



Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec

Maestría en Eficiencia Energética y Energías Renovables

Análisis Termodinámico de la Generación de Energía a partir de Ciclos Combinados Gas-Vapor con 3 Niveles de Presión

Tesis para obtener el grado de
Maestro en Eficiencia Energética y Energías Renovables

Presenta

Luis Felipe Mora Solís

Asesor:

Dr. Martín Salazar Pereyra

Ecatepec de Morelos, Estado de México, Noviembre de 2018.



GOBIERNO DEL
ESTADO DE MÉXICO

DICTAMEN DE LIBERACIÓN DE PROYECTO
DE TESIS

FO-TESE-DA-90
TIT05-ANEXO PM



DIRECCIÓN ACADÉMICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
MAESTRÍA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES

Fecha: 27 DE AGOSTO DE 2018

Datos generales

Nombre del alumno:

MORA

SOLIS

LUIS FELIPE

Apellido paterno

Apellido materno

Nombres (s)

Matrícula: 201621314

PROYECTO: ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LA GENERACIÓN DE ENERGÍA A PARTIR DE CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON 3 NIVELES DE PRESIÓN

DIRECTOR: Dr. MARTÍN SALAZAR PEREYRA

Dictamen:

Con base en el registro No. POSG-MEEER/DIMMI/2018/03 correspondiente al período escolar 2018-1, asignado al proyecto de tesis ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LA GENERACIÓN DE ENERGÍA A PARTIR DE CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON 3 NIVELES DE PRESIÓN y presentado por el alumno referido, y después de haber sido desarrolladas las actividades requeridas, el Comité Tutorial, conformado por los integrantes que firman al calce, ha determinado que SI (X) NO () han sido cubiertos en su totalidad los requisitos que permitan a esta División Académica liberar al alumno de los trámites académicos para tal efecto e iniciar el trámite de obtención de grado de maestría en la Unidad de Registro y Certificación de este Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec.

Observaciones:

NINGUNA

Dr. AGUSTIN MORA ORTEGA

M. en C. WENCESLAO C. BONILLA BLANCAS



Dr. MARTIN SALAZAR PEREYRA

Dr. ERNESTO ENCISO CONTRERAS

Elaboró:	Revisó y Visto Bueno:	Enterado:
Dr. AGUSTIN MORA ORTEGA Coordinador de Posgrado	M. en C. HÉCTOR RODRIGUEZ CARMONA Jefe de División	M. en C. ARMANDO ALCALDE MARTINEZ Director Académico

INDICE GENERAL

Resumen	6
Abstract	8
Objetivo General	9
Objetivos Específicos	9
Nomenclatura	10
Relación de Figuras	12
1. Introducción a los Ciclos Combinados.	16
1.1. Panorama Energético Mundial.	17
1.2. Panorama Energético Nacional.	18
1.3. Ciclo Combinado Gas-Vapor.	19
1.4. Ciclo de Gas.	20
1.5. Ciclo de Vapor.	21
1.6. Eficiencia Térmica del Ciclo Combinado.	21
1.7. Consumo Térmico Unitario.	23
1.8. Consumo Específico de Combustible.	23
2. Ciclo de Gas.	25
2.1. Introducción.	26
2.2. Compresión Politrópica.	28
2.3. Adición de Calor Isobárica.	29
2.4. Expansión Politrópica.	29
2.5. Rechazo de Calor Isobárico.	29
2.6. Trabajo Motor.	30
2.7. Eficiencia Térmica del Ciclo de Gas.	30
3. Ciclo de Vapor con 3 Niveles de Presión.	35
3.1. Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Serie.	39
3.2. Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en paralelo.	48
3.3. Ciclo de Vapor con cambio en Sobrecalentamiento de Baja Presión, Economizador de Alta Presión y Sobrecalentamiento de Media Presión.	56
3.4. Planta de Ciclo Combinado de Agua Prieta.	63
3.5. Planta de Ciclo Combinado de Manzanillo.	71
3.6. Planta de Ciclo Combinado de Tamazunchale.	80
3.7. Resultados.	88
Conclusiones.	94
Referencias.	96

A Isidra Solís Rosales y Jesús Mora Rodríguez †, mis padres, a quienes dedico con todo cariño este trabajo. Son ellos mis más grandes maestros de la vida, a quienes más amo y con quienes estaré siempre agradecido, por haberme dado el privilegio de ser su hijo, por la educación académica que me permitieron tener y sobre todo por la educación formativa que me inculcaron desde niño. Por decirme continuamente que soy capaz de lograr lo que me proponga. Por inculcarme el amor a mí mismo y a mis semejantes; así como el aprecio a la vida y la constante lucha por hacer de este mundo un mejor lugar para todos. Madre, gracias por tu determinación, tu entrega total, tu pasión, tu integridad, tu organización, tu convicción y tus palabras de aliento. Padre, gracias por tu bondad, tu cariño, tu tolerancia, tu nobleza, tu compañerismo y empatía. Ambos son para mí un gran ejemplo de superación.

A Silvia Solís Rosales y Felipe Arturo Reyes Valdés †, mis tíos. Ustedes han sido como unos padres para mí. Mi agradecimiento total por la influencia positiva que han tenido en mí para dedicar parte de mi vida hacia una formación científica, por tantas enseñanzas y por todo el apoyo que me han dado.

A todos mis familiares y amigos, por sus muestras de aprecio y apoyo incondicional. Ustedes han sido parte importante de este trabajo.

Gracias totales.

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, por brindarme la confianza para concluir este trabajo satisfactoriamente, así como por la libertad económica que me brindaron para estudiar este posgrado mediante la beca de Programa Nacional de Posgrados de Calidad (PNPC). Gracias a esa libertad económica es que me he dado el tiempo para ampliar mis conocimientos acerca de los temas relacionados con el sector energético, la eficiencia energética y las energías renovables, con el propósito de aportar con dichos conocimientos al bien común de la sociedad.

Al Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, por la oportunidad que se me dio de estudiar en esta institución, pero sobre todo por permitirme iniciar en el camino de la docencia. Especial agradecimiento a todo su personal académico y administrativo, de quienes sólo he recibido un excelente trato y servicio.

A los maestros que he tenido a lo largo de la maestría. Gracias por las enseñanzas y el tiempo invertido en mi educación. Especial agradecimiento al Dr. Martín Salazar Pereyra y al Dr. Agustín Mora Ortega, por la confianza que me tuvieron al aceptarme en esta maestría, por la exigencia que me han inculcado para presentar soluciones a los problemas energéticos actuales y por todas las enseñanzas a lo largo de estos 2 años.

A mis amigos masters del J-201. Tanto de las generaciones mayores como de las menores. Un verdadero gusto conocerlos y haber convivido con ustedes durante este periodo de aprendizaje. Les deseo mucho éxito tanto personal como profesional.

A mis compañeros Eduardo Aguirre, por su apoyo en la realización de los diagramas esquemáticos presentados en este trabajo, y Eduardo Ladislao Méndez, por su asesoría en dudas referentes al ciclo combinado que surgieron en el camino hacia el entendimiento del comportamiento de estos sistemas.

RESUMEN:

En el presente trabajo se realiza un análisis termodinámico de las diferentes configuraciones de los ciclos combinados gas-vapor de 3 niveles de presión, con el objetivo de encontrar los parámetros óptimos de operación para obtener la potencia máxima del ciclo combinado de cada configuración. Se comparan las distintas configuraciones de los ciclos dependiendo de las condiciones de operación de la turbina de gas y de los arreglos de los intercambiadores de calor en la caldera de recuperación de calor. Se presenta un estudio paramétrico a las condiciones de operación para obtener dicha potencia, así como una comparación de los parámetros más relevantes del ciclo combinado, como la potencia del ciclo combinado, la eficiencia térmica del ciclo combinado y el consumo específico de combustible, entre otros.

En el primer capítulo se describe brevemente el panorama energético actual a nivel mundial y nacional. El panorama mundial se presenta en base a los datos más relevantes sobre el documento "Perspectiva Energética Internacional 2017", elaborado por la Agencia Internacional de Energía. Para el ámbito nacional se toma en cuenta la información del Balance Nacional de Energía 2016 y del Programa de Obras e Inversiones del sector Eléctrico, para el periodo 2012-2028. El capítulo continúa con una introducción al ciclo de gas y de vapor, así como la obtención de la ecuación de la eficiencia térmica del ciclo combinado. Se finaliza con la definición de los conceptos de Consumo Térmico Unitario (CTU) y Consumo Específico de Combustible (CEC).

El segundo capítulo inicia con los antecedentes de la turbina de gas, para continuar con el análisis termodinámico del ciclo de gas. Se obtienen los modelos matemáticos de cada uno de los procesos: a) la compresión del aire, b) la adición de calor debido al proceso de combustión y c) la generación de trabajo de expansión ocurrido en la turbina de gas. Se determinan parámetros importantes como el flujo másico y la temperatura de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas. Se finaliza este capítulo estableciendo las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia térmica y del trabajo motor.

Para el análisis del ciclo de gas se consideran 3 diferentes condiciones de operación de las turbinas: temperaturas de admisión y la relación de presiones. Como resultados se obtienen la eficiencia térmica, el trabajo útil, la temperatura a la salida de la turbina de gas, el flujo de los gases de combustión y el calor específico de dichos gases. Estos valores son importantes para cuantificar la transferencia de calor desde los gases de combustión hacia el ciclo de vapor, efectuado en la caldera de recuperación de calor. El estudio involucra el análisis del proceso de combustión realizado en la cámara de combustión del ciclo de gas, mostrando la relevancia de la obtención de valores del calor específico de los gases de combustión más cercanos a la realidad, dejando de considerar los valores tomados del aire estándar.

En el tercer capítulo se presenta el estudio termodinámico de las configuraciones de los ciclos de vapor con tres niveles de presión ubicadas en Agua Prieta, Sonora; Manzanillo, Colima y Tamazunchale, San Luis Potosí. Se obtienen las propiedades relevantes en cada estado, como la presión, temperatura, entalpía y entropía, y se continúa con el balance de energía de la CRC para obtener el perfil de temperatura de cada configuración acoplada a una de las tres diferentes turbinas de gas. Se presenta un diagrama paramétrico de cada configuración, donde se muestra la variación de la potencia del ciclo de vapor en función de la presión y temperatura de vapor vivo. La finalidad de analizar las configuraciones de estas plantas de ciclo combinado es mostrar los intervalos de operación, recuperación de calor, generación de potencia y eficiencia del ciclo. Entre otros factores se analiza la factibilidad de colocar intercambiadores de calor en paralelo o serie.

Los resultados presentados son la potencia de ciclo combinado, la eficiencia térmica de ciclo combinado, el consumo específico de combustible, el consumo térmico unitario, el flujo de calor recuperado en la CRC, el flujo de vapor principal y la temperatura de los gases de combustión a la salida de la CRC. De los casos estudiados, la configuración que mejores resultados muestra es el arreglo del ciclo de vapor de Manzanillo acoplado a la turbina de gas con una temperatura de 1400°C y una relación de presiones de 18, la cual presenta un CEC de 0.126 Kg/KWh.

ABSTRACT:

In this study it is presented a thermodynamic analysis about the different configurations of some natural gas combined cycle power plants, with the objective of finding the optimal operation parameters to obtain the maximum combined cycle power. There are compared the different configurations of the combined cycle depending on the gas turbine operation conditions, the arrangement between the heat exchangers in the Heat Recovery Steam Generator (HRSG) and the pressure levels of the steam cycle. It is presented a comparison about the maximum power obtainable for every configuration and a parametric study to the operational conditions to obtain such power.

In the first chapter there is described the present energy outlook from a global perspective to a national one, focusing on the Mexican prospective. This information serves to justify the research about natural gas combined cycle power plants. According to the obtained data, it is found that fossil fuels consumption is necessary to supply global energy demand, especially the natural gas, which is the fossil fuel with the best future projections, so it is really important its maximum thermal efficiency. The global outlook is presented by the information about the document "World Energy Outlook 2017", elaborated by the International Energy Agency. To board the Mexican approach, there are two documents taken into account, the National Energy Balance and the Electric Sector Works and Investments Program. The chapter continues with the introduction to gas and steam cycles, and the obtainment of the combined cycle thermal efficiency. The chapter is ended with the definition of the concepts of Heat Rate and Specific Fuel Consumption.

The second chapter starts with the gas turbine background, continuing with the thermodynamic analysis of the gas cycle and the obtainment of the optimal operation parameters. It is obtained a mathematical model of every process occurred from the air compression, the heat addition at the combustion chamber and the work expansion occurred at the gas turbine. The chapter finishes with the thermal efficiency and specific work equations. About the gas cycle, there are 3 different gas turbines taken into account, which present different admission temperatures at the beginning of the gas turbine, and different pressure ratios. The results obtained are the temperature at the end of the gas turbine, the combustion gases flow and the specific heat of such gases. These values are important to quantify the heat transfer from the combustion gases at the end of the gas turbine to the steam cycle, to obtain the steam cycle power and thermal efficiency. The study involves the analysis of the combustion process of the natural gas, showing the relevance of using the specific heat values that are closer to the reality ones, avoiding the use of the standard air.

In the third chapter the configurations of three pressure levels steam cycles are described. It is started with the identification of the thermodynamic states that will be used for the analysis to solve the equation system, which is formed from the energy balance realized at the HRSG. This heat flow is represented at the profile temperature. It is done a comparison between five different arrangements of the HRSG, three of them being configurations of real Mexican combined cycle power plants, which are Agua Prieta, Manzanillo and Tamazunchale. The parameters compared are the combined cycle power, the combined cycle thermal efficiency, the heat rate, the specific fuel consumption, the flow of heat at the HRSG, the temperature at the end of the HRSG and the main steam flow. It is shown that the best configuration is with Manzanillo HRSG working with a gas turbine with an admission temperature of 1400°C. The specific fuel consumption of this plant is 0.126 Kg/KWh.

OBJETIVO GENERAL:

Analizar las configuraciones de las calderas de recuperación de calor en los ciclos combinados para establecer un criterio de generación de potencia máxima para 3 niveles de presión.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Analizar el ciclo de gas y sus parámetros de operación para establecer condiciones óptimas para potencia y eficiencia térmica.
- Analizar las diferentes configuraciones de la caldera de recuperación con tres niveles de presión, y establecer sus parámetros óptimos de operación.
- Analizar los parámetros de operación de la turbina de vapor con sobrecalentamiento y recalentamiento para establecer las condiciones de máxima potencia.
- Cuantificar el Consumo Térmico Unitario de cada configuración para determinar la cantidad de energía térmica que requiere por unidad de energía útil.
- Cuantificar el Consumo Específico de Combustible de cada configuración para determinar la cantidad de combustible utilizado por unidad de energía útil y encontrar el sistema que menos combustible utiliza por unidad energética.

NOMENCLATURA

Terminología

c_p	Calor específico del aire.	[KJ/KgK]
c_{pgc}	Calor específico de los gases de combustión.	[KJ/KgK]
T	Temperatura.	[°C, K]
P	Presión.	[bar]
h	Entalpía por unidad de masa.	[KJ/Kg]
s	Entropía por unidad de masa.	[KJ/KgK]
q	Calor por unidad de masa.	[KJ/Kg]
w	Trabajo específico.	[KJ/Kg]
y	Relación de temperaturas.	[-]
\dot{m}	Flujo másico.	[Kg/s]
π	Relación de presiones.	[-]
η	Eficiencia.	[-]
λ	Exceso de aire.	[-]
RCA	Relación combustible-aire	[-]
\dot{Q}	Flujo de calor.	[KW]
\dot{W}	Potencia.	[KW]

Subíndices

<i>g</i>	Ciclo de gas.	<i>gc</i>	Gases de combustión.
<i>v</i>	Ciclo de vapor.	<i>SUM</i>	Suministrado.
<i>SIC</i>	Isentrópica del compresor.	<i>RECH</i>	Rechazado.
<i>SIT</i>	Isentrópica de la turbina.	<i>REC</i>	Recuperado.
<i>SIB</i>	Isentrópica de la bomba.		
<i>TG</i>	Turbina de gas.		
<i>TV</i>	Turbina de vapor.		
<i>m</i>	Motor.		
<i>TH</i>	Térmica.		
<i>CC</i>	Ciclo Combinado.		

RELACIÓN DE FIGURAS

Figura 1.1: Diagrama de 2 máquinas de Carnot en serie.	21
Figura 2.1: Diagrama Esquemático de una Turbina de Gas Simple.	25
Figura 2.2: Diagrama Temperatura- Entropía del ciclo de gas real.	26
Figura 2.3: Diagrama paramétrico Eficiencia térmica - Trabajo motor.	31
Figura 2.4: Diagrama paramétrico Temperatura de Salida - Flujo de Gases de Combustión.	32
Figura 3.1: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP con RCMP y SCAP en serie.	36
Figura 3.2: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso A.	39
Figura 3.3: Perfil de Temperaturas de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso A.	39
Figura 3.4: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso A.	40
Figura 3.5: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso B.	41
Figura 3.6: Perfil de Temperaturas de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso B.	41
Figura 3.7: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso B.	42
Figura 3.8: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso C.	43
Figura 3.9: Perfil de Temperaturas de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso C.	44
Figura 3.10: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso C.	44
Figura 3.11: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP con RCMP y SCAP acoplados.	46
Figura 3.12: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo. 3NP con RCMP y SCAP en paralelo con TG caso C.	47
Figura 3.13: Perfil de Temperatura de ciclo 3NP con RCMP y SCAP unidos, con TG caso C.	48
Figura 3.14: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP unidos, con TG caso C.	48
Figura 3.15: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP con cambio SCBP, ECAP, SCMP.	50

Figura 3.16: Perfil de Temperatura de ciclo 3NP con cambio SCBP, ECAP, SCMP con TG caso C.	52
Figura 3.17: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con cambio SCBP, ECAP, SCMP con TG caso C.	52
Figura 3.18: Diagrama Esquemático de la Planta de Ciclo Combinado de Agua Prieta.	54
Figura 3.19: Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo 3 NP de Agua Prieta acoplado TG caso C.	56
Figura 3.20: Perfil de Temperaturas del ciclo combinado Agua Prieta con TG caso C.	56
Figura 3.21: Diagrama Paramétrico ciclo combinado Agua Prieta con TG caso C.	57
Figura 3.22: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP planta Manzanillo.	58
Figura 3.23: Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo 3 NP de Manzanillo acoplado TG caso C.	61
Figura 3.24: Perfil de Temperaturas del ciclo combinado Manzanillo con TG caso C.	61
Figura 3.25: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP Manzanillo acoplado a TG para caso C.	62
Figura 3.26: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP planta Tamazunchale.	64
Figura 3.27: Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo 3 NP de Tamazunchale acoplado TG caso C.	65
Figura 3.28: Perfil de Temperaturas del ciclo combinado Tamazunchale con TG caso C.	66
Figura 3.29: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP Tamazunchale acoplado a TG para caso C.	66
Figura 3.30: Diagrama Comparativo de Potencia CC para configuraciones 3 NP.	67
Figura 3.31: Diagrama Comparativo de Eficiencia térmica CC para configuraciones 3 NP.	69
Figura 3.32: Diagrama Comparativo de Consumo térmico unitario CC para configuraciones 3 NP.	69
Figura 3.33: Diagrama Comparativo de Consumo específico de combustible CC para configuraciones 3 NP.	70
Figura 3.34: Diagrama Comparativo de Flujo de calor recuperado en CRC para configuraciones 3 NP.	71
Figura 3.35: Diagrama Comparativo de Flujo de Vapor de Alta presión para configuraciones 3 NP.	72

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN A LOS CICLOS COMBINADOS

En este capítulo se describe brevemente el panorama energético actual a nivel mundial y nacional. De acuerdo con la información obtenida se encuentra que el consumo de combustibles fósiles ha sido clave para el abastecimiento seguro y eficiente la demanda energética, y que esta tendencia continuará a corto y mediano plazo, por lo que se vuelve muy importante su máximo aprovechamiento. El panorama mundial se presenta en base a los datos más relevantes sobre el documento “Panorama Energético Mundial 2017”, elaborado por la Agencia Internacional de Energía. Para el ámbito nacional se toma en cuenta la información del Balance Nacional de Energía 2016 y del Programa de Obras e Inversiones del sector Eléctrico, para el periodo 2012-2028. El capítulo continúa con una introducción al ciclo de gas, ciclo de vapor, la eficiencia térmica del ciclo combinado gas-vapor, el consumo térmico unitario y el consumo específico de combustible.

1.1.- Panorama Energético Mundial:

El Panorama Energético Mundial 2017 es un documento elaborado por la Agencia Internacional de Energía, la cual es una agencia autónoma que representa a los países pertenecientes a la OCDE, encargada de promover la seguridad energética a través de la respuesta colectiva ante los recortes al suministro de combustibles como petróleo o gas natural, promoviendo la investigación y el análisis en busca del aseguramiento energético. El documento tiene el objetivo de discutir sobre los factores más importantes y las incertidumbres que pueden afectar al sistema energético mundial. Los resultados de este panorama se logran a partir de suposiciones y consideraciones en aspectos generales como el crecimiento económico de diversas naciones, los precios de la energía, las tecnologías empleadas, el comportamiento del consumidor y la acción de los gobiernos. Se resalta que las políticas energéticas implementadas por cada país resultan sumamente importantes para establecer el escenario en que se realizan las proyecciones de estos estudios [20].

El documento establece que la demanda global de hidrocarburos no va a disminuir sino hasta la década del 2040, siendo el gas natural el combustible de mayor crecimiento, y aunque el petróleo y carbón presenten menor crecimiento que el primero, seguirán siendo partes importantes de la demanda global. El escenario menciona un crecimiento acelerado en energías renovables, particularmente en solar y eólica, aunque siendo considerablemente menor a los combustibles fósiles, además de destinarse en su gran mayoría únicamente al sector eléctrico. De acuerdo con la información recabada en el año 2016, a nivel mundial existen 1,100 millones de personas sin acceso a la electricidad. Además, 2,800 millones de personas carecen de fuentes de energía limpia para cocinar. Según la OMS, el 80% de la población mundial que radica en zonas urbanas no respira aire en condiciones de salubridad, lo que repercute en las 2.9 millones de personas que mueren al año por mala calidad del aire que respiran [20,21].

En esta edición del informe se utilizan 3 distintos escenarios para explorar el impacto de las políticas energéticas a tener en el futuro, los cuales son: Escenario de Nuevas Políticas (NPS), el cual considera las políticas energéticas anunciadas y suponiendo que sean implementadas efectivamente. Incorpora las contribuciones Nacionales Determinadas, las cuales son derivadas del Acuerdo de París, y se asume que las políticas se cumplirán. El segundo es el Escenario de Políticas Vigentes (CPS), y se enfoca exclusivamente en políticas en vigor, mostrando el caso en que los gobiernos a escala global permanecen pasivos en el ámbito energético. El último es el Escenario de Desarrollo Sostenible (SDS), el cual consiste en las acciones gubernamentales globales que se toman para llegar al desarrollo sostenible en el año 2040 [21]. El panorama pretende ser un instrumento de medición del impacto de las políticas energéticas. Las políticas para alcanzar los objetivos son implementar mecanismos de precios para controlar las emisiones de bióxido de carbono por sectores y por regiones; el acabar con subsidios a los combustibles fósiles; el imponer límites más estrictos para centrales de generación de energía eléctrica y el potenciar la sustitución de carbón por gas natural para la producción de energía eléctrica.

Además, se espera que más de la mitad de la nueva demanda de energía primaria entre el 2017 y 2040 provenga del sureste asiático, donde India aporta con más del 30% este crecimiento en la demanda mundial. En materia de electricidad, la demanda de energía eléctrica a nivel mundial se duplicó entre 1990 y 2016. La caída de costos en tecnologías

renovables y la consolidación del gas natural como sustitución al carbón hacen que para el año 2030 ambas sean altas en participación. Mientras tanto, en cuestión al gas natural, resulta ser el único combustible fósil con crecimiento en todos los escenarios estudiados en este panorama. Estados Unidos de América es el mayor productor y consumidor de este combustible, además de que es el país que más barato lo vende. Por primera vez se plantea que es posible reducir las emisiones globales de metano derivados de la industria del gas y petrolera, un 40-50% a un costo neutro, ya que la tecnología permitirá que el costo de dichas emisiones sea el mismo que el beneficio de vender el metano en los mercados. Esta posibilidad es una clave para que el gas natural sea considerado un combustible limpio fundamental para el desarrollo del escenario de desarrollo sostenible [22].

1.2.- Panorama Energético Nacional:

El Balance Nacional de Energía 2016 es un documento elaborado por la SENER que permite observar las principales directrices del sector energético en México, presentando cifras del origen y destino de las fuentes primarias y secundarias de la energía durante un año. Dicho documento dispone de seis apartados generales, donde se establece el contexto energético nacional, los indicadores nacionales, la oferta y demanda, los precios y tarifas, la matriz energética nacional y los balances regionales. En este documento se presenta la independencia energética, que es un índice utilizado para medir el grado en que un país puede cubrir su consumo de energía derivado de su propia producción. La situación de México no es muy favorable en este sentido, pues su tendencia es que cada año produce menos energía y al mismo tiempo consume más. Para el año en cuestión, la independencia energética se cuantificó en 0.84, y la tendencia es que este valor se reduzca aún más en los próximos años. Otro índice que se presenta es la eficiencia energética, la cual cuantifica el aprovechamiento de los recursos energéticos, y que permite alcanzar ahorros económicos reflejados en el Producto Interno Bruto. Durante la desaceleración de la economía, las centrales eléctricas e industriales permanecen encendidas, lo que impide que el consumo energético disminuya a la par de la economía. [23].

La tecnología de los ciclos combinados gas-vapor será la de mayor crecimiento en los próximos años [24]. Esto se debe en parte a la flexibilidad que se logra al implementar esta tecnología, ya que se estima que el tiempo de construcción de una central de ciclo combinado con capacidades mayores a 200 MW es menor a los 24 meses, tiempo relativamente corto en comparación con otros sistemas de generación [25]. Además, la reforma energética plantea el uso del gas natural como combustible para estas plantas de generación, principalmente por sus ventajas frente a otros combustibles, como lo son los costos de inversión, la eficiencia energética y la flexibilidad de operación.

De acuerdo con el programa de Obras e Inversiones del Sector Eléctrico (POISE) del periodo 2014-2028, en 2012 la tecnología de los ciclos combinados aportaba el 34% de la capacidad instalada nacional, generando 18,935 MW. La estimación para el año 2028 es que esta tecnología aporte el 47 %, generando 51,386 MW, lo que representa un incremento en capacidad de 32, 451 MW en 14 años. 21, 633 MW de este aumento corresponderá a la repotenciación de plantas termoeléctricas convencionales, lo que significa que plantas termoeléctricas actuales se equiparán con turbinas de gas para formar plantas de ciclo combinado [26].

1.3.-Ciclo Combinado Gas-Vapor.

El amplio crecimiento que ha tenido la tecnología de los ciclos combinados gas-vapor surge a partir de los años 60's, cuando las plantas de generación eléctrica a base de gas se beneficiaron del desarrollo tecnológico que presentaron los motores de aviación. Estas turbinas fueron fabricadas con materiales que soportaban temperaturas mucho más altas, además de que contaban con eficientes sistemas de enfriamiento. Se optó por utilizar el mismo aire del compresor para enfriar la cámara de combustión, lo que permitió utilizar temperaturas a la entrada de la turbina del rango de 1000°C, aumentando considerablemente el trabajo motor y por consiguiente reduciendo el consumo de combustible por unidad energética. Se observó que los gases de escape salientes de la turbina de gas poseían temperaturas muy altas, por lo que aún podía utilizarse parte de esta energía térmica de los gases. Fue la primera vez que se ideó el concepto actual de las plantas de ciclo combinado gas- vapor [27].

Una planta de ciclo combinado gas-vapor consiste en una turbina de gas que opera como un ciclo termodinámico a alta temperatura, generando potencia útil y direccionando parte del calor de rechazo a una turbina de vapor que actúa como ciclo termodinámico de baja temperatura, mediante una caldera de recuperación de calor, para el aprovechamiento del calor rechazado, produciendo mayor potencia y eficiencia térmica que cualquier otro ciclo termodinámico real.

En su libro de plantas de ciclo combinado, Horlock presenta los conceptos termodinámicos de diversas plantas de ciclo combinado, además del análisis exergético, economía de las plantas y las perspectivas de las plantas de ciclo combinado. Horlock define el ciclo binario como uno en el que 2 fluidos de trabajo son usados, cada uno en un ciclo diferente, con un acoplamiento entre ellos. En este caso, el combustible es quemado con aire en el circuito abierto, y el agua es usada como fluido de trabajo en el ciclo cerrado. El ciclo de alta temperatura es abierto y el ciclo de baja es cerrado. También menciona que, al considerar el ciclo binario como un ciclo de Carnot, aumentando la temperatura alta, o decreciendo la temperatura de baja, el ciclo se vuelve más eficiente. El límite superior depende de los materiales utilizados que soporten mayores temperaturas y presiones, mientras que el límite inferior depende de las condiciones atmosféricas [28].

Aunque el objetivo de las plantas de ciclo combinado gas-vapor es generar la mayor cantidad de potencia para una determinada cantidad de combustible, esto no representa una disminución en el consumo neto de dicho combustible. Este efecto rebote, también conocido como la paradoja de Jevons, se define como el efecto contradictorio del progreso tecnológico que ocurre cuando el aumento de eficiencia en el uso de recursos genera un aumento de demanda debido a la reducción de costos. Si el aumento de la demanda supera al ahorro por la eficiencia, el consumo neto de los recursos y la degradación ambiental neta aumentan. Esto significa que las plantas de ciclo combinado a base de gas natural consumirán menos cantidad de combustible por unidad energética, pero producirán una mayor cantidad de energía, aumentando el consumo neto de gas natural [29].

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos parafínicos ligeros, siendo el metano su principal constituyente. Contiene etano y propano en pequeñas cantidades, aunque también tiene porciones de bióxido de carbono, nitrógeno y helio. Este combustible puede encontrarse asociado con el petróleo o independiente en pozos de gas no asociado. Es

conocido también como gas seco, el cual es una mezcla de hidrocarburos gaseosos obtenida como subproducto del procesamiento del gas natural. El gas natural es un combustible fósil comúnmente encontrado en los mismos yacimientos que el petróleo, aunque también puede ser encontrado independiente. En 2015 el gas natural fue el tercer mayor combustible producido a nivel mundial, solo por debajo del petróleo y el carbón. Los mayores productores de este combustible son Estados Unidos, Rusia, Irán, Qatar y Canadá. [30]

Hace muchos años su producción no era relevante, por lo que se quemaba directamente al ser extraído como parte del proceso de extracción de petróleo. El Banco Mundial estima que cerca de 150, 000, 000,000 m³ de gas natural son quemados anualmente en la producción petrolera. Esto ha cambiado en la actualidad, debido a la búsqueda del aprovechamiento máximo de los recursos fósiles, además de que se ha descubierto que el gas natural es uno de los combustibles que menores emisiones de gases de efecto invernadero produce por unidad energética [31]. Aunque este gas puede presentar diferentes composiciones en su contenido, esencialmente está formado por metano (CH₄), y en menores cantidades contiene etano (C₂H₆), propano (C₃H₈) y butano (C₄H₁₀). Actualmente es considerado uno de los combustibles más limpios debido a sus bajas emisiones de gases de efecto invernadero en comparación con otros combustibles.

1.4.- Ciclo de Gas:

Los sistemas de generación por turbina de gas han tenido aplicaciones como la propulsión de vehículos y la generación de electricidad desde hace dos siglos. Las turbinas de gas modernas usadas en aplicaciones industriales han evolucionado a través de la investigación tecnológica a partir del siglo XVIII. Los conceptos termodinámicos de la turbina de gas comenzaron a desarrollarse alrededor de 1750 y permanecieron hasta finales del siglo XIX. Los trabajos independientes del suizo Jacob Ackeret, el eslovaco Aurel Boleslav Stodola, el noruego Aegidius Elling y el alemán Hans Holzwarth fincaron las bases técnicas para la producción de energía mecánica mediante las turbinas de gas, principalmente en los primeros años del siglo XX. Entre 1900 y 1913 se propusieron y diseñaron sistemas que llegaron a tener eficiencias térmicas en promedio del 13% [32]. A partir de este siglo las turbinas de gas han sido utilizadas en diversas actividades, por ejemplo, la propulsión marítima y aérea, las plantas de cogeneración y plantas de ciclo combinado.

El ciclo de gas es un ciclo abierto y termodinámicamente es una aplicación del ciclo Joule-Brayton que consta de una etapa de compresión, seguida de una aportación de calor isobárica para llegar a una expansión realizada en una turbina y finalizando en un rechazo de calor a presión constante. La turbina de gas es un motor de combustión interna que transforma en energía mecánica la energía térmica del proceso de combustión de un gas o líquido. La máxima temperatura admisible de los gases de combustión está limitada por las consideraciones de la resistencia térmica y mecánica de materiales empleados. Al salir de la turbina, los gases de combustión se llevan aproximadamente el 60% de la energía térmica aportada en forma de combustible.

Algunas formas de optimizar este ciclo son aumentar la temperatura media de combustión, la cual depende de los materiales empleados. Se puede también disminuir la temperatura del aire admisión, lo cual implica una mayor densidad de aire a la entrada del compresor. También se optimiza el ciclo mejorando las componentes intrínsecas de la turbina de gas,

como lo es la minimización de fugas a través de cierres eficientes, o mejoras en el perfil aerodinámico de compresor y la turbina. Las turbinas de gas tienen rendimientos promedios entre los 35 y 40 %, y sus relaciones de presión óptimas se encuentran entre 15 y 30. Se sabe que estas turbinas pierden gradualmente la capacidad de generación de potencia, debido a la fatiga térmica, el ensuciamiento del compresor o en los filtros de admisión de aire, así como pérdidas mecánicas no recuperables [33- 35].

1.5.- Ciclo de Vapor:

La tecnología de los ciclos de turbina de vapor se remonta hasta el siglo XIX con las turbinas de Laval y Parsons. Su utilización en las plantas de ciclo combinado gas-vapor se deriva del excelente acoplamiento térmico existente con el ciclo de turbinas de gas en rangos actuales de temperaturas de trabajo. Este ciclo corresponde al ciclo Rankine y sigue una etapa de expansión del fluido en fase de vapor sobrecalentado en una turbina de vapor lo más isoentrópicamente posible. Después pasa por una etapa de cesión de calor residual de vapor a presión constante en un condensador. Prosigue con una o varias etapas de elevación de presión en una bomba, y finaliza con una etapa de aportación de calor isobárica antes de reiniciar el ciclo. Se realiza un calentamiento en fase líquida, un cambio de fase y una elevación de temperatura del vapor. El fluido suele ser agua desmineralizada debido a su facilidad de manejo reposición y abundancia. [22,23]. Las turbinas de vapor empleadas en las plantas de ciclo combinado cuentan con ciertas ventajas a las convencionales, como las condiciones de operación más modestas en comparación con las centrales convencionales, especialmente a la presión del vapor. La generación de vapor en varios niveles de presión aumenta de forma considerable el flujo de vapor que se expande en ciclos convencionales [27].

1.6.- Eficiencia Térmica del Ciclo Combinado:

La eficiencia térmica del ciclo combinado consiste en la relación existente entre la suma del trabajo útil de los dos ciclos termodinámicos y el calor suministrado en el ciclo de gas, como se puede ver en la Figura 1.1, por lo que matemáticamente se puede expresar de la siguiente manera:

$$\eta_{CC} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{SUM}} \quad (1.1)$$

La eficiencia térmica únicamente del ciclo de gas se representa:

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{SUM}} \quad (1.2)$$

Mientras que la del ciclo de vapor:

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{REC}} \quad (1.3)$$

Se sabe que el trabajo útil del ciclo de gas es proporcional a la diferencia entre el calor suministrado al ciclo de gas y el calor de rechazo:

$$W_{TG} = Q_{SUM} - Q_{RECH} \quad (1.4)$$

Sustituyendo la ecuación 1.4 en 1.2:

$$\eta_{TG} = \frac{Q_{SUM} - Q_{RECH}}{Q_{SUM}} = 1 - \frac{Q_{RECH}}{Q_{SUM}} \quad (1.5)$$

Despejando Q_{RECH} y realizando la suposición de que el calor rechazado por el ciclo de gas es igual al calor recuperado del ciclo de vapor ($Q_{RECH} = Q_{REC}$):

$$Q_{RECH} = Q_{REC} = Q_{SUM}(1 - \eta_{TG}) \quad (1.6)$$

Por lo tanto, los trabajos de la turbina de gas como de la de vapor quedan de la siguiente manera:

$$W_{TG} = \eta_{TG} Q_{SUM} \quad (1.7)$$

$$W_{TV} = \eta_{TV} Q_{SUM}(1 - \eta_{TG}) \quad (1.8)$$

Sustituyendo las ecuaciones 1.7 y 1.8 en 1.1:

$$\eta_{CC} = \frac{\eta_{TG} Q_{SUM} + \eta_{TV} Q_{SUM} (1 - \eta_{TG})}{Q_{SUM}} \quad (1.9)$$

Factorizando el término del calor suministrado al ciclo de gas:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV}(1 - \eta_{TG}) \quad (1.10)$$

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} - \eta_{TV}\eta_{TG} \quad (1.11)$$

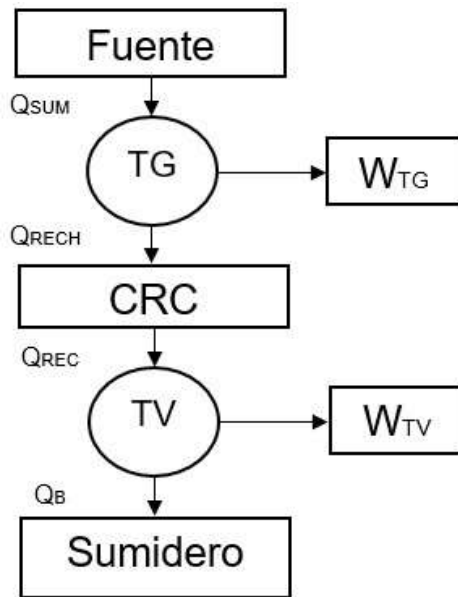


Figura 2.1: Diagrama de 2 máquinas de Carnot en serie.

1.7.- Consumo Térmico Unitario:

El Consumo térmico unitario, también conocido como Heat Rate, se define como la cantidad de energía térmica necesaria para producir una unidad de energía útil en nuestro sistema. Usualmente esta unidad energética es el KWh. Este parámetro está íntimamente relacionado con la eficiencia térmica, ya que también es una relación entre la energía térmica que entra al sistema y la energía mecánica que se produce. Matemáticamente se puede expresar de la siguiente manera:

$$CTU = \frac{\dot{Q}_{SUM}}{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV}} [=] \left[\frac{(KJ/s)(3600s/1h)}{KW} \right] = \left[\frac{KJ}{KWh} \right] \quad (1.12)$$

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{CC}} \quad (1.13)$$

1.8.- Consumo Específico de Combustible:

Este parámetro cuantifica la masa de combustible necesaria para poder generar una unidad de energía útil en nuestro sistema. Se relaciona el flujo másico de combustible suministrado al ciclo de gas y la potencia que es capaz de generar el ciclo combinado, es decir, la suma de la potencia del ciclo de gas y de vapor. Este parámetro resulta sumamente importante en este trabajo para poder determinar la configuración de ciclo combinado que menos combustible consume por unidad energética, la cual usualmente es el KWh:

$$CEC = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV}} = \left[\frac{(Kg_c/s)(3600s/h)}{KW} \right] = 3600 \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV}} [=] \frac{Kg_c}{KWh} \quad (1.14)$$

CAPÍTULO 2

CICLO DE GAS

Este capítulo inicia con los antecedentes principales de la turbina de gas, continuando con la descripción del ciclo Joule-Brayton y el establecimiento del modelo matemático para una turbina de gas simple, considerando el valor de calor específico de los gases de combustión obtenido en el análisis del proceso de combustión del gas natural. Prosigue con la comparación de 3 modelos de turbinas de gas para mostrar el comportamiento de la eficiencia térmica de la turbina de gas, temperatura de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas y el flujo de estos gases de combustión al expandirse en una turbina de gas con temperatura de admisión de 1000°C (caso A), 1200°C (caso B) y 1400°C (caso C). Finalmente se presentan sus diagramas paramétricos donde se relaciona la eficiencia térmica del ciclo de gas con el trabajo motor, así como la temperatura a la salida de la turbina con el flujo de los gases de combustión.

2.1.- Introducción:

El estudio de los sistemas de generación por turbina de gas han tenido aplicaciones como la propulsión de aeronaves y la generación de electricidad desde hace 2 siglos, caracterizándose por transformar la energía térmica de los gases de combustión en energía mecánica. Una de las más importantes ventajas de este sistema es su capacidad de utilizar varios tipos de combustibles en la cámara de combustión. Además, la eficiencia térmica de este tipo de sistemas de generación puede exceder el 40% mediante dispositivos como el recalentamiento y la regeneración del ciclo, además de su posible acoplamiento a otro ciclo de menor temperatura. Las turbinas de gas modernas usadas en aplicaciones industriales han evolucionado a través de la investigación tecnológica a partir del siglo XVIII [31].

Los conceptos termodinámicos de la turbina de gas comenzaron a desarrollarse alrededor de 1750, y permanecieron hasta finales del siglo XIX. A partir de ahí comenzaron una serie de experimentos, como el realizado en 1872 por el alemán Franz Srolze, quien creó y patentó una turbina multietapa y un compresor de flujo axial. El modelo fue probado varias veces entre 1900 y 1904 pero en ninguna de las ocasiones tuvo éxito [31]. Los trabajos independientes del suizo Jacob Ackeret, el eslovaco Aurel Boleslav Stodola, el noruego Aegidius Elling y el alemán Hans Holzwarth fincaron las bases técnicas para la producción de energía mecánica mediante las turbinas de gas, principalmente en los primeros años del siglo XX. Entre 1900 y 1913 se propusieron y diseñaron sistemas que llegaron a tener eficiencias térmicas de alrededor de 13% [32]. A partir de este siglo las turbinas de gas han sido utilizadas en diversas actividades, por ejemplo, la propulsión marítima y aérea, las plantas de cogeneración y plantas de ciclo combinado.

El ciclo de gas, también conocido como ciclo Joule-Brayton, describe el comportamiento termodinámico para la generación de energía en una turbina de gas con gases de combustión como fluido de trabajo al momento de generar trabajo mecánico. Este ciclo inicia bajo condiciones estándar de operación, las cuales se toman de 25°C de temperatura y 1 bar de presión. El aire pasa por un compresor, donde aumenta tanto su presión como su temperatura debido al proceso de compresión. La presión a la que llega el aire a la salida del compresor se da a conocer con la relación de presiones (π).

El aire comprimido llega a la cámara de combustión, donde se mezcla con el gas natural y se lleva a cabo el proceso de combustión, aumentando la temperatura de manera isobárica. Los gases de combustión generados llegan a la entrada de la turbina de gas a una temperatura T_{g3} , la cual depende del modelo de turbina considerada, por lo que entre más moderna sea, mayor es la temperatura que es capaz de soportar. En este proceso de expansión de los gases de combustión se produce suficiente trabajo para el compresor y para generar potencia. A la salida de la turbina de gas, los gases de combustión escapan a presión atmosférica con una temperatura T_{g4} . Esta temperatura depende de la relación de presiones y la eficiencia isentrópica de la turbina. En la Figura 2.1 se muestra el diagrama esquemático de una turbina de gas simple, con un compresor de flujo axial de 14 etapas, y una turbina de 4 etapas. Además, en la Figura 2.2 se puede ver el comportamiento real del ciclo en un diagrama temperatura- entropía.

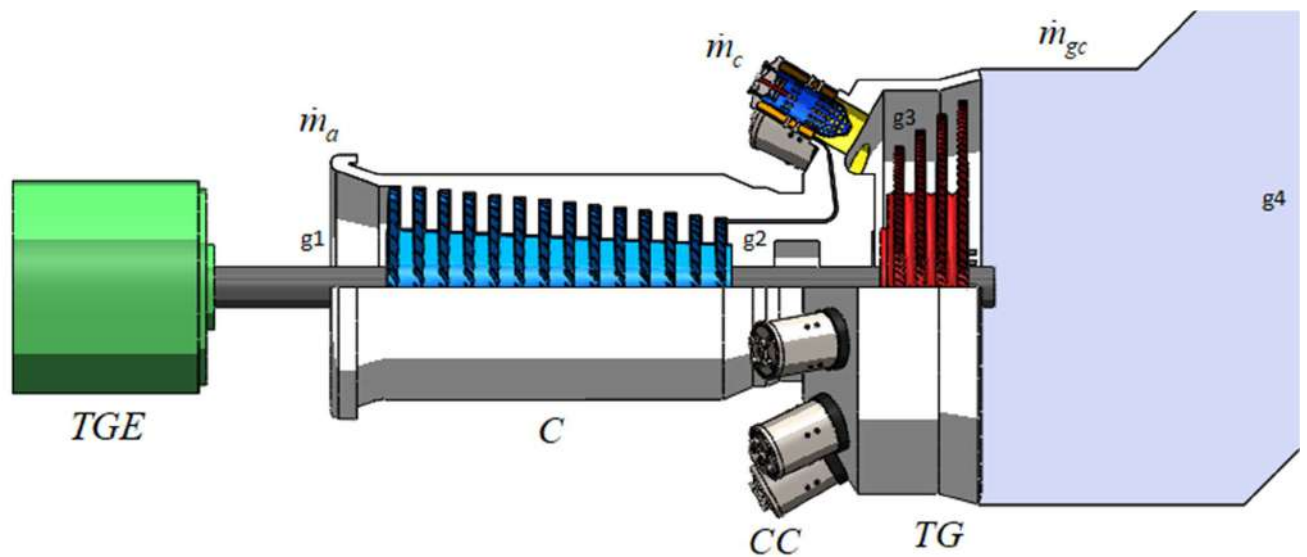


Figura 2.1: Diagrama Esquemático de una Turbina de Gas Simple.

Ciclo de Gas Real:

La diferencia entre el comportamiento ideal y real mostrado en el compresor y en la turbina se representa utilizando las eficiencias isentrópicas, las cuales muestran el incremento de entropía en el proceso de compresión del aire y de la expansión de los gases de combustión. Las eficiencias isoentrópicas se definen como:

Eficiencia Isentrópica del Compresor:

$$\eta_{SIC} = \frac{w_I}{w_R} = \frac{h_{g_{2s}} - h_{g_1}}{h_{g_2} - h_{g_1}} \quad (2.1)$$

Eficiencia Isentrópica de la Turbina:

$$\eta_{SIT} = \frac{w_R}{w_I} = \frac{h_{g_3} - h_{g_4}}{h_{g_3} - h_{g_{4s}}} \quad (2.2)$$

Una manera sencilla de plantear estas eficiencias es recordando que el valor siempre es menor a la unidad, y analizando si el dispositivo consume o genera trabajo. Si es un dispositivo que genera trabajo, sabemos que su máximo trabajo es el ideal, por lo que el trabajo real, que es menor, se ubica en el numerador de la operación. Si, por el contrario, tratamos con un dispositivo consumidor de trabajo, el trabajo ideal resulta el menor que puede llegar a consumir, por lo que el trabajo real, siempre mayor, se encontrará en el denominador.

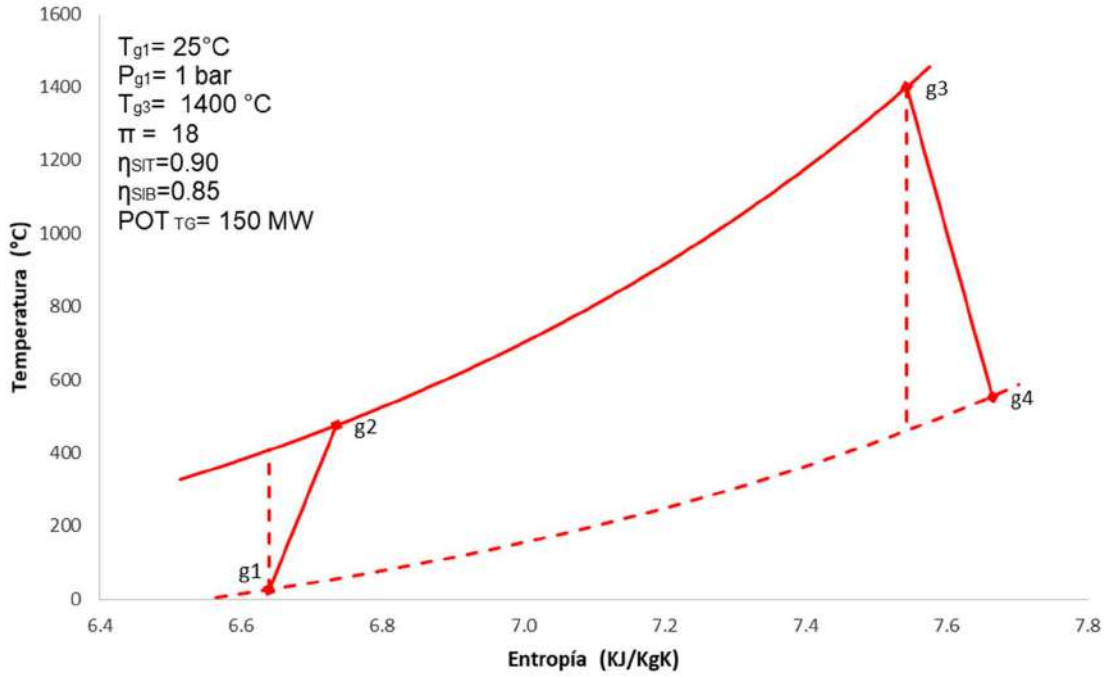


Figura 2.2: Diagrama Temperatura- Entropía del ciclo de gas real.

A continuación, se obtiene el modelo matemático que describe los procesos realizados en el ciclo de gas, en función de π , γ , η_{SIC} , η_{SIT} , c_p , c_{pgc} , RCA y T_{g1} .

2.2.- Proceso g_1 - g_2 : Compresión Politrópica:

$$\eta_{SIC} = \frac{w_l}{w_R} = \frac{h_{g_{2s}} - h_{g_1}}{h_{g_2} - h_{g_1}} \Rightarrow h_{g_2} = \frac{h_{g_{2s}} - h_{g_1}}{\eta_{SIC}} + h_{g_1} \quad (2.3)$$

El trabajo de compresión es igual a la diferencia de entalpías a la salida y a la entrada del dispositivo considerando un sistema adiabático.

$$w_c = h_{g_2} - h_{g_1} = \frac{h_{g_{2s}} - h_{g_1}}{\eta_{SIC}} + h_{g_1} - h_{g_1} \quad (2.4)$$

Reagrupando términos:

$$w_c = c_p \frac{T_{g_{2s}} - T_{g_1}}{\eta_{SIC}} \quad (2.5)$$

Conociendo que para condiciones isentrópicas:

$$\frac{T_{g_{2s}}}{T_{g_1}} = \left(\frac{P_{g_{2s}}}{P_{g_1}} \right)^x = \pi^x \quad (2.6)$$

Sustituyendo la ecuación 2.6 en 2.5:

$$\boxed{w_c = \frac{c_{p_a} T_{g_1}}{\eta_{SIC}} (\pi^x - 1)} \quad (2.7)$$

2.3.- Proceso g₂-g₃: Adición de Calor a Presión Constante:

El calor que recibe el ciclo proviene del calor de una reacción de combustión entre el gas natural y el aire. Nuevamente se tiene una diferencia de entalpías, esta vez a la entrada y a la salida de la cámara de combustión. Se considera esa diferencia en el flujo por parte del combustible utilizando la Relación Aire-Combustible (RAC):

$$q_{SUM} = h_{g_3} (1 + RCA) - h_{g_2} = h_{g_3} (1 + RCA) - \frac{h_{g_2} - h_{g_1}}{\eta_{SIC}} - h_{g_1} \quad (2.8)$$

Sustituyendo de la ecuación 2.3:

$$q_{SUM} = c_{p_{gc}} T_{g_3} (1 + RCA) - c_p T_{g_1} \left[\frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} + 1 \right] \quad (2.9)$$

Factorizando y reagrupando términos se llega a la siguiente expresión:

$$q_{SUM} = c_p T_{g_1} \left[y \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} (1 + RCA) - \left[\frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} + 1 \right] \right] \quad (2.10)$$

2.4.- Proceso g₃-g₄: Expansión Politrópica:

El trabajo realizado en la turbina de gas es la diferencia de entalpías a la entrada y salida de este dispositivo, por lo que se expresa de la siguiente manera:

$$w_{TG} = (h_{g_3} - h_{g_4}) (1 + RCA) = \left[\eta_{SIT} (h_{g_3} - h_{g_4s}) \right] (1 + RCA) \quad (2.11)$$

Reagrupando términos:

$$w_{TG} = \left[\eta_{SIT} c_{p_{gc}} (T_{g_3} - T_{g_4s}) \right] (1 + RCA) \quad (2.12)$$

Sustituyendo la ecuación 2.6 en 2.12:

$$\boxed{w_{TG} = \left[\eta_{SIT} c_{p_{gc}} T_{g_3} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) \right] (1 + RCA)} \quad (2.13)$$

2.5.- Proceso g₄-g₁: Rechazo de Calor:

Este proceso consiste en el calor de salida de la turbina de gas y que se rechaza al medio ambiente; se expresa de la siguiente manera:

$$q_{RECH} = h_{g_4} (1 + RCA) - h_{g_1} = \left[h_{g_3} - \eta_{SIT} (h_{g_3} - h_{g_{4s}}) \right] (1 + RCA) - h_{g_1} \quad (2.14)$$

Reagrupando términos:

$$q_{RECH} = c_{p_{gc}} T_{g_3} (1 + RCA) \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{T_{g_{4s}}}{T_{g_3}} \right) \right] - c_p T_{g_1} \quad (2.15)$$

Factorizando y sustituyendo ecuación 2.6 en 2.15:

$$q_{RECH} = c_p T_{g_1} \left[y \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) \right] (1 + RCA) - 1 \right] \quad (2.16)$$

2.6.- Trabajo Motor:

El trabajo motor se define como el trabajo útil que genera la turbina de gas. Se considera como la diferencia entre el trabajo generado por la turbina de gas y el trabajo que requiere el compresor para llevar al aire del estado g_1 a g_2 :

$$W_m = W_{TG} - W_c \quad (2.17)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.7 y 2.13 en 2.17:

$$w_m = \left[\eta_{SIT} c_{p_{gc}} T_{g_3} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) \right] (1 + RCA) - \frac{c_p T_{g_1}}{\eta_{SIC}} (\pi^x - 1) \quad (2.18)$$

Factorizando y reagrupando términos se llega a la siguiente expresión para el cálculo del trabajo motor del ciclo de gas:

$$w_m = c_p T_{g_1} \left[\left[\eta_{SIT} \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} y \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) \right] (1 + RCA) - \frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} \right] \quad (2.19)$$

2.7.- Eficiencia Térmica del Ciclo de Gas:

La eficiencia térmica del ciclo de gas se define como la relación entre el trabajo motor efectuado y el calor suministrado al ciclo:

$$\eta_{TG} = \frac{W_m}{q_{SUM}} \quad (2.20)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.19 y 2.10 en 2.20:

$$\eta_{TG} = \frac{c_p T_{g1} \left[\eta_{SIT} \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} y \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) (1 + RCA) - \frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} \right]}{c_p T_{g1} \left[y \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} (1 + RCA) - \left[\frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} + 1 \right] \right]} \quad (2.21)$$

Factorizando y reagrupando términos, llegamos a esta expresión con la cual se puede obtener la eficiencia térmica para el ciclo de gas dependiendo del tipo de turbina a considerar:

$$\eta_{TG} = \frac{\eta_{SIT} \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} y \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) (1 + RCA) - \frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}}}{y \frac{c_{p_{gc}}}{c_p} (1 + RCA) - \left[\frac{\pi^x - 1}{\eta_{SIC}} + 1 \right]} \quad (2.22)$$

De estas ecuaciones existen variables que cambian dependiendo del modelo de la turbina a utilizar. Estas variables son π^x , $\pi^{x_{gc}}$, y , $c_{p_{gc}}$ y RCA . Las variables dependen en principal medida de la temperatura a la que entran los gases de combustión a la turbina de gas y de la relación de presiones. Entre más moderna sea una turbina de gas, está temperatura y relación de presiones serán mayores. En la Tabla 2.1 se puede ver el comportamiento de dicha variación, ya que el modelo A presenta un menor calor específico de los gases de combustión, así como una Relación Combustible-Aire menor a los casos B y C. esto se debe a que su temperatura a la entrada de la turbina es menor, por lo que requiere un mayor flujo de aire para alcanzar dicha temperatura. Realizando las operaciones correspondientes se observa el cambio en los parámetros más importantes a considerar, los cuales son el flujo de los gases de combustión, la temperatura a la salida de la turbina de gas, el trabajo motor y la eficiencia térmica del ciclo de gas.

Tabla 2.1: Variables consideradas por diferentes modelos de turbina de gas.

Modelo	π^x [-]	$\pi^{x_{gc}}$ [-]	y [-]	$c_{p_{gc}}$ [KJ/KgK]	RCA [-]
A ($T_{g3} = 1000^{\circ}C$)	1.930	1.794	4.270	1.139	0.0160
B ($T_{g3} = 1200^{\circ}C$)	2.125	1.954	4.940	1.164	0.0201
C ($T_{g3} = 1400^{\circ}C$)	2.246	2.053	5.611	1.189	0.0251

El flujo de los gases de combustión se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m}_a \left[1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \right] = \dot{m}_a [1 + RCA] \quad (2.23)$$

La temperatura a la salida de la turbina de gas se obtiene de la siguiente manera:

$$T_{g4} = T_{g3} - ((T_{g3} - T_{g4})\eta_{STT}) \quad (2.24)$$

Los valores para el trabajo motor, la eficiencia térmica del ciclo de gas, la temperatura a la salida de la turbina y el flujo másico de los gases de combustión para las 3 turbinas de gas analizadas son:

Tabla 2.2: Parámetros Relevantes del Ciclo de Gas.

Modelo	w_m [KJ/Kg]	$\eta_{TH_{TG}}$ [-]	T_{g4} [°C]	\dot{m}_{gc} [Kg/s]
A($T_{g3}=1000^{\circ}C$)	264.39	0.307	492.59	567.34
B($T_{g3}=1200^{\circ}C$)	365.12	0.343	561.61	410.81
C($T_{g3}=1400^{\circ}C$)	476.68	0.370	638.04	314.67

En la Tabla 2.1 se muestra la variación de estos parámetros de acuerdo con el modelo de turbina de gas. Se muestra que entre mayor sea la temperatura de admisión en la turbina, mayor será el trabajo motor, la eficiencia térmica del ciclo de gas y la temperatura de los gases a la salida de la turbina, mientras que el flujo de los gases decrecerá. En la Figura 2.3 se presenta un diagrama paramétrico donde se muestra el comportamiento de la eficiencia térmica y el trabajo motor en función de la temperatura a la entrada de la turbina de gas y de la relación de presiones. Se enfatizan los puntos que representan las turbinas de la Tabla 2.2. Se muestra un comportamiento no lineal, en el que a mayor temperatura aumenta el trabajo motor manteniendo la relación de presiones constante, mientras que los incrementos en la relación de presiones representan un aumento en la eficiencia térmica del ciclo. Así mismo, se muestra que, para cada temperatura de entrada, T_{g3} , existe una relación de presiones óptima, en la que se obtiene el trabajo motor máximo, por lo que al superar dicha presión, el trabajo motor comienza a disminuir.

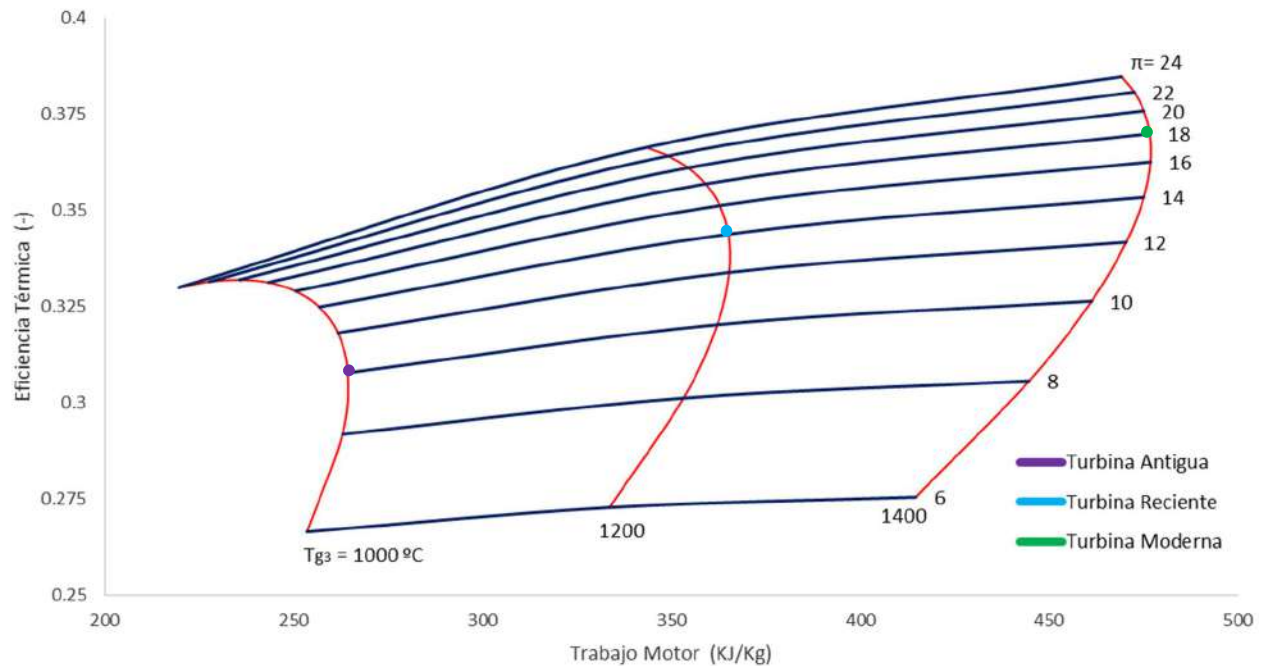


Figura 2.3: Diagrama paramétrico Eficiencia térmica - Trabajo motor.

En la Figura 2.4 se observa un comportamiento similar, donde se compara el flujo de los gases de combustión con la temperatura T_{g4} de la turbina de gas, en función de la temperatura a la entrada de la turbina de gas y de la relación de presiones. Se muestra que el flujo de los gases de combustión se reduce al aumentar la T_{g3} . Asimismo, existe un decremento en la temperatura de salida de los gases cuando se aumenta la relación de presiones, y la mínima cantidad de gases de combustión se obtiene al operar con la presión óptima de trabajo motor.

Por consiguiente, a mayores relaciones de presión y temperaturas de admisión de los gases de combustión a la turbina de gas, se tiene una mayor eficiencia térmica de este ciclo, además de una mayor temperatura a la salida de la turbina y un menor flujo de los gases de combustión para generar una potencia constante.

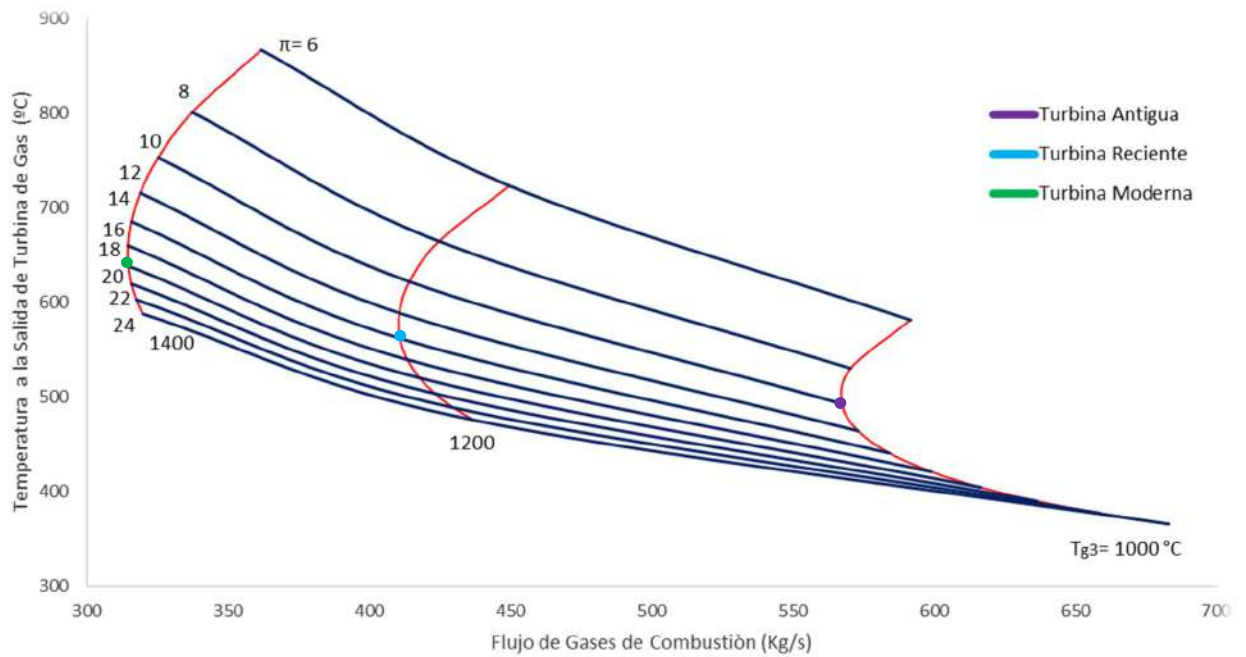


Figura 2.4: Diagrama paramétrico Temperatura de Salida - Flujo de Gases de Combustión.

En el siguiente capítulo se mostrará el análisis termodinámico de las plantas de ciclo combinado, es decir, la unión del ciclo de gas con el ciclo de vapor mediante el acoplamiento de una caldera de recuperación de calor. Con este análisis se podrán hacer comparaciones en cuanto a cada configuración de ciclo de vapor acoplado a las tres diferentes turbinas de gas, y se podrán determinar las ventajas y desventajas de utilizar ciertas configuraciones. Se podrá encontrar la configuración que mayores eficiencias presente y se sabrá qué parámetros influyen de mayor manera en el ciclo de vapor, si el flujo de los gases de combustión o la temperatura a la que llegan dichos gases a la CRC.

CAPÍTULO 3

CICLO COMBINADO CON 3 NIVELES DE PRESIÓN

En el presente capítulo se describen las configuraciones de los ciclos de vapor con tres niveles de presión acopladas a una turbina de gas mediante una caldera de recuperación de calor (CRC), conformando una planta de ciclo combinado de gas-vapor. Se proponen 6 diferentes arreglos en los intercambiadores de calor de la CRC y se analiza el acoplamiento con cada una de las turbinas de gas propuestas en el Capítulo 2. Para cada configuración de ciclo combinado se presenta un diagrama de temperatura-entropía con sus condiciones óptimas de operación para obtener la potencia máxima en una región de trabajo segura, así como el perfil de temperaturas de cada configuración de las CRC y el diagrama paramétrico donde se muestra la potencia generada y la calidad del vapor en la última expansión a diferentes presiones y temperaturas de entrada de la turbina de alta presión. Finalmente, se concluye el capítulo con la comparación de los parámetros principales para cada configuración establecida con su respectivo acoplamiento de turbina de gas.

El ciclo de vapor con tres niveles de presión es la configuración más implementada en las plantas de ciclo combinado que operan en nuestro país. Estas plantas son las que recuperan más energía térmica de los gases de escape de la turbina de gas en comparación con los de 1 y 2 niveles de presión [27]. El acomodo de los intercambiadores de calor que se establece en la CRC influye en la recuperación de la energía térmica que se transfiere desde los gases de combustión hasta el ciclo de vapor, por lo que, al realizar el análisis termodinámico de las diferentes configuraciones, se puede determinar cuál configuración es la que incrementa en mayor proporción la potencia generada y/o la eficiencia térmica. Estos ciclos de vapor pueden operar con presiones de vapor vivo dentro del rango de presiones subcríticas, es decir, entre 90 a 150 bar [28]. En este trabajo de acuerdo con los prontuarios térmicos de los ciclos combinados de Manzanillo, Agua Prieta y Tamazunchale se simuló condiciones de la caldera de recuperación en el domo de alta presión en un intervalo de 70 hasta 120 bar.

En la Figura 3.1 se presenta el diagrama esquemático de una planta de ciclo combinado gas-vapor, donde se muestran los tres sistemas: 1) ciclo de gas, 2) CRC y 3) ciclo de vapor. En la CRC de acuerdo a la empresa que instala los proyectos llave en mano y los requerimientos de generación de potencia, el orden de los serpentines de los intercambiadores de calor presenta arreglos en serie o en paralelo y/o se instalan precalentadores. La configuración de la caldera de recuperación puede variar el comportamiento final del ciclo de vapor, afectando tanto a la potencia como la eficiencia térmica del ciclo, por lo que en este capítulo se compararán 6 configuraciones:

- 1) Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Serie.
- 2) Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Paralelo.
- 3) Ciclo de Vapor con cambio Sobrecalentamiento de Baja Presión, Economizador de Alta Presión y Sobrecalentamiento de Media Presión.
- 4) Agua Prieta.
- 5) Manzanillo.
- 6) Tamazunchale.

El análisis del ciclo de vapor inicia en la entrada de la turbina de alta presión (Estado v_1), donde el flujo de vapor sobrecalentado entra a la máxima presión y temperatura de operación, para expandirse y producir trabajo mecánico. El fluido sale de la turbina de alta presión a menor presión y temperatura (v_2), mezclándose con el flujo secundario que proviene del sobrecalentamiento de media presión y reingresando a la CRC en el recalentamiento de media presión (v_3), aumentando su temperatura a la presión media. Posteriormente el flujo vuelve a mezclarse, ahora con el que viene del sobrecalentamiento de baja presión, para llegar a la turbina de baja y expandirse por última vez (v_5). A la salida de esta turbina, el flujo total llega a una fase de mezcla saturada (v_6), con una calidad no menor a 0.88, pasando después a un condensador donde cede parte de su energía térmica a temperatura y presión constante (v_7), hasta llegar a una fase de líquido saturado. A partir de ahí llega a una bomba, donde alcanza la presión del domo de baja (v_8). Este líquido entra al economizador de baja presión, donde aumenta su temperatura a presión constante hasta llegar a la fase de líquido saturado (v_9). De ahí llega al domo de baja presión, donde el fluido se almacena y se separa. Aquí, una parte del flujo pasa al evaporador de baja presión, otra

a la sección de media y otra a la de alta. El líquido que pasa al evaporador de baja presión se evapora a presión constante (v_{10}), para después llegar al sobrecalentamiento de baja presión y dirigirse a la turbina de baja (v_{5a}). El líquido de media presión llega a una bomba, donde alcanza la presión que le corresponde (v_{11}). Después pasa al economizador de media presión, donde aumenta su temperatura a presión constante y llegando a la fase de líquido saturado (v_{12}), para después pasar al evaporador de media, cambiando de fase hasta llegar a vapor saturado (v_{13}). El fluido de trabajo se suministra al sobrecalentamiento de media presión, donde alcanza la máxima temperatura posible, justo antes de mezclarse con el fluido que sale de la turbina de alta presión, llegando al recalentamiento de media (v_3). El líquido de alta presión, que proviene del domo de baja, pasa a una bomba, donde alcanza la presión de vapor vivo (v_{14}). A partir de ahí el fluido pasa al precalentador (v_{15}), después al economizador (v_{16}), luego al evaporador (v_{17}), y finaliza en el sobrecalentamiento de alta presión, donde se alcanza la máxima temperatura, justo antes de que este vapor sobrecalentado entre a la turbina de alta presión.

Estos ciclos cuentan con la ventaja de aprovechar los flujos de vapor a las diferentes presiones para una máxima generación de energía, ya que el flujo que llega a la turbina de alta presión es reingresado a la CRC ahora como flujo de media presión, adicionado al que ya tiene esta presión, y generando otro porcentaje de potencia. De igual manera ocurre para la presión baja, ya que el flujo que sale de la turbina de media se suma al flujo de baja presión, para ingresar a la turbina de baja y generar otro porcentaje adicional, ya con el flujo total de vapor [35].

El análisis termodinámico del ciclo de vapor se inicia con el cálculo del estado a la entrada de la turbina de alta presión, el cual tiene la temperatura máxima de este ciclo, y que es dependiente de la temperatura de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas y de una diferencia de temperaturas conocida como temperatura de aproximación caliente [T_{AC}], la cual se considera con un valor mínimo de 50 °C, siempre y cuando la temperatura de vapor vivo no supere una temperatura de 560°C, ya que es la máxima que puede soportar la turbina de vapor convencional. Si se llega a dar el caso, se considerará una T_{AC} mayor que permita cumplir con esa temperatura de vapor vivo máxima [36].

La presión y temperatura a la que entra el vapor a la turbina se les conocen como presión de vapor vivo [P_{v1}] y temperatura de vapor vivo [T_{v1}], respectivamente. La presión de vapor vivo puede variar para obtener la máxima potencia obtenible del ciclo de vapor. Por lo general, a mayor presión de vapor vivo existe una mayor potencia en el ciclo de vapor. Sin embargo, existen casos en donde al seguir aumentando esta presión, la potencia comienza a disminuir o el vapor a la salida de la turbina llega a tener humedad que pone en riesgo su seguridad, por lo que no puede seguirse aumentando la presión, y se obtiene una máxima potencia del ciclo de vapor a esa P_{v1} . En cuanto a la presión de media, se ha optado por establecer una relación de $0.3 * P_{v1}$, y para la de baja se considera una de 3 bar [37].

Otro parámetro importante a considerar es la temperatura de punto de pliegue, la cual consiste en la diferencia de temperatura entre los gases de combustión que salen en la sección del evaporador y la temperatura a la que entra el líquido saturado en dicho intercambiador. Al contar con 3 evaporadores, estos ciclos cuentan con 3 temperaturas de punto de pliegue y son renombradas de acuerdo con la presión del evaporador que se esté considerando, es decir, de alta, media y baja presión.

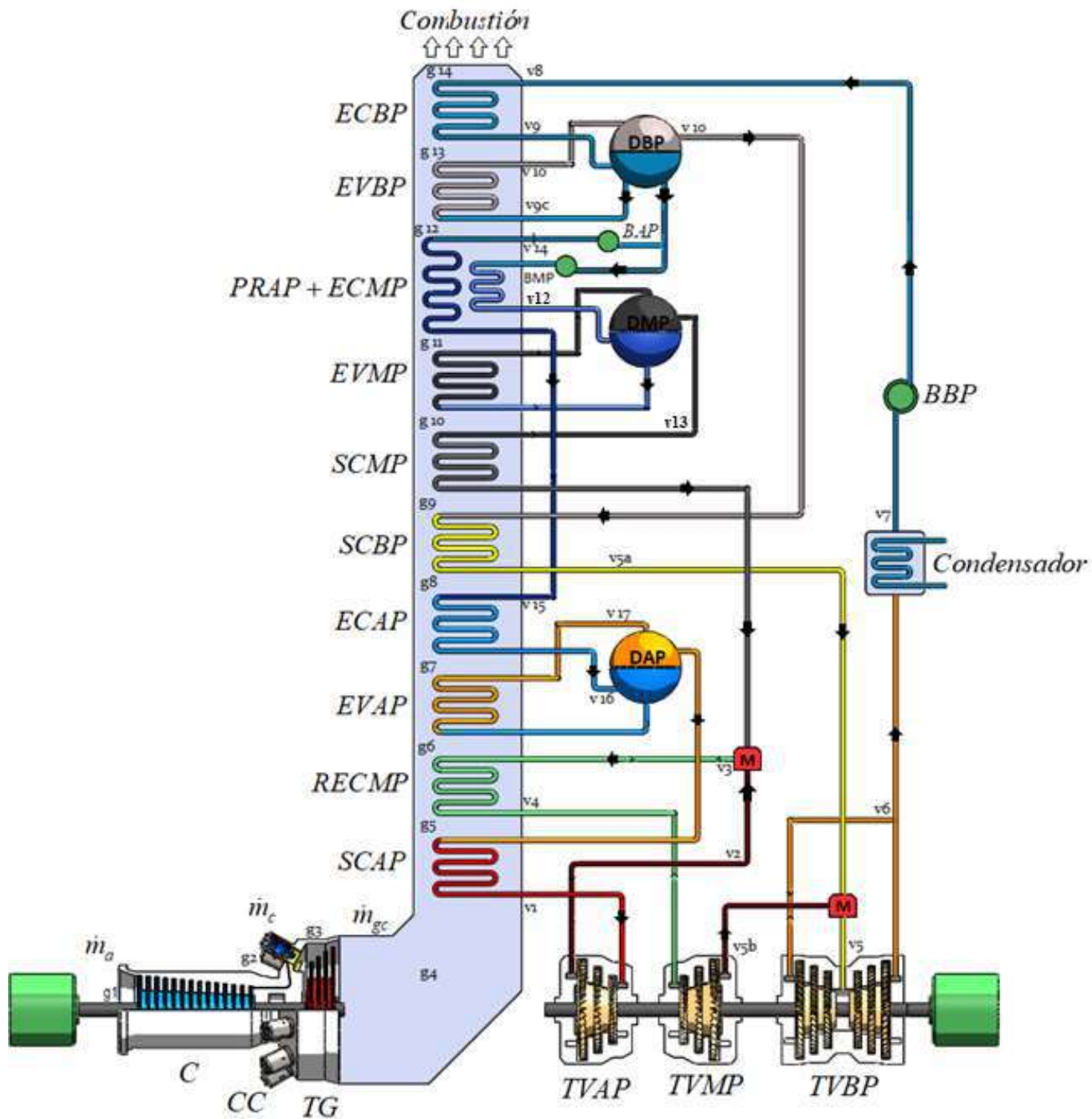


Figura 3.1: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP con RCMP y SCAP en serie.

Con estos parámetros establecidos y realizando el balance de energía en la CRC es posible obtener el perfil de temperaturas, en el cual se nos permite observar la transferencia de energía térmica que ocurre entre los gases de combustión y el ciclo de vapor. Es importante poner especial atención al comportamiento del perfil de temperaturas, ya que es común encontrar regiones de entrecruzamiento de temperaturas entre el vapor y los gases de

combustión, las cuales son posibles en nuestros resultados, pero no en la realidad, ya que esto representa que el vapor les cede calor a los gases de combustión, lo cual no se pretende. Esto se soluciona aumentando la temperatura de punto de pliegue de la presión que más influya en esa región del entrecruzamiento, lo cual disminuye la potencia máxima obtenible, pero se obtiene un perfil de temperatura correcto del análisis termodinámico.

Estos ciclos deben entregar temperaturas de los gases de combustión a la salida de la CRC mayores de 120°C para evitar la condensación de dichos gases [38]. Para los casos en los que esto no se pueda lograr, se aumentan las temperaturas de punto de pliegue, sobre todo la de baja presión, hasta encontrar temperaturas a la salida de la CRC no menores a 120°C. Para finalizar, se establecen las consideraciones de las propiedades termodinámicas del condensador. Para este análisis se considera una presión del condensador de 0.11 bar y una temperatura de 47.68 °C.

3.1.- Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Serie:

A continuación, se presenta el análisis termodinámico del ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento de media presión y sobrecalentamiento de alta en serie. En la Figura 3.1 se muestra el diagrama esquemático de este ciclo. Se observa que el precalentamiento de media presión y el economizador de media se encuentran en paralelo, por lo que al realizar el balance de energía en estos intercambiadores se utilizará una misma ecuación. Por el contrario, el sobrecalentamiento de alta presión y el recalentamiento de media se encuentran en serie, por lo que su balance de energía será independiente el uno del otro.

El flujo de vapor total del ciclo se calcula a partir de la suma de los flujos obtenidos a alta, media y baja presión, los cuales están en función del flujo de los gases de combustión, así como de las entalpías del vapor y de los gases en los diferentes estados de las entradas y salidas de cada intercambiador. Este flujo de vapor total se separa en el domo de baja presión y se dirige a la zona de alta y media presión, donde pasan por sus respectivos intercambiadores de calor, llegando con una gran cantidad de energía recuperada a las turbinas de vapor, donde se expanden para generar trabajo útil. Para el cálculo de estos flujos, así como de las temperaturas intermedias de los gases de combustión en la CRC, se realiza el balance de energía, por lo que se desarrolla un sistema de ecuaciones para encontrar dichos valores.

Primero se determinan los estados del ciclo de vapor, para calcular las propiedades termodinámicas de cada estado y utilizarlas en los balances de energía para el cálculo de los flujos de vapor. Obteniendo los flujos de vapor es posible determinar la potencia y eficiencia térmica del ciclo de vapor, y realizar el análisis paramétrico para la obtención de la máxima potencia del ciclo.

El balance de energía en la CRC se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{ECBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_{13}} + \dot{m}_{v_T} h_{v_8} = \dot{m}_{gc} h_{g_{12}} + \dot{m}_{v_T} h_{v_9} \quad (3.1)$$

$$\text{EVBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_{12}} + \dot{m}_{v_3} h_{v_9} = \dot{m}_{gc} h_{g_{13}} + \dot{m}_{v_3} h_{v_{10}} \quad (3.2)$$

$$\text{PRAP + ECMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_{11}} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{14}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{11}} = \dot{m}_{gc} h_{g_{12}} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{15}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{12}} \quad (3.3)$$

$$\text{EVMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_{10}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{12}} = \dot{m}_{gc} h_{g_{11}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{13}} \quad (3.4)$$

$$\text{SCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_9} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{13}} = \dot{m}_{gc} h_{g_{10}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{12}} \quad (3.5)$$

$$\text{SCBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_8} + \dot{m}_{v_3} h_{v_{10}} = \dot{m}_{gc} h_{g_9} + \dot{m}_{v_3} h_{v_5} \quad (3.6)$$

$$\text{ECAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_7} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{15}} = \dot{m}_{gc} h_{g_8} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{16}} \quad (3.7)$$

$$\text{EVAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_6} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{16}} = \dot{m}_{gc} h_{g_7} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{17}} \quad (3.8)$$

$$\text{RCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_2} = \dot{m}_{gc} h_{g_6} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_4} \quad (3.9)$$

$$\text{SCAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_4} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{17}} = \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \dot{m}_{v_1} h_{v_1} \quad (3.10)$$

Para cada acoplamiento se muestra un diagrama Temperatura-Entropía a las condiciones óptimas de operación de cada ciclo, un perfil de temperatura que muestra el intercambio de calor entre la CRC y el ciclo de vapor, y un diagrama paramétrico que muestra la variación de la potencia del ciclo de vapor al utilizar distintas presiones y temperaturas de vapor vivo.

3.1.1- Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Serie acoplada a Turbina de Gas A.

En la Figura 3.2 se puede ver el diagrama de temperatura- entropía del ciclo de vapor acoplada a una turbina de gas caso A, con una presión de vapor vivo de 100 bar y una temperatura de 442.5 °C. Se muestran 2 regiones intermedias entre la presión de alta y la de condensación. Estas son los niveles de media y baja presión. Se muestra que en el estado v₆, el cual corresponde a la salida de la turbina de baja presión, el fluido sale en fase de mezcla saturada, con una calidad ligeramente mayor a 0.88.

En la Figura 3.3 se presenta el perfil de temperaturas, y se muestra que los intercambiadores de calor que más energía recuperan son el sobrecalentamiento de alta, el recalentamiento de media, evaporador de alta y economizador de alta, los cuales juntos aportan aproximadamente, el 50% del calor recuperado en la CRC y por consiguiente el

mayor flujo de vapor. Las temperaturas de punto de pliegue para todas las presiones resultan ser de 30°C. Esto para evitar el entrecruzamiento entre las temperaturas del flujo de gas y de vapor, y para obtener una temperatura a la salida de la CRC mayor a 120 °C para evitar la condensación del vapor de agua a la salida de la chimenea.

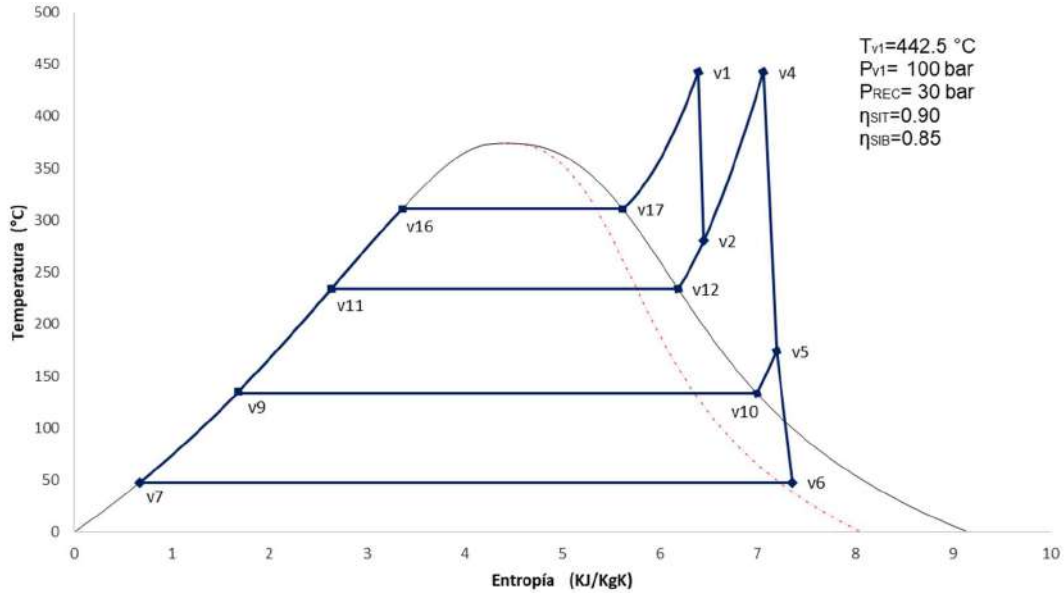


Figura 3.2: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso A.

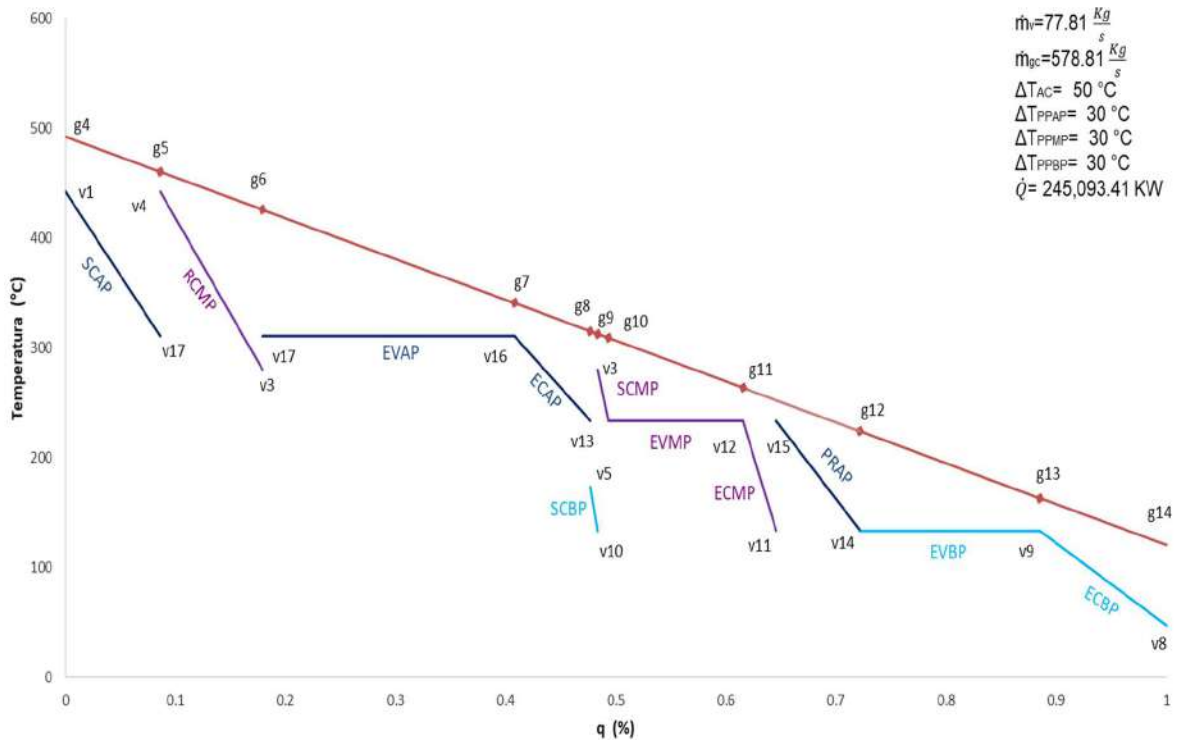


Figura 3.3: Perfil de Temperaturas de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso A.

En la Figura 3.4 se presenta el diagrama paramétrico de este ciclo, donde se observa que en el intervalo de presiones entre 100 y 110 bar es donde se obtiene la máxima potencia del ciclo de vapor, por lo que no resulta conveniente seguir aumentando la presión de vapor vivo. Así mismo, los incrementos en la temperatura, T_{v1} , afectan en mayor proporción a la generación de potencia que el efecto provocado por el incremento de la P_{v1} . En condiciones óptimas de operación, el ciclo de vapor puede llegar a recuperar una potencia en promedio mayor a los 78.2 MW. También se muestra que al aumentar la T_{v1} , la presión de entrada de la turbina debe de ser menor a 100 bar, debido a que la calidad del vapor de la última etapa de expansión es menor a 0.88.

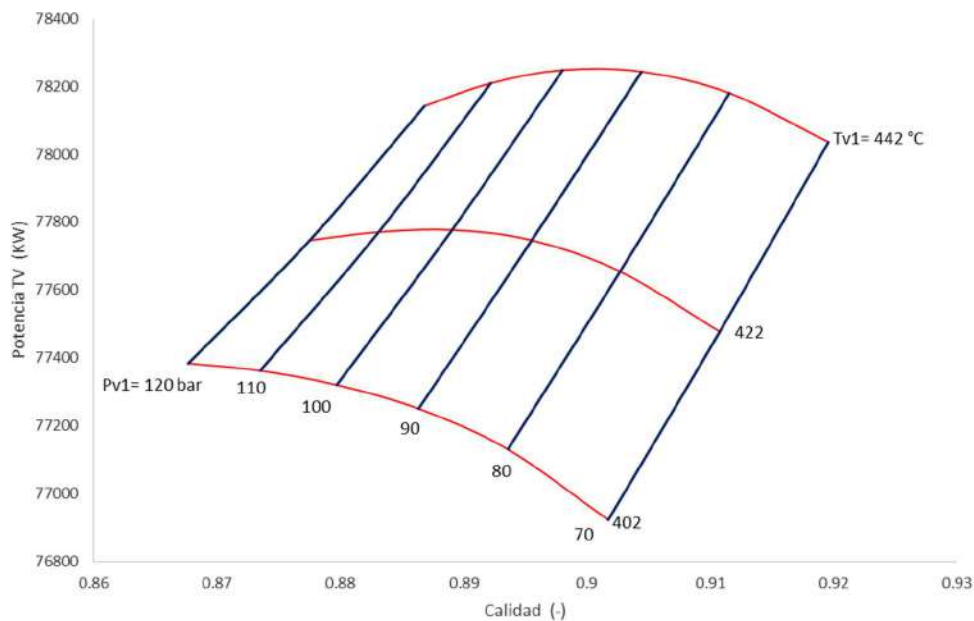


Figura 3.4: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso A.

3.1.2- Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Serie acoplada a Turbina de Gas B.

En la Figura 3.5 se muestra el diagrama Temperatura- entropía, con una presión de vapor vivo de 120 bar y una temperatura de vapor vivo de 491 °C, la cual se obtiene al establecer una temperatura de aproximación caliente de 70°C para evitar una región de entrecruzamiento de temperaturas entre los gases de combustión y el ciclo de vapor. También puede verse que el ciclo de vapor opera en condiciones seguras para la turbina.

El perfil de temperaturas se presenta en la Figura 3.6. En relación con el caso A, se incrementa la presión, P_{v1} y la P_{rec} , incrementando la generación de trabajo útil y el potencial de la recuperación de calor. Así mismo, se puede notar que la pendiente del perfil de temperaturas de los gases de combustión aumenta, debido a que la temperatura a la que entra al sobrecalentamiento de alta presión se incrementa. Esto repercute en la temperatura a la que salen dichos gases de la CRC, por lo que es necesario aumentar la temperatura de punto de pliegue en los evaporadores de todas las presiones, llegando a ser de 70 °C para la región de alta presión, 50°C para la de media y 40°C para la de baja. Estos aumentos

afectan negativamente a la recuperación de calor del ciclo, que llega a ser de 210,751 KW. También se muestra que los intercambiadores de calor de presiones medias y altas son los que mayor cantidad de calor recuperan para el ciclo de vapor.

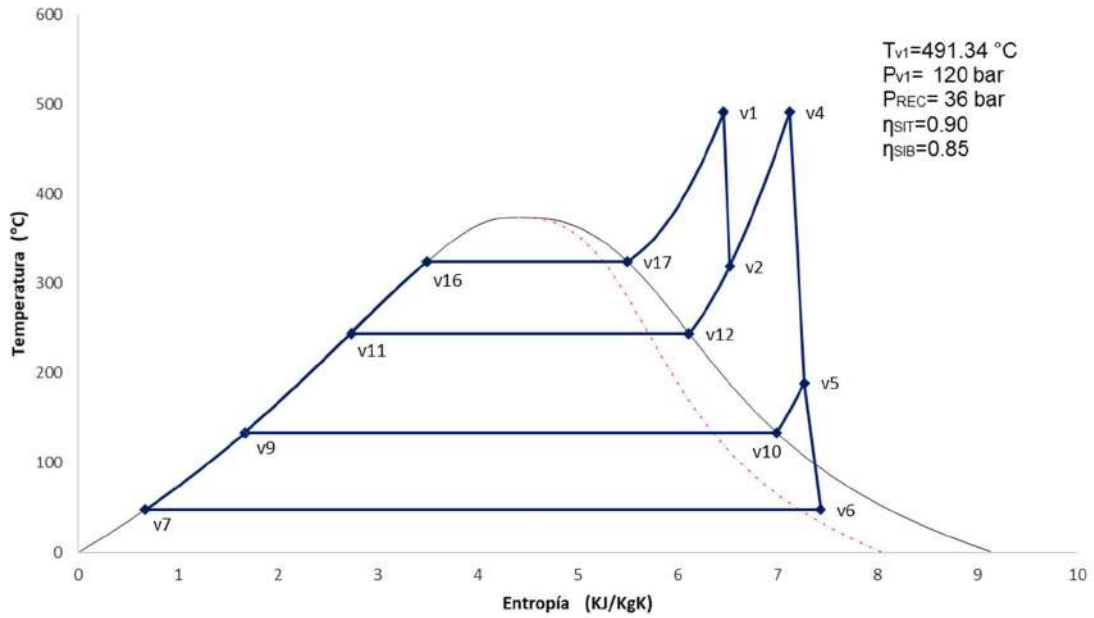


Figura 3.5: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso B.

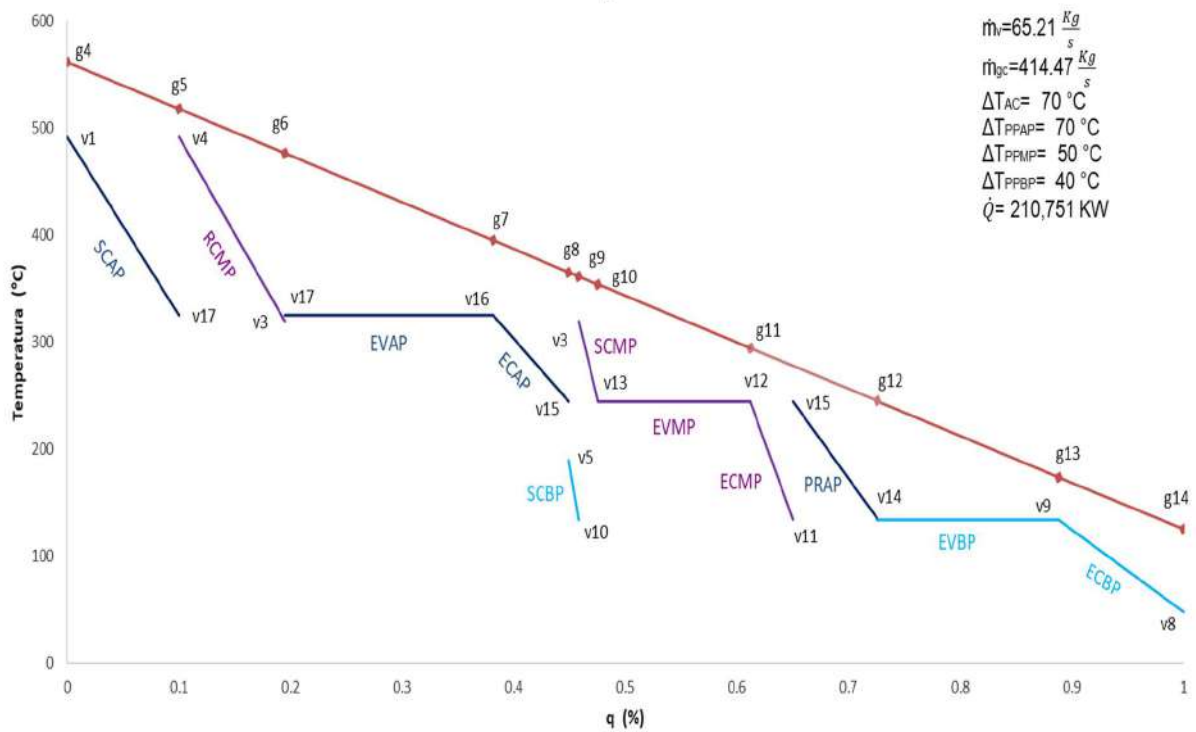


Figura 3.6: Perfil de Temperaturas de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso B.

En la Figura 3.7 se presenta el diagrama paramétrico, donde se muestra un aumento en la potencia del ciclo de vapor, al aumentar la presión de vapor vivo manteniendo constante la T_{V1} . La potencia generada para las condiciones de $P_{V1}=120$ bar y $T_{V1}= 491^{\circ}\text{C}$ es de 69.4 MW, que resulta en una menor potencia de salida que el caso anterior. Sin embargo, la potencia del ciclo de vapor se puede aumentar, al incrementar la presión del domo de presión intermedia y baja presión para disminuir la región entra las corrientes, aumentando así la recuperación de calor. En este caso se puede incrementar la P_{V1} hasta 130 bar a la misma T_{V1} e incrementar la potencia en 100 KW adicionales. Así mismo, se muestra que entra mayor sea la T_{V1} mayor puede ser la P_{V1} , manteniendo las condiciones de operación seguras, es decir con una calidad del vapor en la última etapa de expansión de 0.88.

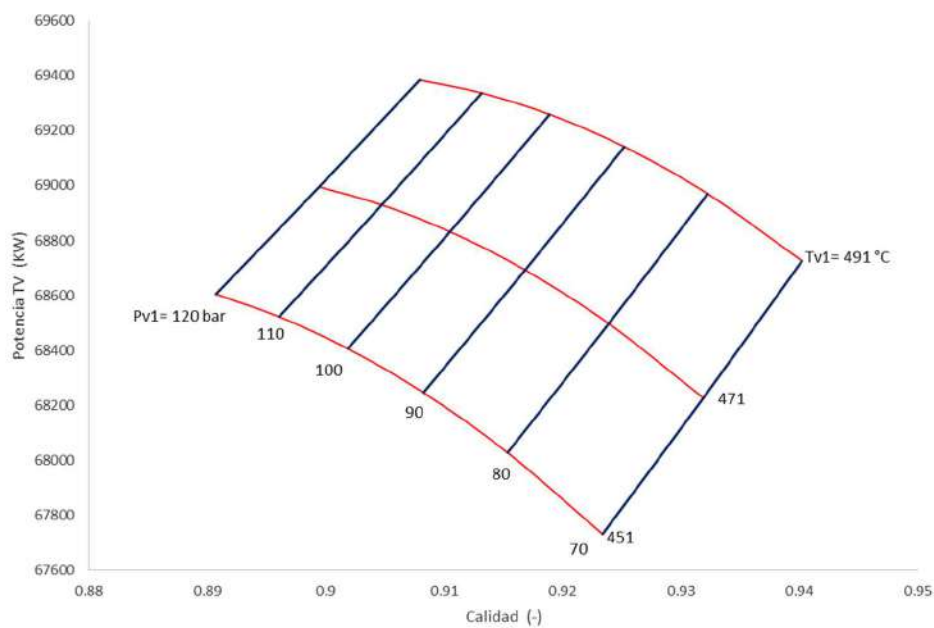


Figura 3.7: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso B.

3.1.3- Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en Serie acoplada a Turbina de Gas C.

Se presenta la configuración del ciclo de vapor acoplada a la turbina de gas caso C. En este arreglo se obtiene la mayor T_{V1} y el menor flujo de gases de combustión. Debido a su alta temperatura, la temperatura de aproximación caliente mínima no puede seguir siendo de 50°C , sino que se incrementa a 100°C para obtener una temperatura de vapor vivo máxima de 537°C .

En la Figura 3.8 se muestra el diagrama temperatura-entropía con las condiciones de operación óptimas para una máxima potencia de ciclo de vapor obtenible. Al igual que en el caso anterior, la presión de vapor vivo óptima de operación de 120 bar, es decir, la máxima posible por cuestiones de seguridad y capacidad para la turbina de vapor de alta presión. Se aprecia también que el ciclo opera en condiciones de operación seguras para la parte de la turbina de vapor de baja presión.

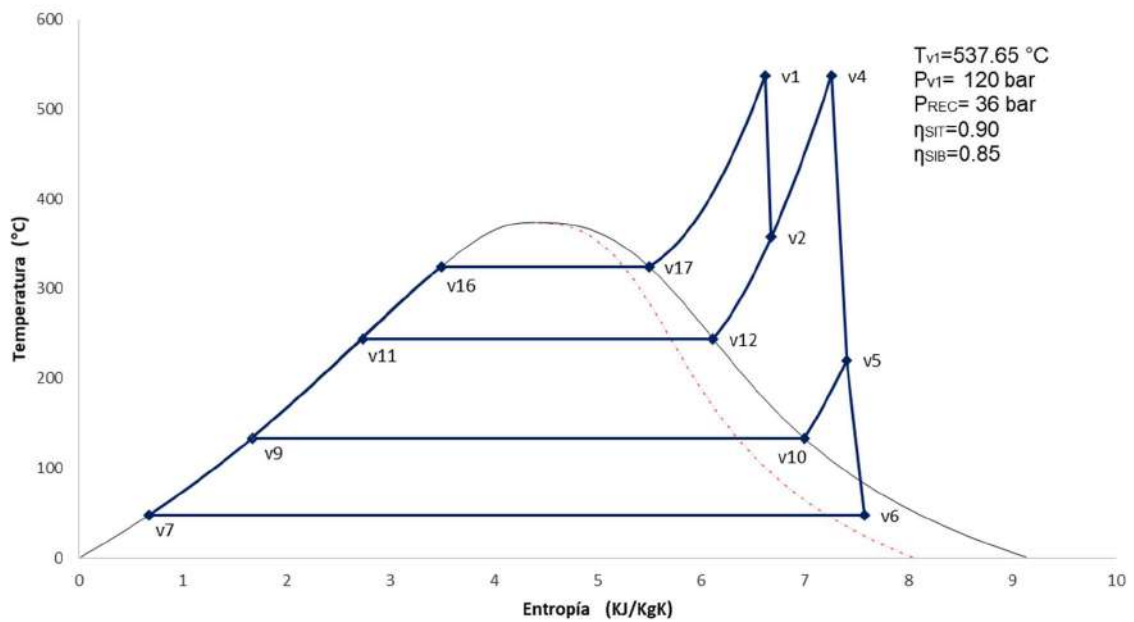


Figura 3.8: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso C.

En la Figura 3.9 se muestra el perfil de temperatura del ciclo combinado con acoplamiento entre la turbina de gas caso C. Se muestra el aumento en las temperaturas de punto de pliegue, sobre todo en la de alta presión, que es de 100 °C. Este aumento se realiza para evitar el entrecruzamiento del sobrecalentamiento de media presión con la línea de los gases de combustión. Además, la temperatura de punto de pliegue de baja presión aumenta hasta los 45 °C para poder elevar la temperatura de los gases de combustión a la salida de la CRC. Estos aumentos de temperatura de punto de pliegue reducen el flujo de calor recuperado, y por lo tanto, la potencia del ciclo de vapor.

El diagrama paramétrico se presenta en la Figura 3.10. La potencia generada en el ciclo de vapor se incrementa al variar la presión a T_{v1} constante. En este caso la presión se fijó en 120 bar. También se puede observar que, a mayores presiones de vapor vivo, la calidad decrece en la última etapa de expansión, esta disminución no presenta problemas en cuanto a la seguridad de la turbina de baja presión, por lo que, de ser posible, esta configuración podría trabajar aún mayores presiones, aumentando la potencia del ciclo sin poner en riesgo a la turbina por el exceso de humedad en ella. La potencia máxima obtenible de este ciclo es de 67.2 MW.

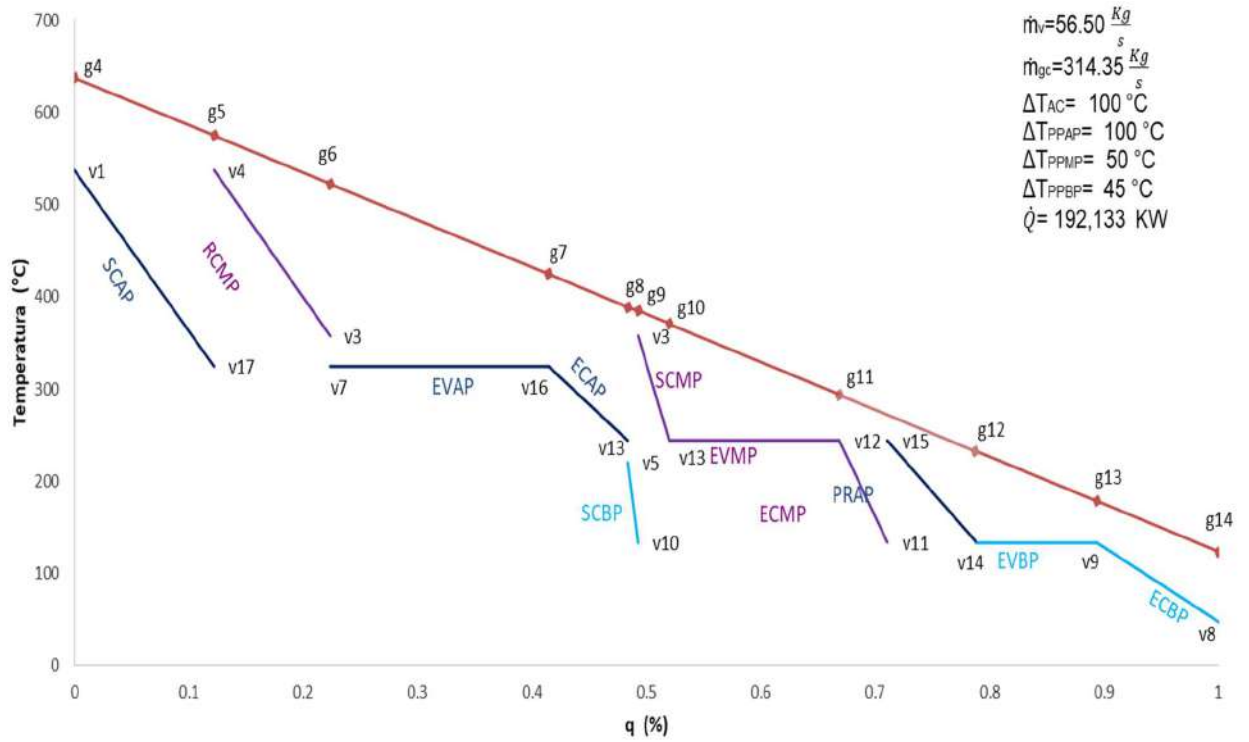


Figura 3.9: Perfil de Temperaturas de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso C.

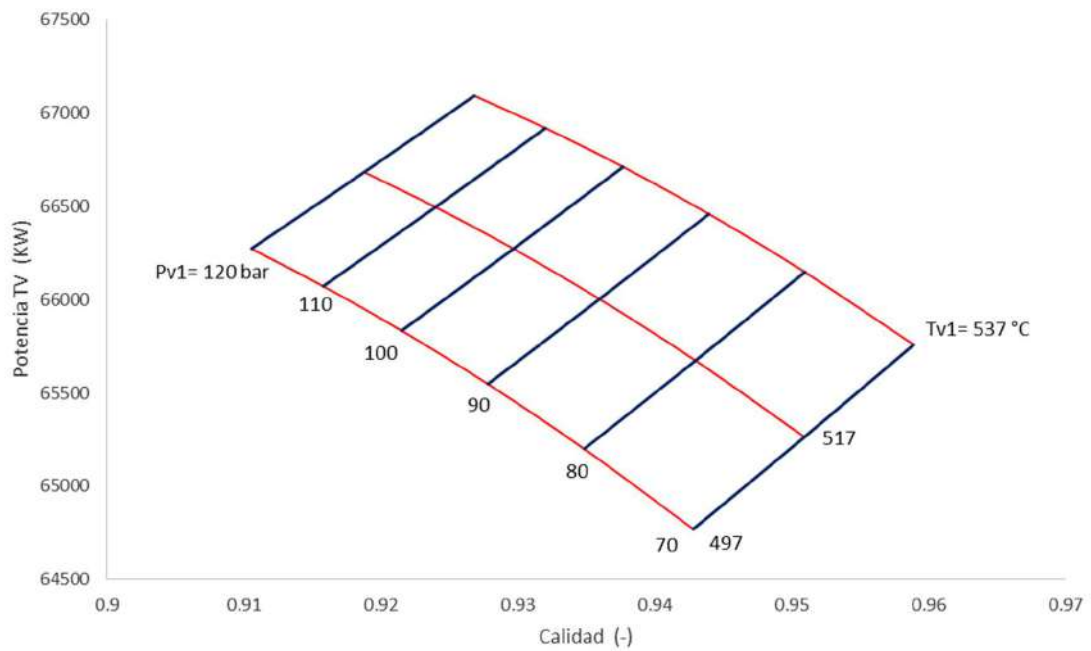


Figura 3.10: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP en serie con TG caso C.

Para el análisis de las siguientes configuraciones se muestra sólo el caso C. Sin embargo, en la sección de resultados se muestran los tres casos para cada configuración.

3.2.- Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en paralelo.

Esta configuración coloca ligeramente diferente los intercambiadores de calor de la zona de mayor temperatura, al acomodar en paralelo el sobrecalentamiento de alta presión y el recalentamiento de media presión. El objetivo de este análisis es la comparación entre el análisis de estos arreglos tanto en serie como en paralelo para estos intercambiadores. La diferencia principal se obtiene en el perfil de temperaturas, ya que se presenta un comportamiento diferente en el recalentamiento de media presión, por lo que las temperaturas de punto de pliegue y la temperatura de aproximación caliente cambian, con lo que se obtendrán potencias y eficiencias del ciclo diferentes a la configuración analizada en la sección 3.1.

El balance de energía en la CRC se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{ECBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{vT} h_{v8} = \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{vT} h_{v9} \quad (3.11)$$

$$\text{EVBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v3} h_{v9} = \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v3} h_{v10} \quad (3.12)$$

$$\text{PRAP + ECMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v1} h_{v14} + \dot{m}_{v2} h_{v11} = \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v1} h_{v15} + \dot{m}_{v2} h_{v12} \quad (3.13)$$

$$\text{EVMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v2} h_{v12} = \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v2} h_{v13} \quad (3.14)$$

$$\text{SCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g8} + \dot{m}_{v2} h_{v13} = \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v2} h_{v14} \quad (3.15)$$

$$\text{SCBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g7} + \dot{m}_{v3} h_{v10} = \dot{m}_{gc} h_{g8} + \dot{m}_{v3} h_{v5} \quad (3.16)$$

$$\text{ECAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g6} + \dot{m}_{v1} h_{v15} = \dot{m}_{gc} h_{g7} + \dot{m}_{v1} h_{v16} \quad (3.17)$$

$$\text{EVAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g5} + \dot{m}_{v1} h_{v16} = \dot{m}_{gc} h_{g6} + \dot{m}_{v1} h_{v17} \quad (3.18)$$

$$\text{SCAP+RCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g4} + \dot{m}_{v1} h_{v17} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v3} = \dot{m}_{gc} h_{g5} + \dot{m}_{v1} h_{v1} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v4} \quad (3.19)$$

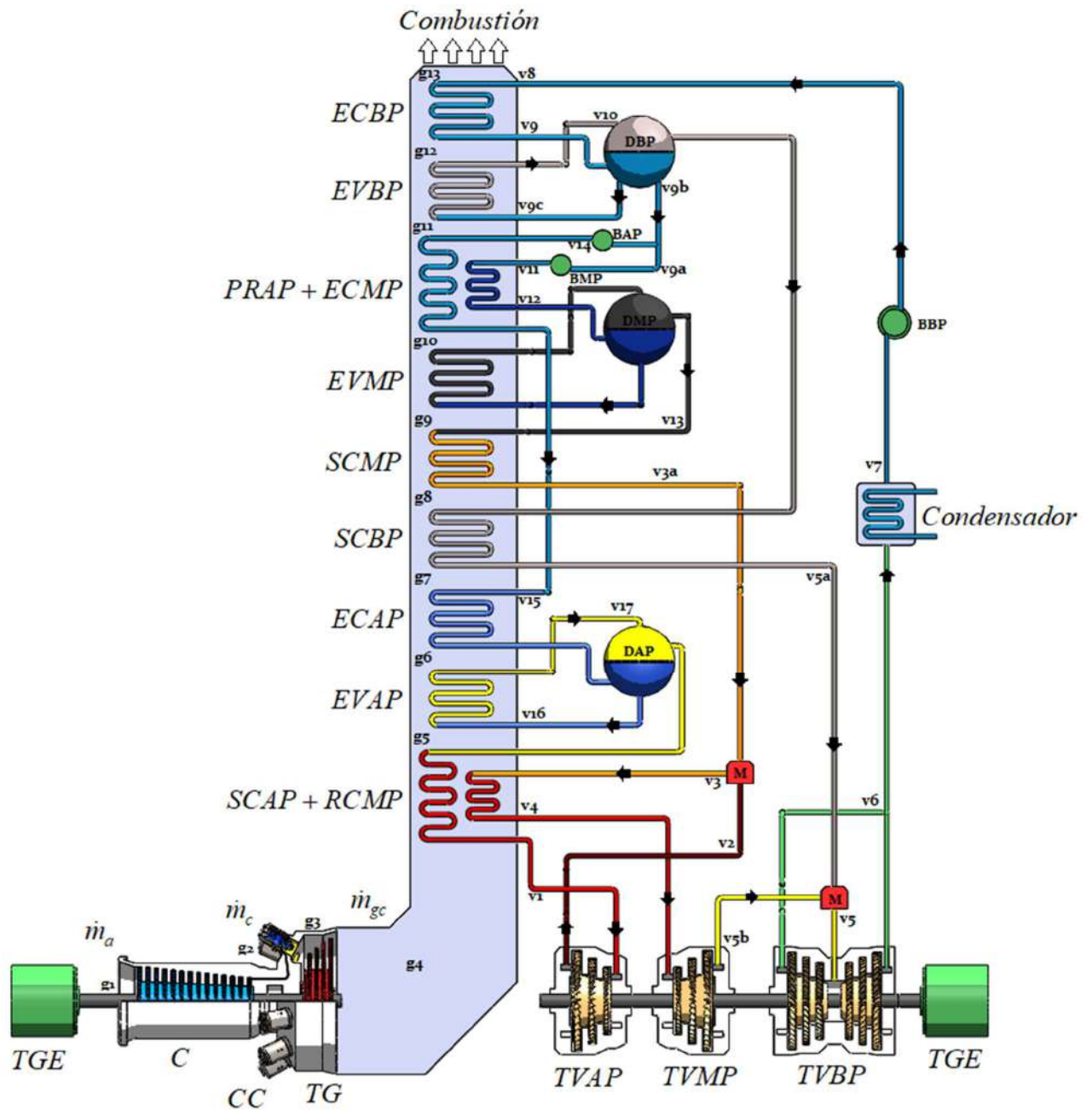


Figura 3.11: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP con RCMP y SCAP acoplados.

3.2.3.- Ciclo de Vapor con Recalentamiento de Media Presión y Sobrecalentamiento de Alta Presión en paralelo acoplada a Turbina de Gas C.

En la Figura 3.12 se presenta el diagrama temperatura-entropía de este ciclo de vapor, con una temperatura de vapor vivo mayor de 557°C, incrementando la temperatura en 20°C en comparación al caso de la sección 3.1.3.

El perfil de temperatura se muestra en la Figura 3.13, y al realizar la comparación con la Figura 3.9 se puede ver la misma tendencia del caso anterior, ya que en esta nueva configuración se cuenta con una mayor temperatura de vapor vivo, pero se aumentan las temperaturas de punto de pliegue, en especial la de alta presión, la cual es de 110°C para evitar entrecruzamientos de temperatura en la región del sobrecalentamiento de media presión, lo que reduce el flujo de calor recuperado hasta 192 KW, aproximadamente 7 MW menos que con el arreglo en serie, que tiene una temperatura de entrada menor. Nuevamente se aprecia que un aumento en la temperatura de vapor vivo no significa necesariamente un aumento en el flujo de calor recuperado, pues las temperaturas de punto de pliegue tienden a aumentar para cumplir con el perfil de temperaturas.

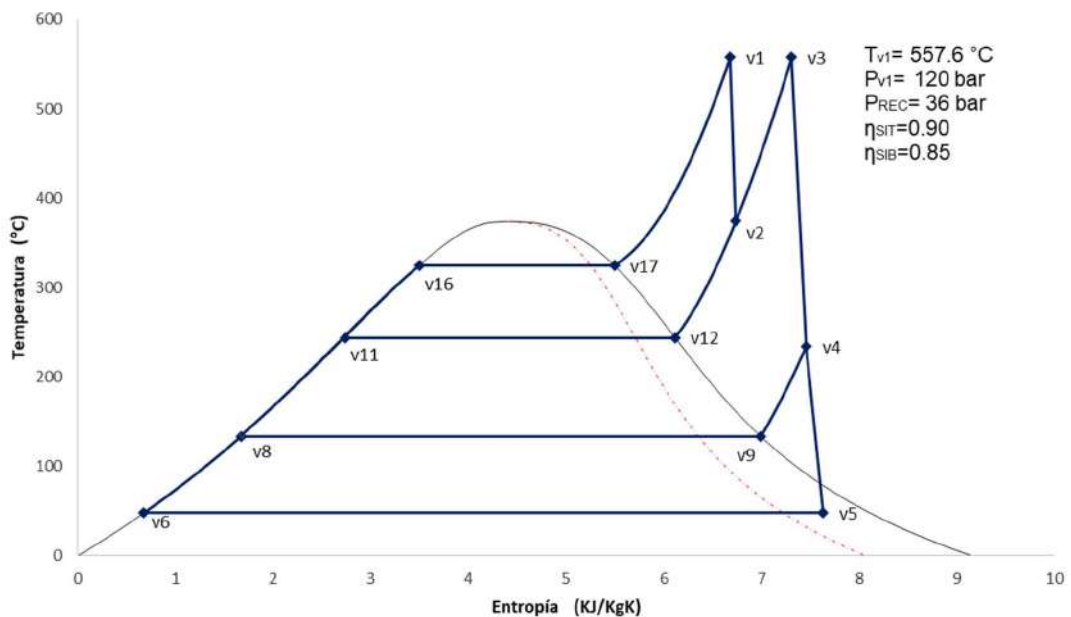


Figura 3.12: Diagrama Temperatura-Entropía de ciclo. 3NP con RCMP y SCAP en paralelo con TG caso C.

En cuanto a la potencia del ciclo de vapor obtenida se puede ver un comportamiento muy similar entre ambos ciclos. Al comparar las Figuras 3.10 y 3.20, se muestran ambos diagramas paramétricos bajo el acoplamiento de la misma turbina de gas. A pesar de tener un comportamiento muy parecido, y contar con la misma presión de vapor vivo de operación, es con esta configuración con la que se obtiene una mayor potencia, con 67.135 MW. Cabe resaltar que dicha diferencia es mínima, ya que el caso anterior obtiene una potencia de 67.09 MW.

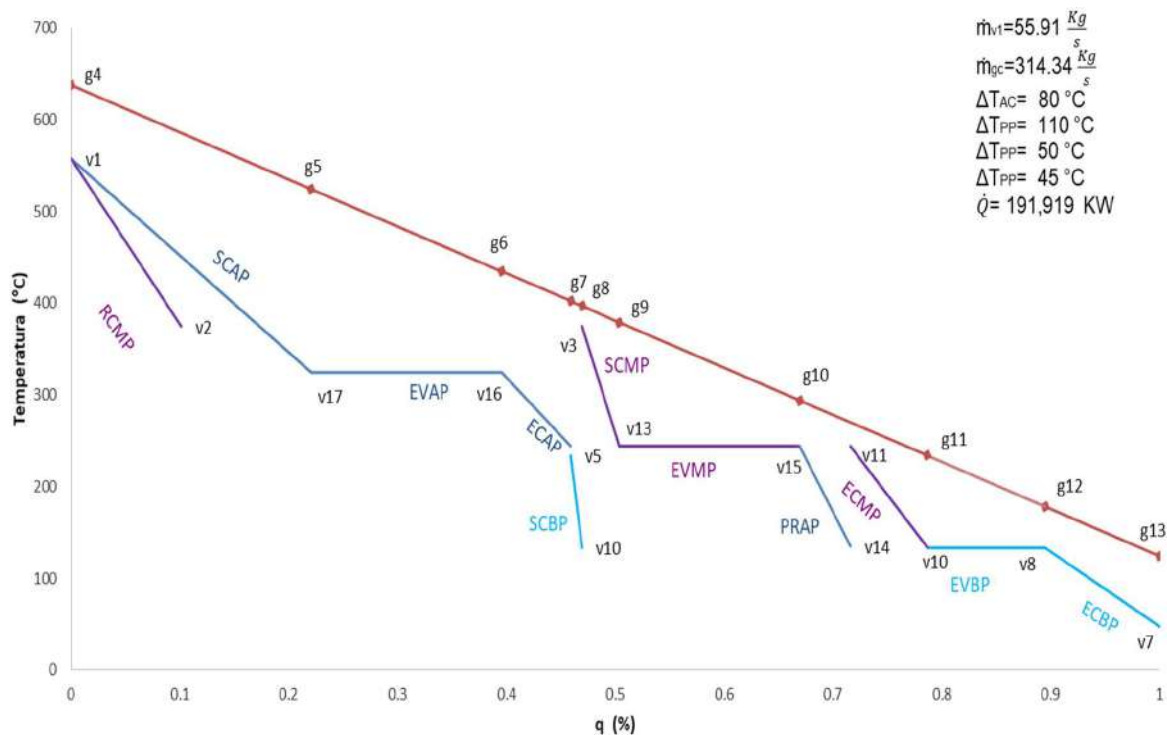


Figura 3.13: Perfil de Temperatura de ciclo 3NP con RCMP y SCAP unidos, con TG caso C.

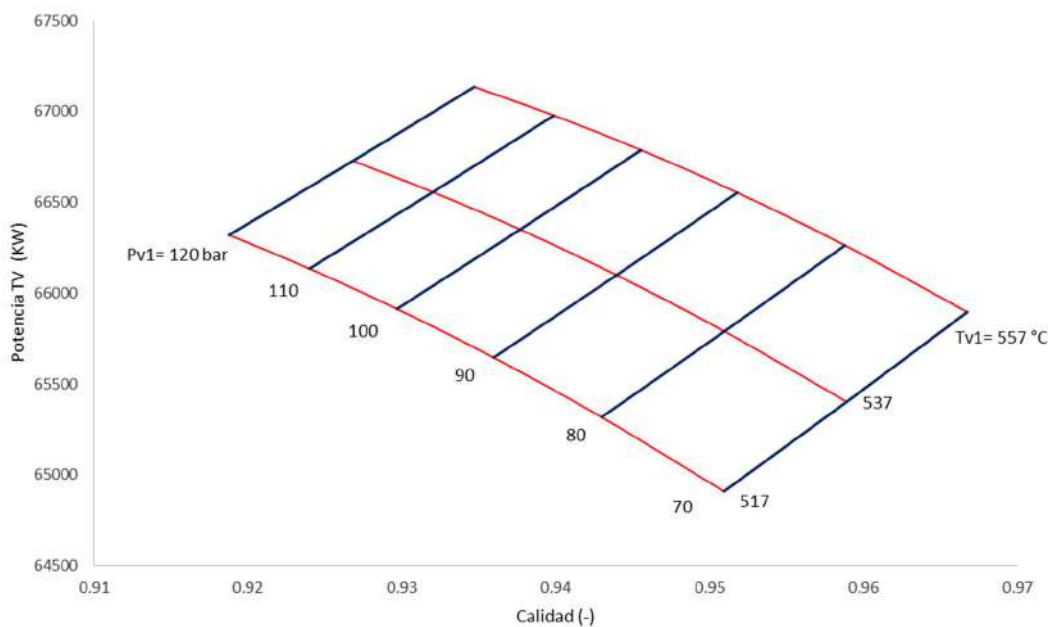


Figura 3.14: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con RCMP y SCAP unidos, con TG caso C.

3.3.- Ciclo de Vapor con cambio en Sobrecalentamiento de Baja Presión, Economizador de Alta Presión y Sobrecalentamiento de Media Presión.

A continuación se presenta el análisis termodinámico de una configuración de ciclo combinado con un arreglo diferente de 3 intercambiadores de calor ubicados en la región intermedia de la CRC: sobrecalentador de baja presión, el economizador de baja presión y el sobrecalentador de media. Este cambio en el acomodo de los intercambiadores se puede observar en el diagrama esquemático de este ciclo combinado que se muestra en la Figura 3.15.

Se muestran los balances de energía que ocurre en la CRC en las ecuaciones 3.20 a 3.28, de las cuales se resuelve el sistema de ecuaciones correspondiente para obtener el flujo de vapor principal y de cada nivel de presión, así como las temperaturas a las que llegan los gases de combustión a la entrada y salida de cada intercambiador.

Se puede visualizar de mejor manera la diferencia entre los arreglos de los intercambiadores en la CRC al observar las Figuras 3.11 y 3.15. En la Figura 3.15 se muestra que los intercambiadores de la región media cambian de posición con el evaporador de media presión, además se tiene el sobrecalentamiento de baja presión, seguido del economizador de alta y después el sobrecalentamiento de media, antes de llegar al evaporador de alta, donde a partir de aquí se vuelve igual que el diagrama visto en la Figura 3.11.

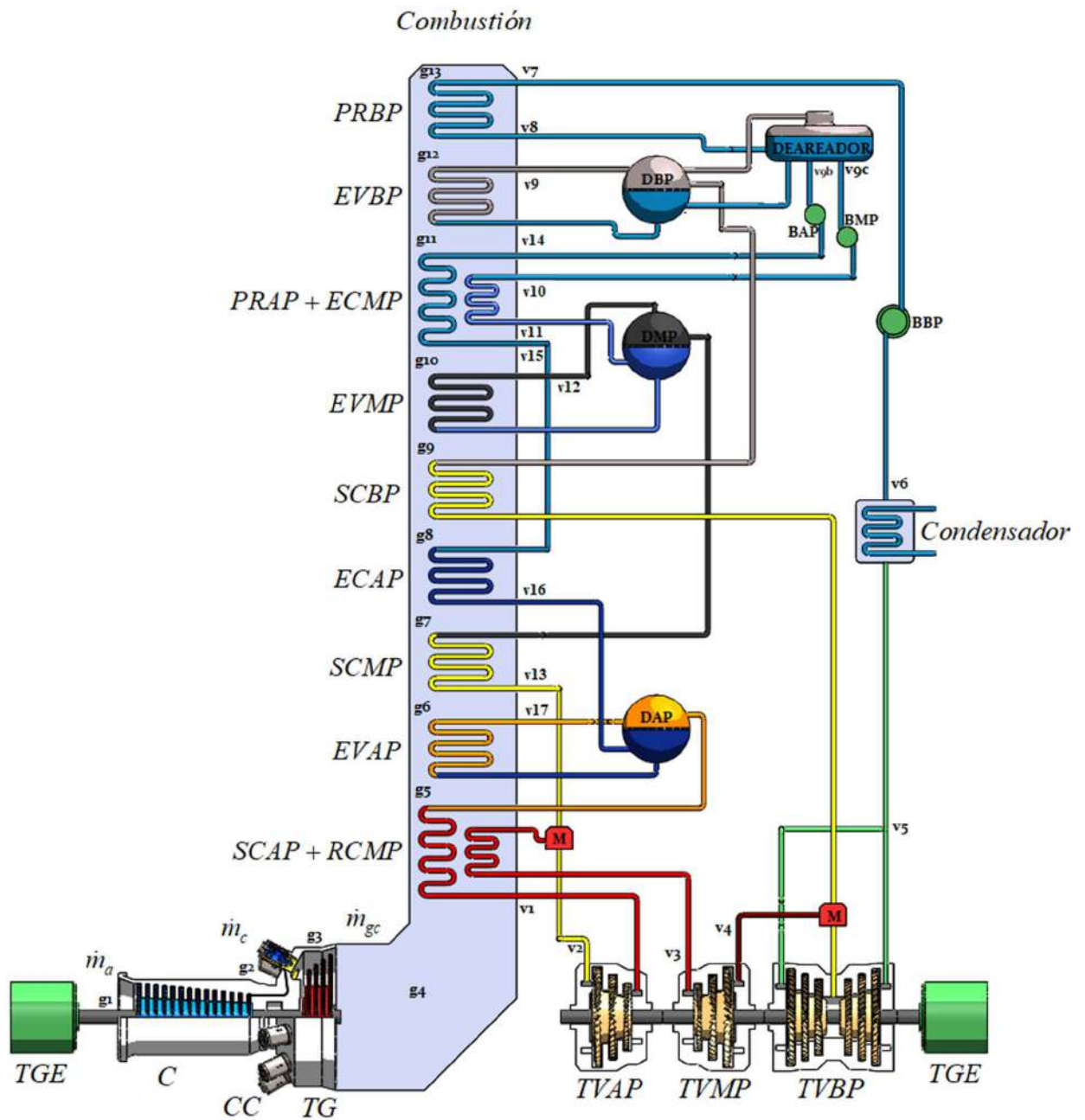


Figura 3.15: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP con cambio SCBP, ECAP, SCMP.

El balance de energía en la CRC se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{ECBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{vT} h_{v7} = \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{vT} h_{v8} \quad (3.20)$$

$$\text{EVBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v3} h_{v8} = \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v3} h_{v7} \quad (3.21)$$

$$\text{PRAP + ECMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_{10}} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{14}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{10}} = \dot{m}_{gc} h_{g_{11}} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{15}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{11}} \quad (3.22)$$

$$\text{EVMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_9} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{11}} = \dot{m}_{gc} h_{g_{10}} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{12}} \quad (3.23)$$

$$\text{SCBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_8} + \dot{m}_{v_3} h_{v_{19}} = \dot{m}_{gc} h_{g_9} + \dot{m}_{v_3} h_{v_{14}} \quad (3.24)$$

$$\text{ECAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_7} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{15}} = \dot{m}_{gc} h_{g_8} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{16}} \quad (3.25)$$

$$\text{SCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_6} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{12}} = \dot{m}_{gc} h_{g_7} + \dot{m}_{v_2} h_{v_{13}} \quad (3.26)$$

$$\text{EVAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{16}} = \dot{m}_{gc} h_{g_6} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{17}} \quad (3.27)$$

$$\text{SCAP+RCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_4} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{17}} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_2} = \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \dot{m}_{v_1} h_{v_1} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_3} \quad (3.28)$$

3.3.3- Ciclo de Vapor con cambio en Sobrecalentamiento de Baja Presión, Economizador de Alta Presión y Sobrecalentamiento de Media Presión acoplada a Turbina de Gas C.

El ciclo de vapor para este arreglo no difiere con respecto al caso de la sección 3.2.3, Figura 3.12, debido a que los cambios de posición de los intercambiadores de calor no se realizan en la zona de alta presión. Al realizar la comparación de estos dos ciclos en cuanto a su perfil de temperaturas, se observa que, para esta configuración, a pesar de tener la misma temperatura de aproximación caliente y contar con menores temperaturas de punto de pliegue, se obtiene un menor flujo de calor recuperado y genera un menor flujo de vapor, aunque el flujo de gases de combustión sea el mismo. Coincidente con la comparación realizada anteriormente con las turbinas de gas caso B, en esta configuración se obtiene una menor recuperación de flujo de calor. A pesar de ello, con esta configuración se obtiene una mayor generación de potencia de ciclo de vapor, además de obtener una mayor eficiencia térmica, las cuales son de 69.35 MW y 0.36%, respectivamente. Ambas son mayores a los 67.15 MW y 34 % logrados con la configuración anterior, Figuras 3.1 y 3.17.

Con estos resultados podemos concluir que para acoplamientos con turbinas de gas caso B y C resulta conveniente tener arreglo en la CRC con esta configuración, la cual obtendrá una menor recuperación de calor de los flujos de gases de combustión, pero generará una mayor cantidad de potencia del ciclo de vapor, además de obtener una mayor eficiencia tanto de este ciclo como del ciclo combinado.

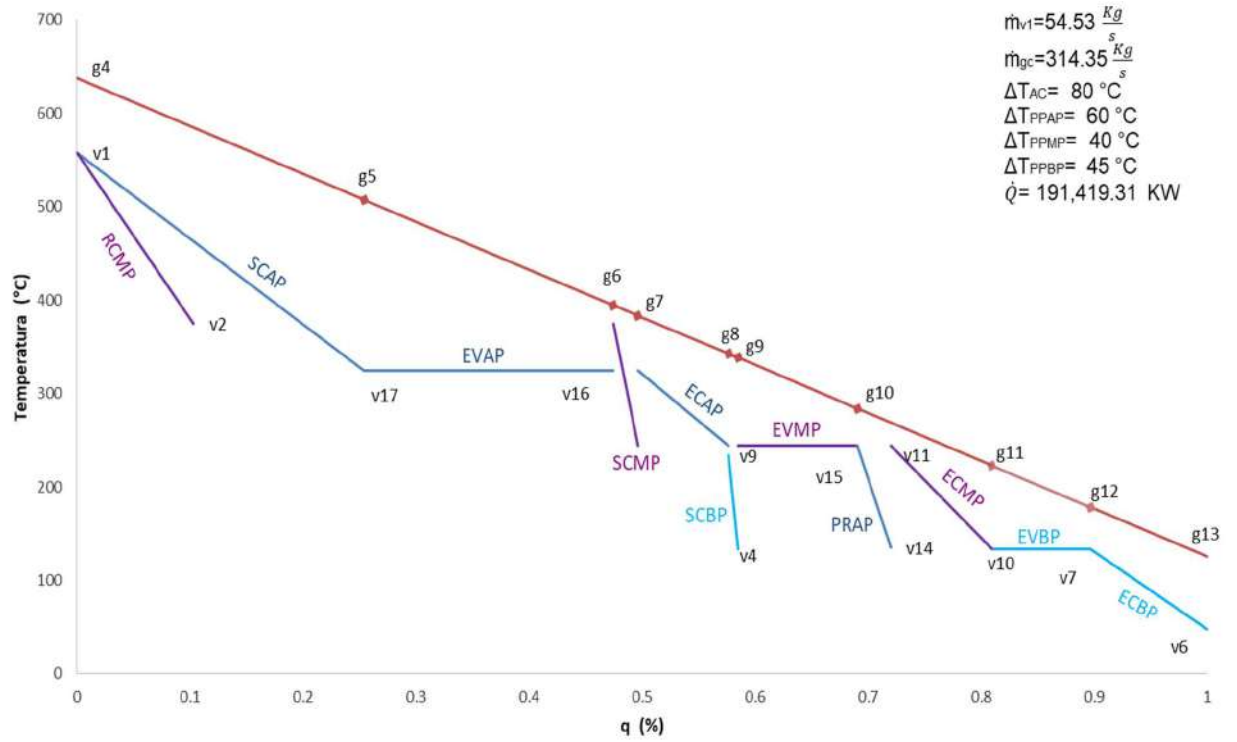


Figura 3.16: Perfil de Temperatura de ciclo 3NP con cambio SCBP, ECAP, SCMP con TG caso C.

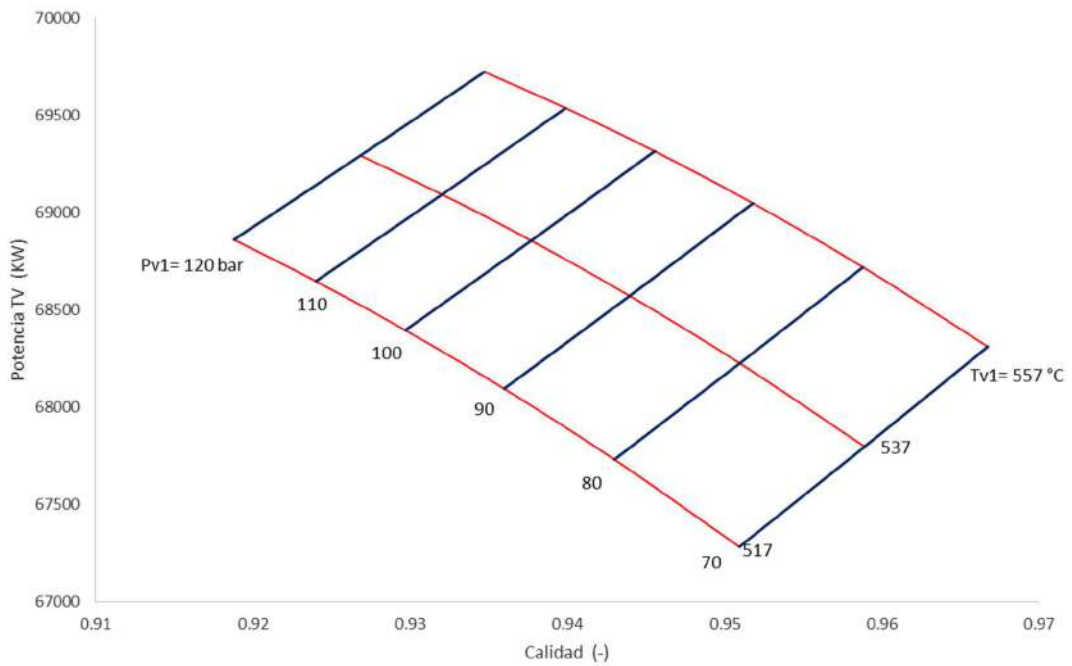


Figura 3.17: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP con cambio SCBP, ECAP, SCMP con TG caso C.

3.4.- Planta de Ciclo Combinado de Agua Prieta:

La configuración de la CRC de la planta de ciclo combinado ubicada en Agua Prieta, Sonora, frontera con los Estados Unidos de América se presenta en esta sección. Esta configuración se muestra en la Figura 3.18. Se pueden notar algunas similitudes en el acomodo de los equipos intercambiadores de calor en comparación del caso anterior, con las diferencias en cuanto a la separación de algunos intercambiadores como el economizador de alta presión, el cual se divide en tres secciones, así como el sobrecalentamiento de alta y el recalentamiento de media, los cuales no solo se dividen, sino que se cruzan entre ellos. Otra diferencia es la separación del acoplamiento entre los economizadores de alta y de media. Todos estos cambios se muestran en el perfil de temperatura que se obtiene del análisis del ciclo combinado y del balance de energía de la CRC, al acoplar esta configuración de ciclo de vapor con cada una de las turbinas de gas analizadas anteriormente.

El balance de energía en la CRC se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{ECBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g17} + \dot{m}_{vT} h_{v10} = \dot{m}_{gc} h_{g18} + \dot{m}_{vT} h_{v11} \quad (3.29)$$

$$\text{EVBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g16} + \dot{m}_{v3} h_{v11} = \dot{m}_{gc} h_{g17} + \dot{m}_{v3} h_{v12} \quad (3.30)$$

$$\text{ECAP 3:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g15} + \dot{m}_{v1} h_{v21} = \dot{m}_{gc} h_{g16} + \dot{m}_{v1} h_{v22} \quad (3.31)$$

$$\text{ECMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g14} + \dot{m}_{v2} h_{v15} = \dot{m}_{gc} h_{g15} + \dot{m}_{v2} h_{v16} \quad (3.32)$$

$$\text{EVMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{v2} h_{v16} = \dot{m}_{gc} h_{g14} + \dot{m}_{v2} h_{v17} \quad (3.33)$$

$$\text{SCBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v3} h_{v12} = \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{v3} h_{v13} \quad (3.34)$$

$$\text{ECAP 2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v1} h_{v22} = \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v1} h_{v23} \quad (3.35)$$

$$\text{SCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v2} h_{v17} = \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v2} h_{v18} \quad (3.36)$$

$$\text{ECAP 1:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v1} h_{v23} = \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v1} h_{v24} \quad (3.37)$$

$$\text{EVAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g8} + \dot{m}_{v1} h_{v24} = \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v1} h_{v25} \quad (3.38)$$

$$\text{SCAP3:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g7} + \dot{m}_{v1} h_{v25} = \dot{m}_{gc} h_{g8} + \dot{m}_{v1} h_{v29} \quad (3.39)$$

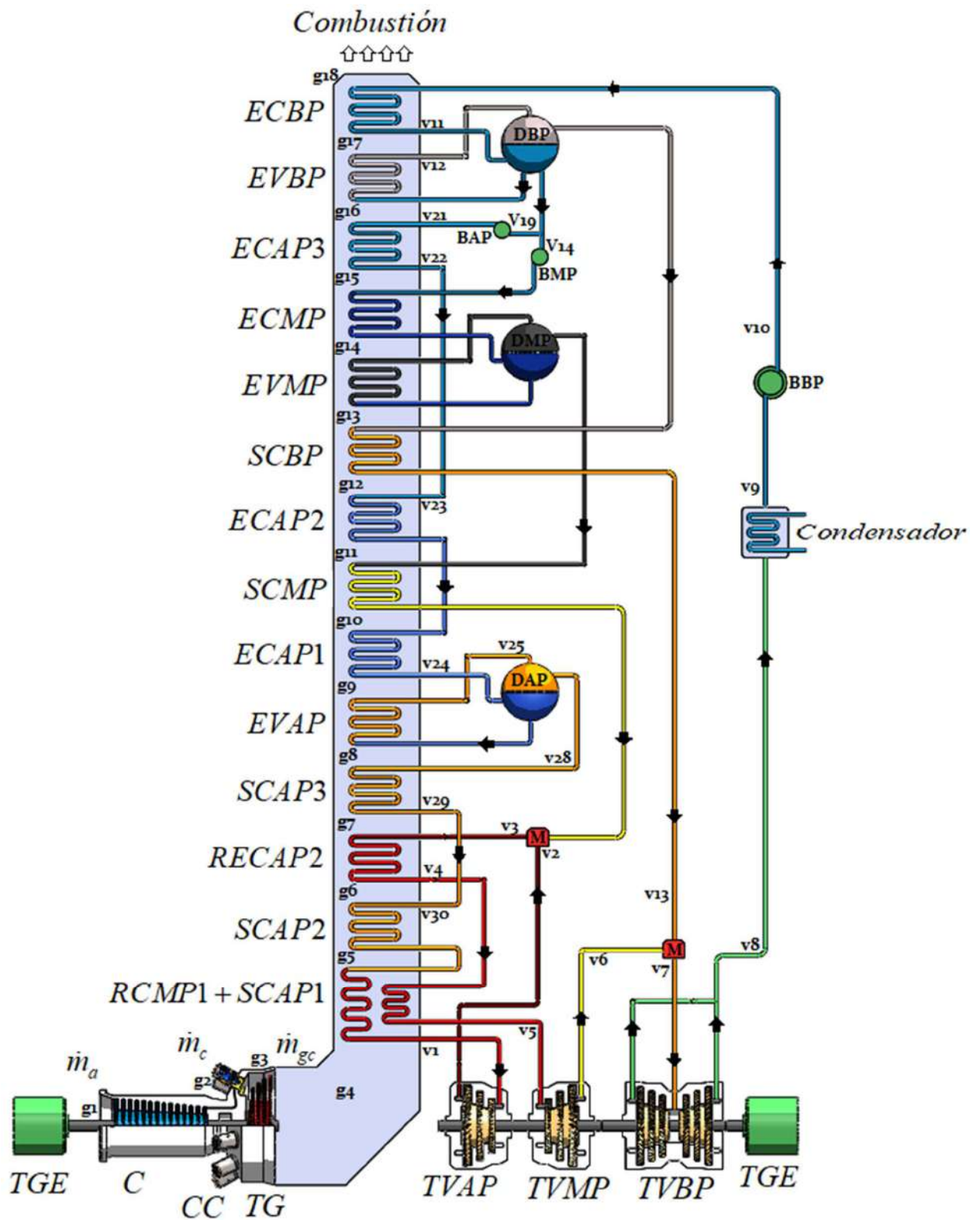


Figura 3.18: Diagrama Esquemático de la Planta de Ciclo Combinado de Agua Prieta.

$$\text{RC2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_6} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_2} = \dot{m}_{gc} h_{g_7} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_4} \quad (3.40)$$

$$\text{SCAP2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{29}} = \dot{m}_{gc} h_{g_6} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{30}} \quad (3.41)$$

RCMP + SCAP1:

$$\dot{m}_{gc} h_{g_4} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{30}} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_4} = \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \dot{m}_{v_1} h_{v_1} + \left(\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{v_2} \right) h_{v_5} \quad (3.42)$$

3.4.3- Planta de Ciclo Combinado de Agua Prieta acoplada a Turbina de Gas C:

En esta sección se presentan los diagramas representativos del ciclo combinado gas-vapor con un acoplamiento entre una turbina de gas caso C y un arreglo de CRC de la planta de Agua Prieta. En la Figura 3.19 se muestra el diagrama temperatura-entropía para este ciclo de vapor, el cual presenta condiciones de operación de 557°C y 120 bar.

El perfil de temperaturas para este ciclo combinado se muestra en la Figura 3.20. Se muestra que la temperatura de punto de pliegue de alta presión aumenta hasta los 100°C para evitar el entrecruzamiento de temperatura con el sobrecalentamiento de media presión. También se puede ver la sección en paralelo del sobrecalentamiento de alta y el recalentamiento de media en la sección inicial.

Las temperaturas de media y baja presión aumentan ligeramente para obtener una temperatura adecuada en la salida de la CRC, con lo que se obtiene un flujo de calor recuperado de 191,93 MW. Este arreglo se encuentra limitado en la operación debido al sobrecalentamiento de presión intermedia, este hace que no se pueda recuperar una mayor cantidad de calor. Sin embargo, el flujo de vapor en el nivel de alta presión es mayor, por lo que esto beneficia al incremento en la potencia del ciclo de vapor.

En la Figura 3.21 se muestra el diagrama paramétrico, donde la potencia máxima para una $T_{v1} = 557^\circ\text{C}$, se obtiene con una presión de 120 bar, la cual genera 67 MW. *Sin embargo, para los casos analizados de la turbina de gas tipo C, la P_{v1} se puede seguir incrementando y generar más potencia manteniendo una operación segura.*

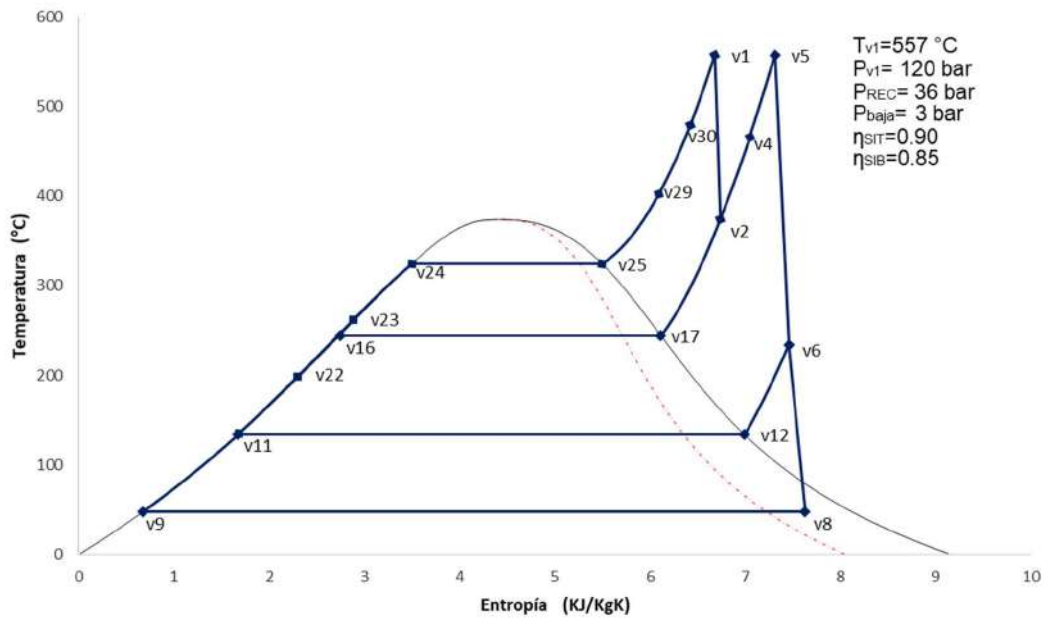


Figura 3.19: Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo 3 NP de Agua Prieta acoplado TG caso C.

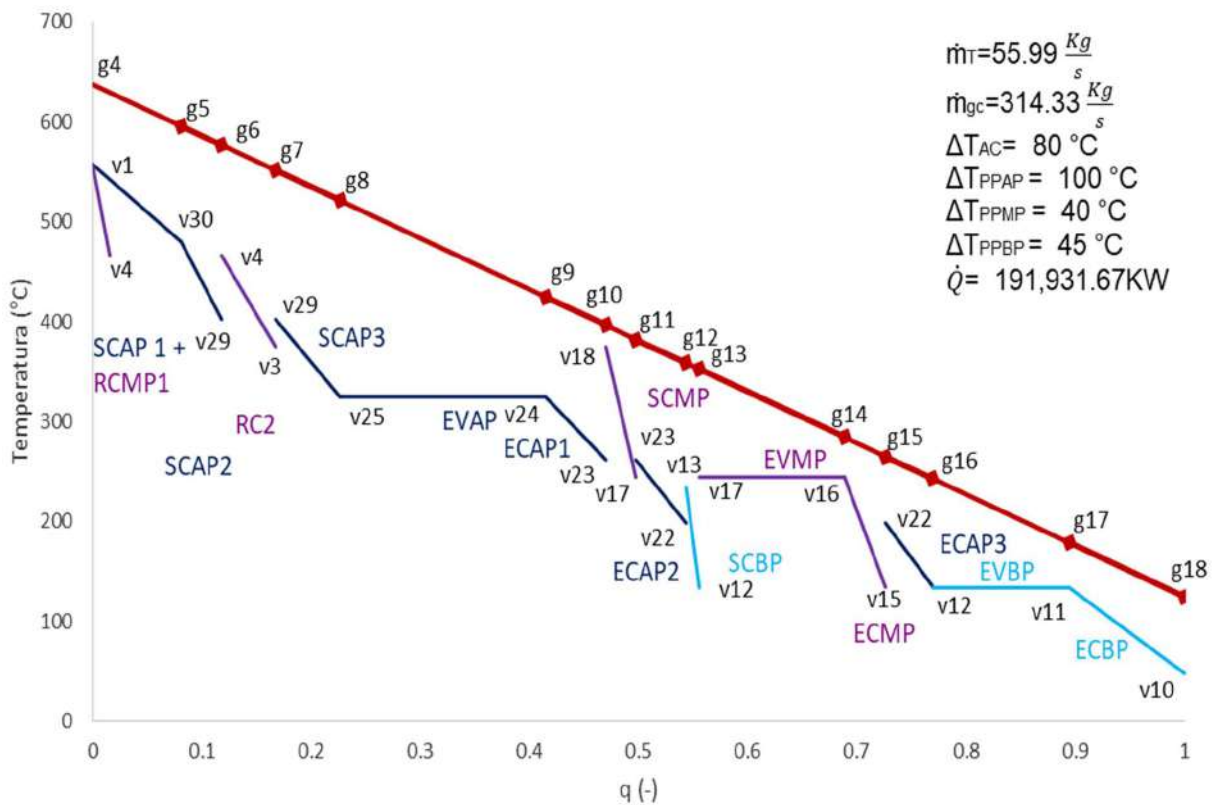


Figura 3.20: Perfil de Temperaturas del ciclo combinado Agua Prieta con TG caso C.

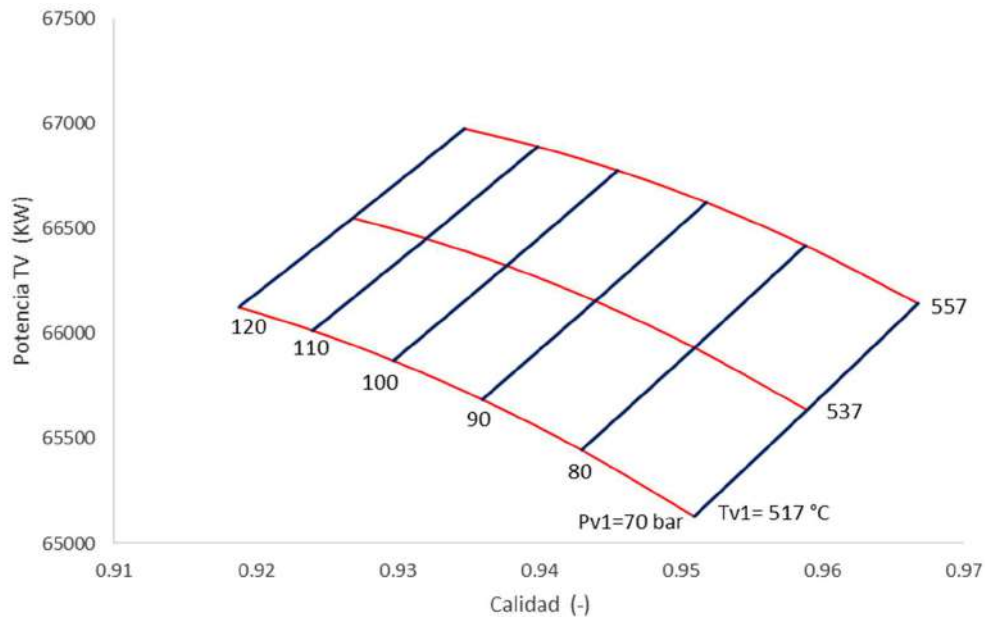


Figura 3.21: Diagrama Paramétrico ciclo combinado Agua Prieta con TG caso C.

3.5.- Planta de Ciclo Combinado de Manzanillo:

En la Figura 3.22 se presenta el diagrama esquemático del ciclo combinado de Manzanillo, Colima. La diferencia principal con respecto a la planta de Agua Prieta es el diseño en los intercambiadores de calor de presión media, afectando la potencia máxima obtenible de manera segura. Los intercambiadores de calor que cambian de orden son el economizador de alta presión, el sobrecalentamiento de baja, el evaporador de media, el segundo economizador de alta y el sobrecalentamiento de media.

Al igual que en las secciones anteriores, se presenta el balance de energía de los gases de combustión y el ciclo de vapor ocurrido en la CRC. De este balance de energía se determinan los flujos de vapor de alta, media y baja presión, así como las temperaturas intermedias del flujo de gases de combustión a través de la CRC. Con esta información obtenida se presentan los diagramas temperatura-entropía del ciclo de vapor, el perfil de temperaturas del ciclo combinado y el diagrama paramétrico donde se muestra la máxima potencia obtenible del ciclo de vapor a sus condiciones óptimas de operación para cada uno de los acoplamientos de las diferentes turbinas de gas obtenidas.

La diferencia en generación de potencia y eficiencia térmica que se obtiene de un ciclo de vapor acoplado a la caldera de recuperación dependerá de que tan mínima sean los valores de la temperatura de punto de pliegue debido a que entre más pequeña sea la diferencia, mayor será el flujo de calor recuperado y por consiguiente, una mayor potencia generada.

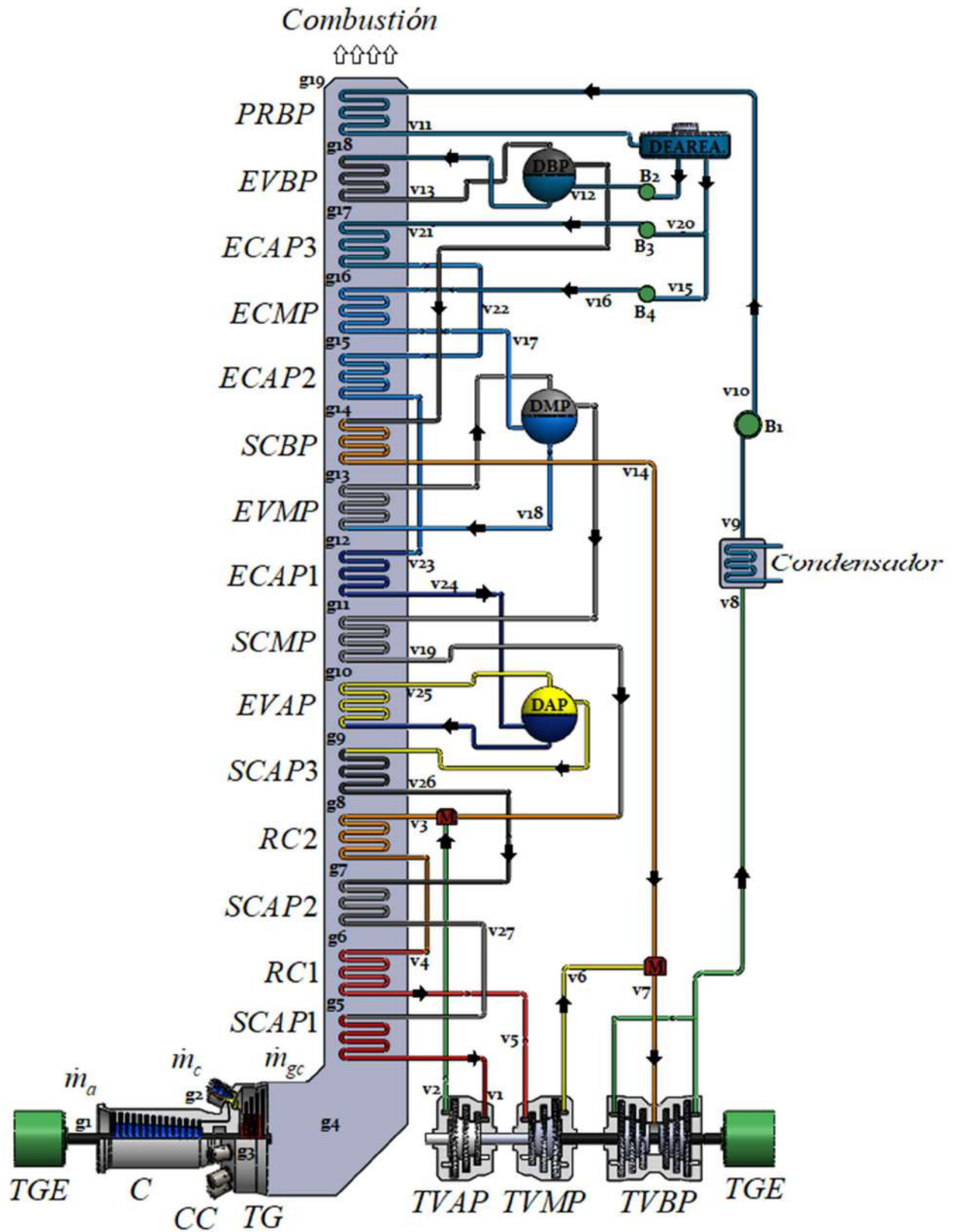


Figura 3.22: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP planta Manzanillo.

El balance de energía en la CRC de la planta de Manzanillo se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{PRBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g18} + \dot{m}_{vT} h_{v10} = \dot{m}_{gc} h_{g19} + \dot{m}_{vT} h_{v11} \quad (3.42)$$

$$\text{EVBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g17} + \dot{m}_{v3} h_{v12} = \dot{m}_{gc} h_{g18} + \dot{m}_{v3} h_{v13} \quad (3.43)$$

$$\text{ECAP 3:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g16} + \dot{m}_{v1} h_{v21} = \dot{m}_{gc} h_{g17} + \dot{m}_{v1} h_{v22} \quad (3.44)$$

$$\text{ECMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g15} + \dot{m}_{v2} h_{v16} = \dot{m}_{gc} h_{g16} + \dot{m}_{v2} h_{v17} \quad (3.45)$$

$$\text{ECAP 2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g14} + \dot{m}_{v1} h_{v22} = \dot{m}_{gc} h_{g15} + \dot{m}_{v1} h_{v23} \quad (3.46)$$

$$\text{SCBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{v3} h_{v13} = \dot{m}_{gc} h_{g14} + \dot{m}_{v3} h_{v14} \quad (3.47)$$

$$\text{EVMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v2} h_{v17} = \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{v2} h_{v18} \quad (3.48)$$

$$\text{ECAP 1:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v1} h_{v23} = \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v1} h_{v24} \quad (3.49)$$

$$\text{SCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v2} h_{v18} = \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v2} h_{v19} \quad (3.50)$$

$$\text{EVAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v1} h_{v24} = \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v1} h_{v25} \quad (3.51)$$

$$\text{SCAP3:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g8} + \dot{m}_{v1} h_{v25} = \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v1} h_{v26} \quad (3.52)$$

$$\text{RC2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g7} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v2} = \dot{m}_{gc} h_{g8} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v4} \quad (3.53)$$

$$\text{SCAP2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g6} + \dot{m}_{v1} h_{v26} = \dot{m}_{gc} h_{g7} + \dot{m}_{v1} h_{v27} \quad (3.54)$$

$$\text{RC1:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g5} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v4} = \dot{m}_{gc} h_{g6} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v5} \quad (3.55)$$

$$\text{SCAP1:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g4} + \dot{m}_{v1} h_{v27} = \dot{m}_{gc} h_{g5} + \dot{m}_{v1} h_{v1} \quad (3.56)$$

3.5.3- Planta de Ciclo Combinado de Manzanillo acoplada a Turbina de Gas C:

En esta sección se presenta el análisis del acoplamiento entre el ciclo de vapor de Manzanillo y una turbina de gas caso C. La Figura 3.23 presenta el diagrama temperatura-entropía de este ciclo de vapor con sus condiciones óptimas de operación para una máxima potencia, las cuales son de 120 bar y 557°C. El perfil de temperaturas se muestra en la Figura 3.24, destacando por las altas temperaturas de punto de pliegue necesarias para evitar entrecruzamientos de temperaturas, especialmente con el sobrecalentamiento de media presión. La recuperación de flujo de calor de este ciclo en la CRC es de 191.931 MW, la cual resulta menor que con una configuración del CC de Agua Prieta.

La Figura 3.23 se muestra el diagrama temperatura-entropía de este ciclo de vapor de Manzanillo, Colima. Las condiciones de operación obtenidas son similares al ciclo combinado de Agua Prieta, Sonora. Sin embargo, este arreglo de la caldera de recuperación tiene los intercambiadores de calor en serie. El prontuario térmico de Manzanillo no establece las condiciones de las temperaturas de las secciones de los intercambiadores de calor, por lo que se consideran ΔT_{AP} iguales en los sobrecalentadores de alta presión, así mismo para los de ΔT_{PI} , tal como se muestra en la Figura 3.45. También se considera la misma regla para los economizadores de alta presión.

En la Figura 3.25 se muestra el diagrama paramétrico del ciclo de vapor que cuantifica la potencia con diferentes presiones y temperaturas de vapor vivo. Se encuentra que la potencia máxima de operación es de 69.17 MW. Esta potencia del ciclo de vapor es más de 2 MW que la obtenida con la configuración de Agua Prieta.

En los casos analizados de la central de ciclo combinado de Manzanillo, Colima, se tiene la mayor generación de potencia, debido a que el arreglo de los intercambiadores de calor en serie en el nivel de alta presión recupera más calor residual y por lo tanto genera una mayor cantidad de flujo de vapor principal, sin embargo, disminuye la recuperación de calor en los niveles de presión intermedia y de baja.

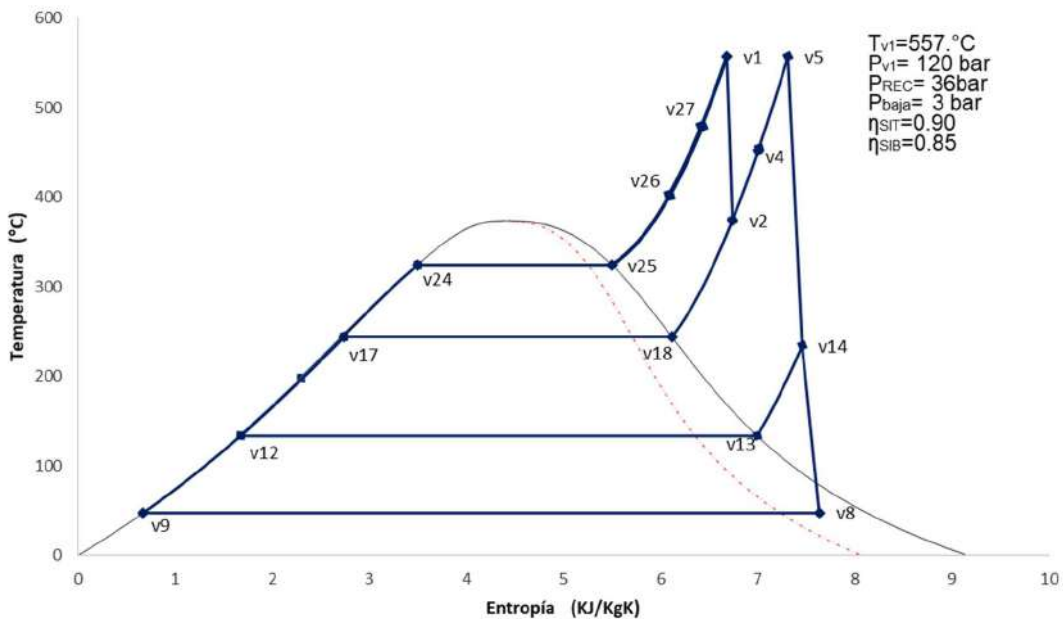


Figura 3.23: Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo 3 NP de Manzanillo acoplado TG caso C.

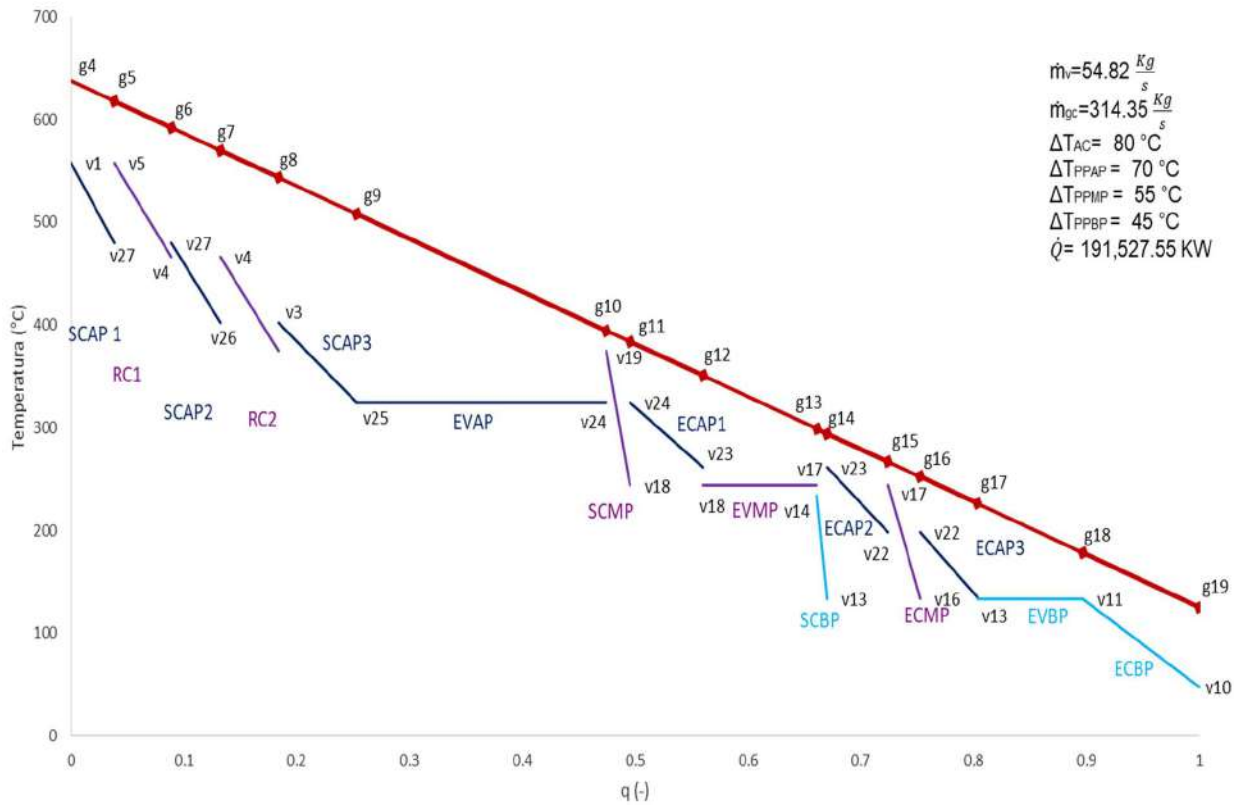


Figura 3.24: Perfil de Temperaturas del ciclo combinado Manzanillo con TG caso C.

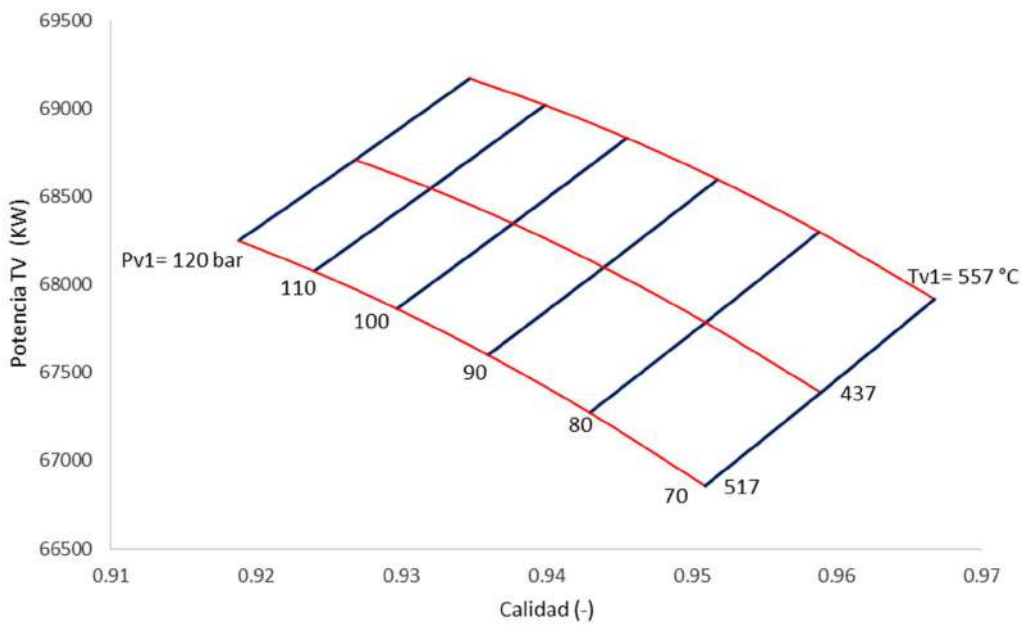


Figura 3.25: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP Manzanillo acoplado a TG para caso C.

3.6.- Planta de Ciclo Combinado de Tamazunchale:

El análisis termodinámico de la planta de ciclo combinado de Tamazunchale, ubicada en el Estado de San Luis Potosí, Figura 3.26, se presenta en esta sección. Este arreglo de la CRC es similar al diseño de la planta de Agua Prieta, con la diferencia del cambio de posiciones entre el sobrecalentamiento de baja presión y el economizador 2 de alta presión. Además, en esta planta no existe una sección en paralelo entre el recalentamiento de media presión y el sobrecalentamiento de alta. Estas diferencias se plantean en los balances de energía presentados en las ecuaciones 3.57 a 3.70. El balance de energía en la CRC de la planta de Tamazunchale se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{ECBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g17} + \dot{m}_{v7} h_{v9} = \dot{m}_{gc} h_{g18} + \dot{m}_{v7} h_{v10} \quad (3.57)$$

$$\text{EVBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g16} + \dot{m}_{v3} h_{v10} = \dot{m}_{gc} h_{g17} + \dot{m}_{v3} h_{v14} \quad (3.58)$$

$$\text{ECAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g15} + \dot{m}_{v1} h_{v17} = \dot{m}_{gc} h_{g16} + \dot{m}_{v1} h_{v18} \quad (3.59)$$

$$\text{ECMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g14} + \dot{m}_{v2} h_{v24} = \dot{m}_{gc} h_{g15} + \dot{m}_{v2} h_{v25} \quad (3.60)$$

$$\text{EVMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{v2} h_{v25} = \dot{m}_{gc} h_{g14} + \dot{m}_{v2} h_{v26} \quad (3.61)$$

$$\text{ECAP 2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v1} h_{v18} = \dot{m}_{gc} h_{g13} + \dot{m}_{v1} h_{v19} \quad (3.62)$$

$$\text{SCBP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v3} h_{v14} = \dot{m}_{gc} h_{g12} + \dot{m}_{v3} h_{v15} \quad (3.63)$$

$$\text{SCMP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v2} h_{v26} = \dot{m}_{gc} h_{g11} + \dot{m}_{v2} h_{v27} \quad (3.64)$$

$$\text{ECAP 1:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v1} h_{v19} = \dot{m}_{gc} h_{g10} + \dot{m}_{v1} h_{v20} \quad (3.65)$$

$$\text{EVAP:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g8} + \dot{m}_{v1} h_{v20} = \dot{m}_{gc} h_{g9} + \dot{m}_{v1} h_{v21} \quad (3.66)$$

$$\text{SCAP2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g7} + \dot{m}_{v1} h_{v21} = \dot{m}_{gc} h_{g6} + \dot{m}_{v1} h_{v22} \quad (3.67)$$

$$\text{RC2:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g6} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v2} = \dot{m}_{gc} h_{g7} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v3} \quad (3.68)$$

$$\text{RC1:} \quad \dot{m}_{gc} h_{g5} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v3} = \dot{m}_{gc} h_{g6} + \left(\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \right) h_{v4} \quad (3.69)$$

SCAP1:
$$\dot{m}_{gc} h_{g_4} + \dot{m}_{v_1} h_{v_{22}} = \dot{m}_{gc} h_{g_5} + \dot{m}_{v_1} h_{v_1} \quad (3.70)$$

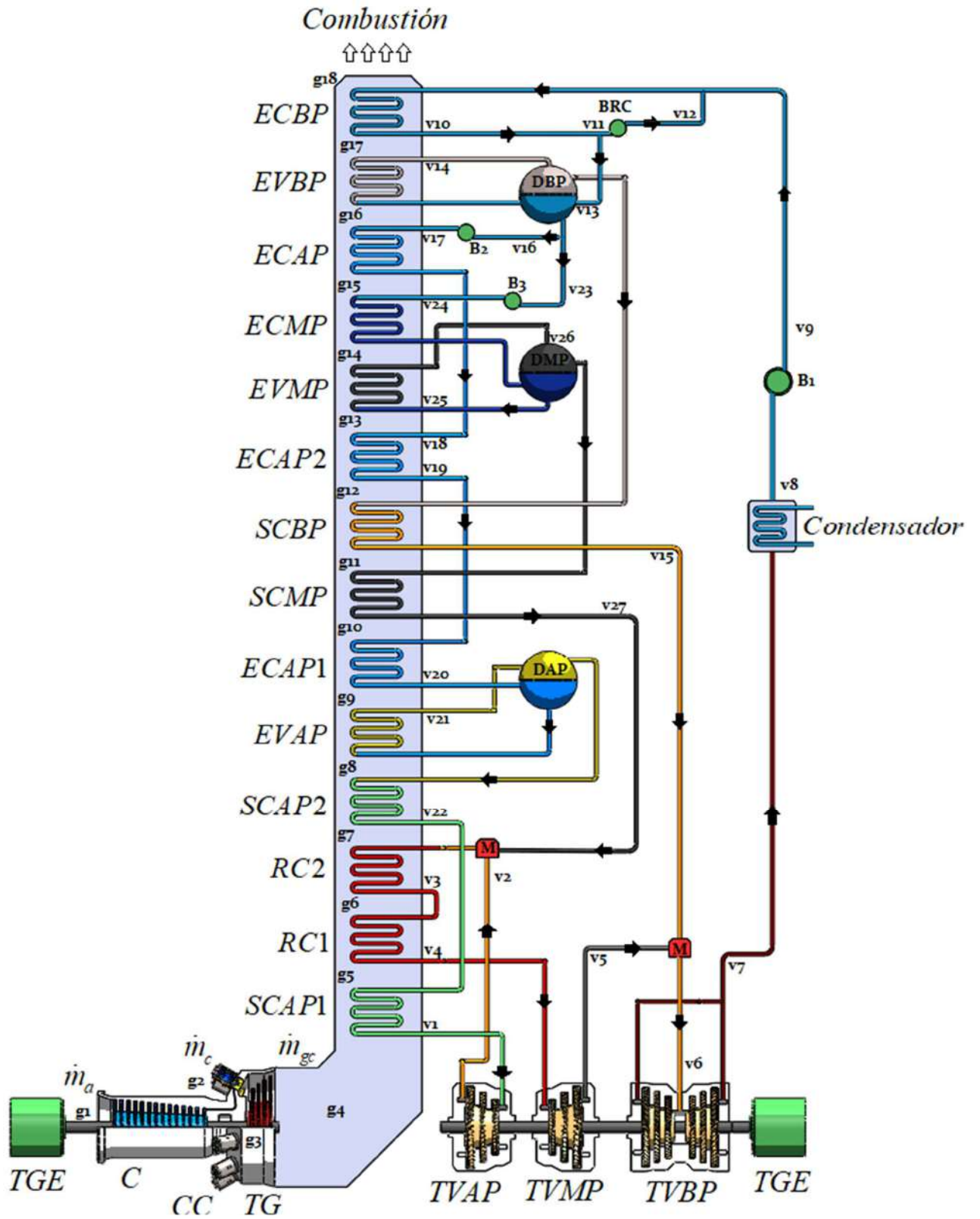


Figura 3.26: Diagrama Esquemático del ciclo de 3NP planta Tamazunchale.

3.6.3- Planta de Ciclo Combinado de Tamazunchale acoplada a Turbina de Gas C:

En esta sección se presentan los diagramas correspondientes al ciclo combinado de Tamazunchale al acoplarle una turbina de gas caso C. En la Figura 3.27 se muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo de vapor, con una presión de vapor vivo de 120 bar y 557°C.

El perfil de temperatura presentado en la Figura 3.28 muestra el intercambio de calor que ocurre en la CRC de esta configuración. La temperatura de punto de pliegue de alta presión es de 100°C para evitar el entrecruzamiento de temperaturas en la región del sobrecalentamiento de media presión. La temperatura de punto de pliegue de media presión es de 40 °C y la de baja es de 45°C. El calor recuperado para esta configuración resulta ser de 191.93 MW. Nuevamente se observa que los evaporadores de las 3 presiones junto con el sobrecalentamiento de alta y recalentamiento de media presión son los intercambiadores que mayor porcentaje de flujo de calor recuperan de los gases de combustión. También se muestra que los sobrecalentamientos de media y baja presión son los que menos porcentaje de calor aportan a la recuperación.

En la Figura 3.29 se presenta el diagrama paramétrico de este ciclo acoplado a una turbina de gas caso C. Se aprecia un comportamiento prácticamente lineal entre el aumento de la presión de vapor vivo y el aumento en la potencia del ciclo de vapor, en regiones de trabajo seguras para la turbina de baja presión, al contar con calidades mayores al 92%. Se obtiene una potencia máxima del ciclo de vapor de 66.97 MW, exactamente la misma que Agua Prieta y 2 MW menor que Manzanillo.

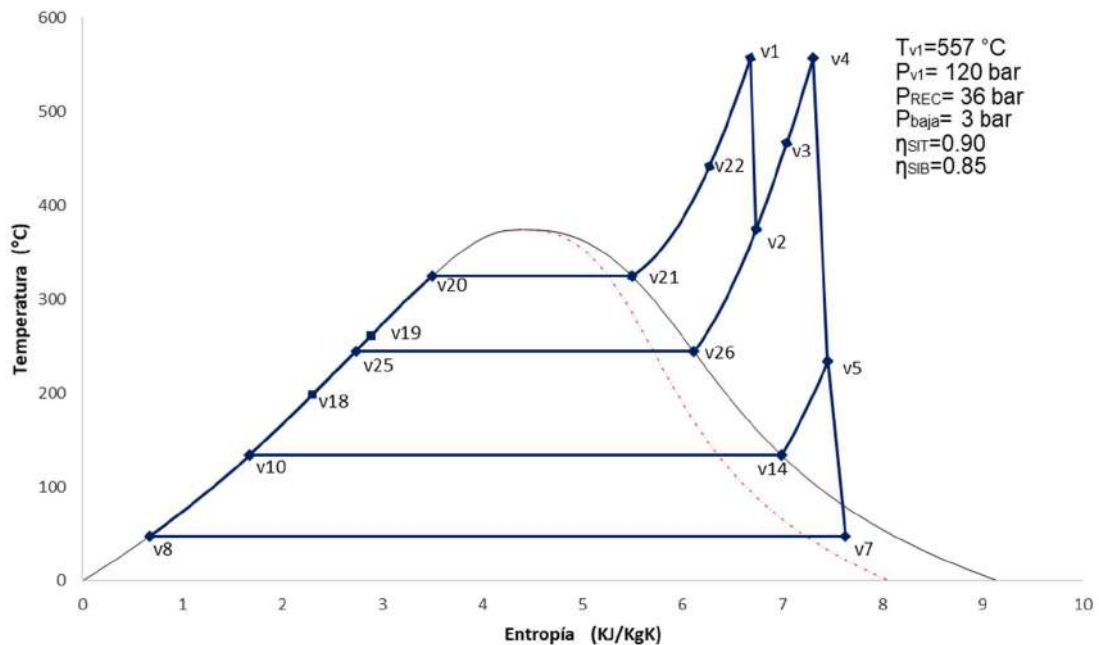


Figura 3.27: Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo 3 NP de Tamazunchale acoplado TG caso C.

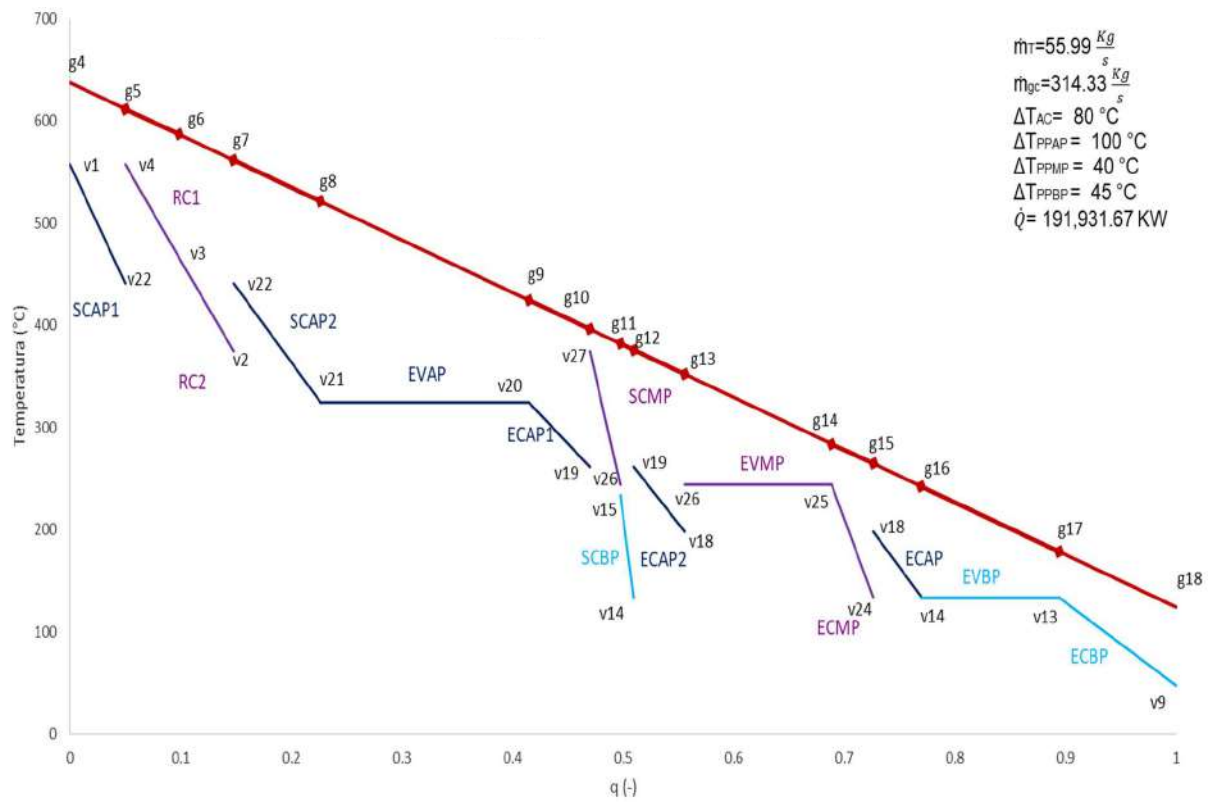


Figura 3.28: Perfil de Temperaturas del ciclo combinado Tamazunchale con TG caso C.

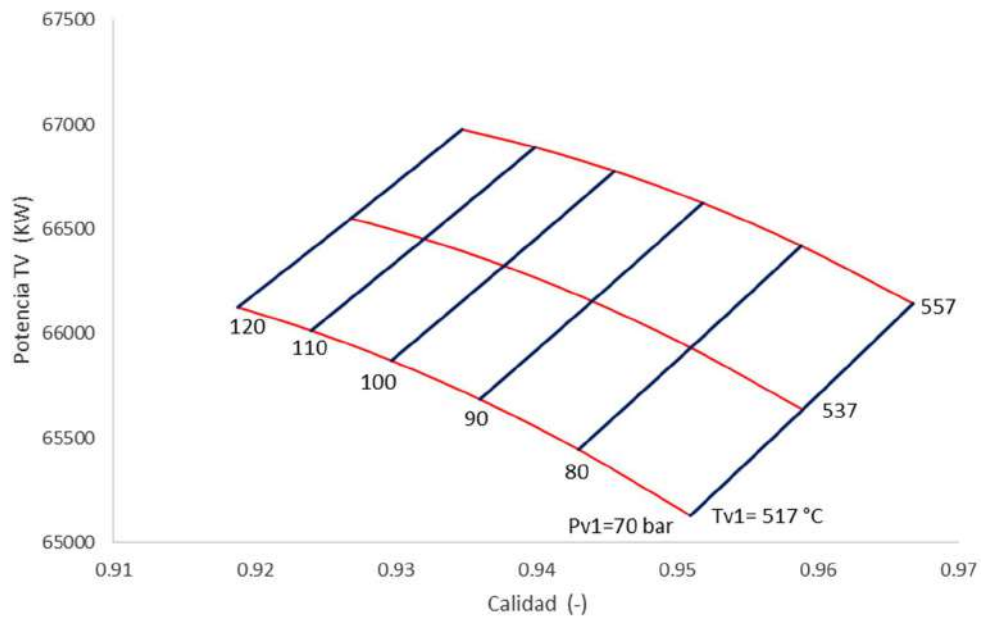


Figura 3.29: Diagrama paramétrico de ciclo 3NP Tamazunchale acoplado a TG para caso C.

Se puede notar que los evaporadores de las 3 distintas presiones aportan un gran porcentaje del calor recuperado de la CRC, al igual que la región de alta temperatura, con el sobrecalentamiento de alta presión y el recalentamiento de media. Los intercambiadores que menos flujo de calor recuperan al ciclo son los sobrecalentamientos, tanto de media como de baja presión.

La finalidad de seccionar en más regiones los intercambiadores de calor en la caldera de recuperación es incrementar el área de transferencia de calor y reducir el área entre las pendientes de los gases de combustión y del agua.

Para las condiciones del ciclo de vapor de la central de Tamazunchale con una turbina de gas de caso A, la operación se encuentra en los límites de la zona de seguridad operativa, lo que implica necesariamente trabajar con una turbina de gas de mejor generación que permita asegurar las condiciones de operación, como es la propuesta en esta sección.

3.7.- RESULTADOS:

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de los parámetros más relevantes al analizar los ciclos combinados con diferentes configuraciones en cuanto a la turbina de gas y a los distintos diseños de los intercambiadores de calor en la CRC. Los parámetros que se comparan entre las 18 configuraciones estudiadas son la potencia del ciclo combinado, la eficiencia térmica del ciclo combinado, el consumo térmico unitario, el consumo específico de combustible, el flujo de calor recuperado en la CRC, la temperatura a la que salen los gases de combustión y el flujo principal de vapor.

3.7.1: Potencia de Ciclo Combinado:

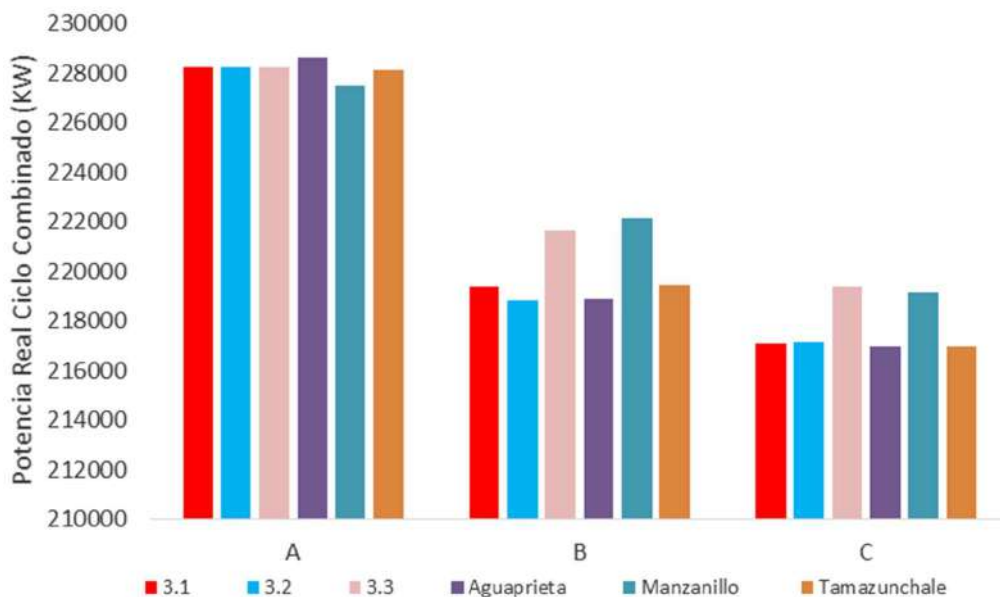


Figura 3.30: Diagrama Comparativo de Potencia CC para configuraciones 3 NP.

En la Figura 3.30 se compara la potencia del ciclo combinado de todas las configuraciones analizadas en este trabajo. Se observa un aumento en la potencia para las configuraciones que presentaban una turbina de gas caso A. La razón de esto es que entre más baja es la temperatura de admisión de los gases de combustión a la que trabaja la turbina de gas, mayores son los flujos de gases de combustión que se producirán para alcanzar cierta potencia en la turbina de gas, lo que producirá una mayor recuperación de calor en la CRC, generando una mayor potencia en el ciclo de vapor. Para los ciclos de vapor acoplados con turbinas de gas caso B y C, la configuración que mayor potencia de ciclo combinado presenta es la de Manzanillo, siendo de más de 222 MW para el acoplamiento con turbina de gas caso B y de 219 MW para los acoplamientos de turbina de gas caso C.

La potencia de ciclo combinado máxima obtenible resulta ser de más de 228 MW con un acoplamiento de turbina de gas caso A con un ciclo de vapor de Agua Prieta, mientras que la que menos potencia entrega es la que posee un acoplamiento de turbina de gas caso C con un ciclo de vapor de Tamazunchale, alcanzando los 217 MW. Cabe resaltar que todos los ciclos combinados analizados tienen la capacidad de generar al menos 67 MW extras de los 150 MW iniciales considerados para el ciclo de gas. Esto representa un aumento mínimo del 44% en la producción de potencia con el mismo consumo de combustible.

3.7.2: Eficiencia Térmica del Ciclo Combinado:

Contrario al comportamiento obtenido para la potencia del ciclo combinado, la eficiencia térmica del ciclo combinado aumenta conforme se incrementa la temperatura de admisión en la entrada de la turbina de gas. Esto se debe a que entre mayor es la T_{g3} , mayor es la eficiencia térmica del ciclo de gas. La eficiencia térmica del ciclo combinado máxima es del 60%, con un acoplamiento de una turbina de gas caso C con el ciclo de vapor de Manzanillo. La mínima resulta ser del 53 %, con una turbina de gas caso A acoplada a la planta de Manzanillo.

Para los ciclos de vapor acoplados a turbinas de gas caso A se obtienen eficiencias térmicas alrededor del 0.53, mientras que para las de caso B varían entre 0.55 y 0.57, y las acopladas al caso C se tiene un rango entre 0.58 y 0.60. Cabe resaltar que todas las eficiencias térmicas obtenidas superan el 50%, contrario a lo que sucede cuando se realiza la generación de energía en cada sistema independiente, las cuales pueden llegar sólo hasta 45% con sistemas regenerativos.

Por lo que resulta importante aclarar sobre el parámetro al cual se enfoca la optimización, ya que no en todos los casos un aumento en la potencia del ciclo combinado resulta en un incremento en la eficiencia térmica. Para las configuraciones analizadas en este trabajo, entre mayores potencias, se obtendrán menores eficiencias térmicas.

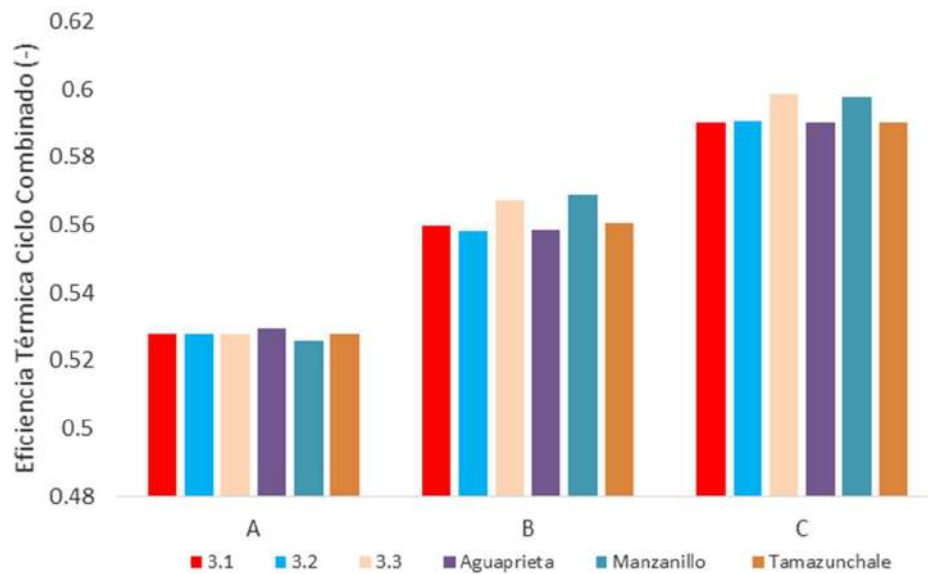


Figura 3.31: Diagrama Comparativo de Eficiencia térmica CC para configuraciones 3 NP.

3.7.3: Consumo Térmico Unitario:

El consumo térmico unitario se puede definir como la cantidad de energía térmica necesaria para la generación de una unidad de energía mecánica, por lo que entre más eficiente es el ciclo combinado, menor será el valor del CTU. En este diagrama se puede ver que la cantidad de energía térmica para obtener la unidad de energía mecánica resulta mayor conforme disminuye la temperatura a la entrada de la turbina de gas. Para los acoplamientos de ciclos de vapor con turbinas de gas caso A se tienen CTU promedios de 6800 KJ/KWh. Para los que tienen acoplamientos con turbinas de gas caso B se obtienen valores entre los 6300 y 6400, mientras que para los que trabajan con turbinas de gas caso C resultan tener los CTU más bajos, entre 6000 y 6100 KJ/KWh.

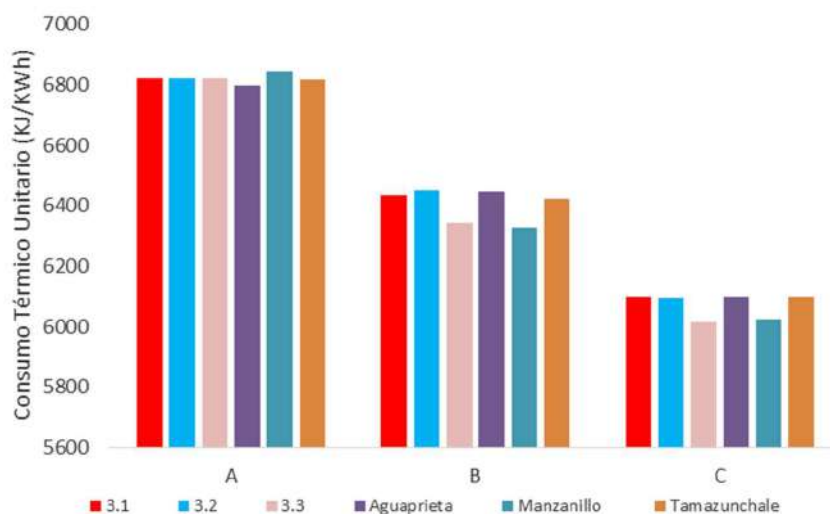


Figura 3.32: Diagrama Comparativo de Consumo térmico unitario CC para configuraciones 3 NP.

Se puede ver que la planta de ciclo combinado de Manzanillo presenta los mejores resultados para los acoplamientos con turbinas de gas caso B y C, mientras que la planta de Agua Prieta es la mejor para el acoplamiento con turbina de gas caso A. Estos resultados tienen mucho que ver, además de la turbina de gas empleada, con los arreglos de los intercambiadores de calor en la CRC, los cuales influyen con las temperaturas de punto de pliegue que se utilizarán para evitar los entrecruzamientos de temperatura entre la recuperación de calor en el ciclo de vapor y los gases de combustión.

3.7.4: Consumo Específico de Combustible:

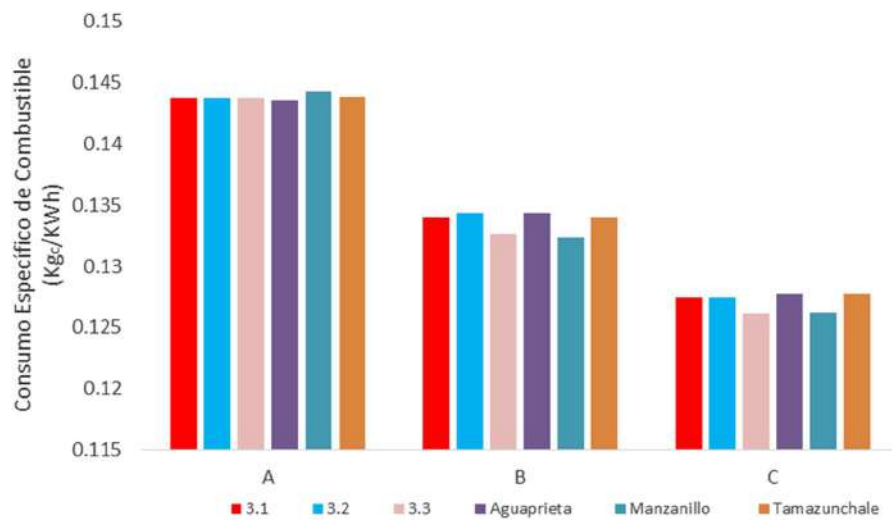


Figura 3.33: Diagrama Comparativo de Consumo específico de combustible CC para configuraciones 3 NP.

El consumo específico de combustible se define como la cantidad de combustible necesario por unidad de energía útil obtenida en un sistema. En la figura 3.33 se muestra que las plantas de ciclo combinado con una turbina de gas caso C son las que menor consumo de combustible presentan por unidad energética. Se encuentra que el menor consumo de combustible para generar un kWh es de 0.126 Kg/KWh, con un acoplamiento entre una turbina de gas caso C y un ciclo de vapor de Manzanillo. El acoplamiento que mayor consumo tiene es el caso A con ciclo de vapor de Manzanillo, con 0.144 Kg/KWh, es decir que entre estas dos configuraciones existe una diferencia de 18 gr de combustible por kWh generado.

Para los ciclos combinados con acoplamientos de turbina de gas caso A, se tienen CEC alrededor de los 0.144 Kg/KWh, siendo Agua Prieta la que menor consumo presenta. Con acoplamientos de turbina de gas caso B, se obtienen resultados entre 0.133 y 0.135 Kg/KWh, con Manzanillo siendo la que menores consumos presenta. Para los acoplamientos con turbina de gas caso C se presentan consumos entre 0.126 y 0.127 Kg/KWh, siendo Manzanillo la configuración de ciclo de vapor que menores consumos de combustible presenta por unidad energética.

3.7.5: Flujo de Calor Recuperado en CRC:

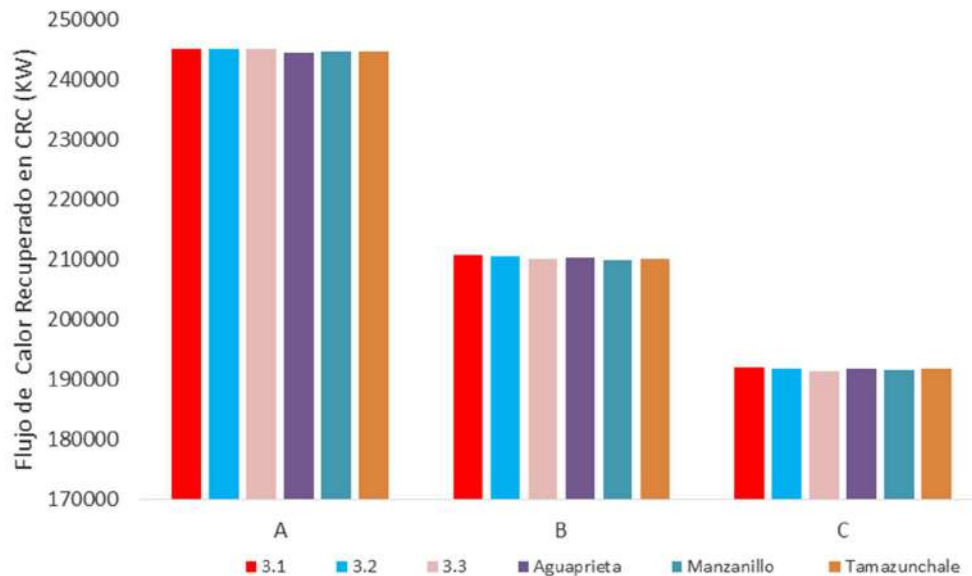


Figura 3.34: Diagrama Comparativo de Flujo de calor recuperado en CRC para configuraciones 3 NP.

En la Figura 3.34 se muestra el flujo de calor recuperado en la CRC para las diferentes configuraciones de ciclo combinado, es decir, la energía térmica que los gases de combustión le ceden al ciclo de vapor por unidad de tiempo. Se puede notar que la recuperación de calor es mayor en los ciclos combinados con un acoplamiento de turbina de gas caso A. Esto quiere decir que el flujo de los gases de combustión influye en mayor medida a la recuperación de calor que la temperatura a la que salen dichos gases de combustión de la turbina de gas, ya que, aunque los ciclos con turbina de gas caso C presentan mayores temperaturas a la salida de la turbina de gas, los reducidos flujos de gases de combustión repercuten en una menor recuperación de calor.

Sin embargo, se puede establecer que, para las plantas de ciclo combinado analizadas en este trabajo, se obtiene una recuperación de la energía térmica de los gases mínima de 190 MW. Para los acoplamientos con turbina de gas caso A se recuperan más de 240 MW, mientras que para los acoplamientos con turbina caso B su recuperación en promedio es de 210 MW.

3.7.6: Flujo de Vapor de Alta Presión:

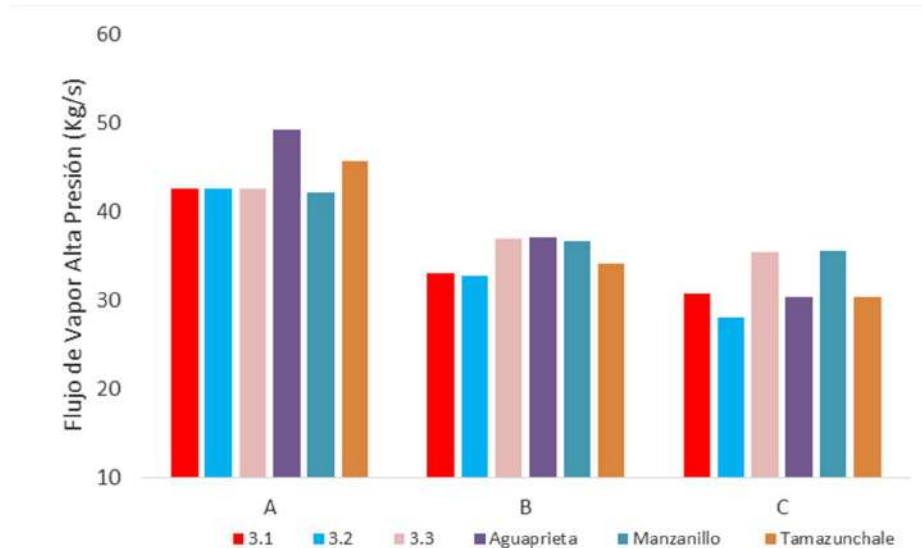


Figura 3.35: Diagrama Comparativo de Flujo de Vapor de Alta presión para configuraciones 3 NP.

La Figura 3.35 se muestra el diagrama comparativo de los flujos de vapor obtenidos en la región de alta presión de la CRC. Se puede notar que entre mayor es la temperatura de admisión a la turbina de gas, menores serán los flujos de vapor requeridos en el ciclo de vapor. Cabe resaltar que estos flujos de vapor se obtienen a partir de los balances de energía realizados en la CRC. En esos balances se puede apreciar una relación entre ambos flujos, tanto de vapor como de los gases de combustión, y es que son directamente proporcionales, es decir, si el flujo de gases aumenta, también lo hará el de vapor. Se aprecia que la implementación de la turbina de gas determina en mayor medida este flujo de vapor, más que el acomodo de los intercambiadores de calor en la CRC, que influyen, pero en menor medida. También resulta clara la relación directamente proporcional que existe entre el flujo de vapor generado en la CRC y la potencia obtenida del ciclo de vapor. Esta potencia está ligada además a la diferencia de entalpías a las entradas y salidas de las turbinas de alta, media y baja presión.

Se observa que para ciclos combinados con acoplamientos de turbinas de gas A se generan flujos de alrededor de 40 Kg/s para prácticamente todos los casos, mientras que para las de caso B son entre 32 y 37 Kg/s y para las de caso C son entre 30 y 35 Kg/s. Este aumento en el flujo de las primeras turbinas es en gran medida lo que permite el aumento de potencia al ciclo de vapor.

CONCLUSIONES:

- Las plantas de ciclo combinado gas-vapor analizadas en este trabajo entregan eficiencias térmicas de ciclo combinado entre 53 y 60 %, siendo las acopladas con turbinas de gas caso C las más eficientes sin importar el ciclo de vapor con el que se trabaje. Estas plantas también son las que menor consumo de combustible presentan por unidad energética, debido a que aunque presentan menores potencias que las otras turbinas de gas, el reducido consumo de combustible en el ciclo de gas influye de mayor manera. Las eficiencias térmicas resultan ser mayores que cualquier ciclo de gas o de vapor que opere de forma independiente.
- El consumo de combustible de las plantas de ciclo combinado analizadas tiene valores entre los 0.126 y los 0.143 Kg_e/KWh. Se aprecia un patrón en cuanto al acoplamiento de la turbina de gas, ya que, al utilizar turbinas de gas con temperaturas de gases de combustión mayores a la entrada de la turbina, el consumo específico de combustible disminuye, pues se requiere menor cantidad de combustible para satisfacer una demanda energética de turbina de gas.
- Para el análisis del ciclo de gas con diferentes condiciones de operación, se puede ver que conforme mayor es la temperatura de admisión en la turbina de gas, también aumenta la temperatura a la salida, lo que afecta directamente al ciclo de vapor, por lo que las temperaturas de punto de pliegue también aumentan, no solamente para evitar entrecruzamientos entre la región de los gases y los del vapor, sino para que los gases de combustión alcancen una temperatura a la salida de la CRC mayor o igual a 120 °C.
- Se observa una tendencia en todos los ciclos de vapor al ser acoplados a las diferentes turbinas de gas, ya que al estar acopladas a la turbina de gas caso A, su presión de vapor vivo óptima para una potencia máxima resulta tener un punto máximo, en el que, al seguir aumentando dicha presión, la potencia comienza a disminuir. Esta presión usualmente se encontró entre los 80 y los 100 bar para estos acoplamientos. Esto significa que para turbinas de gas con temperaturas máximas a la entrada de la turbina de gas menores a los 1000 °C, no es conveniente utilizar presiones de vapor vivo mayores a 100 bar, ya que al hacerlo se pierde potencia en el ciclo de vapor.
- Para los ciclos combinados con acoplamientos de turbinas de gas caso B y C, se obtiene un comportamiento directamente proporcional en cuanto al aumento de la potencia al aumentar la presión de vapor vivo, hasta alcanzar la máxima posible por cuestiones de seguridad, por lo que para estos acoplamientos la presión óptima siempre resultó ser de 120 bar. Además, para estos acoplamientos se podía continuar aumentando dicha presión sin disminuir la calidad del fluido a regiones de trabajo insegura. Esto significa que podrían ser capaces de obtener aún mayores potencias de forma segura en cuanto a la calidad del fluido si fuera posible aumentar más la presión.

- En la gran mayoría de las configuraciones analizadas, el sobrecalentamiento de media presión fue el intercambiador de calor que mostró entrecruzamientos con la región de los gases de combustión en el perfil de temperaturas, por lo que se optó por aumentar la temperatura de punto de pliegue de media presión para evitar dichos entrecruzamientos. Además, este intercambiador de calor, junto con el sobrecalentamiento de baja presión, son los que menos energía térmica aportan al ciclo de vapor.
- El ciclo combinado gas-vapor que mejor aprovechamiento energético tiene es el que acopla una turbina de gas caso C con un ciclo de vapor de Manzanillo. Esto se debe a que el arreglo de los intercambiadores de calor en la CRC favorece a una mayor generación de vapor a alta presión, además de que se permite una disminución en las temperaturas de punto de pliegue, ya que el sobrecalentamiento de media presión no está en zona de entrecruzamiento de temperaturas.

REFERENCIAS:

- [1] Dincer, I. Acar, C. Smart energy systems for a sustainable future. Applied Energy. Elsevier. 2016.
- [2] Chen, Z. Gao, L. Zhang, Z. High-efficiency power generation system with integrated supercritical water gasification of coal. Energy. Elsevier. 2018.
- [3] Dincer I, Zamfirescu C. Potential options to greenize energy systems. Energy 2012.
- [4] Shortall, R. Kharrazi, A. Cultural factors of sustainable energy development: A case study of geothermal energy in Iceland and Japan. Renewable and Sustainable Energy Reviews.
- [5] Bossink, B. Demonstrating sustainable energy: A review based model of sustainable energy demonstration projects. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017.
- [6] Correira, C. Leandro, J. Reis Neto, J. Massen, D. Castelao, R. Cogeneration of electricity in sugar-alcohol plant: Perspectives and viability. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier. 2018.
- [7] Thamir K. I., Mohammed K.M., A comprehensive review on the exergy analysis of combined cycle power plants. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier. 2018.
- [8] Rafiqul G., Ramsagar V., Sarath B. A. Synthesis, design and analysis of energy efficient sustainable process alternatives. European Symposium on Computer Aided Process Engineering. Elsevier. 2018.
- [9] Guoqing G. Clean coal technologies in Japan: A review. Chinese Journal of Chemical Engineering. Elsevier. 2017.
- [10] Wenying C., Ruina X. Clean coal technology development in China. Energy Policy. Elsevier. 2009.
- [11] D. Ruiza, G. San Miguel, B. Corona, A. Gaiterob, A. Domínguez. Environmental and economic analysis of power generation in a thermophilic biogas plant. Science of the Total Environment. Elsevier. 2018.
- [12] F. Khalid, I. Dincer, M.A. Rosen. Development and analysis of sustainable energy systems for building HVAC applications. Applied Thermal Engineering. Elsevier. 2015.
- [13] Insah I., Subhes C. B. Sustainable Energy Development Index: A multi-dimensional indicator for measuring sustainable energy development. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier. 2015.
- [14] Céspedes Restrepo J. D., Morales-Pinzón T. Urban metabolism and sustainability: Precedents, genesis and research perspectives. Resources, Conservation & Recycling. Elsevier. 2018.
- [15] Xuezhu C. How can cities support sustainability: A bibliometric analysis of urban metabolism. Ecological Indicators. Elsevier. 2018.
- [16] Della A. C. An Update on the United Nations Millennium Development Goals. JOGNN IN FOCUS. 2017.

- [17] Flores Valdés J. Panorama Energético de México. Reflexiones Académicas Independientes. Consejo consultivo de ciencias presidencia de la República. México, 2011.
- [18] Granados-Hernández E. Bravo-Álvarez H. Sosa-Echeverría R. López-Andrade X. García-Landa C. Sánchez-Álvarez P. Consumo de energía y emisiones de bióxido de carbono del sector refinación de petróleo en México de 2015 a 2030. Ingeniería Investigación y Tecnología. 2015.
- [19] MacDonald, S. Eyre, N. An international Review of markets for voluntary green electricity tariffs.
- [20] Dincer, I. Bicer, Y. Life Cycle Assessment of Energy. University of Ontario Institute of Technology, Oshawa, Ontario. Canadá.
- [21] Itay F., Lior H., Nir M. The political economy of energy sanctions: Insights from a global outlook 1938 -2017. Energy Research & Social Science. Elsevier. 2017.
- [22] Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics: an engineering approach. 8th ed. New York, NY: Mcgraw-Hill Education; 2015.
- [23] Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey MB. Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons; 2010.
- [24] Castillo C, J. Panorama Energético Mundial 2017. Instituto de Investigación Tecnológica, Universidad Pontificia Colmillas.
- [25] A. Rao, Combined Cycle Systems for near-zero emission power Generation, Cambridge: Woodhead Publishing Series in Energy, 2012.
- [26] Comisión Federal de la Electricidad, Programa de Obras e Inversiones del Sector Eléctrico 2014-2028, Ciudad de México. Subdirección de Programación, 2014.
- [27] S. Sabugal y F. Gomez, Centrales Térmicas de Ciclo Combinado Teoría y Proyecto, Madrid: Endesa, 2006.
- [28] Horlock JH. Basic gas turbine cycles. In: Advanced gas turbine cycles. Elsevier Ltd.
- [29] Alcott B., Jevon´s Paradox. Ecological Economics. Elsevier. 2005.
- [30] Natural gas origin, composition, and processing: A review. Khatib, H. IEA Panorama Energético Mundial. Un comentario. S. Faramawy, T. Zaki, A.A.E. Sakr. Journal of Natural Gas Science and Engineering. Elsevier. 2016.
- [31] Dincer I. Demir M.E. Gas Turbine Cycles. University of Ontario Institute of Technology. Comprehensive Energy Systems, Volume 4. Elsevier. 2018.
- [32] Dincer I, Zamfirescu C. Advanced power generation systems. 1st ed. Oshawa: Elsevier; 2014.
- [33] Meher-Homji CB, Zachary J, Bromley AF. Gas turbine fuel system design. Combustion and operability. In: Proceedings of the thirty-ninth turbomachinery symposium. Texas; 2010.
- [34] R. Lugo, Comportamiento Termodinámico de los Ciclos Combinados Turbinas de Gas y de Vapor, Ciudad de México, 2002.

[35] R. Lugo, M. Toledo, Termodinámica de las turbinas de gas, México D.F. , Alfaomega, 2004.

[36] Análisis Termodinámico de los Ciclos Rankine Supercríticos y Subcríticos. M. Salazar-Pereyra, R. Lugo-Leyte, J. M. Zamora-Mata, O. A. Ruiz-Ramírez, R. González-Oropeza. CIBIM, Portugal, 2011.

[37] Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. M. T. Mansouri , P. Ahmadi , A. G. Kaviri, M. N. M. Jaafar. Energy Conversion and Management. 2012.

[38] Thermodynamic investigation of parameters affecting the execution of steam injected cooled gas turbine based combined cycle power plant with vapor absorption inlet air cooling. A. Kumar Shukla, O. Singh. Applied Thermal Engineering. 2017.