresa de la siguiente manera:

$$s_{v2} = s_{fv2} + x_{v2} (s_{gv2} - s_{fv2}) \quad (4.59)$$

Generalmente, la calidad del vapor a la salida de la turbina debe ser mayor o igual a 0.88, debido a que si estuviese por debajo de este límite, se tendría la formación de gotas, las cuales al llevar alta energía cinética impactarían a muy altas velocidades en los álabes de la turbina, provocando su

erosión y en consecuencia la destrucción de los álabes, originando una caída en la eficiencia de la turbina y un aumento en las necesidades de mantenimiento.

Estado v_3

El vapor húmedo al final de la expansión se hace pasar por el condensador, para obtener líquido saturado. En tablas de líquido saturado, con la presión de condensación $P_{v3}=P_{v2}$ y con la calidad del vapor $x_{v3}=0$ se obtienen las propiedades, T_{v3} , h_{f3} , s_{fv3} , en este caso $h_{v3}=h_{f3}$ y $s_{v3}=s_{f3}$.

Estado v_4

El flujo de agua \dot{m}_{v1} es bombeado a condiciones de baja presión, desde la presión de condensación hasta la presión del deareador. Considerando al proceso de bombeo como isoentrópico y la presión del deareador, es decir:

$$s_{v3} = s_{v4s} \quad (4.60)$$

$$P_{DEAR} = P_{v4} = 2bar$$

En tablas de líquido comprimido con los valores de P_{v4} y s_{v4s} se obtienen los valores de T_{v4s} y h_{v4s} .

La eficiencia isoentrópica de bombeo se expresa de la manera siguiente:

$$\eta_{SIB} = \frac{w_{Bs}}{w_B} \quad (4.61)$$

En función de las entalpías:

$$\eta_{SIB} = \frac{h_{v4s} - h_{v3}}{h_{v4} - h_{v3}} \quad (4.62)$$

La entalpía del agua comprimida al final del bombeo real se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica de bombeo.

$$h_{v4} = h_{v3} + \frac{h_{v4s} - h_{v3}}{\eta_{SIB}} \quad (4.63)$$

En tablas de líquido comprimido con la presión y entalpía, P_{v4} y h_{v4} , se obtienen los valores de T_{v4} y s_{v4} .

Estado v_5 y estado v_{10}

Por el estado v_5 circula un flujo, \dot{m}_{v2} , que opera a baja presión y un flujo, \dot{m}_{v1} , que pasa a través del estado v_{10} a la presión del vapor vivo. Debido a que los dos flujos se encuentran a la salida del desgasificador, operan a condiciones de saturación a la presión del deareador, es decir a la presión de 2 bar.

Por lo tanto, en tablas de líquido saturado con la presión $P_{v5}=P_{v10}=2$ bar y con la calidad del vapor $x=0$ se obtienen las propiedades, T_{v5} , $h_{f,v5}$ y $s_{f,v5}$.

Estado v_{6s}

El flujo \dot{m}_{v2} es bombeado a una presión mayor a la presión del deareador hacia el domo de baja presión, esto es con la finalidad de poder vencer las caídas de presión en el evaporador de baja presión. Para ello se tiene que:

$$P_{DEAR} = P_{EVBP} - \Delta P \quad (4.64)$$

Suponiendo una $\Delta P=0.2$ bar, la $P_{EVBP}=P_{v6}=2.2$ bar y considerando el proceso de bombeo como isoentrópico, es decir:

$$s_{v5} = s_{v6s} \quad (4.65)$$

En tablas de líquido comprimido con P_{v6s} y s_{v6s} se obtiene la temperatura T_{v6s} y entalpía h_{v6s} .

La entalpía del agua comprimida al final del bombeo real se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica de bombeo.

$$h_{v6} = h_{v5} + \frac{h_{v6s} - h_{v5}}{\eta_{SIB}} \quad (4.66)$$

Nuevamente, en tablas de líquido comprimido con los valores de la P_{v6} y h_{v6} , se obtienen los valores de T_{v6} y s_{v6} .

Estado v₇

El estado v₇ es a la salida del domo de baja presión. Con la presión $P_{v7}=2.2\text{bar}$ y con la calidad del vapor $x_{v7}=0$, es decir, a condiciones de líquido saturado. Por lo tanto, en tablas de líquido saturado se obtienen las demás propiedades, T_{fv7} , h_{fv7} y s_{fv7} .

Estado v₈ y estado v₉

El estado v₈ es a la salida del evaporador de baja presión. Con la presión $P_{v8}=2.2\text{bar}$ y con la calidad del vapor $x=1$, en tablas de vapor saturado se encuentran las demás propiedades T_{gv8} , h_{gv8} y s_{gv8} .

Así mismo, el estado v₉ se encuentra a la salida del domo de baja presión a las mismas condiciones del estado v₈, es decir, a la misma presión $P_{v9}=2.2\text{ bar}$ y una calidad $x=1$.

Estado v₁₁

El flujo \dot{m}_{v1} es bombeado a la presión de entrada de la turbina de vapor. Considerando al proceso de bombeo como isoentrópico se tiene:

$$s_{v10} = s_{v11s} \quad (4.67)$$

En tablas de líquido comprimido con los valores de la P_{v11} y s_{v11s} se obtienen los valores de T_{v11s} y h_{v11s} .

La entalpía del agua comprimida al final del bombeo real se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica de bombeo.

$$h_{v11} = h_{v10} + \frac{h_{v11s} - h_{v10}}{\eta_{SIB}} \quad (4.68)$$

En tablas de líquido comprimido con los valores de la P_{v11} y s_{v11} , se obtienen los valores de T_{v11} y h_{v11} .

Estado v₁₂

El estado v₁₂ a la salida del economizador tiene las condiciones de saturación a la presión de la entrada de la turbina y con una calidad del vapor x_{v12}= 0. En tablas de líquido saturado se obtienen las propiedades de T_{v12}, h_{v12} y s_{v12}.

Estado v₁₃

En el estado v₁₃, el flujo \dot{m}_{v1} se evapora a través del evaporador de alta presión, teniendo una calidad a la salida del evaporador del 100%, por lo tanto, en tablas de vapor saturado se obtienen las propiedades de T_{gv13}, h_{gv13} y s_{gv13} a la presión de la entrada de la turbina.

El flujo de vapor requerido para la turbina de vapor, \dot{m}_{v1} se obtiene a partir de la expresión (4.47).

Por lo tanto se tiene que:

$$\dot{m}_{v1} = \frac{\dot{m}_{gc} c_p (T_{g6} - T_{g8})}{(h_{v1} - h_{v12})}$$

De la ecuación (4.42), se obtiene la temperatura a la salida del sobrecalentador:

$$T_{g7} = T_{g6} - \frac{\dot{m}_{v1} (h_{v1} - h_{v13})}{\dot{m}_{gc} c_p} \quad (4.69)$$

Así mismo la temperatura a la salida del economizador T_{g9} se obtiene a partir de la ecuación (4.45):

$$T_{g9} = T_{g8} - \frac{\dot{m}_{v1} (h_{v12} - h_{v11})}{\dot{m}_{gc} c_p} \quad (4.70)$$

El flujo de vapor \dot{m}_{v2} , se conoce a partir de la ecuación (4.49):

$$\dot{m}_{v2} = \frac{\dot{m}_{v1} (h_{v10} - h_{v4})}{(h_{v9} - h_{v5})}$$

El flujo de vapor \dot{m}_{v3} , se conoce a partir de la expresión (4.48):

$$\dot{m}_{v3} = \frac{\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{g9} - T_{g10})}{(h_{v8} - h_{v7})}$$

4.2.6 Trabajo motor

El trabajo motor generado por el ciclo de vapor se expresa de la manera siguiente:

$$w_m = w_{TV} - (w_{B_1} + w_{B_2} + w_{B_3}) \quad (4.71)$$

En donde, el trabajo generado por la turbina de vapor es:

$$w_{TV} = h_{v1} - h_{v2} \quad (4.72)$$

Y el trabajo de las bombas B₁, B₂ y B₃ es:

$$w_B = \frac{\dot{W}_B}{\dot{m}_{v1}} = (h_{v4} - h_{v3}) + \left(1 - \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}}\right)(h_{v11} - h_{v10}) + \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}}(h_{v6} - h_{v5}) \quad (4.73)$$

Por lo tanto el trabajo motor por unidad de masa en función de las entalpías se expresa como:

$$w_m = (h_{v2} - h_{v1}) - \left[(h_{v4} - h_{v3}) + \left(1 - \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}}\right)(h_{v11} - h_{v10}) + \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}}(h_{v6} - h_{v5}) \right] \quad (4.74)$$

4.2.7 Calor suministrado

El suministro de calor en el ciclo de vapor, es la transferencia de calor obtenida por los gases de combustión a lo largo de la caldera de recuperación de calor, por lo tanto es:

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_{gc} (h_{g6} - h_{g10}) \quad (4.75)$$

4.2.8 Potencia generada por el ciclo de vapor

La potencia generada en el ciclo de vapor se define como el flujo de vapor por el trabajo motor:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{v1} w_m \quad (4.76)$$

4.2.9 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{Q}_{sum}} \quad (4.77)$$

O en función de las entalpías:

$$\eta_{th,TV} = \frac{\dot{m}_{v1} \left[(h_{v2} - h_{v1}) - \left[(h_{v4} - h_{v3}) + \left(1 - \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}} \right) (h_{v11} - h_{v10}) + \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}} (h_{v6} - h_{v5}) \right] \right]}{\dot{m}_{gc} (h_{g6} - h_{g10})} \quad (4.78)$$

4.2.10 Consumo Térmico Unitario (Heat Rate)

El Consumo Térmico Unitario (CTU) es otra forma de indicar la eficiencia. Se define como la cantidad de energía térmica necesaria para generar un kWh. Por lo tanto:

$$CTU = \frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{W}_m} \left[\frac{\left(\frac{kJ}{s} \right) \left(\frac{3600s}{1h} \right)}{kW} \right] \quad (4.79)$$

Por lo que el CTU es:

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{th}} \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (4.80)$$

4.2.11 Consumo Específico de Vapor (CEV)

El flujo de vapor suministrado a la turbina de vapor, para generar un kWh se denomina como el Consumo Específico de Vapor. Se expresa como:

$$CEV = \frac{\text{Flujo de vapor requerido}}{\text{Potencia}} \quad (4.81)$$

$$CEV = 3600 \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{W}_m} \left[\frac{kg_{vapor}}{kWh} \right] \quad (4.82)$$

4.2.12 Resultados

A partir de la herramienta desarrollada en una hoja de datos de Excel se muestran en la Tabla 7 las propiedades de los estados termodinámicos del ciclo de vapor a una carga del 100%.

Tabla 7. Propiedades de los estados del ciclo de vapor a una carga del 100%.

Estados	T(°C)	P(bar)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	X
v1	470.00	45.00	3369.92	6.93824	VSC
v2s	39.04	0.07	2154.90	6.93824	0.827
v2	39.04	0.07	2331.08	7.50256	0.900
v3	39.04	0.07	163.55	0.55968	0
v4s	39.05	2.00	163.75	0.55968	LC
v4	39.07	2.00	163.83	0.55994	LC
v5	120.26	2.00	504.82	1.53041	0
v6s	120.27	2.20	504.8394	1.53041	LC
v6	120.27	2.20	504.8485	1.53043	LC
v7	123.30	2.20	517.75	1.56310	0
v8	123.30	2.20	2711.08	7.09547	1
v9	123.30	2.20	2711.08	7.09547	1
v10	120.26	2.000	504.8182	1.53041	0
v11s	120.63	45.00	509.37	1.53041	LC
v11	121.09	45.00	511.33	1.53536	LC
v12	257.52	45.00	1122.13	2.86122	0
v13	257.52	45.00	2798.46	6.02009	1

Así mismo, en la tabla 8 se muestran los resultados obtenidos del trabajo de la turbina, el trabajo suministrado a las diferentes bombas, el trabajo motor, el calor suministrado al ciclo de vapor, la eficiencia térmica, la potencia generada, así como el CTU y el CEV.

Tabla 8. Resultados obtenidos a una carga de 100%.

Trabajo de la turbina de vapor	kJ/kg	1038.84
Trabajo de la bomba 1	kJ/kg	0.277
Trabajo de la bomba 2	kJ/kg	6.508
Trabajo de la bomba 3	kJ/kg	0.030
Trabajo motor	kJ/kg	1032.02
Calos suministrado	kW	207162.4
Eficiencia térmica	-	0.322
CTU	kJ/kWh	11161.06

Potencia generada	kW	66820.24
Consumo Especifico de Vapor	kgv/kWh	3.488
Flujo de vapor 1	kg/s	64.75
Flujo de vapor 2	kg/s	10.01
Flujo de vapor 3	kg/s	10.1

En la Figura 32 se muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo de vapor con los diferentes procesos del ciclo de vapor. Para el caso en donde se tiene el evaporador de baja presión se muestra una línea roja, la cual se tiene únicamente para poder representar de manera ilustrativa la transferencia de calor proveniente del evaporador de baja presión hacia el deareador. Los flujos entrantes al desgasificador son de los estados v_9 y v_4 , y como se mencionó anteriormente el estado v_4 tiene condiciones de líquido comprimido, por lo tanto para que se puedan tener condiciones de saturación dentro del deareador es necesario que exista un flujo de vapor con la cantidad suficiente de energía para poder compensar las condiciones del estado v_4 . El flujo \dot{m}_{v2} proveniente del domo de baja presión a condiciones de vapor saturado, cede la suficiente cantidad de energía para que se tengan dichas condiciones dentro del desgasificador.

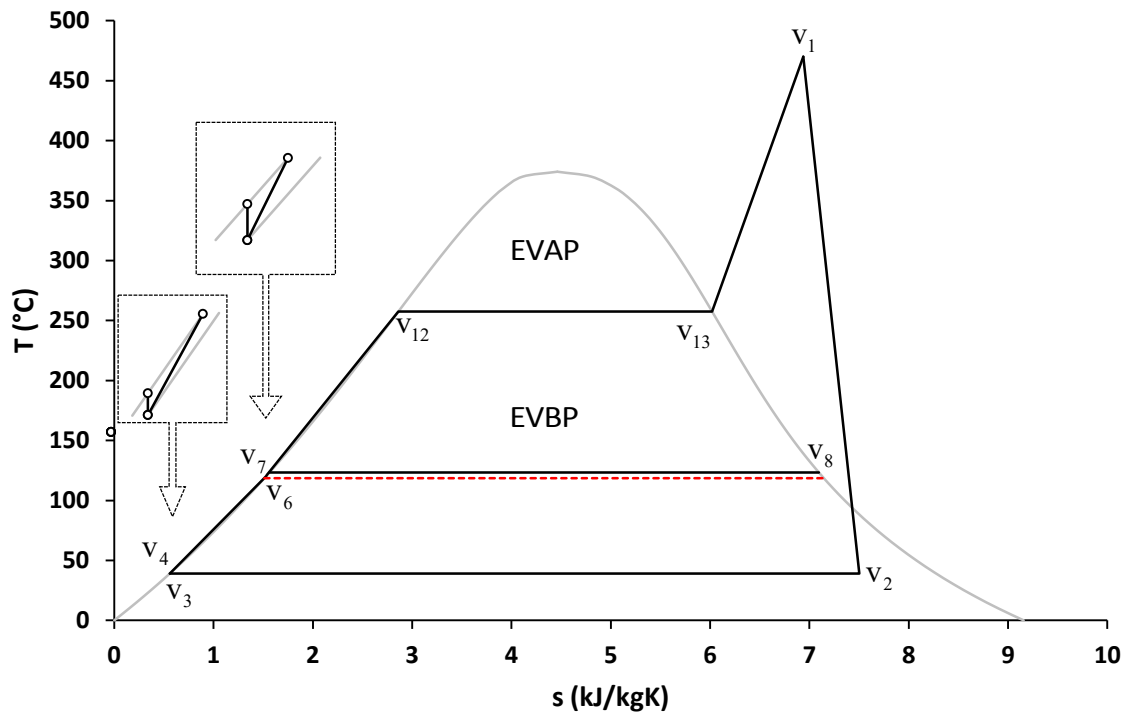


Figura 32. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor.

En la Figura 33 se muestra la variación del trabajo motor en función de la presión del vapor vivo a una temperatura T_{v1} constante. Se tiene un incremento en el trabajo motor a medida que se incrementa la presión a la entrada de la turbina de vapor. Para una presión de 35 bar se tiene un trabajo motor de 1010 kJ/kg (punto A), al aumentar la presión P_{v1} a 45.06 bar (punto B), el trabajo motor se incrementa en un 2.17%, mientras que para una presión P_{v1} de 60 bar (punto C), el trabajo motor aumenta en un 4.3% con respecto al punto A.

El trabajo se incrementa a medida que la presión del vapor vivo aumenta para una temperatura del vapor vivo de 470°C. Sin embargo, se debe tener presente que existe una presión máxima ya que, como se muestra en la misma Figura 34, a medida que la presión aumenta, la calidad del vapor a la salida de la turbina disminuye. La calidad del vapor al final de la expansión de la turbina, tiene que tener una calidad mínima de 0.88. Las condiciones a las que se encuentra operando el ciclo de vapor de la central de ciclo combinado “El Sauz” con las del punto B con una calidad de 0.899 (punto B’); y a medida que se va incrementando la presión P_{v1} , la calidad del vapor tiende a disminuir. Por lo tanto, al incrementar la presión hasta 60 bar en este caso, existe una disminución de la calidad en un 1.9% con respecto al punto A’, teniendo la mínima calidad aceptada de 0.881.

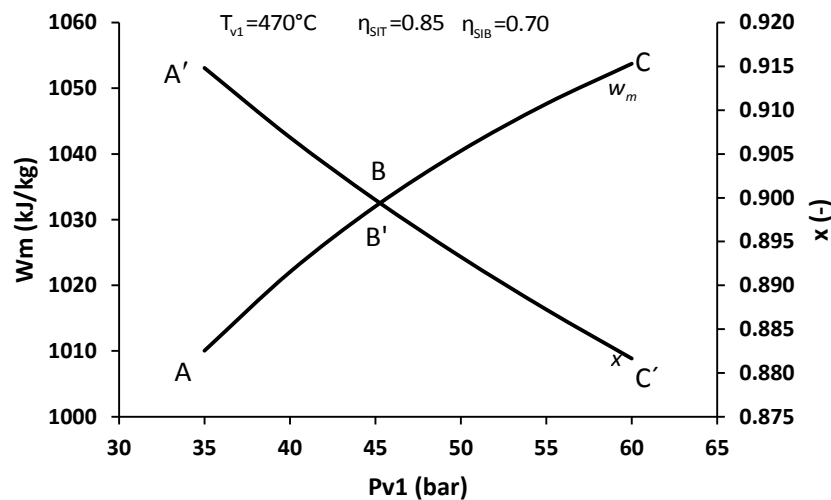


Figura 33. Trabajo motor en función de la presión del vapor vivo.

En la Figura 34 se muestra un diagrama temperatura-entropía con diferentes líneas de presión constante a diferentes presiones de vapor vivo para las condiciones de operación del ciclo de vapor estudiado, es decir, una temperatura de vapor vivo constante de 470°C y una presión de vacío

constante de 0.070 bar. Se puede ver que a medida que se incrementa la presión P_{v1} , la calidad del vapor al final de la expansión va disminuyendo. Por lo tanto, se tiene que la presión máxima con la que puede operar el ciclo de vapor con las condiciones constantes de temperatura de vapor y presión de condensación es de 64 bar ya que a ésta presión se tiene la mínima calidad aceptada de 0.88. El incrementar la presión P_{v1} hasta 70 bar, hace que la calidad se encuentre en un 0.8 % por debajo del límite permitido.

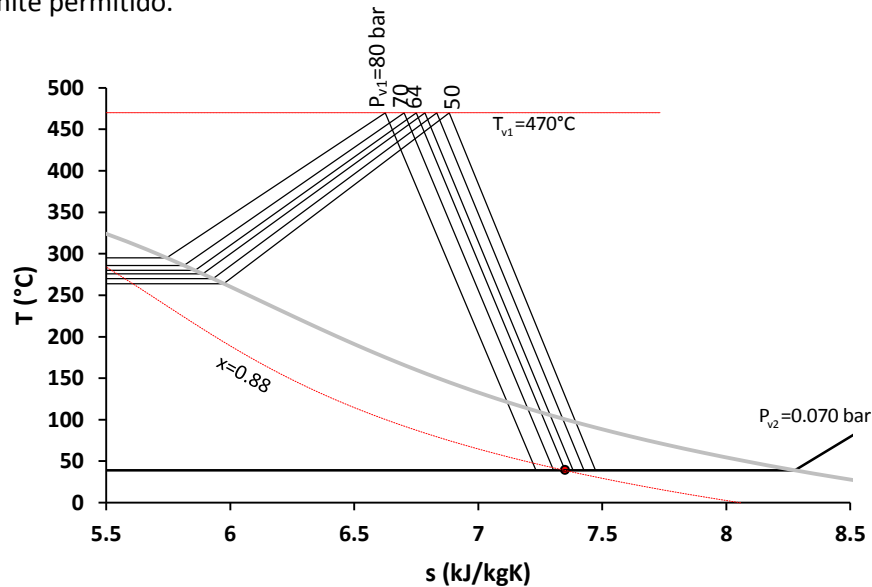


Figura 34. Diagrama Temperatura entropía a diferentes presiones.

En la Figura 35 se muestra un diagrama entalpía entropía a diferentes presiones de vapor vivo. Como se mencionó en la Figura 34, existe una disminución de la calidad a medida que se incrementa la presión de vapor vivo. Se puede corregir dicho problema al incrementar la presión de condensación conforme la presión P_{v1} se aumente, con la finalidad de poder tener una calidad de vapor mayor o igual a 0.88, para una temperatura de vapor vivo y una eficiencia isoentrópica de la turbina constantes. Es así que para una presión de vapor de 70 bar, es necesario tener una presión de condensación mínima de 0.090 bar para que se tenga una calidad de 0.88.

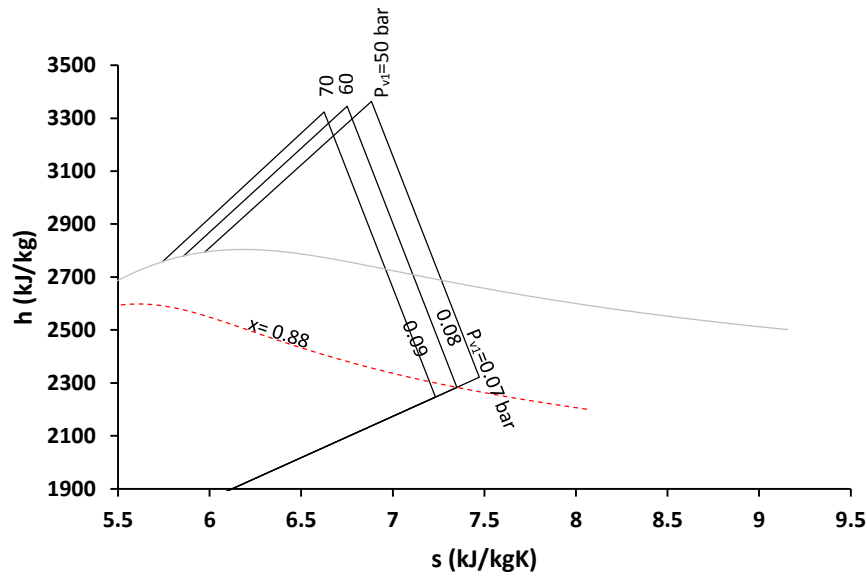


Figura 35. Diagrama entalpía entropía a diferentes presiones.

En la Figura 36 se muestra la variación de la eficiencia térmica en función de la presión del vapor vivo P_{v1} a una temperatura $T_{v1}=470^{\circ}\text{C}$. Se tiene un comportamiento similar al de la Figura 19, ya que a medida que se incrementa la presión del vapor vivo, también aumenta la eficiencia térmica. Para una presión P_{v1} de 35 bar se tiene una eficiencia térmica del 35.25% (punto A); y al aumentar la presión a 45.06 bar la presión, la eficiencia térmica se incrementa en un 2.63% (punto B). Así mismo, si se incrementa la presión del vapor vivo hasta 60 bar (punto C), la eficiencia térmica aumenta en un 5.5% con respecto al punto A, y la calidad del vapor se encuentra en el límite de 0.88, por lo que para una temperatura T_{v1} se tiene una eficiencia térmica máxima del 37.20%.

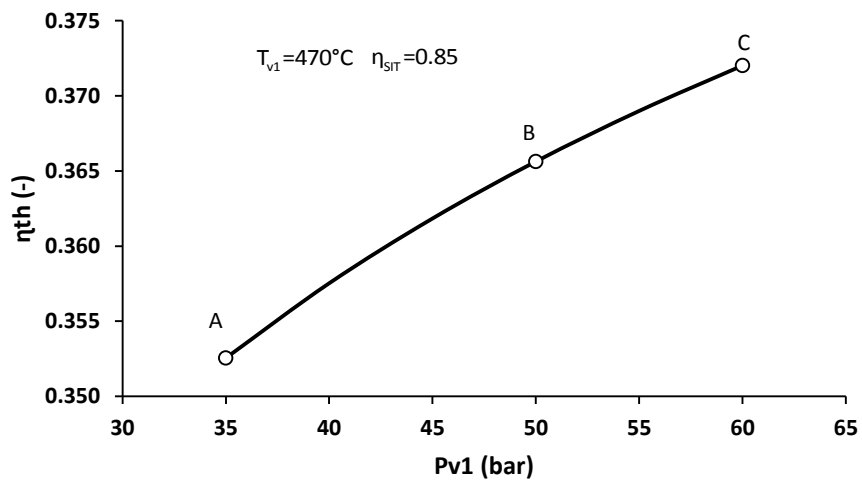


Figura 36. Eficiencia térmica en función de la presión del vapor vivo.

En la Figura 37 se muestra la variación del trabajo motor en función de la temperatura del vapor vivo, a una presión P_{v1} y una eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor η_{sIT} constante. Se muestra que al incrementar la temperatura T_{v1} existe un aumento en el trabajo motor generado. Para una temperatura de 470 °C se tiene un trabajo motor de 1032.02 kJ/kg (punto B), al aumentar la temperatura hasta 530 °C existe un aumento del trabajo motor en un, 6.8% (punto C). En el caso de disminuir la temperatura hasta 430 °C (punto A), se ve reflejado una pérdida en el trabajo motor de 4.5% con respecto al punto B. Además, se muestra en la misma figura, la calidad del vapor (eje secundario) en función del trabajo motor. Se tiene que para una presión de vapor vivo constante, existe una temperatura mínima de 430°C, a la cual puede operar la planta sin correr algún riesgo.

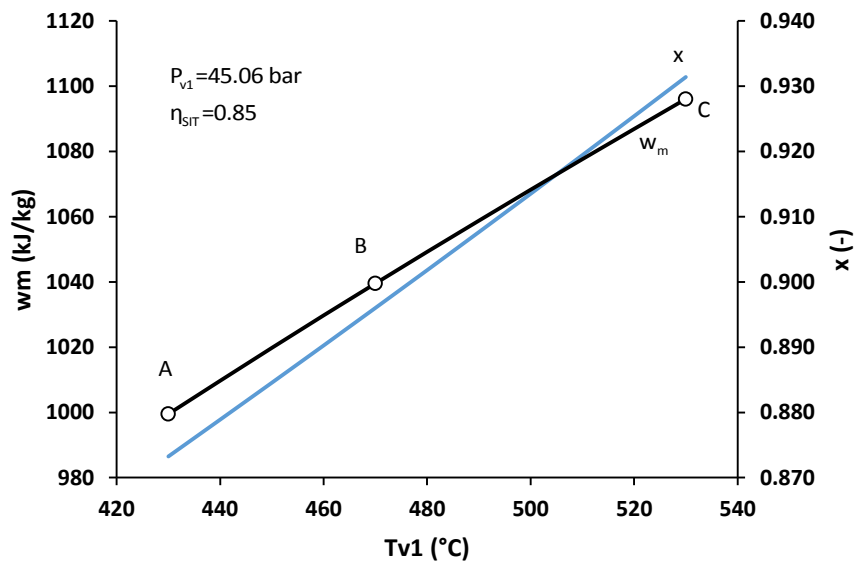


Figura 37. Temperatura del vapor vivo en función del trabajo motor.

El vapor al final de la expansión de la turbina de vapor, son a condiciones de condensación. Generalmente se tienen presiones de condensación que van desde 0.04 bar hasta un máximo de 0.1 bar. En la Figura 38 se muestra la variación del trabajo motor en función de la presión de condensación para una presión de 45.06 bar y una temperatura constante del vapor vivo de 470°C. Las condiciones de operación de la central de ciclo combinado, a la presión de condensación son con respecto al punto A. Además se muestra que a pesar de estar en las condiciones mínimas de la presión de condensación a 0.04 bar se tiene una calidad de 0.885.

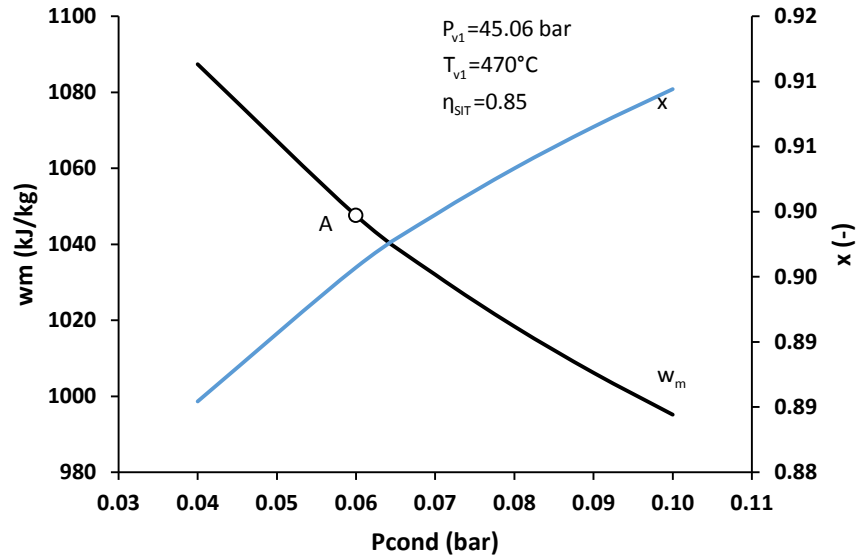


Figura 38. Presión de condensación en función del trabajo motor.

En la Figura 39 se muestra la calidad en función de la diferencia de temperaturas de aproximación caliente para una presión de vapor vivo constante; a medida que existe un incremento en la ΔT_{AC} existe una disminución en la calidad del vapor. Para una carga del 100% del CC “El Sauz” se tiene una ΔT_{AC} de 146°C con una calidad de 0.899 (punto A), mientras que al disminuir la diferencia de temperaturas a 100°C se tiene un aumento en la calidad de vapor de casi un 2.4% (punto B).

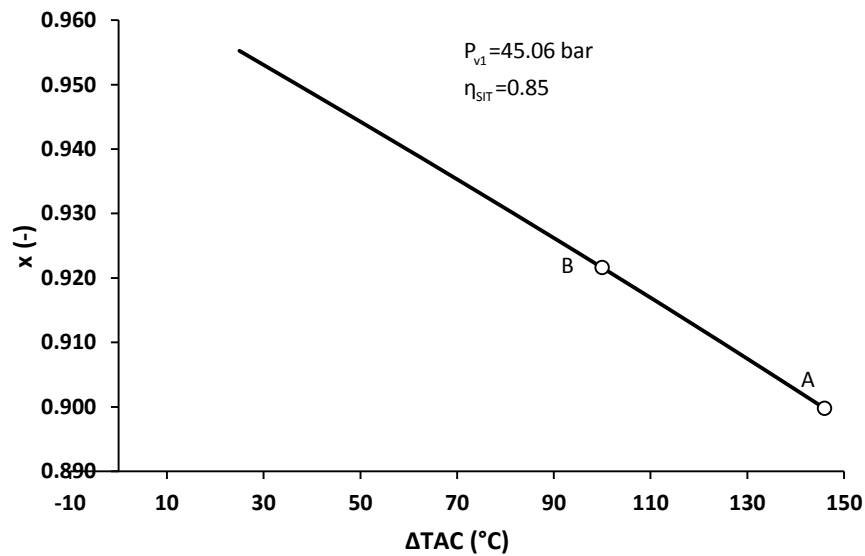


Figura 39. Calidad del vapor en función de la ΔT_{AC} .

Además de tener disminuciones en la calidad del vapor al final de la expansión, debido al incremento de la diferencia de temperaturas de aproximación caliente, también existe la variación de otro parámetro, el cual es la potencia generada por el ciclo de vapor. En la Figura 40 se muestra la variación de la potencia motor en función de ΔT_{AC} . Se muestra que existe un comportamiento similar al que se tiene con la calidad, es decir, la potencia disminuye a medida que aumenta la ΔT_{AC} . Nuevamente, para el caso de estudio se tiene una potencia generada de 66800 kW y una ΔT_{AC} de 146°C. Para las condiciones de ΔT_{AC} 25°C existe una potencia máxima de 67836 kW (punto C).

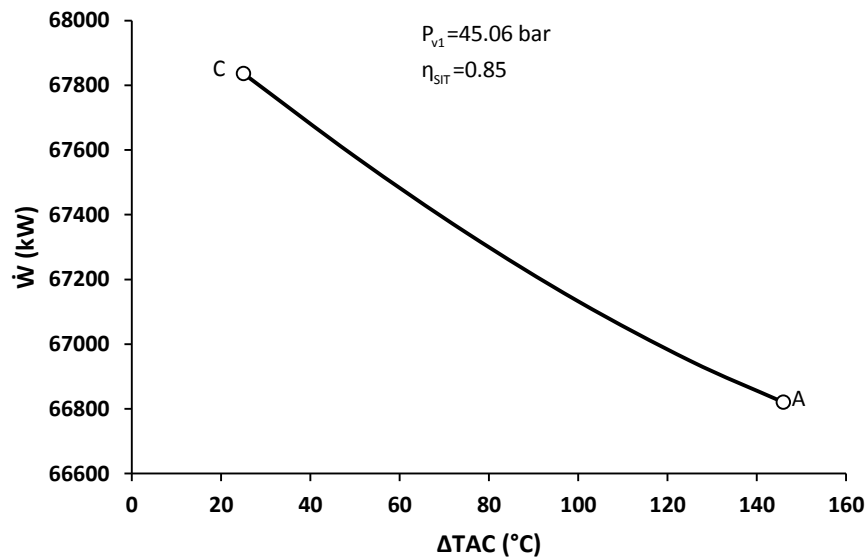


Figura 40. Potencia generada en función de ΔT_{AC} .

En la Figura 41 se muestra la variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor, a diferentes presiones de vapor P_{v1} y diferentes ΔT_{AC} para una eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor constante. Para una ΔT_{AC} constante de 146°C se tiene un mínimo de trabajo motor de 1010.05 kJ/kg y una eficiencia térmica de 31.4%. Sin perder de vista que la calidad del vapor sea menor a 0.88, se incrementa la presión del vapor vivo hasta 60 bar teniendo un incremento en el trabajo motor de 4.14% y una eficiencia de 33.1%.

Así mismo para el caso de estudio, es decir, para una presión de vapor vivo constante de 45 bar, y una ΔT_{AC} constante de 146°C se tiene un trabajo motor de 1032.02 kJ/kg y una eficiencia térmica de 0.323 (punto A). A medida que disminuye la ΔT_{AC} hasta un mínimo de 25 °C para una línea de presión constante igual de 45 bar, se tiene una ganancia en el trabajo motor del 14.15% (punto B).

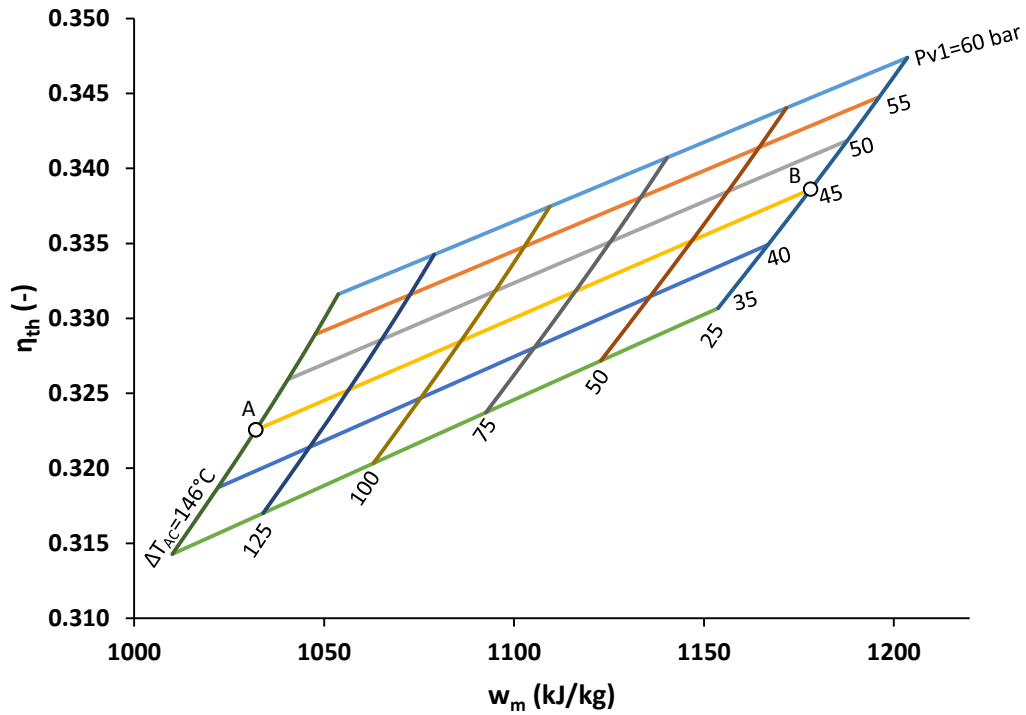


Figura 41. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.

En la Figura 42 se muestra el perfil de temperaturas en la caldera de recuperación de calor. Se muestra que a medida que el porcentaje de flujo de calor aumenta, la temperatura del flujo de los gases a lo largo del recorrido por la caldera de recuperación de calor sufre una caída de temperatura desde la temperatura T_{g6} hasta la temperatura T_{g10} , es decir, existe una transferencia de calor de los gases hacia el perfil de temperatura del ciclo de vapor, el cual tiene una dirección contraria al flujo de los gases de combustión. El mayor porcentaje de calor transferido se tiene en el evaporador de alta presión con un 52%, mientras que en el caso contrario, el evaporador de baja presión fue el que tuvo la menor transferencia de calor con un 10.5%.

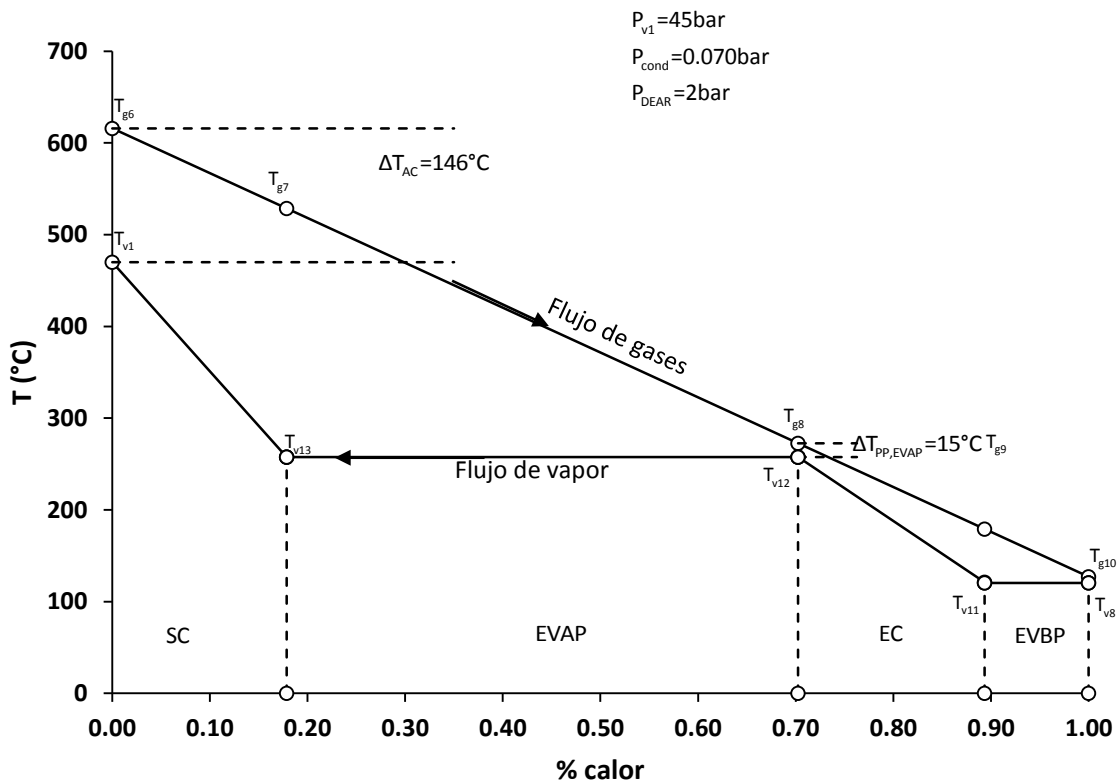


Figura 42. Perfil de temperaturas de la caldera de recuperación de calor.

En la Figura 43 se muestra la variación de la calidad del vapor al final de la expansión en función del trabajo motor, a diferentes presiones de condensación y a diferentes presiones de vapor vivo, para una temperatura del vapor vivo y una eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor constante. Se muestra que para una presión de condensación constante, existe un aumento en el trabajo motor a medida que se incrementa del mismo modo la presión del vapor vivo. Sin embargo existe una disminución de la calidad del vapor. Para la presión de condensación mínima de 0.05 bar constante, existe una presión de vapor vivo máxima de 50 bar, a la cual pueda operar el ciclo de vapor con la que la calidad de vapor no se encuentre por debajo del mínimo requerido.

Así mismo, se tiene que para una presión de vapor vivo de 60 bar, se necesita tener una presión de condensación mínima de 0.1 bar debido a que si existe una disminución de ésta a 0.08 bar la calidad es de 0.877. Mientras la presión P_{v1} es más pequeña, existe un mayor rango con respecto a las condiciones de condensación; para una presión de 50 bar, es posible poder manejar cualquier presión de condensación ya que la calidad siempre será mayor a 0.88.

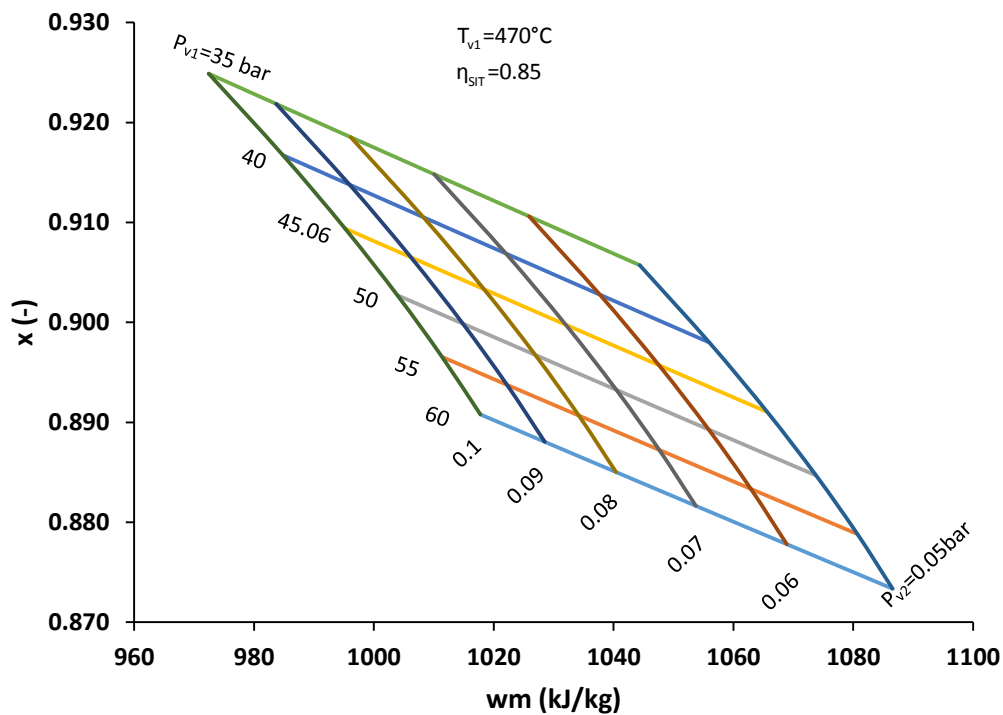


Figura 43. Calidad de vapor en función del trabajo motor.

En la Figura 44 se muestra la variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor a diferentes presiones y temperaturas a la entrada de la turbina de vapor a condiciones de operación del 100%. El punto A muestra las condiciones a las que se encuentra operando el ciclo de vapor de la central de ciclo combinado “El Sauz”, donde se tiene una eficiencia térmica del 32.25%, con un trabajo motor de 1032.02 kJ/kg a una temperatura de 470°C con una presión de 45.06 bar. En el caso de que se incremente la temperatura en 20°C para la misma presión de operación, se logra incrementar el trabajo motor en un 2.2% (punto B), mientras que la eficiencia térmica es casi similar ya que solamente aumenta en un 0.6%.

Se muestra que a medida que la presión a la entrada de la turbina aumenta y con una temperatura constante, el trabajo motor aumenta así como la eficiencia térmica tiene un mismo comportamiento. Para una temperatura de 470°C se tiene un trabajo motor de mínimo de 1010.05 kJ/kg a una presión de 35 bar, mientras que para una presión de 60 bar se tiene un incremento del trabajo motor de 4.3%.

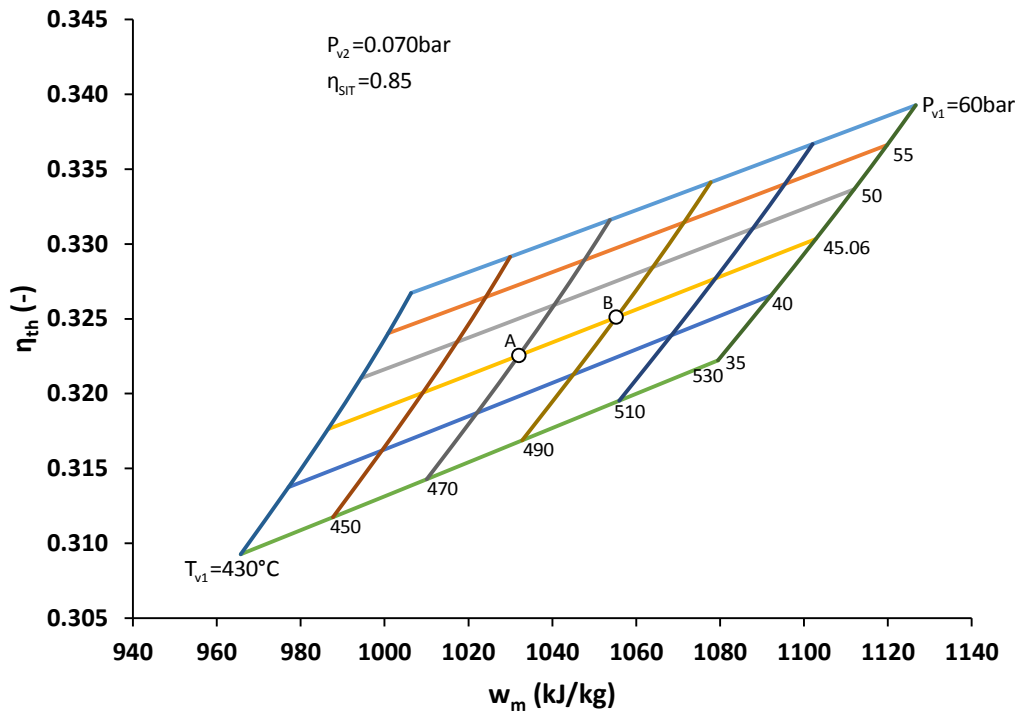


Figura 44. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.

En la Figura 45 se muestra la variación del Consumo Térmico Unitario en función del trabajo motor, a diferentes presiones y temperaturas del vapor vivo a condiciones de operación del 100%. Se muestra que a medida que la temperatura aumenta, existe una disminución en el CTU, a una presión constante. El punto A muestra las condiciones de operación del ciclo de vapor de la central de CC "El Sauz"; se tiene un CTU de 11161.06 kJ/kWh y un trabajo motor de 1032.02 kJ/kg a una presión de 45.06 bar. Para la línea constante de temperatura de 470°C se tiene una disminución del 1.04% con respecto del CTU y un incremento en la presión de 15 bar, así mismo también aumenta el trabajo motor en un 2.1%.

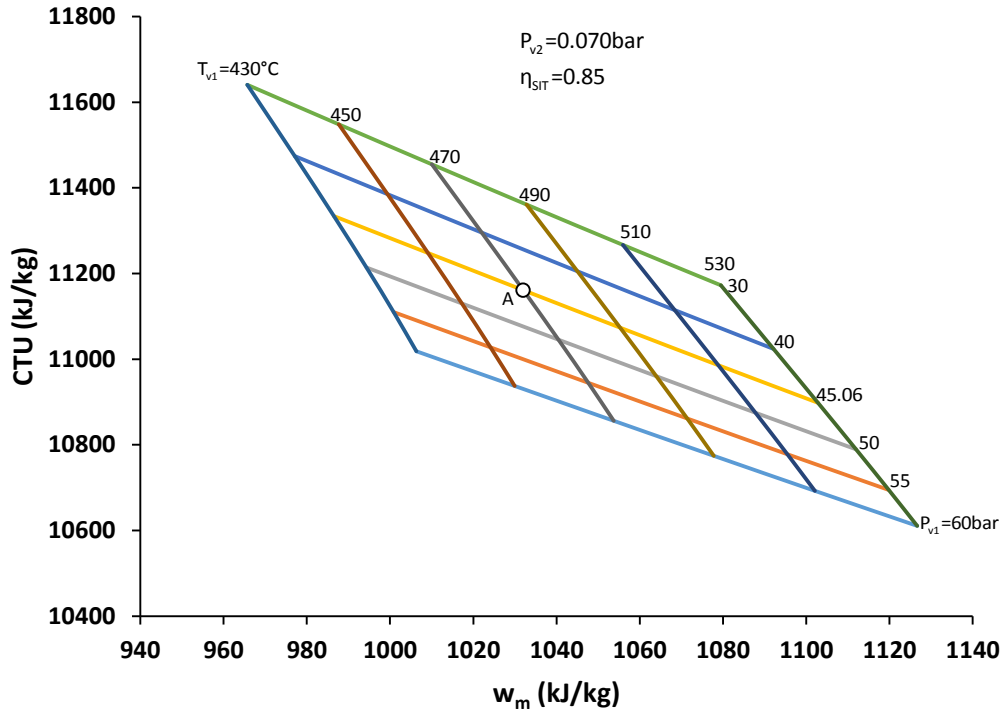


Figura 45. Variación del CTU en función del trabajo motor.

En la Figura 46 se muestra la variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor, para una presión del vapor vivo y presión de condensación constantes, a diferentes temperaturas T_{v1} y a diferentes eficiencias isoentrópicas de la turbina de vapor, η_{sIT} . Se muestra que al aumentar la η_{sIT} , existe un aumento del trabajo motor para una temperatura del vapor vivo constante. Para una temperatura constante $T_{v1} = 470^{\circ}\text{C}$ se tiene un trabajo motor mínimo de 965.23 kJ/kg con una eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor de 0.80 y una eficiencia térmica de 0.301. Mientras que, el incrementar la eficiencia isoentrópica η_{sIT} a las condiciones en las que se encuentra operando la planta de 0.855, se tiene un aumento del trabajo motor en un 6.2% y además de una eficiencia térmica de 0.322% (punto A).

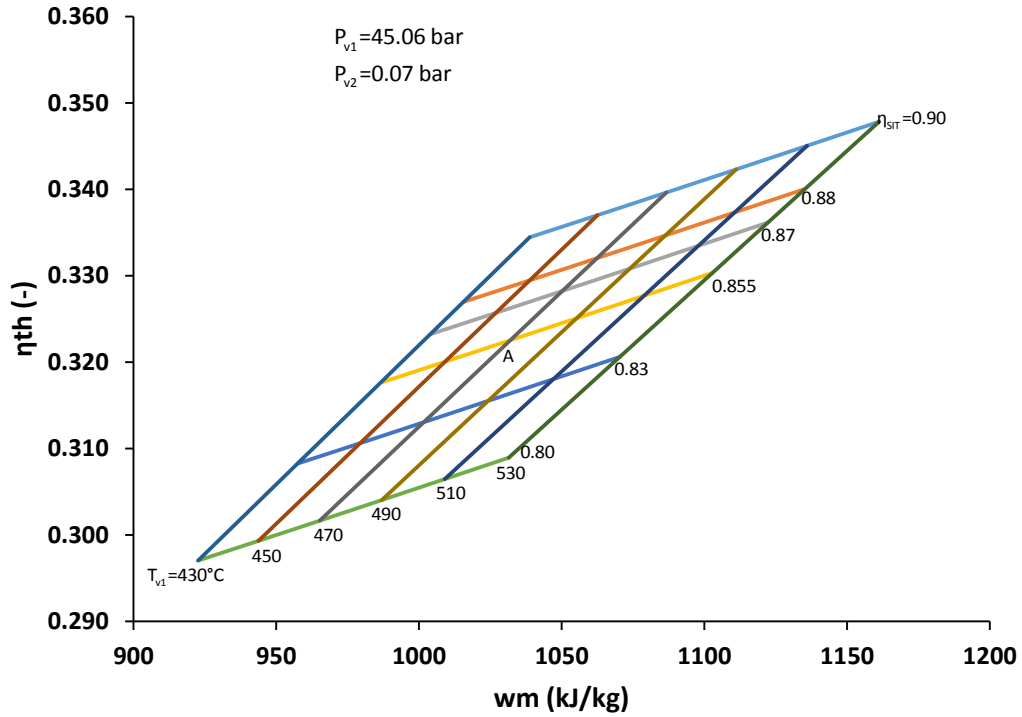


Figura 46. Variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor.

4.3 Resultados generales del ciclo combinado

Para conocer la potencia total generada por la CCC inicialmente se debe conocer los estados termodinámicos del ciclo Brayton y del ciclo Rankine. Para ello se muestran a continuación dichos estados calculados en los capítulos anteriores en la Tabla 9, así como las distintas propiedades utilizadas para el análisis termodinámico (presión, temperatura, entalpía, entropía), y los flujos de vapor de entrada y salida en cada uno de los equipos, para las condiciones de temperatura ambiente de 20°C , una presión atmosférica de 0.803 bar y a una carga del 100%.

Tabla 9 Estados termodinámicos de la CCC "El Sauz".

Estados	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	x	ṁ (kg/s)
v₁	470.00	45.0	3369.92	6.93824	VSC	64.75
v₂	39.04	0.1	2331.08	7.50256	0.90	64.75
v₃	39.04	0.1	163.55	0.55968	0	64.75
v₄	39.07	2.0	163.83	0.55994	LC	64.75
v₅	120.26	2.0	504.82	1.53041	0	10.01
v₆	120.27	2.2	504.85	1.53043	LC	10.01
v₇	123.30	2.2	517.75	1.56310	0	10.12
v₈	123.30	2.2	2711.08	7.09547	1	10.12
v₉	123.30	2.2	2711.08	7.09547	1	10.01
v₁₀	120.26	2.0	504.82	1.53041	0	64.75
v₁₁	121.09	45.0	511.33	1.53536	LC	64.75
v₁₂	257.52	45.0	1122.13	2.86122	0	64.75
v₁₃	257.52	45.0	2798.46	6.02009	1	64.75
g₁	20.00	0.8	293.80	6.74202	-	353.1
g₂	568.43	24.1	980.26	6.82608	-	353.1
g₃	1250.00	24.1	1774.30	7.42238	-	353.1
g₄	1047.38	12.0	1584.46	7.47784	-	353.1
g₅	1250.00	12.0	1774.30	7.62132	-	353.1
g₆	617.22	0.8	1037.11	7.85888	-	353.1
g₇	528.68	0.8	962.01	7.83649	-	353.1
g₈	272.52	0.8	654.63	7.37454	-	353.1
g₉	179.19	0.8	542.63	7.14937	-	353.1
g₁₀	127.09	0.8	480.10	7.00246	-	353.1

Finalmente en la Figura 47 se muestra el simulador completo de la CCC “El Sauz”, en donde se presentan los parámetros de presión y temperatura en los distintos estados termodinámicos tanto del ciclo de la turbina de gas y el ciclo de vapor, además de las potencias obtenidas por cada ciclo.

Sustituyendo las potencias obtenidas de ambos ciclos, de la tabla 5 y tabla 8, se tiene:

$$\dot{W}_{CC} = 218.14 \text{ MW}$$

4.4 Variación de la potencia generada y eficiencia térmica del ciclo combinado

A partir de los resultados obtenidos por el simulador desarrollado a las condiciones ambiente descritos anteriormente, se realiza a continuación un análisis de la variación de la potencia total generada y la eficiencia térmica por el ciclo combinado “El Sauz”. Además de ello, se realiza un análisis de la eficiencia térmica obtenida por cada uno de los ciclos a distintas temperaturas del medio ambiente. Cabe señalar que dicho análisis se realizó tomando como límites, la mínima y máxima temperatura registrada en la región en donde se encuentra localizada la central. En la Figura 48 se muestra la variación de la eficiencia térmica de ciclo combinado en función de la temperatura ambiente, en donde se tiene una disminución de la eficiencia térmica del ciclo a medida que se va incrementando la temperatura ambiente. Para las condiciones ambiente mínimas de la región, es decir, para una temperatura de 10°C se tiene la máxima eficiencia térmica de 0.569, mientras que para condiciones extremas en las que se encuentre operando la planta de 36.5°C, existe una disminución de la eficiencia térmica en 2.8 %.

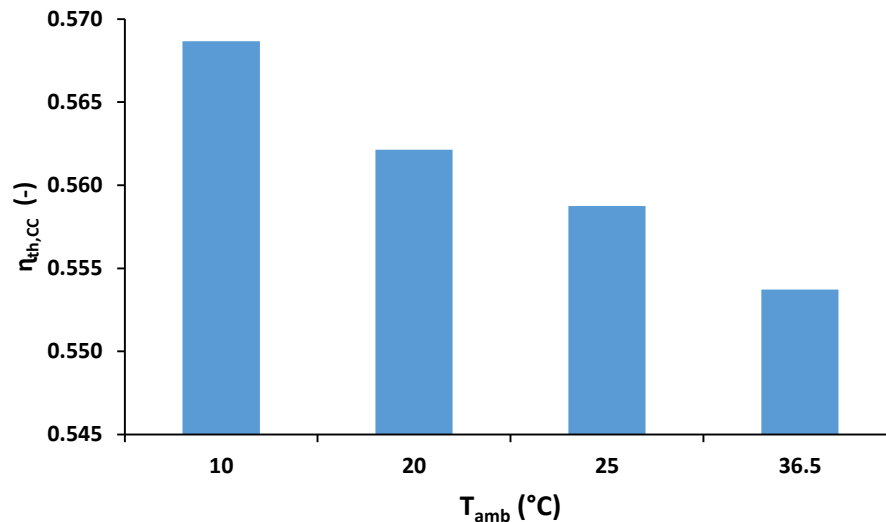


Figura 48. Eficiencia térmica de CC en función de la temperatura ambiente.

Del mismo modo, en la Figura 49 se muestra la potencia total generada en función de la temperatura ambiente, en donde se tiene un comportamiento similar al de la Figura 46, ya que a medida que la temperatura ambiente incrementa se tiene una disminución en la potencia generada por el ciclo, por lo que a condiciones extremas en donde se tiene la temperatura de 36.5°C existe la mínima potencia de 214.1 MW y una máxima de 220.2 MW para la temperatura de 10°C. Sin embargo para las condiciones en las que se encuentra operando normalmente la central, es decir, a temperaturas que rondan los 20°C existe una potencia de 218.1 MW.

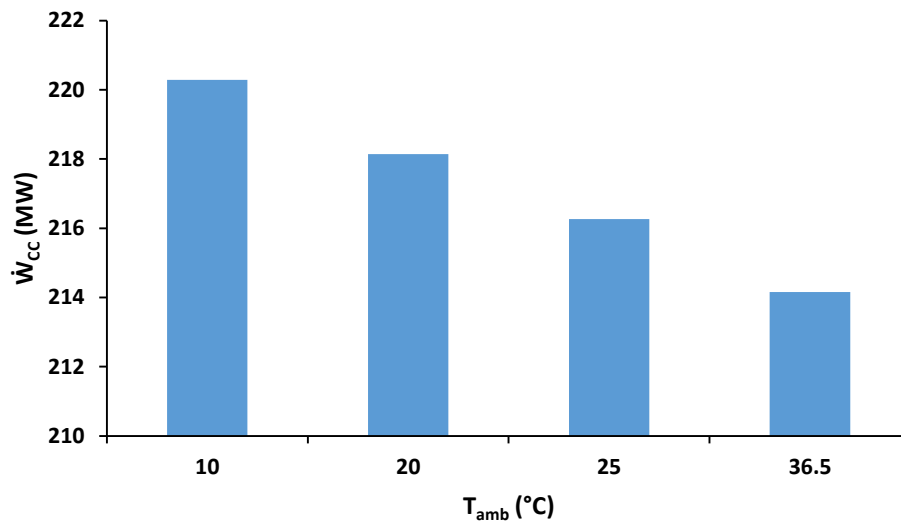


Figura 49. Potencia generada de la CCC en función de la temperatura ambiente.

Conclusiones

A partir de los datos conocidos por parte de la ficha técnica de la turbina Alstom GT-24 y tomando algunas consideraciones con respecto a las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina, y la temperatura de entrada tanto de la turbina de alta como de baja presión, se pudieron realizar los diferentes cálculos descritos anteriormente.

El desarrollo de un simulador realizado en una hoja de cálculo, para calcular la potencia generada por la turbina de gas descrita en el balance térmico, así como las condiciones a la salida de la turbina, es decir, el flujo y la temperatura de los gases de combustión resultaron similares.

Con base en las Figuras anteriores, se puede concluir que la turbina de gas Alstom GT-24 se encuentra operando a condiciones, en donde se tiene la mayor eficiencia térmica, ya que existe una

ganancia del trabajo motor del 3.2%, un aumento en el flujo de aire del 3%, así como un flujo de combustible similar a condiciones de máxima eficiencia térmica.

Los resultados obtenidos a partir del simulador construido para la CCC “El Sauz” a pesar de las múltiples consideraciones realizadas tanto en el ciclo de turbina de gas y el ciclo de vapor, muestran una similitud a los presentados en los balances térmicos proporcionados por la CFE.

Los resultados que engloban los dos ciclos de generación de energía, muestran que se tienen las mejores condiciones de operación cuando existen temperaturas menores a los 25°C debido a que es donde se registran las mayores eficiencias térmicas.

Además de ello también se pudo observar que, teniendo la mínima variación en la temperatura ambiente repercutirá en los principales parámetros tanto de la turbina de gas, como del ciclo de vapor ocasionando una disminución tanto en la eficiencia térmica, como en la potencia generada.

A lo largo del desarrollo del análisis realizado al ciclo de vapor de la central de ciclo combinado “El Sauz”, se tuvieron varias complicaciones con respecto a valores necesarios para el cálculo de los estados termodinámicos. Sin embargo, con las suposiciones realizadas y con la simulación hecha en una hoja de cálculo se obtuvieron resultados cercanos a los registrados en los diferentes balances térmicos analizados; es importante señalar que dicho porcentaje de error fue debido a que en el presente trabajo se descartaron equipos auxiliares, así como las caídas de presión que sin duda se tienen a lo largo de los procesos.

El flujo de vapor \dot{m}_{v1} tuvo un porcentaje de error del 3.6% con respecto al registrado en el balance térmico. Así mismo, para el flujo de vapor \dot{m}_{v2} calculado es muy diferente al real debido a que se tuvieron que realizar varias consideraciones para esta parte del análisis ya que en dicho balance no se contaba con la suficiente información. Sin embargo, los resultados obtenidos de potencia, calor suministrado, eficiencia térmica, CTU, CEV entre otros, tienen porcentajes de error mínimos.

El análisis realizado al ciclo de vapor, teniendo una variación en los diferentes parámetros de los equipos, permite conocer las condiciones con las que se encuentra operando actualmente la planta, así como saber los límites a los cuales puede operar sin que exista algún tipo de daño en los equipos. Además con dicho análisis es posible predecir las condiciones a las que operará el ciclo de vapor después de un cierto tiempo de trabajo.

Capítulo 5. Conclusiones

La simulación realizada mediante el complemento TPX en una hoja de cálculo, para la central de ciclo combinado “El Sauz”, muestra resultados con errores del 4% con respecto a las condiciones de operación del balance térmico de la central. La variación obtenida tanto en el ciclo de vapor, como en el ciclo de la turbina de gas, se deben a varios factores que no se tomaron en cuenta para este análisis; en la turbina de gas, se descartó que hubiese caídas de presión desde la entrada del flujo de aire al compresor, así como en el suministro de calor en las dos cámaras de combustión, además de suponer que las temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión y baja presión fueran iguales. Sin embargo sí se tomó en cuenta que la presión de salida de los gases de combustión fuera diferente a la presión atmosférica del sitio, debido a que el balance térmico consultado contaba con dicho valor.

El análisis paramétrico realizado a la turbina de gas a partir de la variación de los distintos parámetros, como lo es la eficiencia isoentrópica de compresión y de la turbina de gas, la temperatura a la entrada de las turbinas de gas, permiten predecir las condiciones de operación futuras y de esta forma se pueda realizar una toma de decisiones que permitan una rápida corrección de éstos parámetros, ya que, el comportamiento de un ciclo combinado depende más de la turbina de gas que del ciclo de vapor, primordialmente de la temperatura de los gases de combustión, además de la relación de presiones del compresor.

Para obtener resultados más precisos es necesario agregar las distintas consideraciones realizadas para la elaboración de este trabajo, además de poder comparar los resultados obtenidos, con otro tipo de software.

Por último, al final de este trabajo se encuentra un anexo, en donde se muestran algunas de las secciones realizadas para el análisis energético de la central de ciclo combinado “El Sauz”.

Referencias

- [1] Goodwin, G. D., *Thermodynamic Properties for Excel*, TPX. Pasadena: The California Institute of Technology (Caltech).
- [2] Sabugal García, S., & Gómez Moñux, F. (2007). *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto*. España: Díaz de Santos.
- [3] Woudstra, N., Woudstra, T., Pirone, A., & van der Stelt, T. (2010). Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Conversion and Management* 51, 1099-1110.
- [4] Ponce Arrieta, F., & Silva Lora, E. (2005). Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance. *Applied Energy*, 261-272 .
- [5] Kotowicz, J., Job, M., & Brzeczek, M. (2015). The characteristics of ultramodern combined cycle power plants. *Energy*, 197-211.
- [6] *Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbines: A New 1600 Degree C, J Class Gas Turbine*. (11 de June de 2012). Obtenido de <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1694321>
- [7] Rovira, A., Sánchez , C., & Muñoz, M. (2015). Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation. *Energy Conversion and Management* , 1097-1108.
- [8] *Prospectiva del Sector Eléctrico 2015-2029*. (1 de Enero de 2016). Obtenido de https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/44328/Prospectiva_del_Sector_Electrico.pdf
- [9] *GT24/GT26 GAS TURBINES*. (8 de Febrero de 2016). Obtenido de <http://alstomenergy.gepower.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/gt24-and-gt26-gas-turbines.pdf>
- [10] *Alstom*. (28 de Junio de 2012). Obtenido de <http://www.alstom.com/es/press-centre/2012/6/nueva-turbina-de-gas-alstom-para-la-planta-de-ciclo-combinado-que-esta-construyendo-en-el-sauz/>

- [11] Kenneth Salisbury, J. (1950). *Steam Turbines and Their Cycles*. New York: Krieger Publishing Company.
- [12] García Garrido, S. (2015). *Centrales Térmicas de Ciclo Combinado*. Madrid: renovetec.
- [13] Vázquez Gómez, J. (2014). Análisis de Equipos de Desgasificación en Instalaciones de vapor. *Tesis para obtener el título de Ingeniero*. Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros, 13-58.
- [14] Wilson Haywood, Richard. (1991). *Analysis of engineering cycles*. University of Cambridge: Pergamon Press, 87-90.
- [15] Muñoz Domínguez, M., & Rovira de Antonio, A. (2011). *Máquinas Térmicas*. España: UNED.
- [16] Lugo Leyte, R., & Toledo Velázquez, M. (2004). *Termodinámica de las turbinas de gas*. Ciudad de México: Alfaomega.
- [17] Desarrollo del sistema de combustión secuencial para las familias de turbinas GT24/GT26. (16 de Agosto de 2016). Obtenido de <https://library.e.abb.com/public/243a4eee20316ceec1256ddd003470c2/04-16m473.pdf>

Anexo

En este anexo se presentan algunas de las secciones del simulador realizado en Excel para el análisis energético de la central de ciclo combinado “El Sauz”. Comenzando con la sección de la turbina de gas, se muestra en la Figura 50 los estados termodinámicos, así como las condiciones iniciales y consideraciones descritas a lo largo del trabajo. Así mismo, en la Figura 51 se muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo y un diagrama esquemático con los diferentes estados termodinámicos.

GAS TURBINE ALSTOM GT-24												
s_0 (kJ/kgK)	C_p (kJ/kgK)	T_0 (°C)	T_0 (K)	P_0 (bar)	R (kJ/kgK)	π^{TA^x}	π^{TA^x}	π^{TB^x}	P_2 (bar)	P_4 (bar)	P_{sal} (bar)	
6.608	1.005	0	273	1	0.287	2.6472	1.1734605	1.857509044	24.09	12.045	0.823075	
T_{amb} (°C)	T_{amb} (K)	P_{amb} (bar)	T_s (°C)	T_s (°C)	η_{isc} (-)	η_{sr} (-)	π	m (kg/s)				
20	293	0.803	1250	1250	0.88	0.9	30	353.1				
W_c (kJ/kg)	W_{TA} (kJ/kg)	W_{TB} (kJ/kg)	W_m (kJ/kg)	Q_{sum1} (kJ/kg)	Q_{sum2} (kJ/kg)	Q_{sumt} (kJ/kg)	η_{th} (-)	CTU (kJ/kWh)	W (kW)			
549.93	243.14	737.18	430.40	970.52	236.048025	1206.56	0.357	10092.11	151974			
Estado	T (°C)	T (K)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	C_p (kJ/kgK)	C_v (kJ/kgK)	R	k			
1	20.00	293.00	0.803	293.80	6.74202	1.00273	0.71573	0.28700	1.40099			
2	568.43	841.43	24.090	980.26	6.82608	1.10437	0.81737	0.28700	1.35112			
3	1250.00	1523.00	24.090	1774.30	7.42238	1.21847	0.93147	0.28700	1.30812			
4	1047.38	1320.38	12.045	1584.46	7.47784	1.19273	0.90573	0.28700	1.31687			
5	1250.00	1523.00	12.045	1774.30	7.62132	1.21847	0.93147	0.28700	1.30812			
6	617.22	890.22	0.823	1037.11	7.85888	1.11424	0.82724	0.28700	1.34694			

Figura 50. Estados termodinámicos del ciclo de turbina de gas.

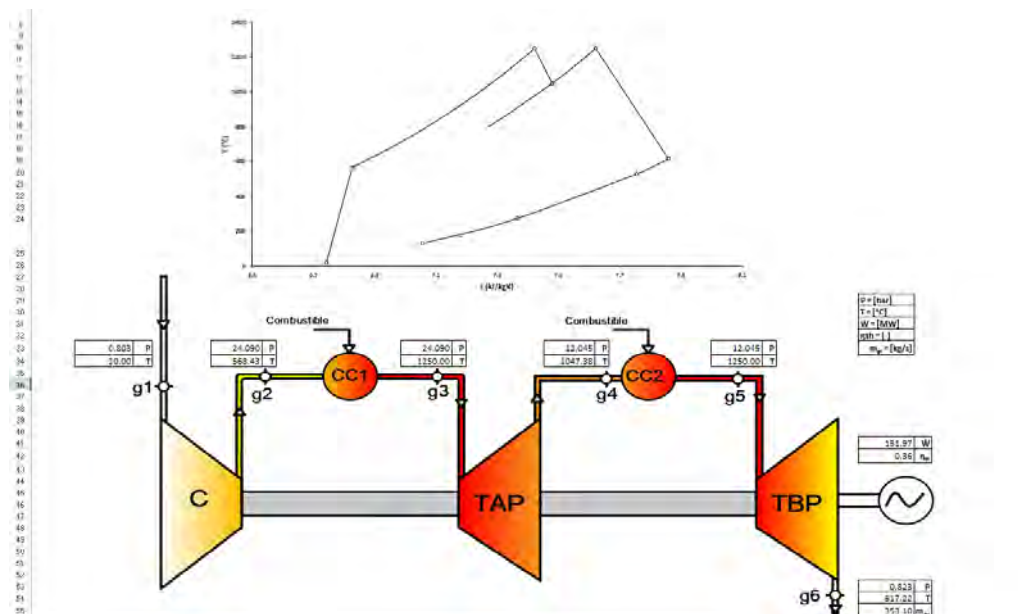


Figura 51. Diagrama T-s y diagrama esquemático de la turbina de gas.

Finalmente, en la Figura 52 se muestra el conjunto de los estados termodinámicos del ciclo combinado, es decir, el ciclo de vapor (color azul) y el ciclo de turbina de gas junto con los estados de la caldera de recuperación de calor (color naranja).

Tabla de estados termodinámicos															
Estados	T(°C)	P(bar)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	X	Psat (bar)	Tsat (°C)	h(kJ/kg)	hg(kJ/kg)	sf(kJ/kgK)	sg(kJ/kgK)	vf(lg/m³)	vg(lg/m³)	hg(kJ/kg)	sfg(kJ/kg)
v1	470.00	45.00	3369.92	6.93824	VSC	45	257.52	1122.13	2798.46	2.86122	6.02009	0.00127	0.04406	1676.32885	3.15887
v2s	39.04	0.07	2154.90	6.93824	0.827	0.07	39.04	163.55	2572.56	0.55968	8.27604	0.00101	20.5324	2409.0055	7.7164
v2	39.04	0.07	2331.08	7.50256	0.900	2.00	120.26	504.82	2706.71	1.53041	7.12728	0.00106	0.88581	2201.89128	5.59687
v3	39.04	0.07	163.55	0.55968	0	2.20	123.30	517.75	2711.08	1.56310	7.09547	0.00106	0.81020	2193.33412	5.52327
v4s	39.05	2.00	163.75	0.55968	0	1.90	118.65	497.96	2704.36	1.51296	7.14441	0.00106	0.92937	2206.40246	5.63144
v4	39.07	2.00	163.83	0.55994	0										
v5	120.26	2.00	504.82	1.53041	0										
v6s	120.27	2.20	504.8394	1.53041	0										
v6	120.27	2.20	504.8485	1.53043	0										
v7	123.30	2.20	517.75	1.56310	0										
v8	123.30	2.20	2711.08	7.09547	1										
v9	123.30	2.20	2711.08	7.09547	1										
v10	120.26	2.000	504.8182	1.53041	0										
v11s	120.63	45.00	509.37	1.53041	0										
v11	121.09	45.00	511.33	1.53536	0										
v12	257.52	45.00	1122.13	2.86122	0										
v13	257.52	45.00	2798.46	6.02009	VS										
g10	20.00	0.80	293.80	6.74202	-										
g2	568.43	24.09	980.26	6.82608	-										
g3	1250.00	24.09	1774.30	7.42238	-										
g4	1047.38	12.05	1584.46	7.47784	-										
g5	1250.00	12.05	1774.30	7.62132	-										
g6	616.00	0.80	1066.80	-	-										
g7	528.68	0.80	962.01	-	-										
g8	272.52	0.80	654.63	-	-										
g9	179.19	0.80	542.63	-	-										
g10	127.09	0.80	480.10	-	-										

Estados	T(°C)	P(bar)	h(kJ/kg)	hg(kJ/kg)	sf(kJ/kgK)	sg(kJ/kgK)	q _{in} (kJ/kg)	η _{th} (-)	CTU (kJ/kWh)	W (kW)	CEV (kgvap/kWh)
wT	1038.84	0.28	6.51	0.03	1032.02	207162.44	0.3226	11161.06	66820.2	3.49	
wB1	0.28	6.51	0.03	1032.02	207162.44	0.3226	11161.06	66820.2	3.49		
wB2	6.51	10.01	10.07	0.2	616	1.2	15	3.78	146		
wB3	10.01	10.07	0.2	616	1.2	15	3.78	146			
wB4	10.07	0.2	616	1.2	15	3.78	146				

Estados	T(°C)	P(bar)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	X
v5	120.26	2.00	504.82	1.53041	0
v6s	120.27	2.20	504.84	1.53041	0
v6	120.27	2.20	504.85	1.53043	0

Estados	T(°C)	P(bar)
v10	120.26	2.00
v11s	120.63	45.00
v11	121.09	45.00

Figura 52. Estados termodinámicos del ciclo combinado "El Sauz".

Así mismo, en la Figura 53 se muestra en un diagrama esquemático algunos de los estados termodinámicos, así como la potencia y eficiencia de cada ciclo por separado y en conjunto.

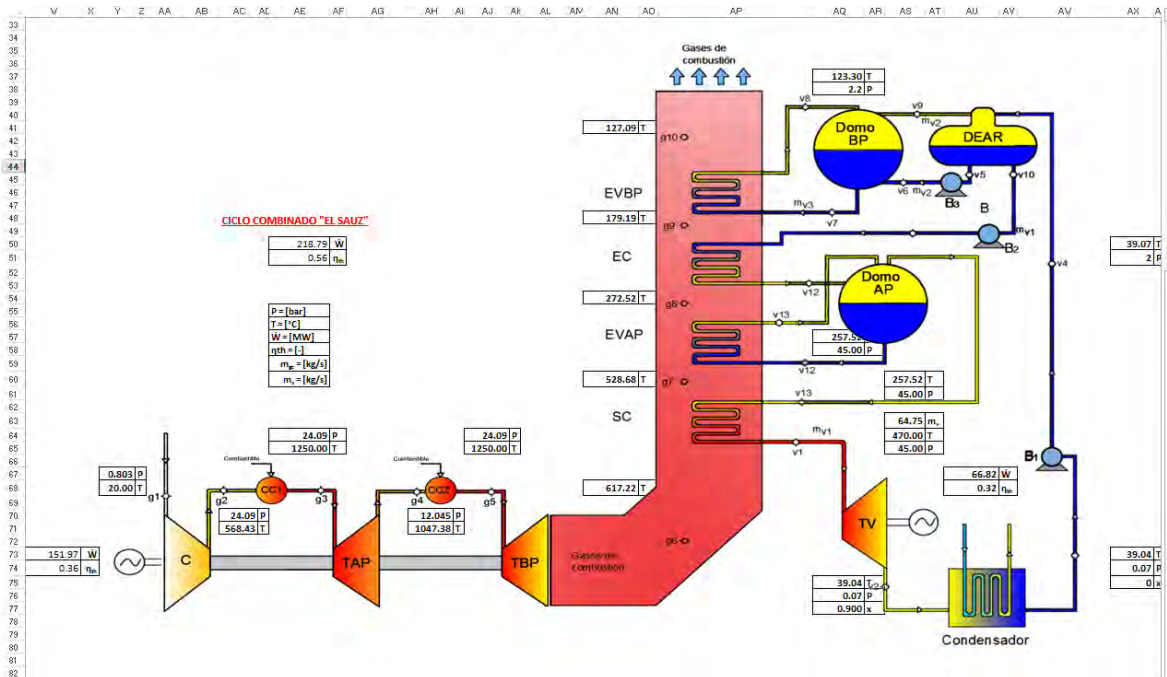


Figura 53. Diagrama esquemático del ciclo combinado "El Sauz".