



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MECÁNICA – TERMOFLUIDOS

ANÁLISIS DINÁMICO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR EYECCIÓN

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
JOSÉ ROBERTO OCÓN CASTELÁN

TUTOR PRINCIPAL
DR. FEDERICO MÉNDEZ LAVIELLE, FACULTAD DE INGENIERÍA

CDMX, OCTUBRE DE 2022



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

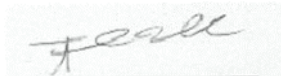
JURADO ASIGNADO:

Presidente: DR. GONZÁLEZ OROPEZA ROGELIO
Secretario: DR. MEDINA HERNÁNDEZ EDUARDO
1^{er}. Vocal: DR. MÉNDEZ LAVIELLE FEDERICO
2^{do}. Vocal: DR. NAUDE DE LA LLAVE JORGE L.
3^{er}. Vocal: DR. MONSIVAIS MONTOLIU IAN GUILLERMO

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: FACULTAD DE INGENIERÍA

TUTOR DE TESIS:

DR. FEDERICO MÉNDEZ LAVIELLE



FIRMA

Índice

Nomenclatura.....	3
Resumen.....	7
Capítulo 1: Introducción.....	8
1.1 Antecedentes.....	8
1.1.1 El ciclo de refrigeración por eyección para reducir el consumo de energía eléctrica.....	8
1.1.2 Estudios enfocados a los parámetros principales del ciclo.....	9
1.1.3 La selección de un refrigerante.....	14
1.2 Objetivos.....	15
1.2.1 Objetivo general.....	15
1.2.2 Objetivos particulares.....	15
Capítulo 2: Modelado de los componentes del ciclo.....	16
2.1 Caracterización del eyector.....	17
2.2 Caracterización de los intercambiadores de calor del ciclo.....	19
2.2.1 Generador.....	19
2.2.2 Evaporador.....	21
2.2.3 Condensador.....	22
2.3 Análisis energético para los equipos periféricos.....	22
2.3.1 Bomba de recirculación.....	22
2.3.2 Válvula de estrangulamiento.....	23
2.4 Ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía para el eyector.....	24
2.4.1 Sección transversal 3a-3a a la sección transversal 3-3.....	25
2.4.2 Sección transversal m-m a la sección transversal 3a-3a.....	27
2.4.3 Sección transversal y-y a la sección transversal m-m.....	28
2.4.4 Entradas del eyector hasta la sección transversal y-y.....	30
2.5 Balances de energía para los intercambiadores de calor.....	32
2.5.1 Ecuaciones de conservación de masa y energía para el colector solar.....	32
2.5.2 Ecuaciones de conservación de masa y energía para el evaporador.....	34
2.5.3 Ecuaciones de conservación de masa y energía para el condensador.....	36
2.6 Adimensionalización de los modelos de los intercambiadores de calor.....	41

2.6.1	Generador	43
2.6.2	Evaporador.....	46
2.6.3	Condensador	48
Capítulo 3: Solución numérica de los modelos propuestos.....		53
3.1	Procedimiento de solución del modelo	53
Capítulo 4: Presentación y discusión de resultados.....		58
4.1	Variación de parámetros	60
4.1.1	Variación de α_1	60
4.1.2	Variación de β_1	67
4.1.3	Variación de ω	73
4.1.4	Variación de ε_1	78
4.1.5	Variación de ε_3	83
4.2	Variación de las condiciones iniciales	88
4.3	Validación de resultados	97
Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones.....		100
Capítulo 6: Bibliografía.....		103

Nomenclatura

Símbolos del latín	
<i>A</i>	Área [m^2]
<i>a</i>	Velocidad local del sonido [$\frac{m}{s}$]
<i>Bo</i>	Numero de ebullición [-]
<i>C</i>	Parámetro del coeficiente global de transferencia de calor del colector solar [-]
<i>Cp</i>	Calor específico a presión constante [$\frac{J}{kgK}$]
<i>D</i>	Diámetro [m]
<i>E</i>	Parámetro del coeficiente global de transferencia de calor del colector solar [-]
<i>f</i>	Parámetro del coeficiente global de transferencia de calor del colector solar [-]
<i>g</i>	Gravedad [$\frac{m}{s^2}$]
<i>h</i>	Coeficiente convectivo de transferencia de calor [$\frac{W}{m^2C}$]
<i>k</i>	Conductividad térmica [$W/m^{\circ}C$]
<i>L</i>	Espesor [m]
<i>M</i>	Número de Mach [-]
<i>m</i>	Flujo másico [$\frac{kg}{s}$]
<i>P</i>	Presión [$\frac{N}{m^2}$]
<i>Pr</i>	Número de Prandtl[-]

Q	Flujo de calor por unidad de área $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
\dot{Q}	Transferencia de calor $[W]$
R	Constante de los gases ideales para el R-134 ^a $\left[\frac{J}{kgK}\right]$
Re	Número de Reynolds $[-]$
S	Transferencia de calor de la señal solar $[W]$
t	Tiempo $[s]$
T	Temperatura $[K]$
u	Velocidad $\left[\frac{m}{s}\right]$
U	Coefficiente global de transferencia de calor por unidad de área $\left[\frac{W}{m^2\text{°C}}\right]$
v	Volumen específico $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
V	Volumen $[m^3]$
\dot{W}	Potencia $[W]$
x	Calidad $[-]$
z	Altura $[m]$
Símbolos griegos	
ϕ	Angulo de inclinación del colector solar $[radianes]$
α	Parámetros adimensionales atribuidos al generador $[-]$
β	Parámetros adimensionales atribuidos al evaporador $[-]$
γ	Coefficiente adiabático del refrigerante R-134a $[-]$
ε	Parámetros adimensionales atribuidos al condensador $[-]$
ϵ	Emisividad
ζ	Entalpía $\left[\frac{J}{kg}\right]$

η	Eficiencia isotr3pica [–]
θ	Temperatura adimensional [–]
ρ	Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
μ	Viscosidad din3mica $\left[\frac{kg}{m\ s}\right]$
τ	Tiempo adimensional [–]
ω	Par3metro adimensional atribuidos a la relaci3n de flujos m3sicos [–]
Sub3ndices	
<i>amb</i>	Ambiente
<i>b</i>	Secci3n inferior del colector solar
<i>c</i>	Condensador
<i>car</i>	Caracter3stica
<i>e</i>	Evaporador
<i>edge</i>	Secci3n de las esquinas del colector solar
<i>fg</i>	Mezcla l3quido vapor
<i>g</i>	Gas
<i>gen</i>	Generador
<i>glass</i>	Vidrio del colector solar
<i>i</i>	Interior
<i>insulation</i>	Aislante
<i>l</i>	L3quido
<i>L</i>	Secci3n del colector solar a la cual se refiere el coeficiente global de transferencia de calor.
<i>m</i>	Secci3n “m” del eyector
<i>o</i>	Exterior

<i>p</i>	Primario
<i>plate</i>	Plato del colector solar
<i>pm</i>	Media en el plato del colector solar
<i>prom</i>	Promedio
<i>p1</i>	Sección transversal "1" del eyector por donde pasa el flujo primario
<i>R</i>	Relativa
<i>refri</i>	Espacio refrigerado
<i>s</i>	Secundario
<i>sy</i>	Sección transversal "y" del eyector por donde pasa el flujo secundario
<i>t</i>	Garganta del eyector
<i>T</i>	Total
<i>thickness</i>	Espesor
<i>top</i>	Sección superior del colector solar
<i>w</i>	Aire exterior
<i>0</i>	Valor representativo
<i>3a</i>	Sección "3a" del eyector

Resumen

En esta tesis se estudia el ciclo de refrigeración por eyección de vapor, el cual representa una alternativa amigable para el medio ambiente debido a su uso mínimo de energía eléctrica, pero está limitado a su fuente de poder, la energía solar. La dependencia de este ciclo con la señal solar, resulta en la necesidad de estudiarlo desde un punto de vista transitorio. En este trabajo se realiza un análisis enfocado en la variación de las temperaturas en los intercambiadores de calor del ciclo, en función del tiempo. Para esto se realiza un modelo matemático conformado por un sistema de tres ecuaciones diferenciales no lineales, dependientes del tiempo.

El modelo matemático se obtiene de realizar balances de energía en cada uno de los intercambiadores de calor, además del eyector, dispositivo este último que concentra de manera importante la operación del ciclo y que permite relacionar las tres temperaturas de los intercambiadores de calor. Posteriormente por medio de la adimensionalización del modelo, se obtienen una serie de parámetros adimensionales, de los cuales se seleccionan cinco principales. Una vez seleccionados estos parámetros se realiza un análisis de parámetros concentrados, obteniendo numéricamente la variación de las temperaturas de los tres intercambiadores de calor, en función de la variación de cada uno de estos parámetros.

Una vez obtenida la variación temporal de cada una de las temperaturas en función de los parámetros seleccionados, se procede a realizar el cálculo del COP promedio, obteniéndose la variación del COP promedio en función de los parámetros adimensionales seleccionados. Obteniéndose valores del COP entre 0.06 y 0.83, para así poder obtener los valores más favorables de estos parámetros para optimizar el COP del ciclo. Por último se validan los resultados, comparándolos con trabajos realizados previamente por otros autores.

Capítulo 1: Introducción

1.1 Antecedentes

1.1.1 El ciclo de refrigeración por eyección para reducir el consumo de energía eléctrica

Actualmente el desarrollo de las actividades humanas e industriales se encuentran limitadas por una difícil situación ambiental y la urgencia de proteger el medio ambiente cada día se incrementa y lo anterior conlleva necesariamente a la búsqueda de la optimización y mejor rendimiento de los ciclos termodinámicos a los que el mundo industrial está acostumbrado. En particular, uno de estos es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, al cual la literatura especializada ha volteado a ver por sus ineficiencias y su poca sostenibilidad. Cada vez el cambio climático es más notorio y esto, entre otros factores, lleva de la mano el crecimiento constante de consumo de energía eléctrica para aplicaciones relacionadas con el acondicionamiento de aire. Para vencer estos retos se han desarrollado varias alternativas, con el objetivo claro de poder dar abasto a las necesidades de la población utilizando fuentes de energía alternas.

En 1910 Maurice Leblanc, desarrolló por primera vez un ciclo de refrigeración por eyección. Este posee ventajas considerables ante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Se reduce drásticamente el consumo de potencia, debido a que en este sistema se sustituye el uso del compresor, por un eyector y un colector de energía solar. El consumo de potencia se limita únicamente a una bomba de recirculación. Este ciclo puede incluso utilizar agua como fluido de trabajo. Además, gracias a que el eyector no es una máquina con partes en movimiento como el compresor, sus costos de mantenimiento son menores y es un equipo con más durabilidad.

El ciclo propuesto por Leblanc maneja seis procesos termodinámicos, un flujo másico primario pasa por un calentador alimentado por energía solar, saliendo de éste como vapor sobrecalentado, y éste entra a la boquilla principal del eyector, donde se expande y aumenta su velocidad a la de un flujo supersónico dentro de la llamada región de baja presión del eyector. Debido a un efecto de vacío que se genera, este flujo primario, induce la entrada de

un flujo de vapor secundario proveniente del evaporador. En la cámara de mezclado del eyector ambos flujos se vuelven uno solo denominado flujo total, el cual es descargado por la parte del eyector denominada difusor logrando el efecto de compresión. Este flujo es enviado a un condensador, y vuelve a separarse, el flujo primario es redirigido al calentador por medio de una bomba, y el flujo secundario es estrangulado por una válvula y pasa al evaporador. A pesar del desarrollo temprano del ciclo propuesta por Leblanc, no fue hasta muy reciente que este ciclo inicio una etapa de desarrollo e investigación.

1.1.2 Estudios enfocados a los parámetros principales del ciclo

(Eames et al., 1995) realizó un estudio del ciclo de refrigeración por eyector, publicando su trabajo en el “International Journal of Refrigeration”. Este ciclo en la actualidad contiene los procesos elementales que se describieron de la explicación detallada del ciclo presentada en el párrafo anterior y que permiten entender el principio de funcionamiento del ciclo de refrigeración en el que se trabajará en este proyecto. Este autor realizó una comparación entre los coeficientes de desempeño (COP) obtenidos de manera teórica y experimental para un ciclo sencillo de refrigeración por eyector, manejándolo en su forma más clásica, diseñado para trabajar con un calentador manejando temperaturas entre 120-140°C. (Eames et al., 1995). En este trabajo se asume un estado estacionario a lo largo del ciclo, y considera como parte del análisis, las irreversibilidades por medio de la eficiencia isoentrópica. Se obtiene el coeficiente de desempeño a partir de las temperaturas, presiones y flujos máscos del flujo primario y secundario que entran al eyector. Sus resultados teóricos se pueden apreciar en un conjunto de gráficas de los COP teóricos contra la temperatura de saturación del condensador y para hacer más eficiente la presentación de resultados, primero se fija una temperatura del calentador y se genera una familia de curvas para distintas temperaturas del evaporador en la que cada punto de la curva requiere una relación de áreas del eyector, la cual se proporciona de manera paramétrica para el diseño del mismo. Posteriormente de forma similar repite el análisis, pero en este caso se mantiene fija la temperatura del evaporador y se generan curvas para distintas temperaturas del calentador.

Con base en análisis teórico desarrollado en este estudio, se hicieron observaciones respecto a las temperaturas de los cambiadores de calor (evaporador, condensador y calentador). En particular, el ciclo fue diseñado para trabajar a temperaturas altas en el colector y el evaporador y mientras se mantiene pequeña la temperatura del condensador, se pueden obtener valores más elevados del COP, cuando la relación de áreas sea más alta en el eyector. Para un eyector o eyectores con una relación de área similar, dada una temperatura en el evaporador, un aumento en la temperatura del calentador, hará que el COP disminuya. Si se fija una temperatura en el calentador, un incremento en la temperatura del evaporador, haría que el COP aumente, además el ciclo podría operarse a una temperatura más alta en el condensador. Posteriormente estos valores fueron comprobados experimentalmente, obteniendo una precisión del 85% en promedio respecto a los valores teóricos. Es importante mencionar que los datos experimentales jamás superaron los valores esperados por el modelo teórico, (Eames et al., 1995).

(Pianthong et al., 2007), utilizaron el software FLUENT, para realizar un estudio de dinámica de fluidos computacional (CFD) para predecir el comportamiento y el desempeño del ciclo de refrigeración por eyector, para un eyector de presión de mezclado constante (CPM) y área de mezclado constante (CMA). Utilizando agua como fluido de trabajo, y manejando temperaturas en el calentador entre 120-140°C y entre 5 y 15°C en el evaporador. Esta investigación permitió tener mayor comprensión sobre las características físicas de operación del eyector; además de que proporcionó información útil para el diseño de un eyector que pueda funcionar en las condiciones más óptimas. (Pianthong et al., 2007).

En particular, este autor estudió el comportamiento de dos parámetros importantes para el eyector, los cuales se pueden describir como la relación de los flujos máscicos secundario y primario (relación que se conoce en inglés como el “Entrainment ratio”, Em) y la presión final que toma el fluido de trabajo cuando sale del eyector y llega al condensador (CBP). Tomando en consideración los parámetros anteriores, el análisis se llevó a cabo para distintas condiciones de operación y para distintas geometrías del eyector, utilizando una malla axial-simétrica y un modelado en 3D obteniendo resultados casi idénticos para ambos casos. Los resultados teóricos así obtenidos fueron comparándolos favorablemente con el trabajo experimental de Chunnanond & Aphornratana, (2004). De manera importante, el efecto de

las condiciones de operación afecta los parámetros Em y CBP; y se muestra que una temperatura del calentador más elevada genera una presión de salida más alta, pero un Em más bajo, para ambos tipos de eyectores (CPM y CMA). La temperatura del evaporador también afecta estos parámetros, incrementando el Em y la presión de salida, para ambos tipos de eyectores. Sin embargo para ambos tipos de eyectores manejando las mismas condiciones, el CMA proporciona un mayor Em a costa de una menor presión de salida. (Pianthong et al., 2007).

En esta misma investigación, el efecto de la geometría se obtuvo al manipular dos características significativas, la distancia de la boquilla de salida con respecto a la entrada del eyector (NXP), y la longitud de la garganta (TL). Primeramente, el efecto de la NXP se obtuvo al variar este parámetro, para condiciones de flujo fijas, observándose que existe una distancia óptima para la cual aumenta el parámetro Em; al excederse de esta distancia óptima, el Em comienza a bajar. Por otro lado, la longitud de la garganta solo afecta a la presión de salida, obteniéndose una longitud óptima para el eyector de tipo CMA entre 95 y 120cm, mientras que para el eyector CPM es de 130cm. Sin embargo, esta longitud depende de otras dimensiones del eyector y de las condiciones de trabajo del ciclo, como fue ampliamente comentado en el trabajo de (Pianthong et al., 2007).

Este último par de artículos hacen notar de manera muy clara que el papel que juegan los intercambiadores de calor en el control de este ciclo es totalmente vital, por lo que da pie a estudiarlos con mayor profundidad. En estos trabajos se consideró un estado estacionario, lo cual en la vida real no sucede necesariamente ya que el calentador puede trabajar con una energía solar transitoria o bien el ciclo puede trabajar con señales de alimentación que no siendo necesariamente de tipo solar provengan de un proceso de suministro de calor transitorio. En esta dirección, el presente trabajo inscribe su necesidad de incluir, para un mayor entendimiento del ciclo, las condiciones transitorias de operación del ciclo a estudiarse, justificando la premisa de analizar este ciclo desde un punto de vista dinámico, como se pretende hacer en el proyecto que se llevará a cabo.

Un punto importante que debe mencionarse y que debe tomarse en cuenta para considerar el funcionamiento óptimo del ciclo del eyector, es el fluido de trabajo a utilizarse. Cabe

mencionar que este ciclo es utilizado como una alternativa al ciclo de refrigeración convencional, debido a la búsqueda permanente de la disminución del impacto ambiental a la cual se enfrenta la sociedad; por lo tanto en la literatura especializada se han realizado estudios para determinar el refrigerante más adecuado, buscando el mejor desempeño posible para el ciclo, sin descuidar la parte ambiental. En esta dirección, el grupo de trabajo de Chen et al., (2017), adoptaron teóricamente el desempeño del gas utilizado como un gas real, demostrando que tiene mayor precisión cuando el mismo modelo se compara con el modelo utilizando el comportamiento del gas ideal; principalmente cuando el eyector opera en modo sub-crítico. Estos investigadores compararon sus resultados con estudios experimentales previamente realizados para el refrigerante R134B por Huang et al., (1999) y para el refrigerante R11 por Aphornratana, et al., (2001); observándose, en general, discrepancias porcentuales muy pequeñas.

Es igualmente importante mencionar que el objetivo de seleccionar el mejor refrigerante, se fundamenta en el empeño de obtener un valor elevado para el COP, tomando en cuenta que sea sostenible para el medio ambiente, y sea económicamente factible de utilizar. Es importante recalcar, que en este sentido Chen et al., (2017) aplicaron el modelo teórico al eyector en modo crítico y en modo sub-crítico, trabajando con fluidos de trabajo sobrecalentados y diferentes factores de operación. Esto se debe a que, si entra vapor húmedo al eyector, se forman pequeñas gotas de líquido, situación que podría ser muy dañino para el desempeño del equipo. En particular, en su análisis para el eyector en modo crítico; Chen et al., (2017) mantuvieron fijos los parámetros geométricos del eyector y estudiaron la relación del COP y las temperaturas de saturación del generador y del evaporador, para este grupo de refrigerantes comerciales: R123, R124, R134a, R141b, R142b, R152a, R290, R600, R600a y R717. Es notable que al mantenerse fija la temperatura del evaporador, el COP es inversamente proporcional al aumento de la temperatura del calentador. De forma contraria, si se mantiene fija la temperatura del calentador, el COP aumenta proporcionalmente a la temperatura del evaporador. Siendo el R290 el que presenta mayores valores de COP seguido por los R717, R152a y R134a.

Continuando con la idea de analizar el ciclo del eyector desde el punto de vista transitorio, tomando en cuenta que dicha situación se pueda presentar en los tres intercambiadores de

calor que participan en la operación del ciclo, el punto de partida para comenzar el análisis se puede llevar a cabo considerando que el calentador o generador opera como un colector solar plano. En la literatura, varios autores han estudiado el comportamiento dinámico de este colector, con el propósito de proponer mejoras de diseño para poder almacenar la mayor cantidad de energía posible. Tal es el caso del trabajo publicado por Álvarez et al., (2010). En este trabajo, estos autores llevaron a cabo el análisis térmico para un nuevo diseño de colector solar plano y lo compararon con el desempeño de uno comercial. Este trabajo presenta una buena pauta a seguir para realizar el análisis del colector solar que se utilizará en el presente estudio.

Por otro lado, Deng, J, et al., (2015) llevaron a cabo un modelo dinámico del desempeño del colector solar plano, para poder predecir el desempeño del colector cuando la irradiación solar cambia abruptamente. El modelo parte de la ecuación de Hottel-Whillier-Bliss (Duffie, J. A., & Beckman, W. A. [9], 2013), la cual es una ecuación diferencial de primer orden, no lineal; que por cierto será la misma que será utilizada como punto de partida para el presente análisis. Esta ecuación relaciona la razón de cambio con respecto al tiempo de la temperatura en el colector, con la diferencia entre la radiación efectiva absorbida por el colector y el cambio de entalpía entre la entrada y salida del colector.

A partir de este modelo simplificado, los anteriores autores desarrollaron un modelo analítico en la forma de una expansión en series, basado en la consideración de una capacitancia térmica efectiva en el colector solar plano. La solución de este modelo revela que la ganancia de energía útil instantánea del colector solar, consiste en el calor útil recibido en estado estacionario y una corrección correspondiente de inercia térmica. Estos autores denominan este modelo como Modelo de Corrección de Inercia Térmica, y validaron sus resultados con datos experimentales.

Aun cuando no hay mucha información en la literatura respecto al comportamiento transitorio, motivo de esta investigación; Narimani, et al., (2019) realizaron un primer estudio numérico y experimental, desde este punto de vista, utilizando como fluido de trabajo el R245fa. Propusieron para ello, un modelo termodinámico unidimensional para evaluar el comportamiento del fluido a lo largo del eyector y obtuvieron de la validación experimental, la conclusión de que su modelo es capaz de capturar la dinámica del sistema, en términos de

las presiones y las entalpías específicas a las salidas de los intercambiadores, con errores relativos del 3.78 y el 0.5%; respectivamente.

1.1.3 La selección de un refrigerante

La selección del refrigerante es un factor más de enorme importancia en la operación multifactorial de los ciclos de refrigeración y considerando el impacto ambiental, se toman datos del potencial sobre el ozono (ODP) y el potencial de calentamiento global (GWP) obtenidos por Calm & Hourahan, (2007), como puntos de referencia para la selección. El valor del ODP debe ser igual a cero conforme lo establece el Protocolo de Kyoto de 1997. El GWP debe mantenerse en el menor valor posible. Por ejemplo, el refrigerante R290, es adecuado debido a que su ODP es 0 y su GWP es bajo; sin embargo, debe manejarse con cuidado debido a que es inflamable. El R134a, posee características termodinámicas deseables, también tiene una ODP de 0, y no es inflamable, ni tóxico; sin embargo, su GWP es mayor a la del R290 y su COP es menor.

Para su análisis del eyector en modo sub-crítico; Chen, et al., (2017) se concentraron en los refrigerantes R134a y el R290, estableciendo tres temperaturas del calentador (85, 90 y 95°C) y obteniendo las relaciones entre el COP y la temperatura del evaporador para cada una de ellas. Teniendo el R290 mayores valores de COP, concluyeron estos autores que el empleo del refrigerante R290 como fluido óptimo de trabajo para este ciclo se puede recomendar ampliamente, si se trata de refrigeración doméstica de aire acondicionado cuando el valor de la temperatura del evaporador se encuentre entre 8 y 20°C y a una temperatura del calentador de 30°C. Por el contrario, el refrigerante R134a se sugiere ampliamente su uso en ambientes donde la temperatura del exterior sea más elevada; esto debido a que el COP también varía al aumentar la temperatura del condensador, decayendo, en este caso en menor medida para el R134a.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Desarrollar un modelo dinámico transitorio para un ciclo de refrigeración por eyección, energizado solarmente por medio de un colector solar plano, en el cual se obtenga numéricamente la variación de la temperatura con respecto al tiempo en cada uno de los intercambiadores de calor del ciclo. Utilizando un refrigerante en específico con buenas propiedades termodinámicas y de bajo impacto ambiental.

1.2.2 Objetivos particulares

Los objetivos particulares fijados para este proyecto de investigación son los siguientes:

- 1- Seleccionar un refrigerante adecuado para utilizarse como fluido de trabajo.
- 2- Obtener de la literatura especializada, correlaciones para las propiedades del refrigerante.
- 3- Modelar por medio de ecuaciones algebraicas el comportamiento del eyector, bomba y válvula.
- 4- Obtener un sistema de tres ecuaciones diferenciales ordinarias adimensionales no lineales para los intercambiadores de calor, adaptado a un refrigerante en particular.
- 5- Calcular numéricamente la variación de la temperatura en los intercambiadores de calor con respecto al tiempo.
- 6- Presentar los resultados de la solución numérica del modelo junto con el COP.

Proceso de 1-2: El flujo másico primario absorbe calor a presión constante, entrando al generador como líquido ligeramente comprimido y saliendo como vapor saturado.

Proceso de 2-3: El flujo másico primario entra al eyector como vapor saturado, en el cual se mezcla con el flujo másico secundario, y sale del eyector como el flujo másico total en forma de vapor sobrecalentado.

Proceso de 6-3: El flujo másico secundario entra al eyector como vapor saturado, en el cual se mezcla con el flujo másico primario, y sale del eyector como el flujo másico total en forma de vapor sobrecalentado.

Proceso de 3-4: El flujo másico total entra al condensador como vapor sobrecalentado y disipa calor a presión constante para salir del condensador como líquido saturado.

Proceso de 4-1: El flujo másico primario aumenta su presión al pasar por una bomba de recirculación, en un proceso isoentrópico.

Proceso de 4-5: El flujo másico secundario libera presión en un proceso isoentálpico pasando a través de una válvula de estrangulamiento.

Proceso de 5-6: El flujo másico secundario absorbe calor a presión constante, entrando al evaporador como mezcla líquido-vapor y saliendo como vapor saturado. Esta trayectoria es probablemente la más importante del ciclo ya que bajo esta curva se contabiliza la rapidez o tasa de calor que se transfiere desde la zona que se refrigera hacia el evaporador

2.1 Caracterización del eyector

Las características geométricas del eyector, así como algunas de las temperaturas y presiones iniciales se tomaron directamente del trabajo de Huang, et al., (1999); con los siguientes principales valores físicos (véase Fig. 2.3 para un dibujo transversal de planta del eyector mismo):

$$D_t = 2.64mm$$

$$D_{p1} = 4.5mm$$

$$D_{3a} = 6.7\text{mm}$$

$$P_{gen} = 0.604\text{ MPa}$$

$$T_{gen} = 368\text{K}$$

$$P_e = 0.040\text{ MPa}$$

$$T_e = 281\text{K}$$

Partiendo de estos datos, algunos parámetros se repetirán de manera similar al análisis realizado por Huang, et al., (1999), identificando una serie de efectos que serán importantes para resolver el modelo matemático. Antes de mostrar los cálculos realizados, es importante recalcar que el trabajo de Huang, et al., (1999) no considera variaciones temporales de las temperaturas de operación de cada uno de los intercambiadores de calor y por ende los valores obtenidos en este análisis, únicamente servirán como guía para tener un punto de partida realista, que marque una pauta para poder proponer valores plausibles en los parámetros adimensionales que se utilicen en el modelo matemático propuesto en esta tesis.

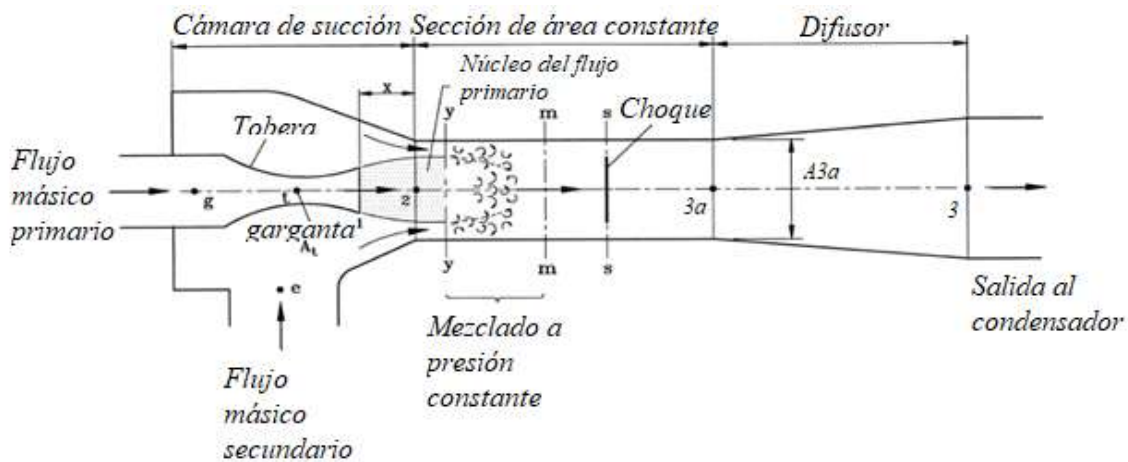


Figura 2-3: Diagrama representativo del funcionamiento de un eyector convencional (Huang, et al. [5], 1999) modificada para coincidir con la nomenclatura de este trabajo.

En la figura 2-3, se observa que el flujo másico primario pasa por la garganta del eyector, aumentando drásticamente su velocidad, y por ende disminuyendo su presión, este efecto induce la entrada del flujo másico secundario. Estos flujos se mezclan en la sección y-y, y atraviesan esta sección como un flujo supersónico. Después ocurre un efecto de una onda normal de choque, en la sección s-s. Por último este flujo mezclado pasa por una sección que

actúa como un difusor elevando su presión y así saliendo al condensador. Lo que ocurre en cada sección del eyector, será explicado a detalle en la sección 2-4.

2.2 Caracterización de los intercambiadores de calor del ciclo

2.2.1 Generador

Los dos puntos importantes a considerar para el generador o calentador son el modelado de la señal solar recibida por el colector solar plano, y el coeficiente de transferencia de calor hacia los alrededores, debido a que la energía útil que llega al colector solar, es igual a la diferencia entre el calor que proporciona la señal solar y la pérdida de calor convectivo que se presenta con los alrededores y que presuponen la existencia de un coeficiente convectivo de la transferencia de calor. Se explicará con mayor detalle esta idea al detallar el balance de energía en este equipo.

La señal solar será representada con una función senoidal de la forma siguiente,

$$S = A_{gen}Q_0 \sin\left(\frac{\pi t}{t_0}\right), \quad (2-1)$$

En la expresión anterior, el argumento de la función se escribe de tal forma que cuando el tiempo alcanza el valor de $t = t_0$ entonces la irradiación cesa. Desde luego se trata de un modelo muy simplificado, pero permite entender, en primera aproximación, las características básicas de la emisión solar. Es importante mencionar que la expresión anterior fue ampliamente utilizada por Adrian Bejan en su trabajo “Extraction of Exergy from solar collectors under time-varying conditions” y justamente y a manera de ilustración del trabajo anterior, se muestra (véase Fig. 2.2) de manera simplificada, la manera en que varía o se comporta la irradiación solar, (Bejan [13], 2019).

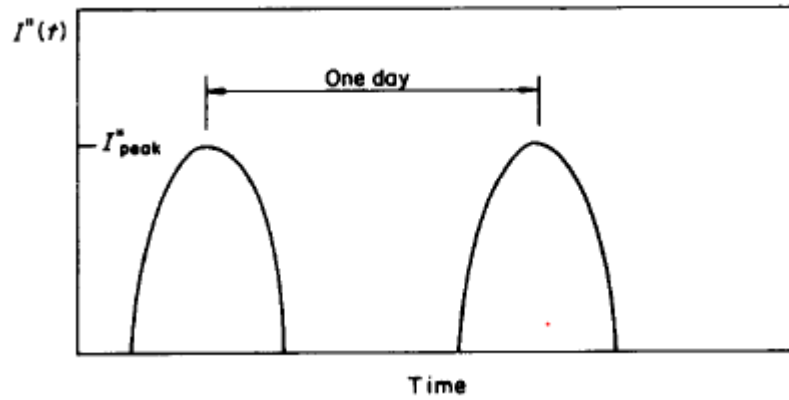


Figura 2-4: Representación del comportamiento senoidal de la señal solar a lo largo de un día (Bejan, 2019)

Por otro lado, En el libro *Solar Energy of Thermal Processes* de John A. Duffie, se presenta una descripción detallada de la operación térmica de un colector solar plano. En detalle se obtiene la siguiente descripción del coeficiente de transferencia de calor que permite escribir la pérdida de energía que llega mediante la señal solar pero que no puede utilizarse de manera útil, porque una fracción “rebota” al medio ambiente. (Duffie & Beckman, 2013):

$$U_L = U_{top} + U_b + U_{edge} \quad (2-2)$$

El coeficiente global de transferencia de calor para las pérdidas en el colector (U_L) está compuesto por las resistencias térmicas arriba del plato del colector; condensadas en el coeficiente (U_t) y las de abajo del plato del colector (U_b). En esta tesis no se consideran las pérdidas en las esquinas U_e debido a que su orden de magnitud es insignificante comparado con las otras dos. A continuación se muestran detalladamente como se calculan U_{top} y U_b . (Duffie & Beckman, 2013).

Para la parte de arriba, Klein en 1979 desarrolló la siguiente correlación, la cual es válida desde temperatura ambiente hasta 200°C. (Klein, 1979).

$$U_{top} = \left\{ \frac{N}{\frac{c}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N+f} \right)^E \right] + \frac{1}{h_w}} \right\}^{-1} + \frac{(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_{plate} + 0.00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}} - N} \quad (2-3)$$

Donde:

$N \rightarrow$ número de cubiertas de vidrio

$h_w \rightarrow$ coeficiente de transferencia de calor del aire exterior ($W/m^2\text{°C}$)

$\phi \rightarrow$ ángulo de inclinación del vidrio (°)

$\epsilon_{glass} \rightarrow$ emisividad del vidrio (adimensional)

$\epsilon_{plate} \rightarrow$ emisividad del plato (adimensional)

$T_{amb} \rightarrow$ temperatura ambiente (K)

$T_{pm} \rightarrow$ temperatura media del plato (K)

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\epsilon_{plate})(1 + 0.07866N) \quad (2-4)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\phi^2) \quad (2-5)$$

$$E = 0.430(1 - \frac{100}{T_{pm}}) \quad (2-6)$$

Las pérdidas hacia abajo del colector se modelan de la siguiente manera:

$$U_b = \frac{k_{insulation}}{L_{thickness}} \quad (2-7)$$

Donde:

$k_{insulation} \rightarrow$ conductividad térmica del aislante ($W/m\text{°C}$)

$L_{thickness} \rightarrow$ espesor del aislante (m)

Esta información será de utilidad posteriormente en los balances de energía de los intercambiadores de calor.

2.2.2 Evaporador

Para el coeficiente convectivo que se utiliza para modelar el evaporador, se consultaron varias fuentes, tomándose como referencia el trabajo de Dalkilik (2016), titulado “Empirical correlations for the determination of R134a's convective heat transfer coefficient in

horizontal and vertical evaporators having smooth and corrugated tubes”. En este trabajo se realizó una comparación de más de 10 correlaciones para la evaporación en tubos, resultando que la siguiente correlación fue seleccionada para llevar a cabo más adelante los cálculos numéricos (Gungor & Winterton, 1986):

$$h = \left[1 + 3000Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} \left(\frac{v_g}{v_l} \right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_l}{D} \left(\frac{\frac{PeAsy}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R(\gamma+1)} \frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s(1-x)D}}{A_e \mu_l} \right)^{0.8} (Pr_l)^{0.4} \right] \quad (2-8)$$

2.2.3 Condensador

Para el coeficiente convectivo a utilizarse en el balance de energía en el condensador, se hizo uso del estudio “Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels”, de Bodhal et al. (2011), cuya expresión se puede escribir como:

$$h = 25.084 Re_l^{0.258} Pr_l^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_l}{D} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} \quad (2-9)$$

2.3 Análisis energético para los equipos periféricos

2.3.1 Bomba de recirculación

Es importante además mencionar que el ciclo completo de refrigeración con eyector se caracteriza por el desempeño de varios equipos, que además de los intercambiadores, llamaremos periféricos ya que, en primera aproximación, no realizan una operación transitoria. Por ende, su operación térmica se puede obtener directamente de los balances de energía estacionario y de manera concreta lo integran la bomba de recirculación que mantiene al refrigerante en movimiento a lo largo de la operación transitoria del ciclo, la válvula de

estrangulamiento que recupera al refrigerante como una mezcla en la zona de evaporación y la operación estacionaria del eyector. De esta manera, se puede aplicar la primera ley de la termodinámica para la bomba de recirculación, reconociendo que a través de ella pasa el flujo másico primario:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_p \left[(\zeta_4 - \zeta_1) + \frac{u_4^2 - u_1^2}{2} + g(z_4 - z_1) \right]. \quad (2-10)$$

Si se consideran despreciables los cambios en la energía potencial y en la energía cinética, además de considerar que es un proceso adiabático, la ecuación anterior se puede reescribir como,

$$\zeta_1 = \zeta_4 + \frac{\dot{W}}{\dot{m}_p} \quad (2-11)$$

Esta expresión para la entalpía se utilizará posteriormente en el balance de energía en el generador.

2.3.2 Válvula de estrangulamiento

Como es bien conocido, en una válvula de estrangulamiento se lleva a cabo un proceso isoentálpico; por lo tanto el balance de energía en este subsistema se puede escribir mediante la siguiente expresión,

$$\zeta_4 = \zeta_5 \quad (2-12)$$

Esta información de la entalpía será de enorme utilidad para el balance de energía que se realizará posteriormente en el evaporador.

2.4 Ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía para el eyector

Como es bien conocido de la teoría clásica del eyector que se puede apreciar en el trabajo de Huang, et al. (1999) citado previamente, el flujo dentro del eyector puede desarrollar un patrón supersónico ya que se alcanzan números de Mach mayores a la unidad y para tal flujo compresible como el que aparece en el eyector, existen varias relaciones de presión y temperatura con el número de Mach, que se pueden obtener con ayuda de la teoría del gas ideal y las ecuaciones de gobierno de la dinámica de fluidos. Estas relaciones están ampliamente documentadas en diversos libros de Mecánica de Fluidos; en esta sección se extrajeron para su presentación del capítulo 9: Flujo compresible del libro “Mecánica de Fluidos” (White, F. M.,1999).

El objetivo de esta sección es encontrar una ecuación que relacione la temperatura T_3 , con las temperaturas y presiones de entrada al eyector para ambos flujos (T_{gen} , T_e , P_{gen} y P_e). El análisis se lleva a cabo a continuación apoyándose en el procedimiento que aparece en el trabajo de Huang, et al. (1999) y en la figura 2-3. Con la excepción de que en este trabajo la figura presentada tendrá las siguientes modificaciones:

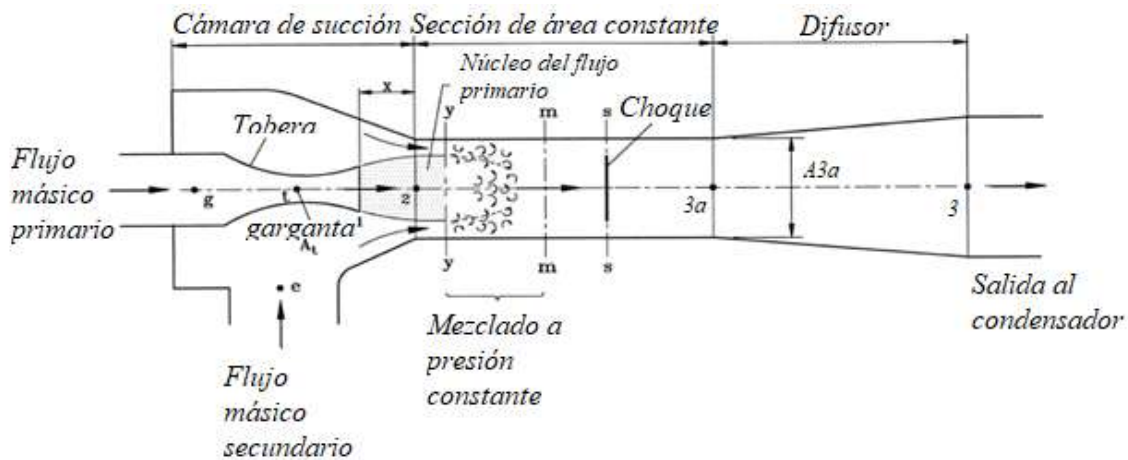


Figura 2-3: Figura del eyector tomada del artículo “A 1-D analysis of ejector performance” (Huang et. al., 1999). Modificada para tener la nomenclatura de este trabajo

Como se explica en el párrafo anterior, el número de Mach aparecerá repetidamente, este está definido por:

$$M = \frac{u}{a} \quad (2-13)$$

$$a = (kRT)^{1/2} \quad (2-14)$$

Donde \dot{V} es la velocidad del flujo y a es la velocidad del sonido en el fluido para un gas ideal, las ecuaciones 2-13 y 2-14 serán útiles más adelante en este análisis.

Para poder encontrar la ecuación buscada para T_3 el análisis se realizará en cuatro volúmenes de control:

- Desde las entradas del eyector hasta la sección transversal y-y
- Desde la sección transversal y-y hasta la sección transversal m-m
- Desde la sección transversal m-m hasta la sección transversal 3a-3a
- Desde la sección transversal 3a-3a hasta la sección transversal 3-3.

Para cada una de ellas las condiciones de flujo y el análisis son diferentes y serán descritos para cada una respectivamente.

2.4.1 Sección transversal 3a-3a a la sección transversal 3-3

Para esta sección se comienza con un balance de masa y energía:

$$\dot{m}_{3a} = \dot{m}_3 = \dot{m}_T \quad (2-15)$$

$$\zeta_{3a} + \frac{u_{3a}^2}{2} = \zeta_3 + \frac{u_3^2}{2} \quad (2-16)$$

Para obtener la ecuación 2-16 se realiza un balance de energía entre los puntos 3a y 3 de la figura 2-3. En este caso se considera un flujo adiabático e isoentrópico, la sección tomada como volumen de control para este análisis actúa como un difusor al cual entra y sale el flujo másico total \dot{m}_T con propiedades uniformes, Además, no hay potencia involucrada, tampoco hay cambios de energía potencial. Por lo que solo se consideran relevantes para el balance de energía las contribuciones de la energía cinética y la entalpía.

$$\zeta_{3a} + \frac{u_{3a}^2}{2} = \zeta_3 \quad (2-17)$$

Para la ecuación 2-17 se considera que la velocidad en el punto 3, es mucho menor a la del punto 3a por lo cual se puede despreciar. En consecuencia se puede escribir

$$Cp_{3a}T_{3a} + \frac{u_{3a}^2}{2} = Cp_3T_3 \quad (2-18)$$

Donde en la expresión anterior se sustituye la definición de entalpía como el producto de CpT llegando así 2-18.

$$1 + \frac{u_{3a}^2}{2Cp_{3a}T_{3a}} = \frac{Cp_3T_3}{Cp_{3a}T_{3a}} \quad (2-19)$$

Adimensionalizando la ecuación 2-18 dividiendo todo entre $Cp_{3a}T_{3a}$, se llega a la 2-19.

$$1 + \frac{u_{3a}^2}{2Cp_{3a}T_{3a}} = \frac{T_3}{T_{3a}} \quad (2-20)$$

En este caso se asume que las variaciones del calor específico son despreciables ($Cp_{3a} \approx Cp_3$) por lo que se puede eliminar del lado derecho de la ecuación quedando únicamente una razón de temperaturas, llegando así a la ecuación 2-20.

Para el siguiente paso es necesario utilizar las definiciones para el coeficiente adiabático de un gas ideal, y la definición de la constante del gas ideal, las cuales están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\gamma = \frac{Cp}{Cv} \quad (2-21a)$$

$$R = Cp - Cv \quad (2-21b)$$

Utilizando las ecuaciones 2-21a y 2-21b y realizando el álgebra necesaria se puede reescribir la ecuación 2-20 como:

$$1 + \frac{(\gamma - 1)\dot{V}_{3a}^2}{2\gamma RT_{3a}} = \frac{T_3}{T_{3a}} \quad (2-22)$$

Como se puede observar en la ecuación (2-22) aparece el producto γRT_{3a} por lo que se puede introducir la ecuación (2-14) en la (2-22). Así se llega a la ecuación siguiente.

$$1 + \frac{(\gamma - 1)\dot{V}_{3a}^2}{2a_{3a}^2} = \frac{T_3}{T_{3a}} \quad (2-23)$$

En la ecuación (2-23) aparece el número de Mach elevado al cuadrado, por lo que sustituyendo se llega a:

$$1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)M_{3a}^2 = \frac{T_3}{T_{3a}} \quad (2-24)$$

O bien de la anterior ecuación se puede despejar T_3 y obtener la expresión siguiente:

$$T_3 = T_{3a} \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)M_{3a}^2\right) \quad (2-25)$$

Ahora, como se mencionó al principio de esta sección, el objetivo es obtener una ecuación para T_3 en función de los parámetros en la entrada del eyector. Por lo que la ecuación (2-25) se seguirá trabajando a continuación en las siguientes secciones.

2.4.2 Sección transversal m-m a la sección transversal 3a-3a

Como se aprecia en la Fig. 2.3, en la sección de s-s es donde ocurre la onda de choque, esta sección se encuentra entre la sección m-m y la 3a-3a. Una onda de choque representa una irreversibilidad, en este caso para encontrar la relación de temperatura en función del número de Mach, se recurre a las siguientes ecuaciones:

Continuidad: $\rho_m u_m = \rho_{3a} u_{3a} \quad (2-26a)$

Energía: $\zeta_m + \frac{u_m^2}{2} = \zeta_{3a} + \frac{u_{3a}^2}{2} \quad (2-26b)$

Cantidad de movimiento: $P_m - P_{3a} = \rho_{3a} u_{3a}^2 - \rho_m u_m^2 \quad (2-26c)$

Gas ideal: $\frac{P_m}{\rho_m T_m} = \frac{P_{3a}}{\rho_{3a} T_{3a}} \quad (2-26d)$

Entalpía: $\zeta = \frac{\gamma P}{(\gamma - 1)\rho} \quad (2-26e)$

Utilizando estas 5 ecuaciones y manipulándolas algebraicamente se puede encontrar la siguiente relación de temperaturas.

$$\frac{T_{3a}}{T_m} = (2 + (\gamma - 1)M_m^2) \frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \quad (2-27)$$

El desarrollo algebraico para llegar a la ecuación (2-27) se encuentra más detallado en el capítulo 9: Flujo compresible del libro “Mecánica de Fluidos” (White, F. M., 1999).

Sustituyendo la ecuación (2-27) en la (2-25) se llega a:

$$T_3 = T_m (2 + (\gamma - 1)M_m^2) \frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{3a}^2 \right) \quad (2-28)$$

2.4.3 Sección transversal y-y a la sección transversal m-m

Comenzando ahora con el volumen de control que va desde la sección transversal y-y hasta la sección transversal m-m, se escribe el balance de masa.

$$\dot{m}_p + \dot{m}_s = \dot{m}_T \quad (2-29)$$

A este volumen de control entran el flujo másico primario y el flujo másico secundario con distintas propiedades termodinámicas, sin embargo en la salida por la sección m-m se considera que salen como una mezcla con propiedades uniformes.

Por otro lado, para calcular T_m se realiza un balance de energía:

$$\dot{m}_p \left(CpT_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(CpT_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left(CpT_m + \frac{u_m^2}{2} \right), \quad (2-30)$$

En este trabajo no se tomará en cuenta la variación en el Cp con objeto de reducir significativamente el álgebra involucrada, por lo tanto en la ecuación (2-30) no se usa subíndice en el calor específico.

Dividiendo toda la ecuación (2-30) entre \dot{m}_p se obtiene que,

$$\begin{aligned}
CpT_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \left(CpT_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \right) \\
= \left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \right) \left(CpT_m + \frac{u_m^2}{2} \right)
\end{aligned} \tag{2-31}$$

Adicionalmente se puede aprovechar la definición del número de Mach y la velocidad del sonido:

$$u_{py} = M_{py} \cdot a_{py} \tag{2-32a}$$

$$a_{py} = \sqrt{\gamma RT_{py}} \tag{2-32b}$$

$$u_{sy} = M_{sy} \cdot a_{sy} \tag{2-33a}$$

$$a_{sy} = \sqrt{\gamma RT_{sy}} \tag{2-33b}$$

$$u_m = M_m \cdot a_m \quad , \tag{2-34a}$$

$$a_m = \sqrt{\gamma RT_m} \tag{2-34b}$$

Si se sustituyen las ecuaciones (2-32a) a (2-34b) en la ecuación (2-31), se obtiene que

$$\begin{aligned}
CpT_{py} + \frac{M_{py}^2 \gamma RT_{py}}{2} + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \left(CpT_{sy} + \frac{M_{sy}^2 \gamma RT_{sy}}{2} \right) = \\
\left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \right) \left(CpT_m + \frac{M_m^2 \gamma RT_m}{2} \right)
\end{aligned} \tag{2-32}$$

Si se factorizan el calor específico y las temperaturas en cada término de la ecuación (2-32), nos permite escribir la ecuación de esta forma:

$$\begin{aligned}
CpT_{py} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2Cp} \right) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} CpT_{sy} \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2Cp} \right) = \\
\left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \right) CpT_m \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2Cp} \right) ,
\end{aligned} \tag{2-33}$$

Despejando T_m y reduciendo la ecuación (2-33) algebraicamente, se llega a:

$$T_m = \frac{T_{py} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2Cp}\right) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} T_{sy} \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2Cp}\right)}{\left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2Cp}\right)} \quad (2-34)$$

Sustituyendo la ecuación (2-34) en la (2-28) se obtiene:

$$T_3 = \frac{T_{py} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2Cp}\right) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} T_{sy} \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2Cp}\right)}{\left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2Cp}\right)} \left(2 + (\gamma - 1) M_m^2\right) \frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M_{3a}^2\right) \quad (2-35)$$

La temperatura T_{py} es la temperatura del flujo primario en la sección transversal y-y, y la temperatura T_{sy} es la temperatura del flujo secundario en la sección transversal y-y. Por lo que la ecuación (2-35) solo requiere relacionar estas temperaturas, con las de las entradas del eyector, para completar la ecuación buscada.

2.4.4 Entradas del eyector hasta la sección transversal y-y

En este caso se cumplen las mismas características, del análisis realizado en la sección 2.4.1 de un flujo adiabático e isoentrópico, por lo que se pueden escribir relaciones de la misma forma que en la ecuación (2-24).

$$\frac{T_{gen}}{T_{py}} = 1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M_{py}^2 \quad (2-36)$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M_{sy}^2 \quad (2-37)$$

La ecuación (2-36) y (2-37) relacionan las temperaturas T_{py} y T_{sy} con las temperaturas de entrada al eyector, T_{gen} y T_e . Entonces si se despejan T_{py} y T_{sy} de las ecuaciones anteriores se obtienen las expresiones siguientes:

$$\frac{T_{gen}}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_{py}^2} = T_{py} \quad (2-38)$$

$$\frac{T_e}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_{sy}^2} = T_{sy} \quad (2-39)$$

Por otro lado, en la ecuación (2-35) se pueden sustituir las ecuaciones (2-38) y (2-39), de tal manera que ahora aparecen las temperaturas de los intercambiadores de calor, del generador y evaporador y en consecuencia, podemos escribir que:

$$T_3 = \frac{\left(\frac{T_{gen}}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_{py}^2}\right) \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2Cp}\right) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \left(\frac{T_e}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_{sy}^2}\right) \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2Cp}\right)}{\left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2Cp}\right)} \left(2 + (\gamma - 1) M_m^2\right) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2}\right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M_{3a}^2\right). \quad (2-40)$$

Por último, también se pueden expresar los flujos máxicos en términos de las temperaturas. Esta expresión de flujo máxico es válida para un flujo compresible, adiabático e isoentrópico:

$$\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_s} \quad (2-41)$$

$$\dot{m}_p = \frac{P_g A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} \quad (2-42)$$

Dividiendo ambos flujos máxicos:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} = \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen}} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e} \sqrt{\eta_p}} \quad (2-43)$$

Por último se substituye la ecuación (2-43) en la (2-40) para obtener una expresión final para T_3 :

$$\begin{aligned}
 & T_3 \\
 &= \frac{\left(\frac{T_{gen} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2Cp} \right)}{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{py}^2} \right) + \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen} \eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e \eta_p}} \left(\frac{T_e \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2Cp} \right)}{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{sy}^2} \right)}{\left(1 + \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen} \eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e \eta_p}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2Cp} \right)} \quad (2-44) \\
 &+ (\gamma - 1) M_m^2 \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{3a}^2 \right)
 \end{aligned}$$

Logrando obtenerse la temperatura en términos de la caracterización del eyector, y las temperaturas de entrada. De esta manera, la ecuación (2-44) se utiliza en la sección 2.5.3 en el modelado del condensador.

2.5 Balances de energía para los intercambiadores de calor

2.5.1 Ecuaciones de conservación de masa y energía para el colector solar

En esta sección se derivan los balances de energía en estado transitorio para cada uno de los intercambiadores de calor que intervienen en el ciclo de refrigeración. Tomando en cuenta la importancia que juega el generador o calentador donde hipotéticamente se recibe la señal transitoria para llevar a cabo la operación del ciclo, se considera que el balance de energía para el generador se puede expresar con ayuda de la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 & \rho_{gen} V_{gen} C p_{gen} \frac{dT_{gen}}{dt} \\
 &= \dot{m}_p (\zeta_1 - \zeta_2) \\
 &+ A_{gen} [S - U_{gen} (T_{gen} - T_{amb})]
 \end{aligned} \quad (2-45)$$

Donde ζ_1 y ζ_2 son las entalpías de entrada y salida del generador como se puede ver en el diagrama del ciclo, y el segundo término del lado derecho de la ecuación (2-45) corresponde con la energía solar útil captada por el colector y que se puede escribir como la diferencia entre el flujo de calor que llega por radiación solar menos la transferencia de calor convectiva que es rechazada hacia los alrededores como una pérdida de calor.

Considerando entonces que la entalpía del fluido al entrar al generador es igual a la entalpía con la que sale del condensador más la potencia que le agrega la bomba de recirculación como se dedujo en la sección 2.3.1; entonces la ecuación (2-45) se puede reescribir como la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} & \rho_{gen} V_{gen} C p_{gen} \frac{dT_{gen}}{dt} \\ & = \left[\dot{m}_p \left(\zeta_4 + \frac{\dot{W}}{\dot{m}_p} - \zeta_2 \right) \right. \\ & \quad \left. + A_{gen} [S - U_{gen} (T_{gen} - T_{amb})] \right] \end{aligned} \quad (2-46)$$

$$\begin{aligned} \rho_{gen} V_{gen} C p_{gen} \frac{dT_{gen}}{dt} & = \dot{m}_p C p_{cgen} (T_c - T_{gen}) + \dot{W} + \\ & A_{gen} \left[Q_0 \sin \left(\frac{\pi t}{t_0} \right) - \left(\left\{ \frac{N}{\frac{c}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N+f} \right)^E + \frac{1}{h_w} \right]} \right\}^{-1} + \right. \right. \\ & \quad \left. \left. \frac{(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_{plate} + 0.00591 N h_w)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}} - N} + \frac{k_{insulation}}{L_{thickness}} \right) (T_{gen} - \right. \\ & \quad \left. T_{amb}) \right] \end{aligned} \quad (2-47)$$

Para la ecuación (2-47) se sustituyeron en la ecuación (2-46) las ecuaciones (2-1) y (2-3) para la señal solar y las pérdidas de calor al medio ambiente. También se considera ahora que las entalpías se pueden escribir como el producto del calor específico a presión constante y la

temperatura, esto permite entonces introducir las variables T_{gen} y T_c en la ecuación diferencial anterior. Como puede preverse, esta consideración se puede extender para cuando se establezcan los correspondientes balances de energía para el condensador y el evaporador, situación que se analizará más adelante.

Por último, se sustituye la ecuación (2-42) que representa el flujo másico primario, que refleja la dependencia del flujo másico con la temperatura del generador; de esta manera se puede escribir:

$$\begin{aligned}
 & \rho_{gen} V_{gen} C p_{gen} \frac{dT_{gen}}{dt} \\
 = & \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} C p (T_c - T_{gen}) + \dot{W} \\
 & + A_{gen} \left[Q_0 \sin\left(\frac{\pi t}{t_0}\right) \right. \\
 & - \left(\left(\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N+f} \right) \right]^E} + \frac{1}{h_w} \right) \right)^{-1} \\
 & + \frac{(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_p + 0.00591 N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133 \epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}}} \\
 & \left. + \frac{k_{insulation}}{L_{thickness}} (T_{gen} - T_{amb}) \right] \tag{2-48}
 \end{aligned}$$

2.5.2 Ecuaciones de conservación de masa y energía para el evaporador

Para el evaporador, se realiza el balance de energía considerando la diferencia de entalpías de entrada y salida del evaporador, es decir los estados termodinámicos 5 y 6 del diagrama

T-s del ciclo, y el calor que se absorbe del espacio refrigerado según se aprecia en el diagrama T-s introducido al principio de este capítulo. Reconociendo entonces que la suma de estos dos términos será igual a la acumulación de energía en el evaporador, es importante reconocer que el flujo másico que pasa por el evaporador es el secundario, y es el que se encarga de absorber el calor para lograr el efecto de refrigeración. En consecuencia, podemos escribir que:

$$\rho_e V_e C p_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}_s (\zeta_5 - \zeta_6) + A_e U_e (T_{refri} - T_e) \quad (2-49)$$

Es importante recalcar que el coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el evaporador, se compone considerando la convección de calor en el interior del tubo, la conducción de calor en la pared del tubo, y la convección de calor en el exterior del tubo, de la siguiente manera:

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_{i_e}} + \frac{A_i \ln \left(\frac{r_{o_e}}{r_{i_e}} \right)}{2\pi k_e L_e} + \frac{A_{i_e}}{A_{o_e}} \frac{1}{h_{o_e}}} \quad (2-50)$$

Considerando que la pared del tubo del evaporador es muy buena conductora de calor, el término que representa la conducción de calor es despreciable en comparación de los términos convectivos. Además se considera que el espesor de la pared es muy delgado ($\frac{A_{i_e}}{A_{o_e}} \approx$

1) por lo que se puede escribir el balance de energía así:

$$\rho_e V_e C p_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}_s (1 - x) (\zeta_5 - \zeta_6) + \frac{A_e h_{i_e} h_{o_e} (T_{refri} - T_e)}{h_{i_e} + h_{o_e}} \quad (2-51)$$

Para concluir el modelo del evaporador, se sustituye la ecuación (2-41), para el flujo másico, y la ecuación (2-8) la cual describe el coeficiente convectivo para el interior del tubo. Además se realiza el mismo argumento que en el generador para caracterizar la diferencia de entalpías.

$$\begin{aligned}
\rho_e V_e C p_e \frac{dT_e}{dt} = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} (C p_{ec} (T_c - T_e)) + \\
\frac{A_e \left[1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}}\right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\left(\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_s (1-x) D_e} \right)^{0.8}}{A_e \mu_{l_e}} \right) (Pr_{l_e})^{0.4} \right] h_{oe} (T_{refri} - T_e)}{\left[1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}}\right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\left(\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_s (1-x) D_e} \right)^{0.8}}{A_e \mu_{l_e}} \right) (Pr_{l_e})^{0.4} \right] + h_{oe}}
\end{aligned} \quad (2-52)$$

De esta forma la diferencia de entalpías se escribe como el producto del calor específico a presión constante promedio para el condensador y evaporador, y la diferencia de temperaturas entre ambos equipos. De esta manera la ecuación (2-52) ilustra la relación entre las temperaturas de ambos equipos.

2.5.3 Ecuaciones de conservación de masa y energía para el condensador

Para el balance de energía en el condensador, hay varias consideraciones importantes, comenzando con que a este equipo llega el flujo másico total que viene saliendo del eyector. Además se considera que el fluido de trabajo se comporta como un gas ideal a lo largo de todo el eyector, como lo hizo Huang, et al. En su trabajo previamente citado.

De la ecuación (2-29) el gasto másico total se puede escribir como:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_T = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} + \\
\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\eta_s} = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \left(\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} + \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\eta_s} \right)
\end{aligned} \quad (2-53)$$

Escribiendo el balance de energía para el condensador:

$$\rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_T (\zeta_3 - \zeta_4) - U_c A_c (T_c - T_{amb}) \quad (2-54)$$

La acumulación de energía en el condensador está descrito por la ecuación (2-54), la cual considera la diferencia de entalpías de entrada y salida, así como el calor disipado al medio ambiente, en este caso el calor es disipado porque se considera que la temperatura del condensador será mayor a la temperatura ambiente.

Cómo se puede ver en el diagrama T-s del ciclo, en el estado 3, saliendo del eyector, el fluido se encuentra como vapor sobrecalentado, debido a esta situación se introduce un punto intermedio 3', de forma tal que la ecuación (2-54) se puede reescribir como:

$$\rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_T (\zeta_3 - \zeta'_3 + \zeta'_3 - \zeta_4) - U_c A_c (T_c - T_{amb}) \quad (2-55)$$

El proceso termodinámico del estado 3 al 3' consiste en llevar el fluido a su temperatura de saturación para que pueda ocurrir el proceso de condensación, por lo tanto la diferencia de entalpías entre 3 y 3' se escribe como el producto del calor específico a presión constante en el condensador por la diferencia de temperaturas 3 y 3'. De esta forma la diferencia de entalpías entre 3' y 4 no es más que la entalpía de vaporización a la temperatura 3'.

$$\rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_T \left[C p_c (T_3 - T'_3) - \zeta_{fg_c} \right] - U_c A_c (T_c - T_{amb}) \quad (2-56)$$

El coeficiente global de transferencia de calor se caracteriza de esta manera:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{i_c}} + \frac{A_i \ln \left(\frac{r_{o_c}}{r_{i_c}} \right)}{2\pi k_c L_c} + \frac{A_{i_c}}{A_{o_c}} \frac{1}{h_{o_c}}} \quad (2-57)$$

Para la parte del coeficiente global de transferencia de calor, una vez más solo se consideran los coeficientes convectivos, tomándose la conducción de calor en las paredes del tubo como un valor despreciable, realizando el mismo argumento que en la sección 2.5.2.

$$\rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_T \left[C p_c (T_3 - T'_3) - \zeta_{fg_c} \right] - \frac{A_c h_{i_c} h_{o_c} (T_c - T_{amb})}{h_{i_c} + h_{o_c}} \quad (2-58)$$

Por último se sustituye la correlación para el cálculo del coeficiente convectivo en el interior del tubo dado por la ecuación (2-8), y se llega a la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} & \rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} \\ = & \dot{m}_T \left[C p_c (T_3 - T'_3) - \zeta_{fg_c} \right] \\ & - \frac{\left(A_c 25.084 Re_{l_c}^{0.258} Pr_{l_c}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{l_c}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} h_{o_c} (T_c - T_{amb}) \right)}{25.084 Re_{l_c}^{0.258} Pr_{l_c}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{l_c}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + h_{o_c}} \end{aligned} \quad (2-59)$$

Ahora se sustituye la ecuación. (2-44) para la temperatura T_3 , la cual se obtiene del análisis del eyector mostrado anteriormente en la sección 2.4. A partir de este punto, todos los calores específicos que aparezcan en el balance de energía serán denominados como $C p_c$. Además, se sustituye la ecuación (2-53) para el flujo másico total.

$$\begin{aligned}
& \rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} \\
&= \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \left(\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \right. \\
& \quad \left. + \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\eta_s} \right) C p_c \left[\frac{\left[\frac{T_{gen} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma-1)}{2}\right)} + \frac{\frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma-1)}{2}\right)} T_e \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)}{\left(1 + \frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \right]}{\left(1 + \frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \right] \\
& \quad + (\gamma-1) M_m^2 \left(\frac{2 \gamma M_m^2 - (\gamma-1)}{(\gamma+1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{3a}^2 \right) - T_c \left[-\zeta_{fgc} \right] \\
& \quad \frac{A_c 25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \left(\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} + \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\eta_s} \right)}{\pi \mu_{lc} D_c} \right)^{0.258} P r_{lc}^{-0.495} P_r^{-0.288} \frac{k_{lc}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} h_{oc} (T_c - T_{amb})}{25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \left(\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} + \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\eta_s} \right)}{\pi \mu_{lc} D_c} \right)^{0.258} P r_{lc}^{-0.495} P_r^{-0.288} \frac{k_{lc}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + h_{oc}}
\end{aligned} \tag{2-60}$$

La ecuación (2-60) refleja de una manera bastante clara la relación entre las tres temperaturas de los intercambiadores de calor. De esta ecuación se factoriza el término $\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p}$, y se reescribe de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
\rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} &= \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \right. \\
& \quad \left. \frac{\frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen}} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e} \sqrt{\eta_p}} C p_c \left[\frac{\left[\frac{T_{gen} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma-1)}{2}\right)} + \frac{\frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma-1)}{2}\right)} T_e \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)}{\left(1 + \frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \right]}{\left(1 + \frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \right]}{\left(1 + \frac{P_e A_{sy}}{P_{gen} A_t} \sqrt{\frac{\eta_s \sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}}}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \right) \left(2 + \right.
\end{aligned} \tag{2-61}$$

$$\left. (\gamma - 1)M_m^2 \right) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{3a}^2 \right) - T_c \right] -$$

$$\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen}} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e} \sqrt{\eta_p}} \right)} \zeta_f g_c -$$

$$\frac{A_c 25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen}} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e} \sqrt{\eta_p}} \right)}}{\pi \mu_{l_c} D_c} \right)^{0.258}}{25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen}} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e} \sqrt{\eta_p}} \right)}}{\pi \mu_{l_c} D_c} \right)^{0.258}} Pr_{l_c}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{l_c}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} h_{o_c}(T_c -$$

$$Pr_{l_c}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{l_c}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + h_o$$

Este ajuste algebraico se realiza con el propósito de introducir un parámetro adimensional primordial en el estudio del eyector, llamado “Entrainment Ratio”, este consiste en la relación entre el flujo másico secundario y primario y se caracteriza de la siguiente manera:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2-62)$$

Como se estableció en la ecuación (2-43) esta relación de flujos está dada de esta forma:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} = \frac{P_e A_{sy} \sqrt{T_{gen}} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{T_e} \sqrt{\eta_p}}$$

Es importante mencionar, sin embargo, que las temperaturas en el generador y evaporador son variables y estas son dependientes de los flujos másicos. En esta tesis el “entrainment ratio” no se trabajara como tal pero será representado de la siguiente forma:

$$\omega = \frac{P_e A_{sy} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{\eta_p}} \quad (2-63)$$

Con ayuda de la relación anterior, se puede proceder a sustituir ω en la ecuación (2-61), concluyendo así con el modelado del condensador:

$$\begin{aligned}
& \rho_c V_c C p_c \frac{dT_c}{dt} \\
= & \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right) C p_c \left[\frac{T_{gen} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right) + \frac{\omega \sqrt{T_{gen}} T_e \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma-1)}{2} \right) \left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma-1)}{2} \right)} \right.} \\
& \left. + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right) C p_c \left[\frac{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)} \right.} \\
& \left. + (\gamma-1) M_m^2 \left(\frac{2 \gamma M_m^2 - (\gamma-1)}{(\gamma+1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_m^2 \right) - T_c \right] \tag{2-64} \\
& - \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right) \zeta_{fgc}} \\
& \frac{A_c 25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right)}}{\pi \mu_{1c} D_c} \right)^{0.258} Pr_{1c}^{-0.495} Pr_R^{-0.288} \frac{k_{1c}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} (T_c - T_{amb})}{25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{T_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{T_{gen}}}{\sqrt{T_e}} \right)}}{\pi \mu_{1c} D_c} \right)^{0.258} Pr_{1c}^{-0.495} Pr_R^{-0.288} \frac{k_{1c}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + h_{oc}}
\end{aligned}$$

2.6 Adimensionalización de los modelos de los intercambiadores de calor

Para continuar con la construcción del modelo matemático, es conveniente trabajar las ecuaciones de forma adimensional, con el propósito de agrupar en parámetros adimensionales todas las cantidades involucradas en la ecuación (propiedades termodinámicas, geometrías, etc.). Las tres variables en el modelo matemático son las temperaturas en cada intercambiador de calor y con el espíritu de darle la mayor importancia a la señal solar, la cual es la fuente de energía que hace que el ciclo funcione, se selecciona una diferencia de temperaturas característica dada por el generador, como se ilustrará más adelante. A continuación, se muestra a detalle la adimensionalización de cada una de las

ecuaciones. También se enlistan una serie de parámetros adimensionales que aparecen en cada una de ellas.

Como primer paso, se definen las siguientes variables adimensionales:

$$\theta_{gen} = \frac{T_{gen}}{\Delta T_{car_{gen}}} \quad (2-65)$$

$$\theta_e = \frac{T_e}{\Delta T_{car_{gen}}} \quad (2-66)$$

$$\theta_c = \frac{T_c}{\Delta T_{car_{gen}}} \quad (2-67)$$

$$\Delta T_{car_{gen}} = \frac{Q_0 A_{gen} t_0}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \quad (2-68)$$

$$\tau = \frac{\pi t}{t_0} \quad (2-69)$$

$$\theta_{gen} = \frac{T_{gen} V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi} \quad (2-70)$$

$$\theta_e = \frac{T_e V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi} \quad (2-71)$$

$$\theta_c = \frac{T_c V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi} \quad (2-72)$$

Con toda esta información ahora se sustituyen las variables T_{gen} , T_e , T_c y t en las Ecs. (2-48), (2-52) y (2-64). El resultado del proceso de adimensionalización produce las ecuaciones siguientes:

2.6.1 Generator

$$\begin{aligned}
 & \rho_{gen} V_{gen} C p_{gen} \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{t_0 / \pi V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \frac{d\theta_{gen}}{d\tau} = \\
 & \left[\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \sqrt{\theta_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} C p_{gen} \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} (\theta_c - \theta_{gen}) + \right. \\
 & \quad \dot{W} + A_{gen} \left[Q_0 \sin(\tau) - \left(\left(\frac{N}{\frac{c}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N+f} \right)^E + \frac{1}{h_w} \right]} \right)^{-1} + \right. \right. \\
 & \quad \left. \left. \frac{(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_p + 0.00591 N h_w)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}} - N} + \frac{k_{insulation}}{L_{thickness}} \right) \left(\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \theta_{gen} - \right. \right. \\
 & \quad \left. \left. T_{amb} \right) \right] \left. \right]
 \end{aligned} \tag{2-73}$$

$$\begin{aligned}
 & \rho_{gen} V_{gen} C p_{gen} \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{t_0 / \pi V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \frac{d\theta_{gen}}{d\tau} = \\
 & \left[\frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \sqrt{\theta_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} C p_{gen} \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} (\theta_c - \right. \\
 & \quad \theta_{gen}) + \dot{W} + \left[\sin(\tau) - \left(\frac{T_{amb}}{Q_0} \left\{ \frac{N}{\frac{c}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N+f} \right)^E + \frac{1}{h_w} \right]} \right\}^{-1} + \right. \right. \\
 & \quad \left. \left. \frac{\frac{T_{amb}}{Q_0} (T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_p + 0.00591 N h_w)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}} - N} + \right. \right. \\
 & \quad \left. \left. \frac{T_{amb} k_{insulation}}{Q_0 L_{thickness}} \right) \left(\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen} T_{amb}} \theta_{gen} - 1 \right) \right] \left. \right]
 \end{aligned} \tag{2-74}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d\theta_{gen}}{d\tau} = \\
& \frac{P_{gen}A_t}{\sqrt{\frac{Q_0A_{gen}t_0/\pi}{V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}}}\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}\sqrt{\eta_p}\frac{t_0/\pi}{V_{gen}\rho_{gen}}(\theta_c - \\
& \theta_{gen}) + \frac{\dot{W}}{Q_0A_{gen}} + \sin(\tau) - \left(\frac{T_{amb}}{Q_0} \left\{ \frac{N}{\frac{c}{T_{pm}}\left[\left(\frac{T_{pm}-T_{amb}}{N+f}\right)\right]^E} + \right. \right. \\
& \left. \left. \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\frac{T_{amb}}{Q_0}(T_{pm}+T_{amb})(T_{pm}^2+T_{amb}^2)}{(\epsilon_p+0.00591Nh_w)^{-1}+\frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}}-N} + \right. \\
& \left. \frac{T_{amb}k_{insulation}}{Q_0L_{thickness}} \right) \left(\frac{Q_0A_{gen}t_0/\pi}{V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}T_{amb}}\theta_{gen} - 1 \right) , \tag{2-75}
\end{aligned}$$

De la anterior ecuación (2-75), se definen los siguientes parámetros adimensionales:

$$\alpha_1 = \frac{P_{gen}A_t}{\sqrt{\frac{Q_0A_{gen}t_0/\pi}{V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}\frac{t_0/\pi}{V_{gen}\rho_{gen}} \tag{2-76}$$

$$\alpha_2 = \frac{\dot{W}}{Q_0A_{gen}} \tag{2-77}$$

$$\begin{aligned}
& \alpha_3 \\
& = \frac{T_{amb}}{Q_0} \left\{ \frac{N}{\left[\frac{C}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N + f} \right) \right]^E + \frac{1}{h_w} \right]} \right\}^{-1} \\
& + \frac{\frac{T_{amb}}{Q_0} (T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_p + 0.00591N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}} - N} \\
& + \frac{T_{amb} k_{insulation}}{Q_0 L_{thickness}}
\end{aligned} \tag{2-78}$$

$$\alpha_4 = \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen} T_{amb}} \tag{2-79}$$

De tal manera que la Ec. (2.75) se puede escribir de manera compacta, en términos de estos parámetros, como:

$$\begin{aligned}
\frac{d\theta_{gen}}{d\tau} &= \sin(\tau) - \frac{\alpha_1}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} (\theta_{gen} - \theta_c) + \alpha_2 \\
& - \alpha_3 (\alpha_4 \theta_{gen} - 1) .
\end{aligned} \tag{2-80}$$

El procedimiento anterior se repite para los otros dos intercambiadores, situación que se resume en las ecuaciones siguientes.

2.6.2 Evaporador

$$\rho_e V_e C p_e \frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi}{t_o / \pi V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \frac{d\theta_e}{d\tau} = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s}} \left(C p_e \left(\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_c}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} - \frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \right) \right) +$$

$$A_e \left[1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}} \right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s(1-x)} D_e}}{A_e \mu_{l_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] h_{o_e} \left(T_{ref r i} - \frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta}{V_{gen} C p_{gen} \rho_g} \right) \quad (2-81)$$

$$\left[1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}} \right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s(1-x)} D_e}}{A_e \mu_{l_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] + h_{o_e}$$

$$\frac{d\theta_e}{d\tau} = \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_e V_e C p_e Q_o A_{gen}} \left[\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s}} \frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} (C p_e (\theta_c - \theta_e)) + \right.$$

$$A_e \left[1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}} \right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s(1-x)} D_e}}{A_e \mu_{l_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] h_{o_e} \left(T_{ref r i} - \frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_t} \right) \quad (2-82)$$

$$\left. \left[1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}} \right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{\frac{Q_o A_{gen} t_o / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s(1-x)} D_e}}{A_e \mu_{l_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] + h_{o_e} \right]$$

$$\frac{d\theta_e}{d\tau} = \frac{P_e A_{sy} \frac{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}{\rho_e V_e C_{p_e} Q_0 A_{gen}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s} \frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}} (C_{p_e} (\theta_c - \theta_e)) +$$

$$\frac{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}{\rho_e V_e C_{p_e} Q_0 A_{gen}} A_e \left[1 + 3000 B_0^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}}\right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{Q_0 A_{gen} t_0/\pi \theta_e} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s} (1-x) D_e}}{\sqrt{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} h_{o_e} \left(T_{ref r_i} - \frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi \theta_e}{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}} \right) \right]$$

$$\left[1 + 3000 B_0^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}}\right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{Q_0 A_{gen} t_0/\pi \theta_e} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s} (1-x) D_e}}{\sqrt{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} + h_{o_e} \right]$$

$$\frac{d\theta_e}{d\tau} = \frac{P_e A_{sy} \frac{t_0/\pi}{\rho_e V_e}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}} \sqrt{\theta_e}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s} (\theta_c - \theta_e)} +$$

$$\frac{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}{\rho_e V_e C_{p_e} Q_0 A_{gen} h_{o_e}} A_e \left[1 + 3000 B_0^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}}\right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{Q_0 A_{gen} t_0/\pi \theta_e} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s} (1-x) D_e}}{\sqrt{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} h_{o_e} T_{ref r_i} \left(1 - \frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{T_{ref r_i} V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}} \theta_e \right) \right]$$

$$\left[1 + 3000 B_0^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}}\right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e h_{o_e}} \left(\frac{\frac{P_e A_{sy}}{Q_0 A_{gen} t_0/\pi \theta_e} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s} (1-x) D_e}}{\sqrt{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} + 1 \right]$$

Donde también aparecen los parámetros adimensionales siguientes:

$$\beta_1 = \frac{P_e A_{sy} \frac{t_0/\pi}{\rho_e V_e}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

$$\beta_2 = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_s} \frac{P_e A_{sy}}{A_e \mu_{l_e} \sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C_{p_{gen}} \rho_{gen}}}} D_e$$

$$\beta_3 = \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{T_{refri} V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \quad (2-87)$$

$$\beta_4 = \frac{k_{l_e} V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen} T_{refri}}{D_e \rho_e V_e C p_e Q_0 A_{gen}} A_e \quad (2-88)$$

$$\beta_5 = \frac{v_{g_e}}{v_{l_e}} \quad (2-89)$$

$$\beta_6 = \frac{k_{l_e}}{D_e h_{o_e}} \quad (2-90)$$

Y en consecuencia, el balance de energía adimensional para el evaporador se puede escribir de manera compacta como:

$$\frac{d\theta_e}{d\tau} = \frac{\beta_1 \sqrt{\eta_{sec}}}{\sqrt{\theta_e}} (\theta_c - \theta_e) + \frac{\beta_4 \left[0.023 + 69 B_o^{0.86} + 0.02576 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} (\beta_5)^{0.41} \right] \left[\left(\frac{\beta_2 (1-x)}{\sqrt{\theta_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] (1 - \beta_3 \theta_e)}{\left[0.023 + 69 B_o^{0.86} + 0.02576 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} (\beta_5)^{0.41} \right] \left[\beta_6 \left(\frac{\beta_2}{\sqrt{\theta_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] + 1} \quad (2-91)$$

2.6.3 Condensador

$$\rho_c V_c C p_c \frac{Q_0 A_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \frac{d\theta_c}{d\tau} = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \frac{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma-1)}{2} \right)} + \frac{\omega \sqrt{\frac{\theta_{gen}}{\theta_e}} \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma-1)}{2} \right)} \right) \left(2 + \frac{\left(1 + \omega \sqrt{\frac{\theta_{gen}}{\theta_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}{\left(1 + \omega \sqrt{\frac{\theta_{gen}}{\theta_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)} \right) \quad (2-92)$$

$$\left. (\gamma - 1)M_m^2 \right) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{3a}^2 \right) - \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_c}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \right] -$$

$$\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \zeta_{fgc} -$$

$$A_c 25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right)}}{\pi \mu_{lc} D_c} \right)^{0.258} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{lc}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} h_{oc} \left(\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_c}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} - T_{amb} \right)$$

$$25.084 \left(\frac{4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right)}}{\pi \mu_{lc} D_c} \right)^{0.258} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{lc}}{D_c} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + h_{oc}$$

$$\frac{d\theta_c}{d\tau} = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \frac{P_{gen} A_t V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen} \sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \right.$$

$$\left. \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right) + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_e}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma - 1)}{2} \right) \left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma - 1)}{2} \right)} \right) \frac{\omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} C p_c}{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)} (2 + (\gamma - 1) M_m^2) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \right) (1 +$$

$$(2-93)$$

$$\begin{aligned}
& \left. \left(\frac{\gamma-1}{2} M_{3a}^2 \right) - \frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_c}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} - \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \zeta_{fgc} - \right. \\
& \left. A_c 25.084 \frac{\left(4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258}}{\pi \mu_{lc} D_c} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{lc} \left(\frac{x}{D_c} \right)^{0.266}}{(1-x)} h_{oc} \left(\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_c}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} - T_{amb} \right) \right. \\
& \left. \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \right. \\
& \left. 25.084 \frac{\left(4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258}}{\pi \mu_{lc} D_c} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{lc} \left(\frac{x}{D_c} \right)^{0.266}}{(1-x)} + h_{oc} \right.
\end{aligned}$$

O bien, de manera relativamente simplificada como:

$$\begin{aligned}
\frac{d\theta_c}{d\tau} &= \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \frac{t_0 / \pi}{\rho_c V_c} \left[\frac{\theta_{gen} \left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right) (2 + (\gamma-1) M_m^2) \left(\frac{2 \gamma M_m^2 - (\gamma-1)}{(\gamma+1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{3a}^2 \right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma-1)}{2} \right) \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)} + \right. \\
& \left. \frac{\omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \theta_c \left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right) (2 + (\gamma-1) M_m^2) \left(\frac{2 \gamma M_m^2 - (\gamma-1)}{(\gamma+1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{3a}^2 \right)}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma-1)}{2} \right) \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)} - \theta_c \right] - \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t \zeta_{fgc}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) - \\
& \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} - \\
& A_c 25.084 \frac{\left(4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258}}{\pi \mu_{lc} D_c} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{lc} \left(\frac{x}{D_c} \right)^{0.266}}{(1-x)} \left(\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_c}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}} - T_{amb} \right) - \\
& \left. \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen} T_{amb}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \right. \\
& \left. 25.084 \frac{\left(4 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi \theta_{gen}}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258}}{\pi \mu_{lc} D_c} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \frac{k_{lc} \left(\frac{x}{D_c} \right)^{0.266}}{(1-x)} + 1
\end{aligned} \tag{2-94}$$

Donde:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{t_0/\pi P_{gen} A_t}{\rho_c V_c \sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} - \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \frac{P_{gen} A_t \zeta_{fgc}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2-95)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\left(1 + \frac{M_{py}^2 \gamma R}{2 C p_c}\right) (2 + (\gamma - 1) M_m^2) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2}\right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)\right)}{\left(1 + \frac{M_{py}^2 (\gamma - 1)}{2}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \quad (2-96)$$

$$\omega = \frac{P_e A_{sy} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{\eta_p}} \quad (2-97)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c}\right) (2 + (\gamma - 1) M_m^2) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2}\right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)\right)}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma - 1)}{2}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c}\right)} \quad (2-98)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen} T_{amb}} \quad (2-99)$$

$$\varepsilon_5 = 4 \frac{\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{P_{gen} A_t}{\pi \mu_{lc} D_c \sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \quad (2-100)$$

$$\varepsilon_6 = \frac{A_c 25.084 V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen} T_{amb} k_{lc}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \frac{k_{lc}}{D_c} \quad (2-101)$$

$$\varepsilon_7 = 25.084 \frac{k_{lc}}{D_c h_{oc}} \quad (2-102)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d\theta_c}{d\tau} \\
& = \frac{\varepsilon_1}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left[\frac{\varepsilon_2 \theta_{gen}}{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right)} + \frac{\varepsilon_3 \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \theta_e}{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right)} - \theta_c \right] \\
& \frac{\varepsilon_6 \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left(\frac{\varepsilon_5}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} (\varepsilon_4 \theta_c - 1)}{\left(\frac{\varepsilon_5}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258} Pr_{lc}^{-0.495} P_R^{-0.288} \varepsilon_7 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + 1}
\end{aligned} \tag{2-103}$$

Capítulo 3: Solución numérica de los modelos propuestos

3.1 Procedimiento de solución del modelo

Ahora con toda la información necesaria, se presenta el modelo terminado, el cual consta de la ecuación (2-80), (2-91) y (2-103) y las condiciones iniciales siguientes:

$$\frac{d\theta_{gen}}{d\tau} = \sin(\tau) - \frac{\alpha_1}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} (\theta_{gen} - \theta_c) + \alpha_2 - (\alpha_3)(\alpha_4 \theta_{gen} - 1)$$

$$\frac{d\theta_e}{d\tau} = \frac{\beta_1 \sqrt{\eta_{sec}}}{\sqrt{\theta_e}} (\theta_c - \theta_e) +$$

$$\frac{\beta_4 \left[0.023 + 69B_0^{0.86} + 0.02576 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} (\beta_5)^{0.41} \right] \left[\left(\frac{\beta_2(1-x)}{\sqrt{\theta_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_c})^{0.4} \right] (1 - \beta_3 \theta_e)}{\left[0.023 + 69B_0^{0.86} + 0.02576 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} (\beta_5)^{0.41} \right] \left[\beta_6 \left(\frac{\beta_2}{\sqrt{\theta_e}} \right)^{0.8} (Pr_{l_c})^{0.4} \right] + 1}$$

$$\frac{d\theta_c}{d\tau}$$

$$= \frac{\varepsilon_1}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left[\frac{\varepsilon_2 \theta_{gen}}{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right)} + \frac{\varepsilon_3 \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \theta_e}{\left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right)} - \theta_c \right]$$

$$\frac{\varepsilon_6 \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \left(\frac{\varepsilon_5}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258} Pr_{l_c}^{-0.495} P_R^{-0.288} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} (\varepsilon_4 \theta_c - 1)}{\left(\frac{\varepsilon_5}{\sqrt{\theta_{gen}}} \sqrt{\eta_p} \left(1 + \omega \frac{\sqrt{\theta_{gen}}}{\sqrt{\theta_e}} \right) \right)^{0.258} Pr_{l_c}^{-0.495} P_R^{-0.288} \varepsilon_7 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.266} + 1}$$

Junto con:

$$\theta_{gen}(0) = \frac{T_{gen}(0) V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi} \quad (3-1)$$

$$\theta_e(0) = \frac{T_e(0)V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}}{Q_0A_{gen}t_0/\pi} \quad (3-2)$$

$$\theta_c(0) = \frac{T_e(0)V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}}{Q_0A_{gen}t_0/\pi} \quad (3-3)$$

Con el objetivo de analizar la variación del COP en relación con los parámetros adimensionales generados en el modelo matemático propuesto, el primer paso para realizar la solución numérica es identificar los parámetros adimensionales más característicos y que muestran la importancia física de la dependencia que existe, en la operación del ciclo, de las tres temperaturas de los intercambiadores involucrados. Para poder escoger de la manera más apropiada esta selección, se puede observar que la composición de todos los parámetros que se generaron, se presta primero atención en el generador al siguiente dado por la ecuación (2-76):

$$\alpha_1 = \frac{\frac{P_{gen}A_t}{Q_0A_{gen}t_0/\pi}}{\sqrt{\frac{V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}}{V_{gen}\rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{t_0/\pi}{V_{gen}\rho_{gen}}}$$

Este parámetro refleja la transferencia de calor entre el generador y el condensador, al observar en una primera instancia la sensibilidad que tiene la ecuación a variaciones de este parámetro, se selecciona como uno de los cuales son analizados para ver el comportamiento del COP del ciclo.

Pasando a observar la ecuación del evaporador, el parámetro seleccionado es el siguiente, dado por la ecuación (2-85):

$$\beta_1 = \frac{\frac{P_eA_{sy}}{\rho_eV_e} \frac{t_0/\pi}{Q_0A_{gen}t_0/\pi}}{\sqrt{\frac{V_{gen}Cp_{gen}\rho_{gen}}{V_{gen}\rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

Las razones por las cuales se selecciona este parámetro son básicamente las mismas que el anterior, principalmente porque es el que relaciona las temperaturas del evaporador y condensador, así mismo se nota claramente como las presiones del generador y evaporador y las áreas del eyector juegan un papel totalmente fundamental en las magnitudes de estos parámetros.

Ahora, de la ecuación del condensador, que contiene más información, se seleccionan tres parámetros que se muestran a continuación. El primero está definido por la ecuación (2-95):

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{t_0/\pi P_{gen} A_t}{\rho_c V_c \sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} - \frac{V_g C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \frac{P_{gen} A_t \zeta_{fgc}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

En este parámetro se muestra la diferencia entre dos términos: cambios de energía asociados a los cambios de temperaturas, y el cambio de energía por cambio de fase. Este es el parámetro que contiene más información de todos. A continuación, se muestra también el proporcionado por la ecuación (2-97):

$$\omega = \frac{P_e A_{sy} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{\eta_p}}$$

La relación anterior, muestra la relación entre ambos flujos másicos, en la literatura especializada se conoce a este parámetro como el “Entrainment Ratio” es uno de los indicadores más importantes al estudiar este ciclo.

Por último, se selecciona un parámetro que caracteriza información dentro del eyector, dado por la ecuación (2-98):

$$\varepsilon_3 = \frac{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2 C p_c} \right) (2 + (\gamma - 1) M_m^2) \left(\frac{2 \gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{3a}^2 \right)}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma - 1)}{2} \right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2 C p_c} \right)}$$

Se selecciona ε_3 , ya que este incluye el número de M_{sy} , que refleja la presencia del flujo másico secundario.

Estos cinco parámetros, son los que serán variados individualmente, manteniendo constantes todos los demás, para ver cómo afectan el COP del ciclo. Para la solución numérica del modelo, se utiliza el software “Wolfram Mathematica”.

Con el propósito de describir el proceso de las corridas numéricas realizadas en este estudio, se presentan en forma de lista los pasos a llevar a cabo:

- 1-. Se selecciona el parámetro a variar entre $\alpha_1, \beta_1, \varepsilon_1, \varepsilon_3$ ó ω .
- 2-. Se establecen las condiciones iniciales $\theta_g(0), \theta_e(0)$ y $\theta_c(0)$.
- 3-. A todos los demás parámetros, incluyendo los cuatro que no se están variando en esa ocasión, se le dan los valores fijos propuestos con base en las propiedades termodinámicas y las geometrías.
- 4-. Se utiliza el método de Runge-Kutta de cuarto orden para obtener los valores de $\theta_g(\tau), \theta_e(\tau)$ y $\theta_c(\tau)$, en el intervalo $0 \leq \tau \leq \pi$.
- 5-. Se vuelve al dominio dimensional con las siguientes ecuaciones (2 – 64), (2 – 65), (2 – 66) y (2 – 67). Obteniendo ahora los valores de $T_g(t), T_e(t), T_c(t)$ en el intervalo de $0 \leq t \leq 12horas$. Para este paso se considera que: $\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} c p_{gen} \rho_{gen}} = 6.7519$.
- 6-. Con la información de las temperaturas para cada punto en el tiempo, se realiza un ajuste polinomial con ayuda del software Mathematica, de esta forma se obtiene un polinomio de cuarto orden para expresar las tres temperaturas en función del tiempo.
- 7-. Se calcula la temperatura promedio en el evaporador de la siguiente forma.

$$T_{e\text{prom}} = \frac{\int_0^{12h} T_e(t) dt}{\int_0^{12h} dt} \quad (3-4)$$

- 8-. Se calcula el coeficiente convectivo promedio en el interior del evaporador.

$$h_{ie\text{prom}} = \left[1 + 3000Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.7} \left(\frac{v_{g_e}}{v_{l_e}} \right)^{0.41} \right] \left[0.023 \frac{k_{l_e}}{D_e} \left(\frac{\frac{P_e A_{s_y}}{\sqrt{T_{e\text{prom}}}} \sqrt{\frac{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s (1-x)} D_e}}{A_e \mu_{l_e}}} \right)^{0.8} (Pr_{l_e})^{0.4} \right] \quad (3-5)$$

9-. Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_e = \frac{h_{ie\text{prom}} * h_{oe}}{h_{ie\text{prom}} + h_{oe}} \quad (3-6)$$

10-. Se calcula el flujo de calor por unidad de área para el evaporador.

$$Q_e = U_e * (T_{refri} - T_{e\text{prom}}) \quad (3-7)$$

11-. Se calcula el flujo de calor por unidad de área para el generador de esta manera.

$$Q_{gen} = \frac{\int_0^{12h} \left(Q_0 \sin\left(\frac{\pi t}{t_0}\right) - (U_{top} + U_b + U_{edge})(T_{gen}(t) - T_{amb}) \right) dt}{\int_0^{12h} dt} \quad (3-8)$$

12-. Por último se calcula el COP con la siguiente expresión.

$$COP = \frac{A_e Q_e}{A_{gen} Q_{gen}} \quad (3-9)$$

Este proceso se repite para cada variación de cada parámetro, guardando la información de los resultados para presentarse en forma de gráficas y analizar el impacto que producen estas variaciones.

Capítulo 4: Presentación y discusión de resultados

Los parámetros que se mantienen fijos en todas las corridas numéricas son enumerados en el siguiente cuadro, para toda la sección 4.1 se utilizará la información presentada a continuación:

Cuadro 4-1: Parámetros adimensionales utilizados para todas las simulaciones numéricas.

Parámetro adimensional	Valor numérico utilizado
α_2	0.08
α_3	2
α_4	0.015
β_2	30.102
β_3	0.0228
β_4	0.2923
β_5	62
β_6	0.00903
ε_2	0.567
ε_4	0.0226
ε_5	468.93
ε_6	150.98
ε_7	0.1013

Para la parte de la obtención del COP se utilizarán los siguientes parámetros dimensionales.

Todas las propiedades termodinámicas se obtienen de la tabla A-11 del libro “*Thermodynamics: an engineering approach*” (Vol. 5, p. 922). De Yunus A. Cengel

Cuadro 4-2: Parámetros utilizados para el cálculo del COP para todas las simulaciones numéricas.

Parámetro	Símbolo	Valor numérico
Boiling number	Bo	0.131
Calidad	x	0.5
Volumen específico en el vapor en el evaporador	v_{g_e}	$0.049 \frac{m^3}{kg}$
Volumen específico en el líquido en el evaporador	v_{l_e}	$7.93 * 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$
Conductividad térmica en el líquido en el evaporador	k_{l_e}	$0.0903 \frac{W}{m^{\circ}C}$
Diámetro del tubo del evaporador	D_e	0.05m
Área (sy) en el eyector	A_{sy}	$1.11 * 10^{-5} m^2$
Presión en el evaporador	P_e	$40000 \frac{N}{m^2}$
Constante de los gases ideales para el R-134a	R	$81.49 \frac{J}{kgK}$
Coefficiente adiabático del refrigerante	γ	1.11
Eficiencia isotrópica en el flujo secundario	η_s	0.85
Viscosidad dinámica en el líquido en el evaporador	μ_{l_e}	$1.26 * 10^{-4} \frac{kg}{m s}$
Numero de Prandtl del líquido en el evaporador	Pr_{l_e}	3.697
Coefficiente convectivo de transferencia de calor en el exterior del evaporador	h_{o_e}	$20 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$
Temperatura del espacio refrigerado	T_{refri}	295K
Temperatura del medio ambiente	T_{amb}	298K
Tiempo característico	t_0	43200s
Señal solar característica	Q_0	$900 \frac{W}{m^2}$

Coefficientes de pérdidas en el colector	$U_{top} + U_b + U_{edge}$	$9 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Relación de áreas del evaporador y el generador	A_e / A_{gen}	1/50

4.1 Variación de parámetros

4.1.1 Variación de α_1

Este parámetro que se define mediante la Ec. (2-76), como:

$$\alpha_1 = \frac{P_{gen} A_t}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0 / \pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{t_0 / \pi}{V_{gen} \rho_{gen}}}$$

Permite anticipar que algunos parámetros dimensionales importantes que aparecen en α_1 , tienen especial importancia para la operación el ciclo, como pueden ser la presión en el generador P_{gen} y el área de la garganta del eyector A_t . Al aumentar los valores de estos parámetros, el valor de α_1 aumenta. A su vez, el producto de $A_{gen} Q_0$ representa el flujo de calor máximo en un instante de tiempo que llegaría al generador, lo que hace que el valor de α_1 disminuye conforme el valor de $A_{gen} Q_0$ aumenta.

A continuación, se muestran las gráficas de las temperaturas adimensionales en función del tiempo, para cada intercambiador de calor. En cada gráfica se incluyen diez curvas, las cuales corresponden a cada valor de α_1 . Estas gráficas corresponden a las figuras desde la figura 4-1, a la figura 4-4. Para la obtención de éstas se utilizaron los valores establecidos en el cuadro 4-1, además se establecen los valores de: $\theta_{gen}(0) = 53.76$, $\theta_e(0) = 41.6$, $\theta_c(0) = 43.8$, $\beta_1 = 0.3$, $\varepsilon_1 = -8$, $\varepsilon_3 = 1.1$ y $\omega = 0.15$. Por último, se presenta la figura 4-5, una gráfica que muestra la variación del COP promedio del ciclo en función de los valores de α_1 . Para ésta se utiliza la información del cuadro 4-2.

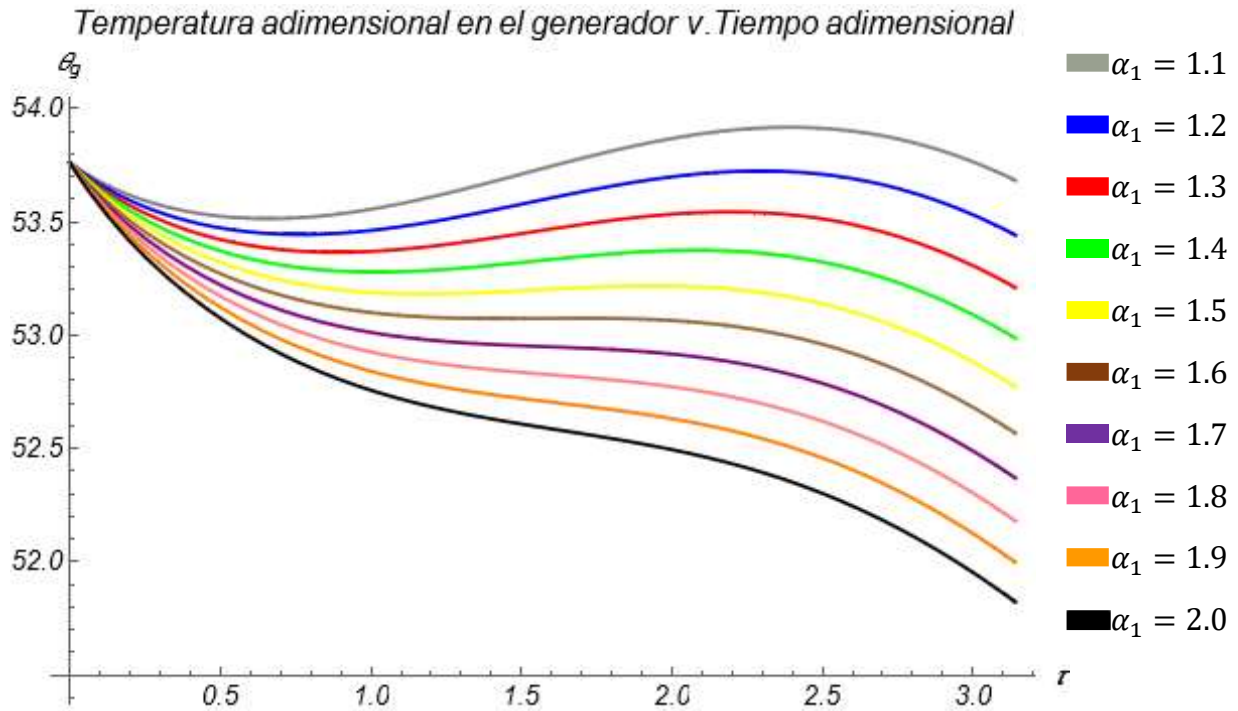


Figura 4-1: Temperatura adimensional en el generador en función del tiempo adimensional, θ_{gen} , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, α_1 .

La figura 4-1, muestra el perfil de temperatura adimensional para el generador como función del tiempo adimensional, para valores de α_1 que se incrementan en intervalos de 0.1. Como se puede observar en la familia de curvas, mientras más aumenta el valor de α_1 la curva de temperatura va decreciendo. Es importante mencionar que se puede observar un comportamiento parecido a una onda, esto se debe a que la señal solar en el modelo matemático se representó utilizando la función seno. Se puede observar cómo al principio la pendiente de la curva es pronunciadamente negativa, mientras el tiempo avanza ésta va aumentando, en algunos casos para los valores de α_1 más pequeños incluso se vuelve positiva, para al final volver a decrecer.

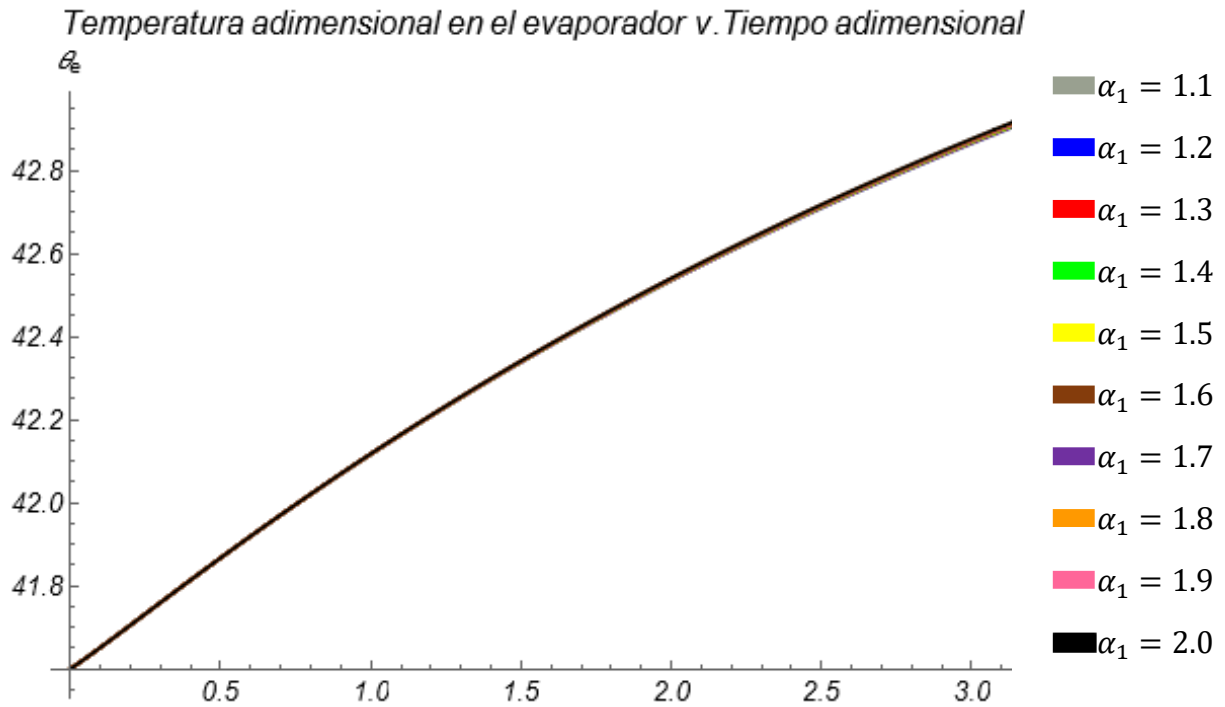


Figura 4-2: Temperatura adimensional en el evaporador en función del tiempo adimensional, θ_e , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, α_1 .

Ahora se procede a analizar la figura 4-2. En ésta se muestra el perfil de temperatura adimensional en el evaporador como función del tiempo adimensional, para valores de α_1 que se incrementan en intervalos de 0.1. En este caso se observa claramente como la temperatura del evaporador, crece casi linealmente mientras el tiempo adimensional aumenta. El efecto generado por la variación del parámetro α_1 es casi imperceptible y esto se le atribuye a que el parámetro α_1 no aparece multiplicando directamente a la temperatura del evaporador en el modelo matemático.

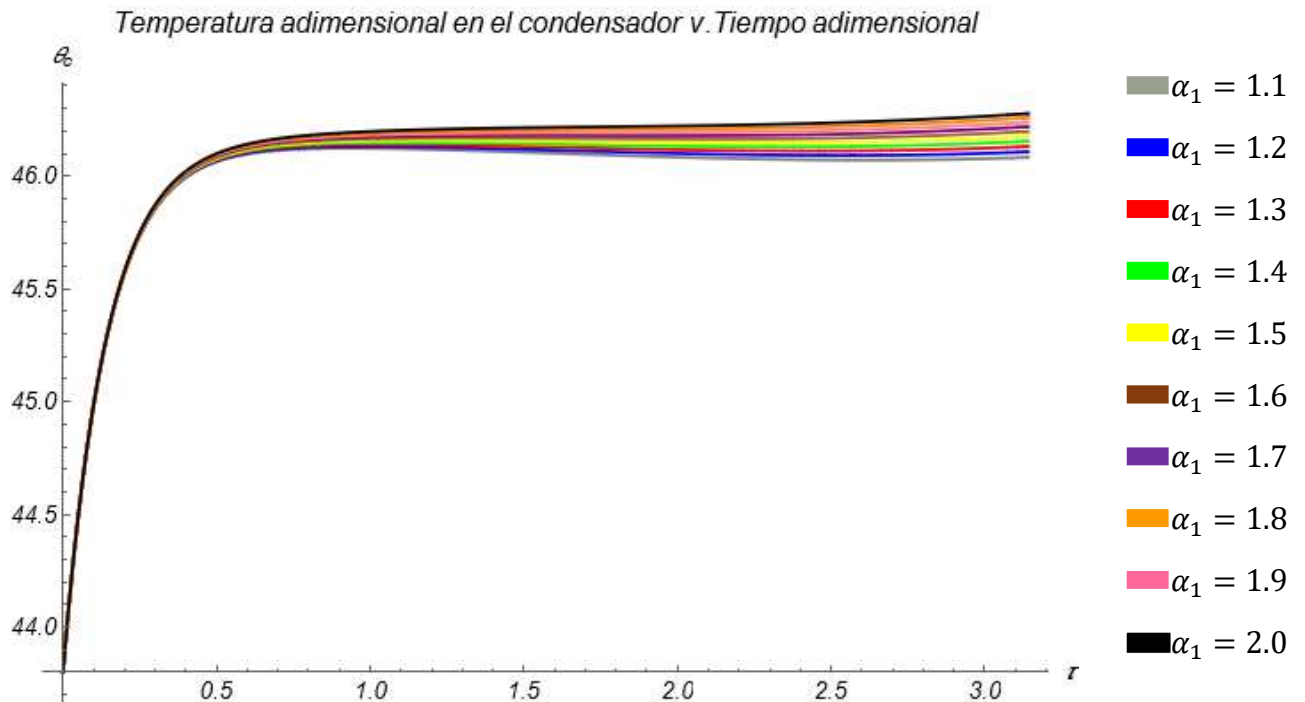
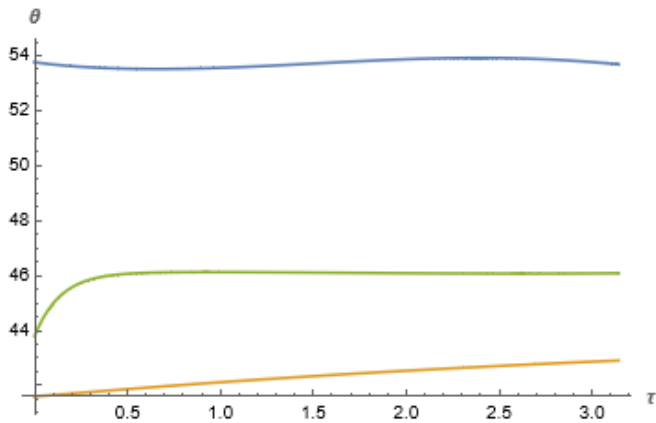


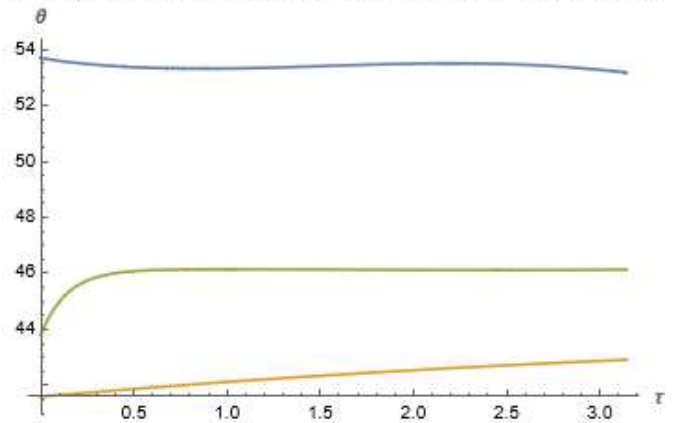
Figura 4-3: Temperatura adimensional en el condensador en función del tiempo adimensional, θ_c , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, α_1 .

La figura 4-3 consiste en el perfil de temperatura adimensional en el condensador como función del tiempo adimensional, para valores de α_1 incrementados en intervalos de 0.1. Aquí la temperatura del generador presenta un crecimiento súbito al principio, el cual se estabiliza rápidamente y llega a un cuasi-equilibrio en el que la temperatura se mantiene casi constante a lo largo del resto del ciclo, aumentando de forma muy ligera, esta temperatura llega a ser mayor mientras se incrementa el valor de α_1 .

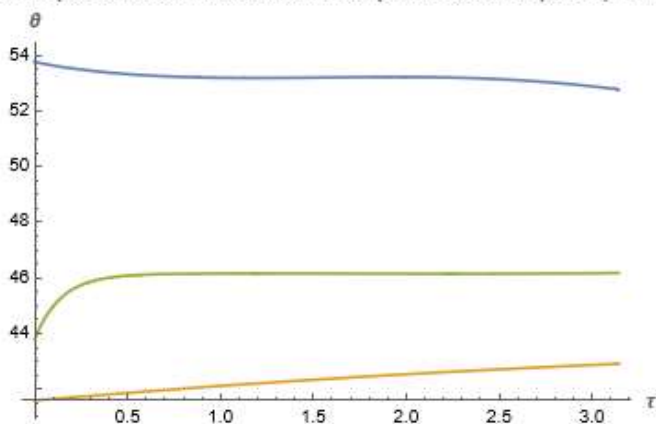
a. Temperaturas adimensionales v. Tiempo adimensional para $\alpha_1 = 1.1$



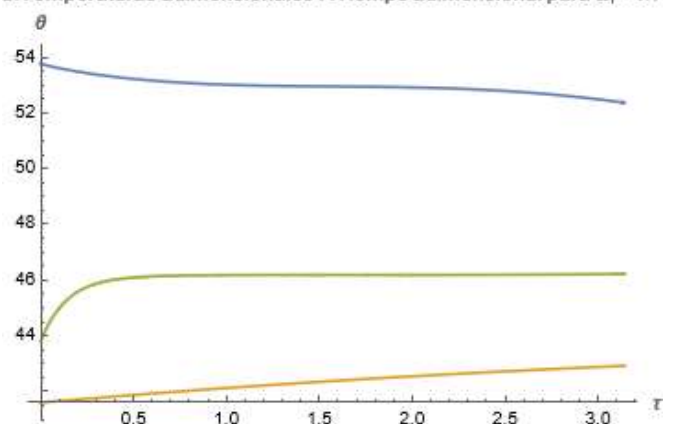
b. Temperaturas adimensionales v. Tiempo adimensional para $\alpha_1 = 1.3$



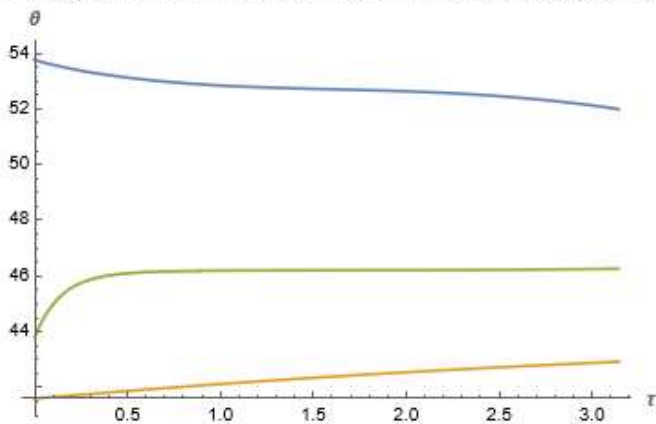
c. Temperaturas adimensionales v. Tiempo adimensional para $\alpha_1 = 1.5$



d. Temperaturas adimensionales v. Tiempo adimensional para $\alpha_1 = 1.7$



e. Temperaturas adimensionales v. Tiempo adimensional para $\alpha_1 = 1.9$



— Generator
 — Evaporador
 — Condensador

Figura 4-4: Comparación de la temperatura adimensional, θ , en cada intercambiador de calor, en función del tiempo adimensional, τ . Para a) $\alpha_1 = 1.1$; b) $\alpha_1 = 1.3$; c) $\alpha_1 = 1.5$; d) $\alpha_1 = 1.7$; e) $\alpha_1 = 1.9$.

En este caso de la ecuación del generador (2-80), el parámetro α_1 aparece directamente multiplicando la diferencia de temperaturas del generador y condensador, siendo este

parámetro el principal influyente en la relación de estos intercambiadores, lo cual se refleja en su influencia en el condensador, por eso al ser incrementado este parámetro, la temperatura crece en el condensador. De la figura 4-4, se observa la comparación entre las temperaturas de los intercambiadores de calor. Comparando entre la 4-4-a y la 4-4-e, se observa como las curvas del generador y condensador aparecen más cerca una de la otra debido a que la del generador disminuyó y la del condensador aumentó.

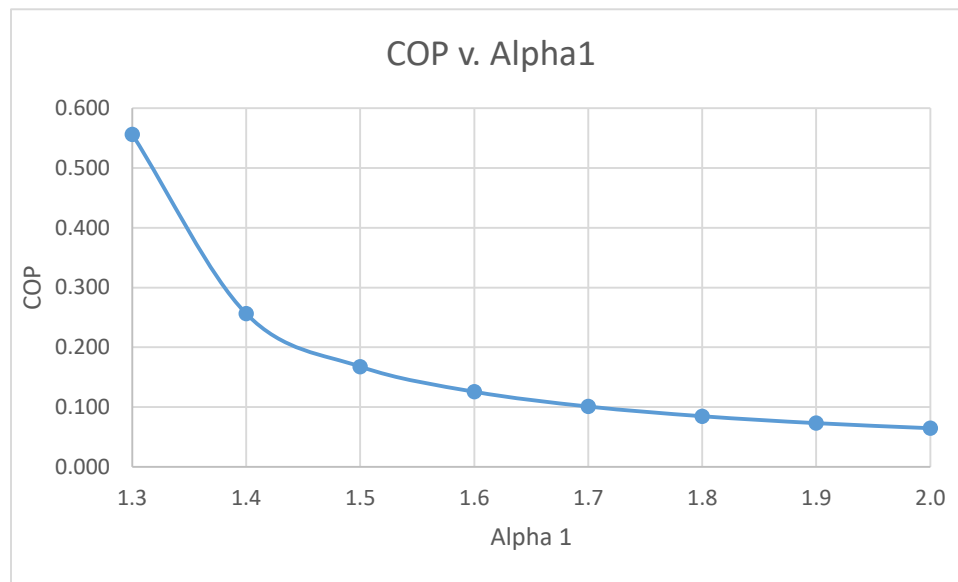


Figura 4-5: Coeficiente de funcionamiento promedio del ciclo en función del valor de α_1 .

En la figura 4-5, se presenta el COP promedio del ciclo definido en la ecuación (4-9), variando como función de los distintos valores del parámetro α_1 . Se muestra claramente que mientras va aumentando α_1 , el COP promedio disminuye. Esto se debe a que al aumentar el valor de α_1 , la temperatura del generador disminuye, y viceversa, al disminuir α_1 se obtienen valores más elevados en la temperatura del generador. Si se observa la Ec. (4-9), que caracteriza el COP, se puede apreciar que como el Q_{gen} se encuentra en el denominador, es fácil percibir que mientras más pequeño sea el valor de Q_{gen} , el valor del COP será mayor. A continuación se presenta la ecuación (3-8), la cual define Q_{gen} , para hacer algunas observaciones importantes.

$$Q_{gen} = \frac{\int_0^{12h} \left(Q_0 \sin\left(\frac{\pi t}{t_0}\right) - \left(\left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\left(\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N+f} \right)^B + \frac{1}{hw} \right]} \right\}^{-1} + \frac{(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_{plate} + 0.00591Nhw)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{plate}}{\epsilon_{glass}} + \frac{k_{insulation}}{L_{thickness}}} \right) (T_{gen}(t) - T_{amb}) \right) dt}{\int_0^{12h} dt} \quad (3-8)$$

Como se observa en la ecuación (3-8). El flujo de calor en el generador está compuesto por la diferencia entre la señal solar que llega al generador y la energía que éste disipa a los alrededores, lo cual implica la posibilidad de que el valor de Q_{gen} se vuelva negativo, esto sucedería si el término de disipación fuera mayor que el de la señal solar, lo cual ocurre si la temperatura en el generador es tan alta que el generador disipa más calor del que llega por la señal solar. Habiendo dicho esto, se puede tener un panorama más completo de la influencia de los parámetros adimensionales variados en este análisis y su influencia en el COP, debido a que si al variar los parámetros, se llega a temperaturas muy elevadas en el generador, el COP obtenido tendría un valor negativo y si se obtienen temperaturas muy bajas en el generador, el valor de Q_{gen} sería muy alto y resultaría en valores del COP positivos muy cercanos a 0.

El comportamiento de la gráfica en la figura 4-5 ilustra lo explicado en el párrafo anterior, debido a que tiene un decrecimiento muy pronunciado al principio, partiendo de un valor elevado en 0.556 para $\alpha_1 = 1.3$ y si se aumenta el valor de α_1 aumenta el valor de Q_{gen} lo que hace que el valor del COP promedio se disminuya. Sin embargo, si disminuyéramos aún más α_1 , el valor de la temperatura en el generador aumentaría lo suficiente para hacer que Q_{gen} se vuelva negativo, por lo que no se añadieron esos valores a la gráfica.

4.1.2 Variación de β_1

La Ec. (2-85) que define a β_1 , mediante la expresión:

$$\beta_1 = \frac{P_e A_{sy} \frac{t_0/\pi}{\rho_e V_e}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

Permite observar que conforme se aumenta P_e y A_{sy} (la presión en el evaporador y el área de la sección y-y, ocupada por el flujo secundario en el eyector) aumenta el valor de β_1 . De nuevo aparece el producto $Q_0 A_{gen}$, el cual al aumentar su valor disminuye al valor de β_1 .

A continuación, se muestran las gráficas de las temperaturas adimensionales en función del tiempo, para cada intercambiador de calor. En cada gráfica se incluyen diez curvas, las cuales corresponden a cada valor de β_1 . Estas gráficas corresponden a las figuras desde la figura 4-6, a la figura 4-9. Para la obtención de éstas se utilizaron los valores establecidos en el cuadro 4-1, además se establecen los valores de: $\theta_{gen}(0) = 53.76$, $\theta_e(0) = 41.6$, $\theta_c(0) = 43.8$, $\alpha_1 = 1.5$, $\varepsilon_1 = -8$, $\varepsilon_3 = 1.1$ y $\omega = 0.15$. Por último, se presenta la figura 4-10, una gráfica que muestra la variación del COP promedio del ciclo en función de los valores de β_1 . Para esta gráfica se utiliza la información del cuadro 4-2.

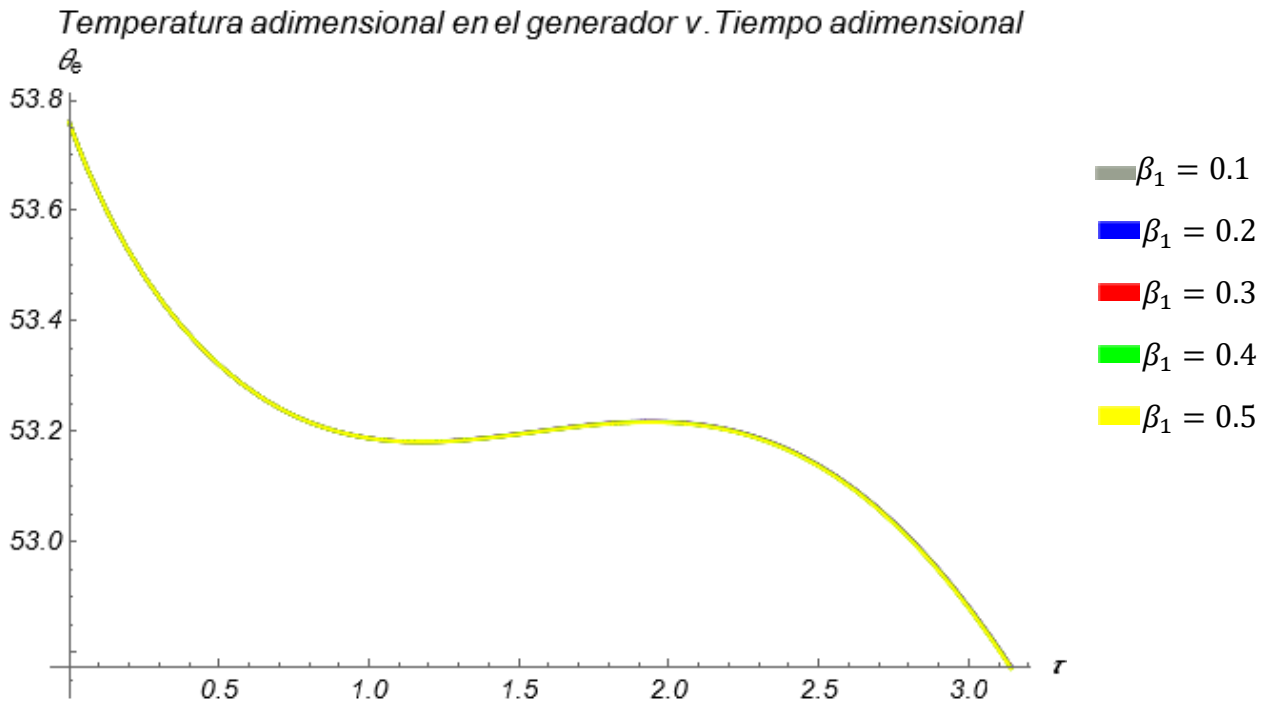


Figura 4-6: Temperatura adimensional en el generador en función del tiempo adimensional, θ_{gen} , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, β_1 .

La figura 4-6 muestra el perfil de temperatura adimensional en el generador como función del tiempo adimensional, para valores de β_1 incrementados en intervalos de 0.1. En este caso se observa claramente cómo la temperatura decrece pronunciadamente con una pendiente negativa, durante la primera unidad de tiempo adimensional, después el valor de la pendiente aumenta y se incrementa ligeramente la temperatura, evidentemente mientras la señal solar llega a su máximo valor; mientras que al final del ciclo, el tiempo adimensional en el intervalo de $(2-\pi)$ vuelve a decrecer la temperatura. En éste caso el efecto generado por la variación del parámetro β_1 es casi imperceptible, esto se le atribuye a que éste es un parámetro que surge del análisis del evaporador, por lo que no se espera que sea muy significativo en el generador, ya que éste no aparece multiplicando directamente a la temperatura del generador en el modelo matemático.

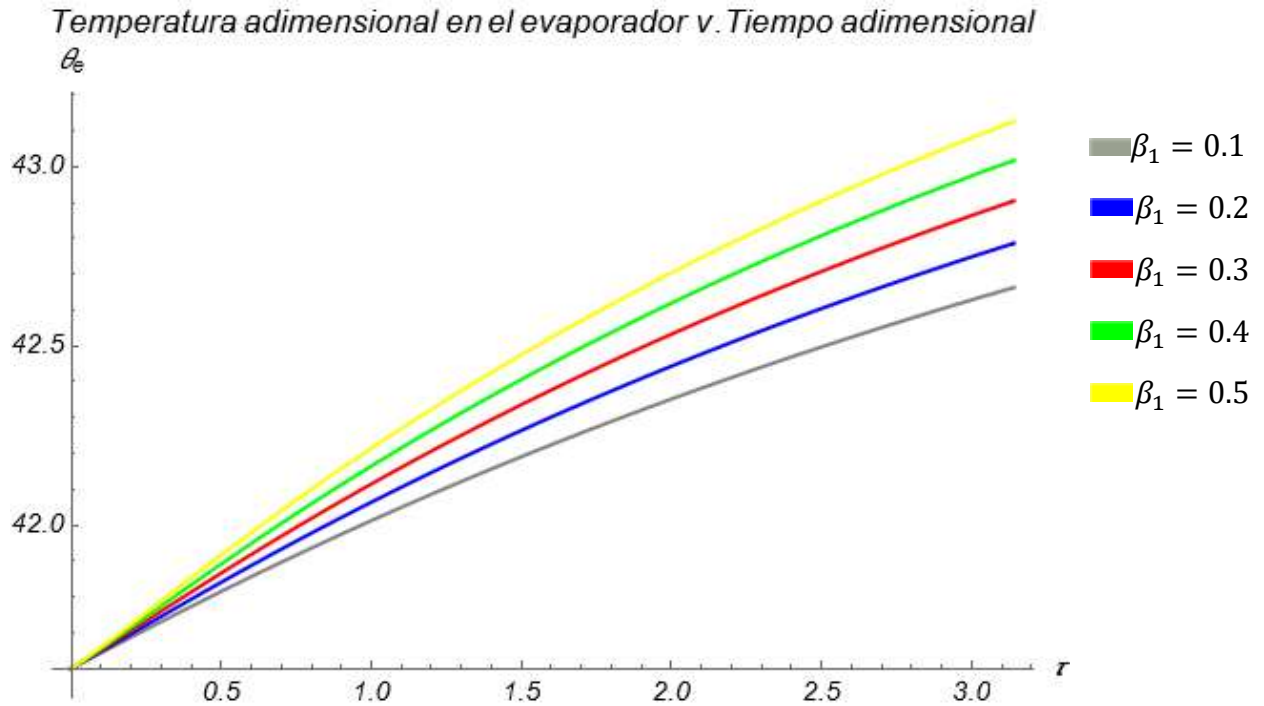


Figura 4-7: Temperatura adimensional en el evaporador en función del tiempo adimensional, θ_e , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, β_1 .

La figura 4-7 muestra el perfil de temperatura adimensional en el evaporador a lo largo del tiempo adimensional, para valores de β_1 incrementados en intervalos de 0.1. Aquí se aprecia como el incremento en valores de β_1 hace que la pendiente de la curva de temperatura en el evaporador aumente. Lo cual demuestra que la temperatura en el evaporador es altamente sensible a las variaciones de β_1 .

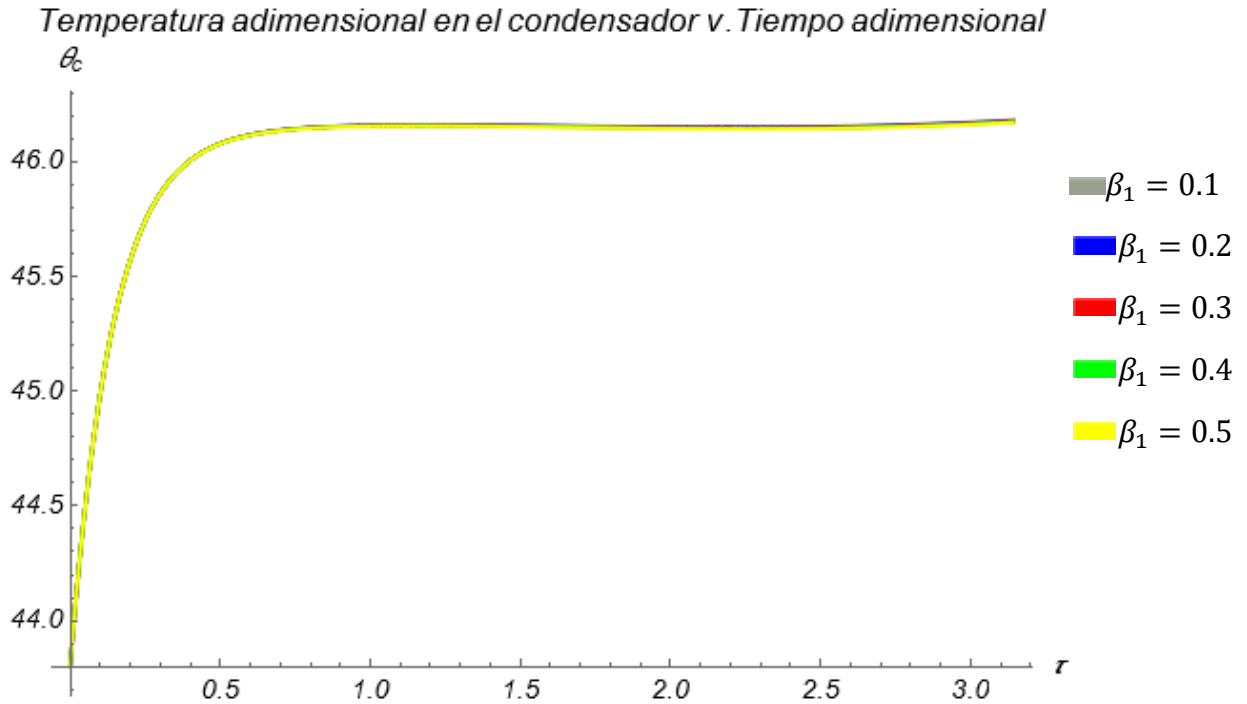
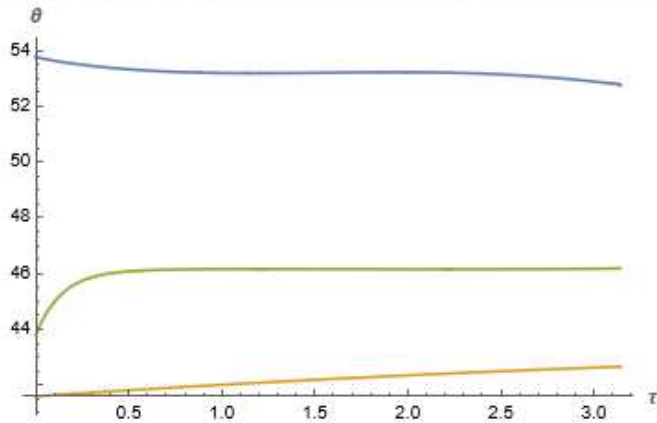


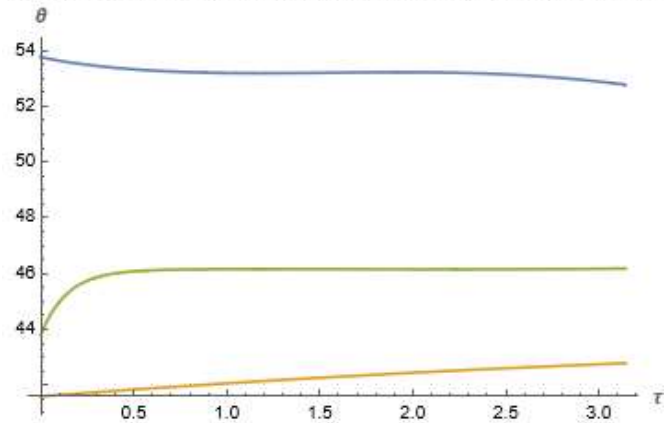
Figura 4-8: Temperatura adimensional en el condensador en función del tiempo adimensional, θ_c , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, β_1 .

La figura 4-8 consiste en el perfil de temperatura adimensional en el condensador como función del tiempo adimensional, para valores de β_1 incrementados en intervalos de 0.1. Aquí la temperatura del condensador presenta un crecimiento súbito al principio, el cual se estabiliza rápidamente y llega a un cuasi-equilibrio en el que la temperatura se mantiene casi constante a lo largo del resto del ciclo, en este caso al igual que en el generador, no se puede apreciar a simple vista el efecto de β_1 .

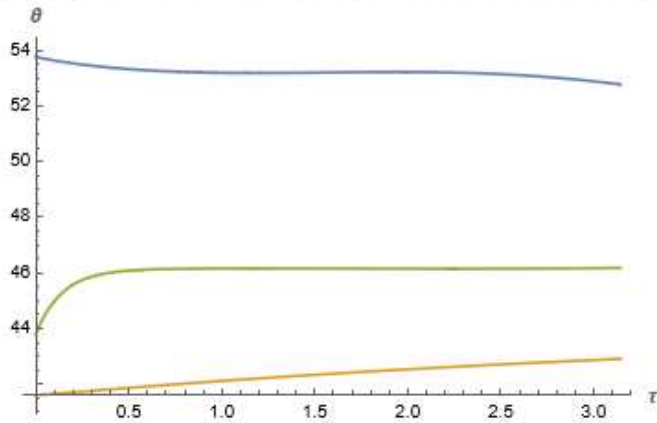
a. Temperaturas adimensionales ν . Tiempo adimensional para $\beta_1 = 0.1$



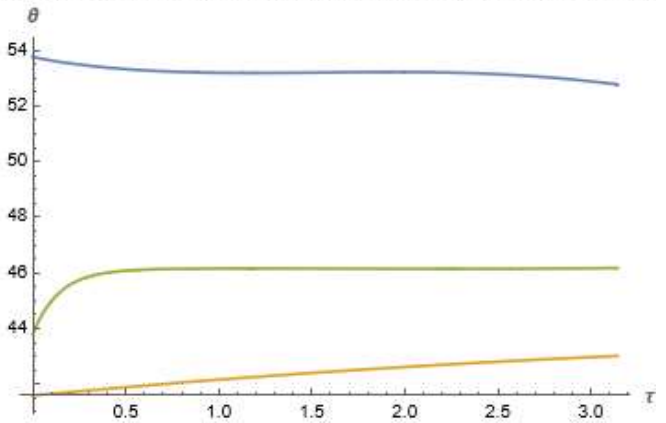
b. Temperaturas adimensionales ν . Tiempo adimensional para $\beta_1 = 0.2$



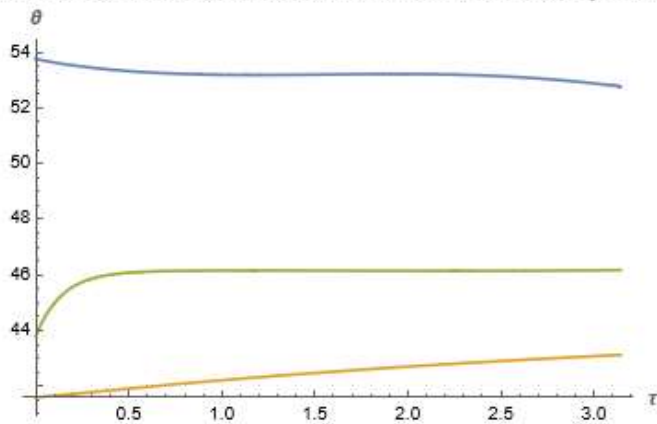
c. Temperaturas adimensionales ν . Tiempo adimensional para $\beta_1 = 0.3$



d. Temperaturas adimensionales ν . Tiempo adimensional para $\beta_1 = 0.4$



e. Temperaturas adimensionales ν . Tiempo adimensional para $\beta_1 = 0.5$



— Generator
— Evaporador
— Condensador

Figura 4-9: Comparación de la temperatura adimensional, θ , en cada intercambiador de calor, en función del tiempo adimensional, τ . Para a) $\beta_1 = 0.1$; b) $\beta_1 = 0.2$; c) $\beta_1 = 0.3$; d) $\beta_1 = 0.4$; e) $\beta_1 = 0.5$.

En la figura 4-9 podemos observar la comparación de las temperaturas de los cambiadores, para distintos valores de β_1 y podemos observar cómo mientras se aumenta este parámetro, la curva del evaporador llega a acercarse cada vez más a la del condensador. Si se compara la figura 4-9-a y la 4-9-e se puede observar claramente lo mencionado.

Puede parecer peculiar que las temperaturas en el generador y condensador no se vean afectadas, debido a que en el modelo matemático se muestra claramente que las tres temperaturas son dependientes una de la otra, por lo tanto si β_1 afecta a la temperatura del evaporador sería lógico que afecte a las demás. En efecto si lo hace; sin embargo, los cambios en las curvas del generador y condensador son de un orden de magnitud menor, por lo cual sus variaciones son irrelevantes e inapreciables.

En este caso, de la ecuación del evaporador (2-91), el parámetro β_1 aparece directamente multiplicando la diferencia de temperaturas del evaporador y condensador, siendo este parámetro el principal influyente en la relación de estos intercambiadores, lo cual justifica cómo éste es el parámetro al que la temperatura del evaporador refleja mayor dependencia.

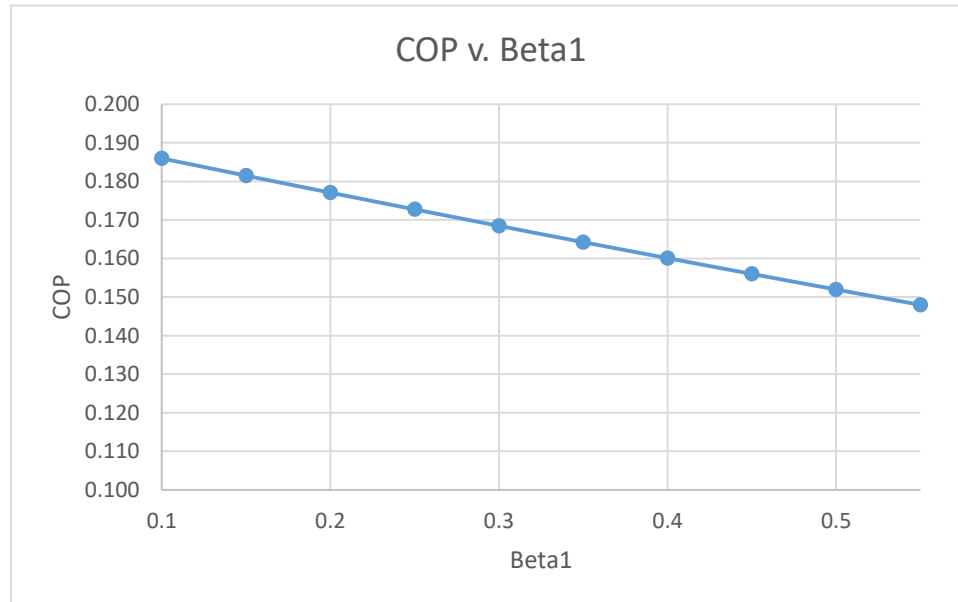


Figura 4-10: Coeficiente de funcionamiento promedio del ciclo en función del valor de β_1 .

En la figura 4-10, se presenta el COP promedio del ciclo, variando conforme a distintos valores del parámetro β_1 . Se muestra claramente que mientras va aumentando β_1 , el COP promedio disminuye. Esto se debe a que al aumentar el valor de β_1 , la temperatura del evaporador aumenta; sin embargo, la temperatura del generador se mantiene prácticamente igual. Por lo tanto, la influencia en el COP dada por β_1 es por medio de aumentar o disminuir Q_e . Para explicar esto se recurre a la Ec. (3-7), la cual define el valor de Q_e , mediante la siguiente expresión:

$$Q_e = U_e * (T_{refri} - T_{eprom})$$

Si el valor de Q_e aumenta el valor del COP también, debido a que Q_e se encuentra en el numerador en la ecuación del COP. Al crecer el valor de T_{eprom} , el valor de Q_e será más pequeño, por lo tanto el COP también. Nótese que para que se dé un efecto refrigerante, la temperatura en el evaporador debe ser menor a la del espacio refrigerado, entonces si T_{eprom} crece aún más que el valor de T_{refri} no se lograría el propósito de este ciclo, el cual es refrigerar.

4.1.3 Variación de ω

En esta sección se muestran las consecuencias de la variación del parámetro ω que se define mediante la siguiente Ec. (2-97):

$$\omega = \frac{P_e A_{sy} \sqrt{\eta_s}}{P_{gen} A_t \sqrt{\eta_p}}$$

Este parámetro es el cociente de la presión con la que se trabaja en el evaporador junto con el área con la que el flujo másico secundario entra al eyector y la presión del generador y el área por la que entra el flujo másico primario. Se puede observar que ω aumenta de valor conforme lo hacen P_e y A_{sy} (la presión en el evaporador y el área de la sección y-y ocupada por el flujo secundario en el eyector). En este caso al aumentar el valor P_{gen} y A_t , ω disminuye.

A continuación, se muestran las gráficas de las temperaturas adimensionales, en función del tiempo, para cada intercambiador de calor. En cada gráfica se incluyen cinco curvas, las cuales corresponden a cada valor de ω . Estas gráficas corresponden a las figuras desde la figura 4-11, a la figura 4-14. Para la obtención de éstas se utilizaron los valores establecidos en el cuadro 4-1, además se establecen los valores de: $\theta_{gen}(0) = 53.76$, $\theta_e(0) = 41.6$, $\theta_c(0) = 43.8$, $\alpha_1 = 1.5$, $\beta_1 = 0.3$, $\varepsilon_1 = -8$ y $\varepsilon_3 = 1.1$. Por último, se presenta la figura 4-15, una gráfica que muestra la variación del COP promedio del ciclo en función de los valores de ω , para la cual se utilizó la información de la tabla 4-2.

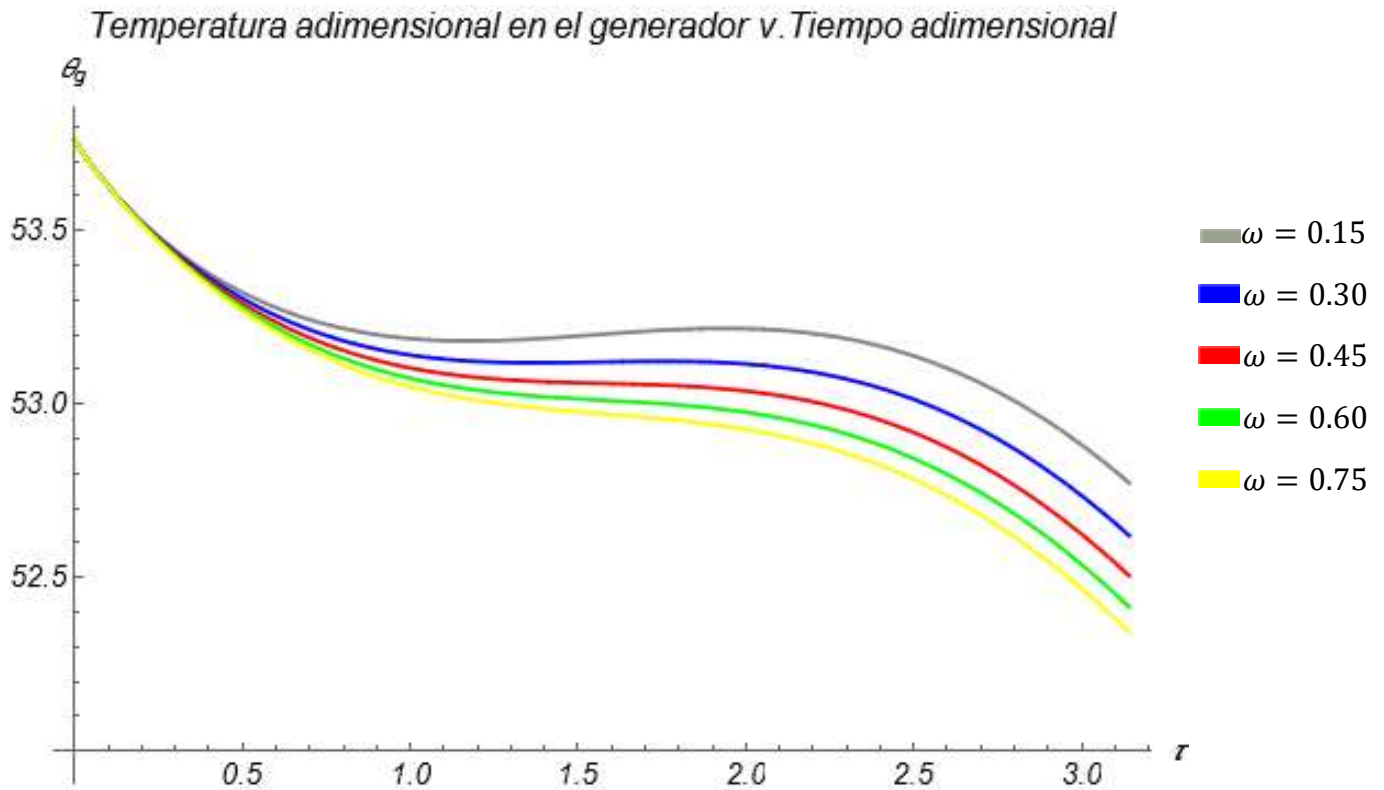


Figura 4-11: Temperatura adimensional en el generador en función del tiempo adimensional, θ_{gen} , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ω .

La figura 4-11 muestra el perfil de temperatura adimensional en el generador como función del tiempo adimensional, para valores de ω , incrementados en intervalos de 0.15. Para la

figura 4-11, en este caso las curvas mantienen su forma ondulatoria siguiendo el mismo patrón de conducta visto anteriormente; al aumentar los valores de ω muestran decremento en la temperatura adimensional del generador, a lo largo del tiempo. Para estos valores de ω , dadas las condiciones fijadas de los otros parámetros, nunca se obtienen curvas, las cuales presenten un incremento de temperatura relevante, más bien lo único que se obtiene en el período donde el calor recibido por el generador está en sus valores más altos, es lograr que el decremento de la temperatura sea llevado a cabo en menor medida.

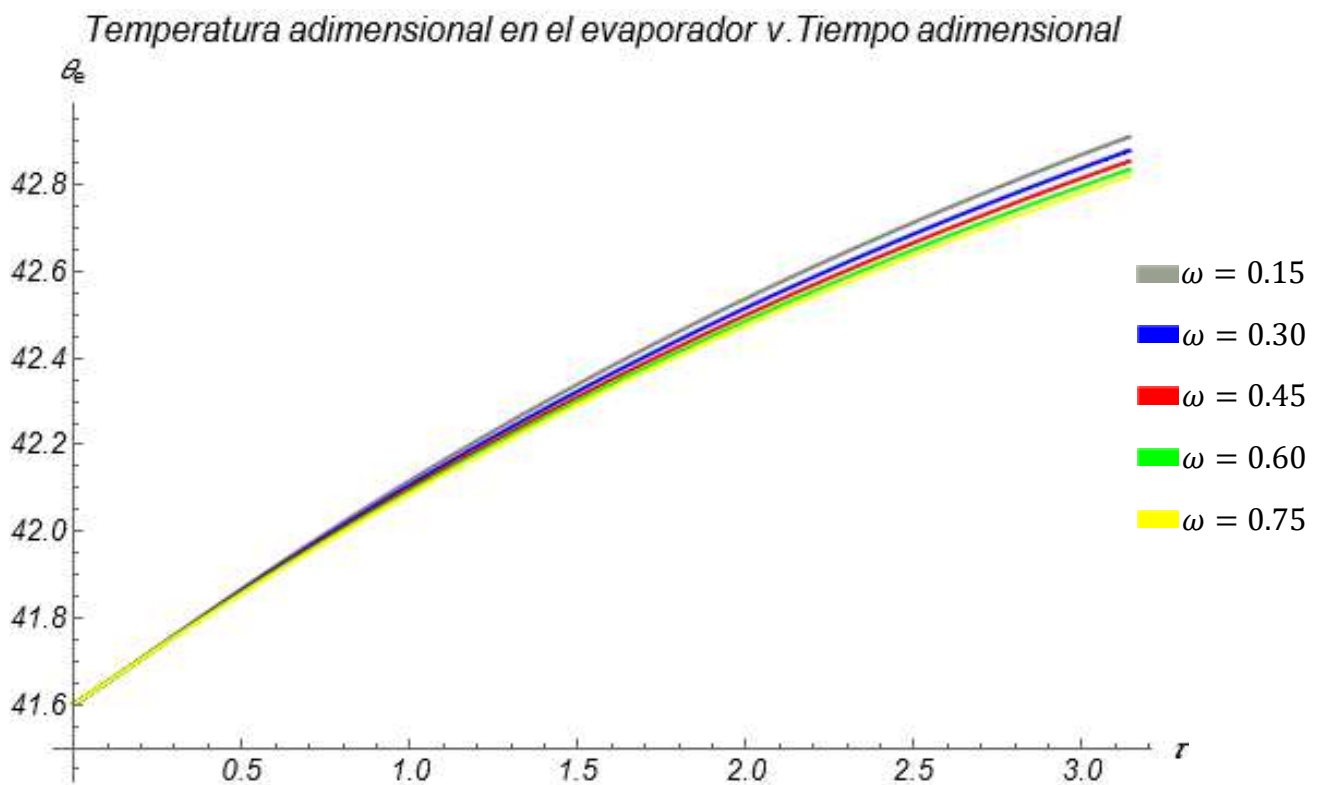


Figura 4-12: Temperatura adimensional en el evaporador en función del tiempo adimensional, θ_e , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ω .

La figura 4-12 muestra el perfil de temperatura adimensional en el evaporador a lo largo del tiempo adimensional, para valores de ω , incrementados en intervalos de 0.15. La familia de curvas así obtenidas se muestra básicamente igual en el intervalo de [0-1), al continuar se

muestra cómo se van separando, mientras más pequeño sea el valor de ω la gráfica llega a una temperatura más elevada para el evaporador, al igual que las gráficas anteriores para el evaporador se muestra una función creciente en todo el intervalo de tiempo adimensional, con una curva, ligeramente cóncava hacia abajo.

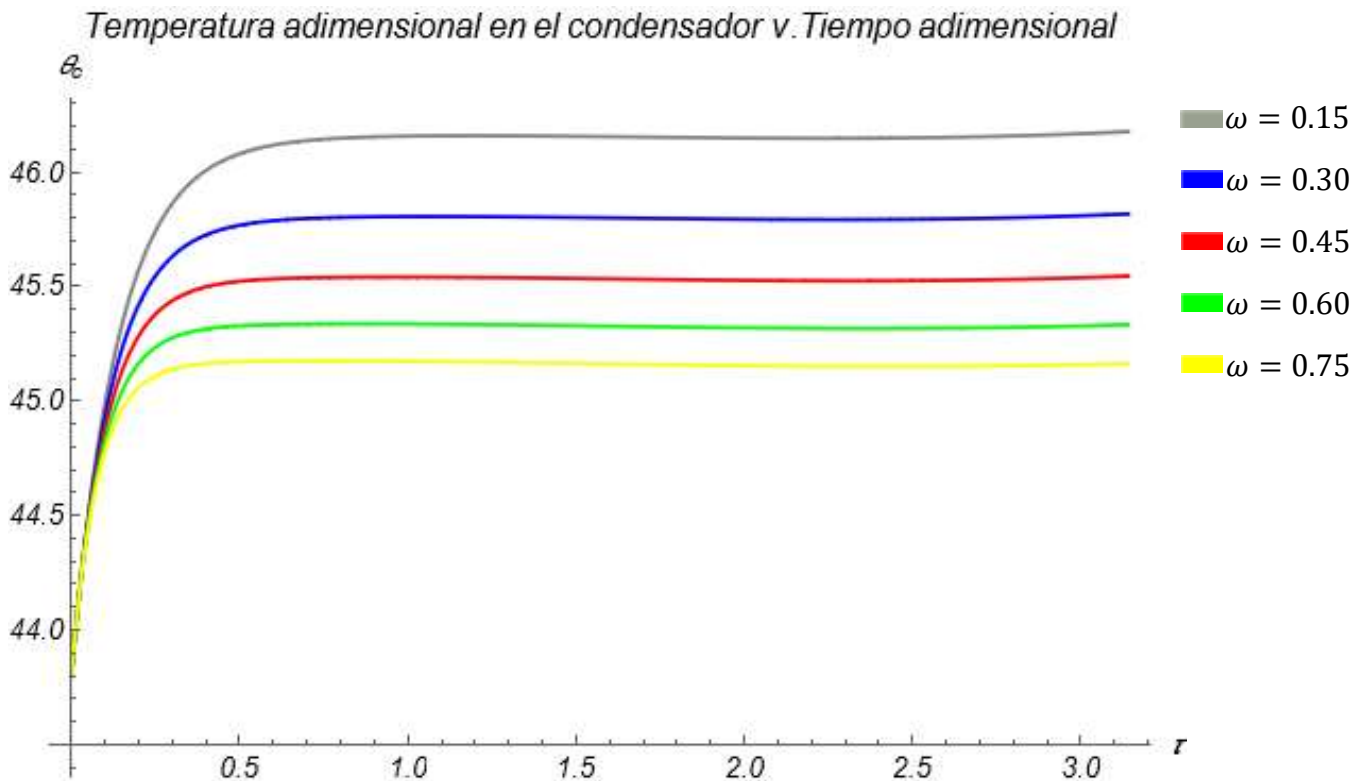


Figura 4-13: Temperatura adimensional en el condensador en función del tiempo adimensional, θ_c , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ω

La figura 4-13 muestra el perfil de temperatura adimensional en el condensador a lo largo del tiempo adimensional, para valores de ω , incrementados en intervalos de 0.15. La familia de curvas obtenida, repite el comportamiento, de crecer súbitamente hasta estabilizarse alrededor de una temperatura; en esta ocasión, al variar ω se obtiene un desfase bastante notorio, al aumentar valores de ω la temperatura adimensional en el condensador disminuye. En valores altos de ω se obtuvieron valores relativamente bajos para la temperatura, en comparación de los resultados anteriores.

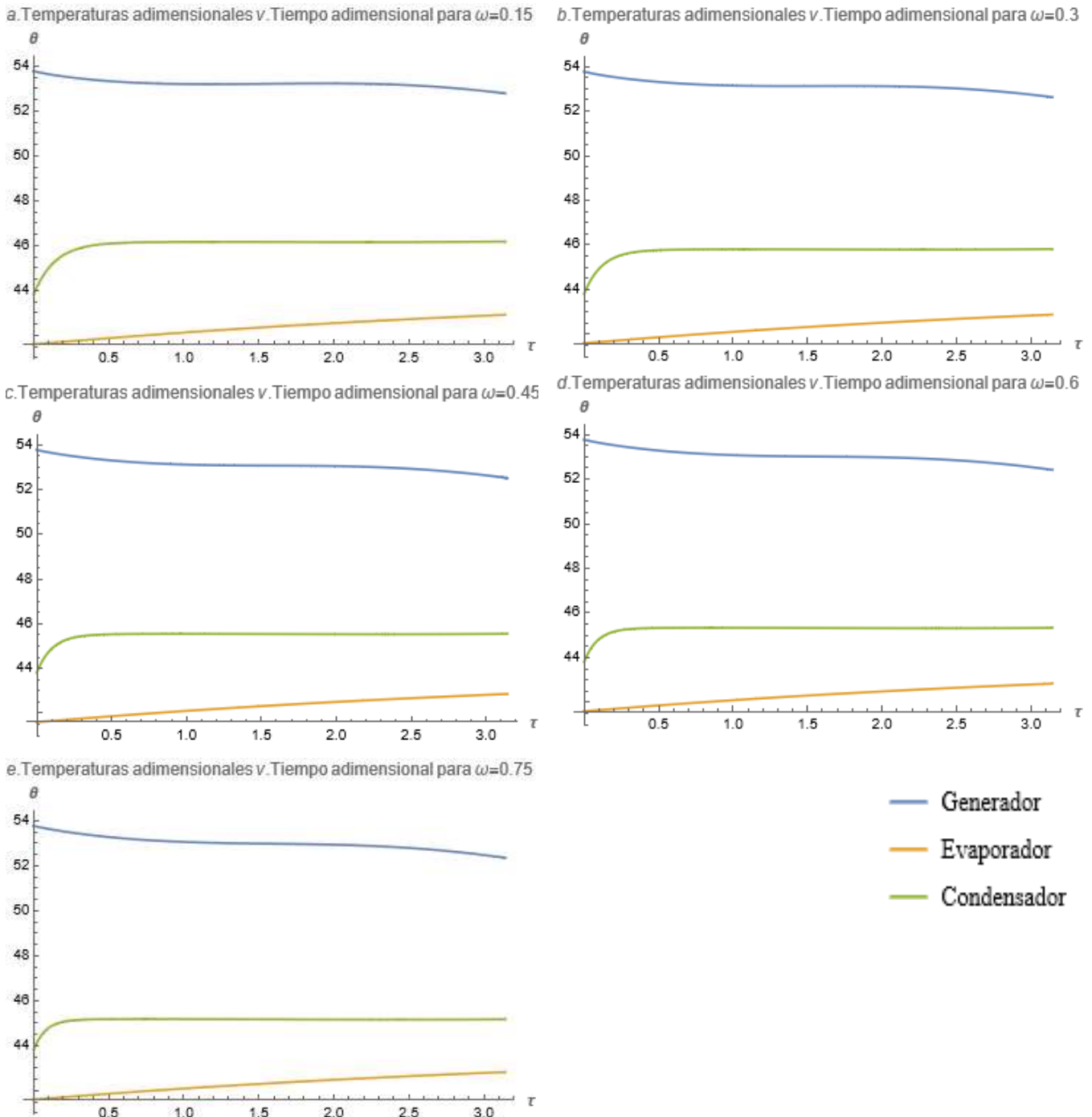


Figura 4-14: Comparación de la temperatura adimensional, θ , en cada intercambiador de calor, en función del tiempo adimensional, τ . Para a) $\omega = 0.15$; b) $\omega = 0.3$; c) $\omega = 0.45$; d) $\omega = 0.6$; e) $\omega = 0.75$.

En la figura 4-14 podemos observar la comparación de las temperaturas de los cambiadores, para distintos valores de ω y podemos observar cómo mientras se aumenta este parámetro, el principal afectado es el condensador; sin embargo, a diferencia de la influencia de los 2 parámetros estudiados anteriormente, ω afecta a todas las temperaturas, por lo cual se puede observar cómo mientras su valor aumenta, las curvas se van desfasando hacia abajo.

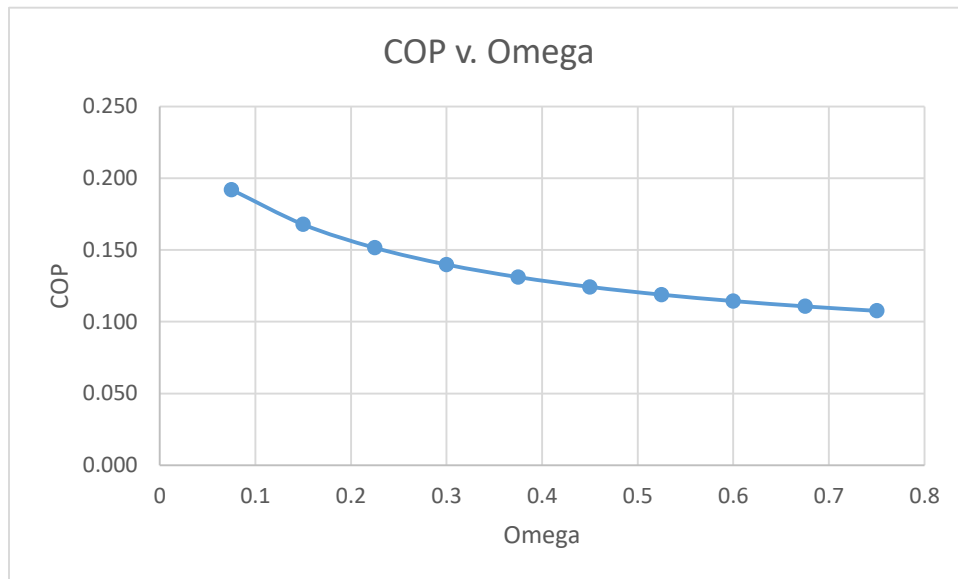


Figura 4-15: Coeficiente de funcionamiento promedio del ciclo en función del valor de ω .

En la figura 4-15, se presenta el COP promedio del ciclo, variando conforme a distintos valores del parámetro ω . Conforme los valores de omega van aumentando, el COP disminuye, en este caso al aumentar el valor de ω la temperatura del evaporador disminuye en poca medida, y la del generador también, entre el mínimo valor que se analizó de ω y el máximo, la variación de temperatura es de dos grados. Por esta razón el COP disminuye también.

4.1.4 Variación de ε_1

La Ec. (2-95) que define a ε_1 acumula la mayor cantidad de parámetros y por la forma en la que se plantearon el resto de los parámetros adimensionales, limita los valores que se le pueden otorgar a ε_1 , ya que éste debe mantenerse en un cierto dominio para obtener resultados

físicamente plausibles. En este caso se escogió el intervalo de [-12,-8] en el cual se observaron resultados físicos bastante aceptables.

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \frac{t_0/\pi P_{gen} A_t}{\rho_c V_c \sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} - \frac{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}{\rho_c V_c C p_c Q_0 A_{gen}} \frac{P_{gen} A_t \zeta_{fgc}}{\sqrt{\frac{Q_0 A_{gen} t_0/\pi}{V_{gen} C p_{gen} \rho_{gen}}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

A continuación se muestran las gráficas de las temperaturas adimensionales, en función del tiempo, para cada intercambiador de calor. En cada gráfica se incluyen cinco curvas, las cuales corresponden a cada valor de ε_1 . Estas gráficas corresponden a las figuras desde la figura 4-16, a la figura 4-19. Para la obtención de éstas se utilizaron los valores establecidos en el cuadro 4-1, además se establecen los valores de: $\theta_{gen}(0) = 53.76$, $\theta_e(0) = 41.6$, $\theta_c(0) = 43.8$, $\alpha_1 = 1.5$, $\beta_1 = 0.3$, $\varepsilon_3 = 1.1$ y $\omega = 0.15$. Por último, se presenta la figura 4-20, una gráfica que muestra la variación del COP promedio del ciclo en función de los valores de ε_1 . Para esta gráfica se utiliza la información del cuadro 4-2.

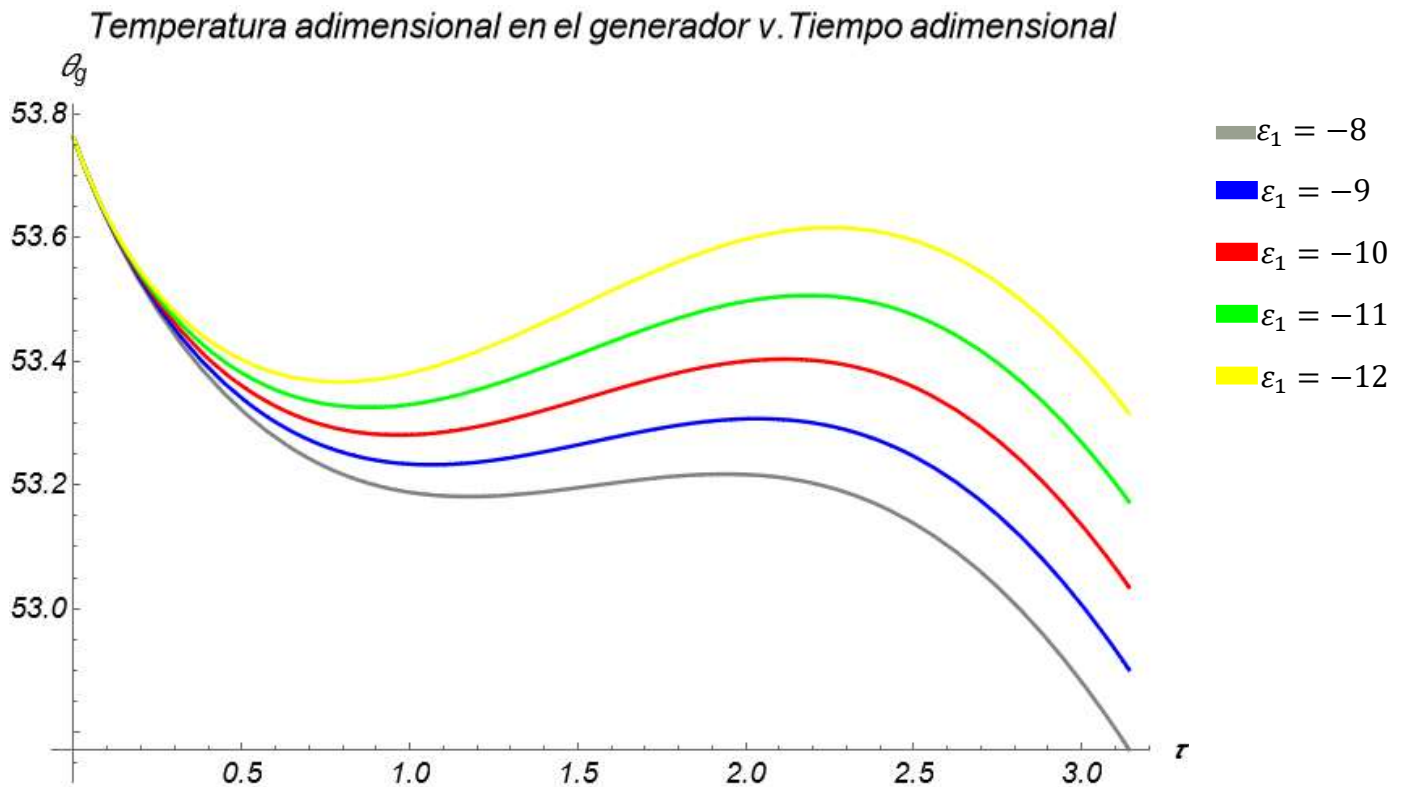


Figura 4-16: Temperatura adimensional en el generador en función del tiempo adimensional, θ_{gen} , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ε_1 .

La figura 4-16 muestra el perfil de temperatura adimensional en el generador a lo largo del tiempo adimensional, para valores de ε_1 , incrementados en intervalos de 1. Es importante mencionar que las observaciones hechas para esta gráfica, son limitadas únicamente para el intervalo seleccionado $[-12,-8]$. Para la figura 4-16 la temperatura adimensional del generador muestra una disminución notable, mientras que el valor de ε_1 aumenta. En esta familia de curvas se muestra de nuevo cómo al principio decrece la temperatura adimensional del generador. Después conforme el tiempo adimensional aumenta, y con esto la señal solar recibida, se observa como la temperatura vuelve a levantarse, para volver a decaer en el último intervalo del tiempo.

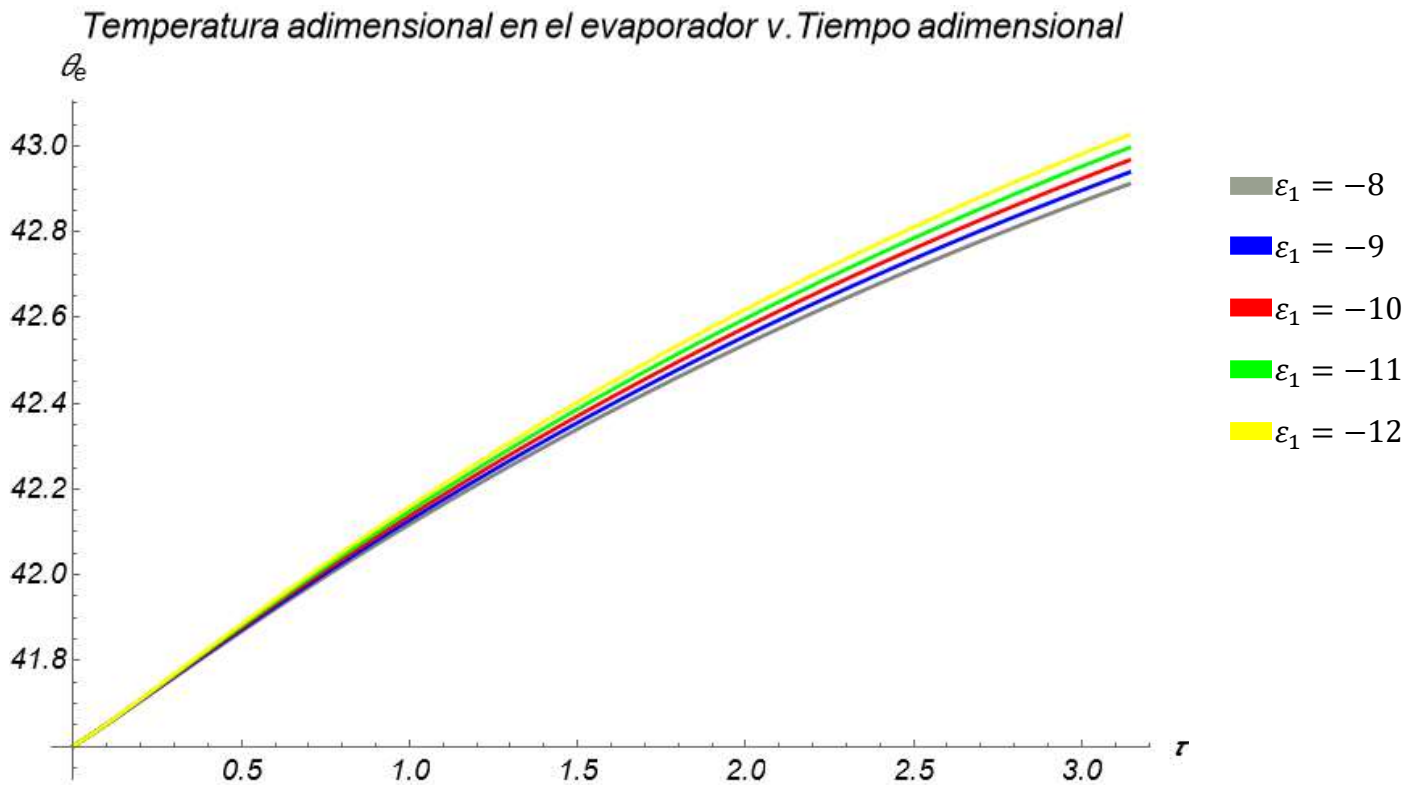


Figura 4-17: Temperatura adimensional en el evaporador en función del tiempo adimensional, θ_e , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ε_1 .

La figura 4-17 muestra el perfil de temperatura adimensional en el evaporador como función del tiempo adimensional, para valores de ε_1 , incrementados en intervalos de 1. La familia de curvas obtenida, tiene la misma forma para cada una de ellas, únicamente variando a que

temperatura máxima se alcanza; en este caso mientras más negativo es ε_1 (en el intervalo seleccionado de $[-12,-8]$) la temperatura del evaporador aumenta.

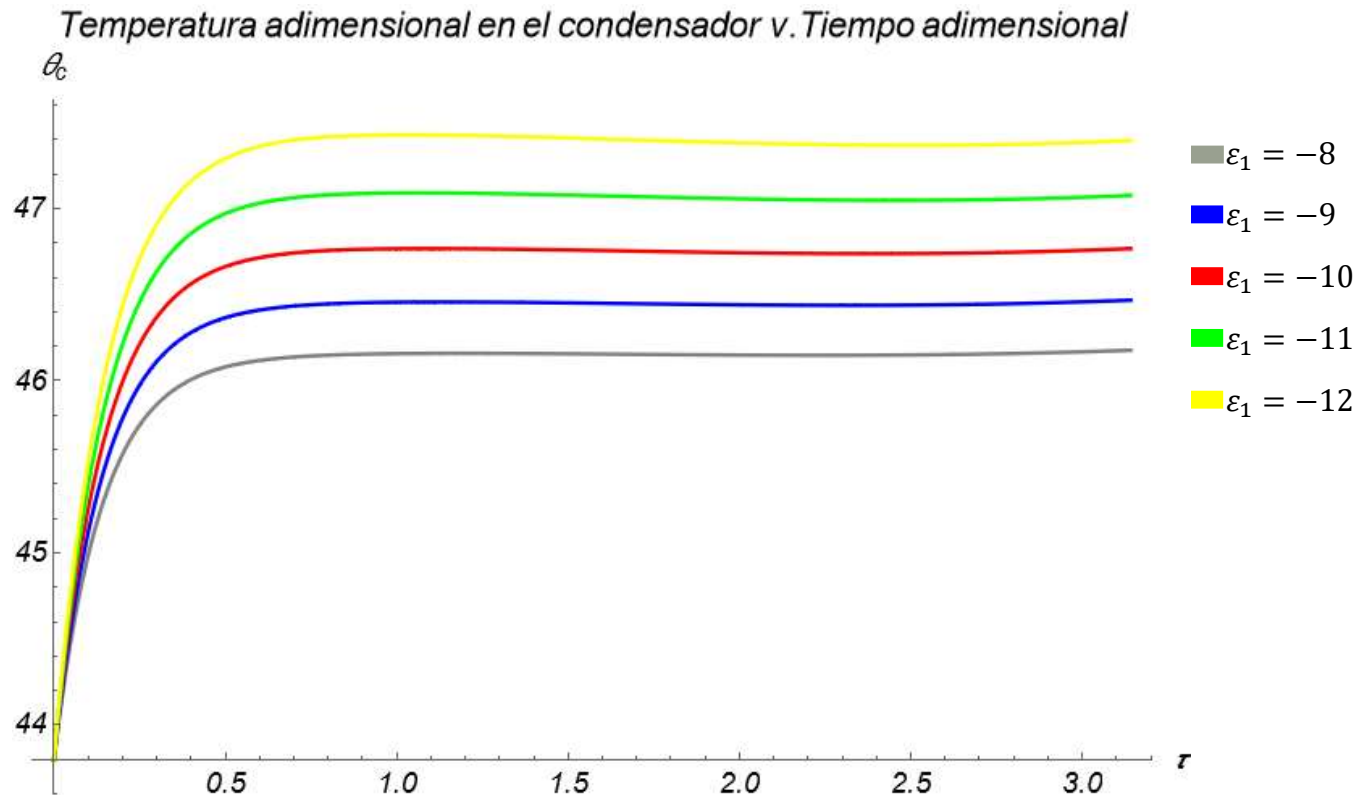


Figura 4-18: Temperatura adimensional en el condensador en función del tiempo adimensional, θ_c , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ε_1 .

La figura 4-18 muestra el perfil de temperatura adimensional en el condensador como función del tiempo adimensional, para valores de ε_1 , incrementados en intervalos de 1. La familia de curvas obtenida, repite el comportamiento, de crecer súbitamente hasta estabilizarse alrededor de una temperatura, esta ocasión, el valor al que se estabiliza la temperatura es menor para valores menos negativos de ε_1 . Estabilizándose alrededor de 2 unidades adimensionales arriba de su condición inicial para $\varepsilon_1 = -8$ y alrededor de 3.5 para $\varepsilon_1 = -12$.

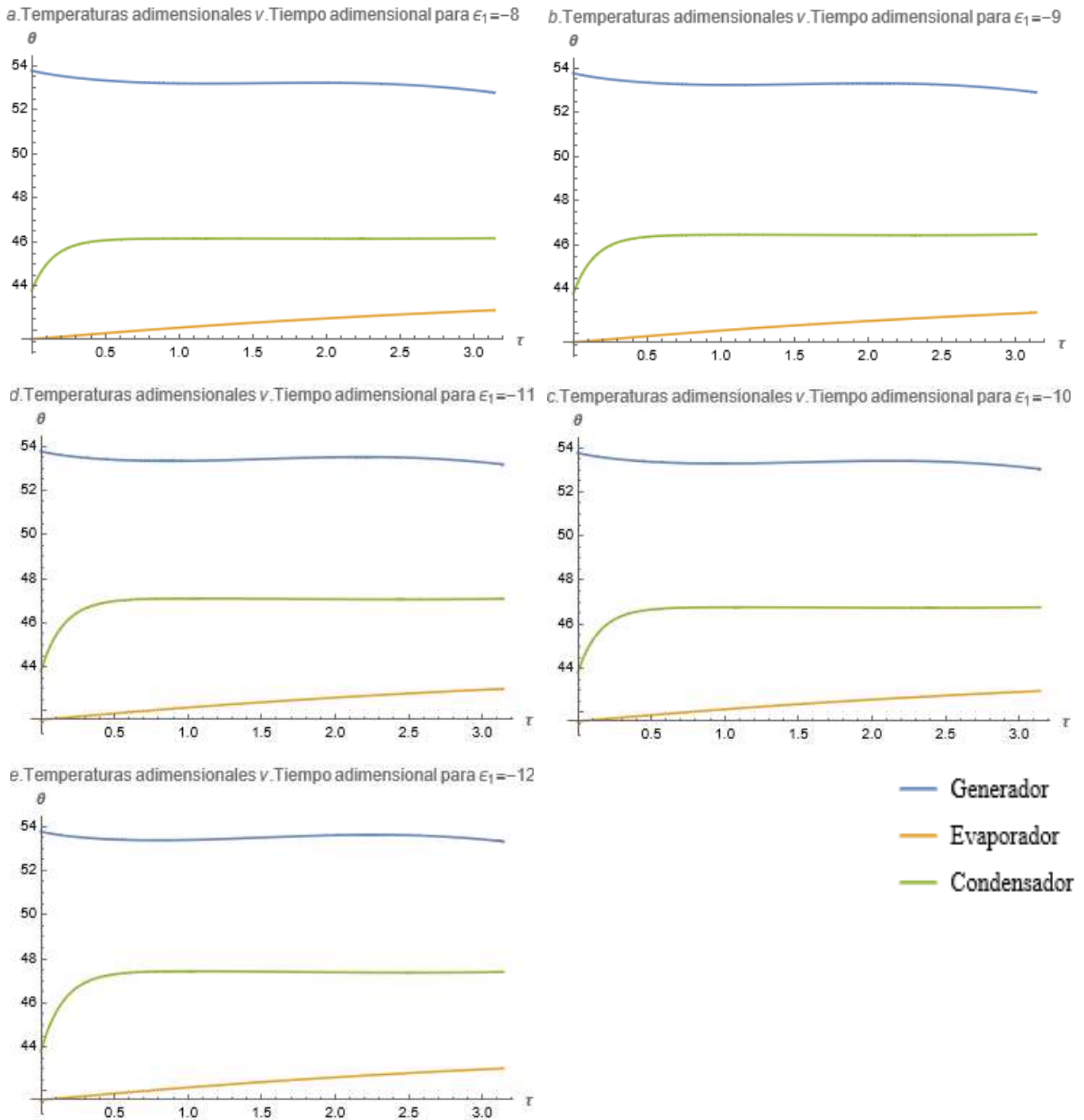


Figura 4-19: Comparación de la temperatura adimensional, θ , en cada intercambiador de calor, en función del tiempo adimensional, τ . Para a) $\epsilon_1 = -8$; b) $\epsilon_1 = -9$; c) $\epsilon_1 = -10$; d) $\epsilon_1 = -11$; e) $\epsilon_1 = -12$.

En la figura 4-19, se observa la comparación entre las curvas de las tres temperaturas. Podemos observar que mientras más negativo es el valor de ϵ_1 las curvas se van recorriendo hacia arriba pero mantienen su misma forma, situación usual que se ha visto al estudiar los

parámetros anteriores; sin embargo, si se trabajara con valores positivos de ε_1 , las gráficas cambian por completo, y no dan resultados con sentido físico para el ciclo que se está estudiando, por lo tanto son descartados.

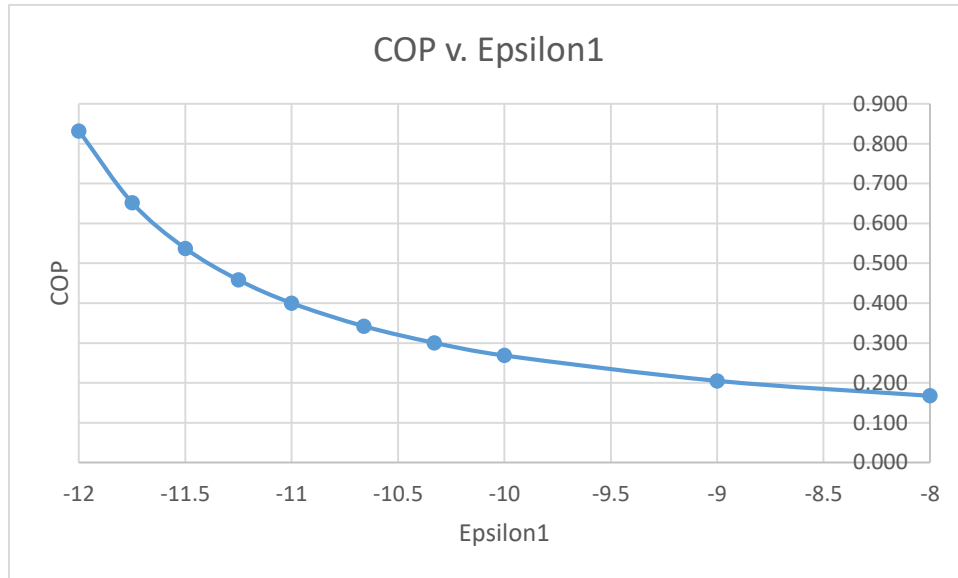


Figura 4-20: Coeficiente de funcionamiento promedio del ciclo en función del valor de ε_1 .

En la figura 4-20, se presenta el COP promedio del ciclo, variando conforme a distintos valores del parámetro ε_1 . Mientras los valores de ε_1 son más negativos, el COP aumenta, es importante recalcar la amplia sensibilidad de las temperaturas a las variaciones de este parámetro, para esta tesis se seleccionaron valores de ε_1 que presentan resultados posibles y con sentido para un análisis ingenieril. Si ε_1 fuera más negativo, la temperatura del generador se dispararía, al igual que la del evaporador, lo cual no tiene sentido físico. Por eso en función de los parámetros que se mantuvieron fijos en las corridas numéricas, se seleccionó este intervalo de valores de ε_1 . Fuera de este intervalo, el modelo físico aún tiene solución, mas no tiene sentido físico y por esa situación se descartan.

4.1.5 Variación de ε_3

$$\varepsilon_3 = \frac{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 \gamma R}{2Cp_c}\right) \left(2 + (\gamma - 1)M_m^2\right) \left(\frac{2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)^2 M_m^2}\right) \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M_{3a}^2\right)}{\left(1 + \frac{M_{sy}^2 (\gamma - 1)}{2}\right) \left(1 + \frac{M_m^2 \gamma R}{2Cp_c}\right)}$$

El parámetro ε_3 , que se define por la Ec. (2-98) anterior, representa un cociente de términos obtenidos del análisis de flujo compresible dentro del eyector. Los parámetros dimensionales importantes que aparecen son el número de Mach, en la sección y-y para el flujo másico secundario, y el número de Mach en la sección m-m por la cual fluye la mezcla del flujo másico primario y secundario.

A continuación, se muestran las gráficas de las temperaturas adimensionales, en función del tiempo, para cada intercambiador de calor. En cada gráfica se incluyen cinco curvas, las cuales corresponden a cada valor de ε_3 . Estas gráficas corresponden a las figuras desde la figura 4-21, a la figura 4-24. Para la obtención de éstas se utilizaron los valores establecidos en el cuadro 4-1, además se establecen los valores de: $\theta_{gen}(0) = 53.76$, $\theta_e(0) = 41.6$, $\theta_c(0) = 43.8$, $\alpha_1 = 1.5$, $\beta_1 = 0.3$, $\varepsilon_1 = -8$ y $\omega = 0.15$. Por último, se presenta la figura 4-25, una gráfica que muestra la variación del COP promedio del ciclo en función de los valores de ε_3 , para ésta se utiliza la información del cuadro 4-2.

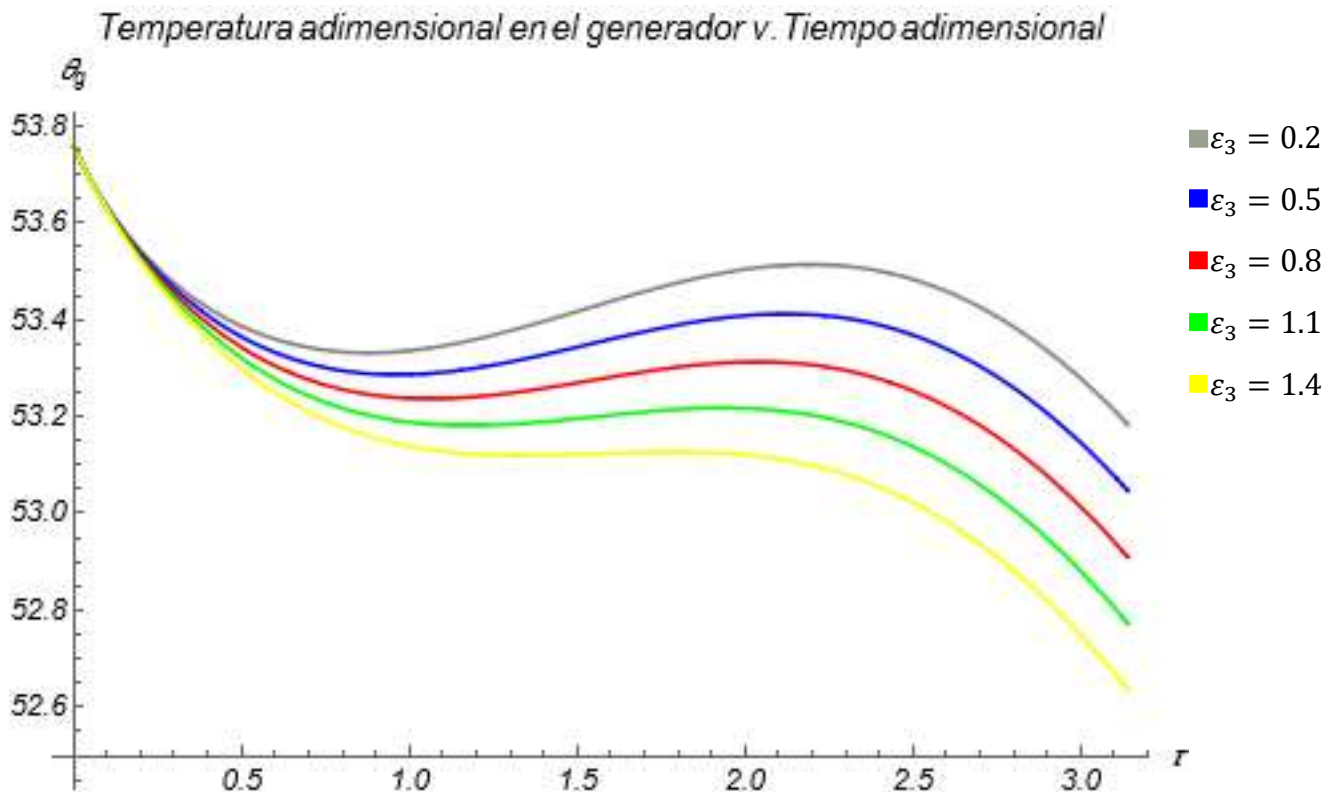


Figura 4-21: Temperatura adimensional en el generador en función del tiempo adimensional, θ_{gen} , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ε_3 .

La figura 4-21 muestra el perfil de temperatura adimensional en el generador como del tiempo adimensional, para valores de ε_3 , incrementados en intervalos de 0.3. Para la figura 4-21, al aumentar el valor de ε_3 la temperatura adimensional del generador muestra un decremento. La forma ondulatoria de las gráficas, es parecida a la que se ha estado viendo a lo largo de este capítulo, lo que varía únicamente son las temperaturas máximas y mínimas que se encuentran.

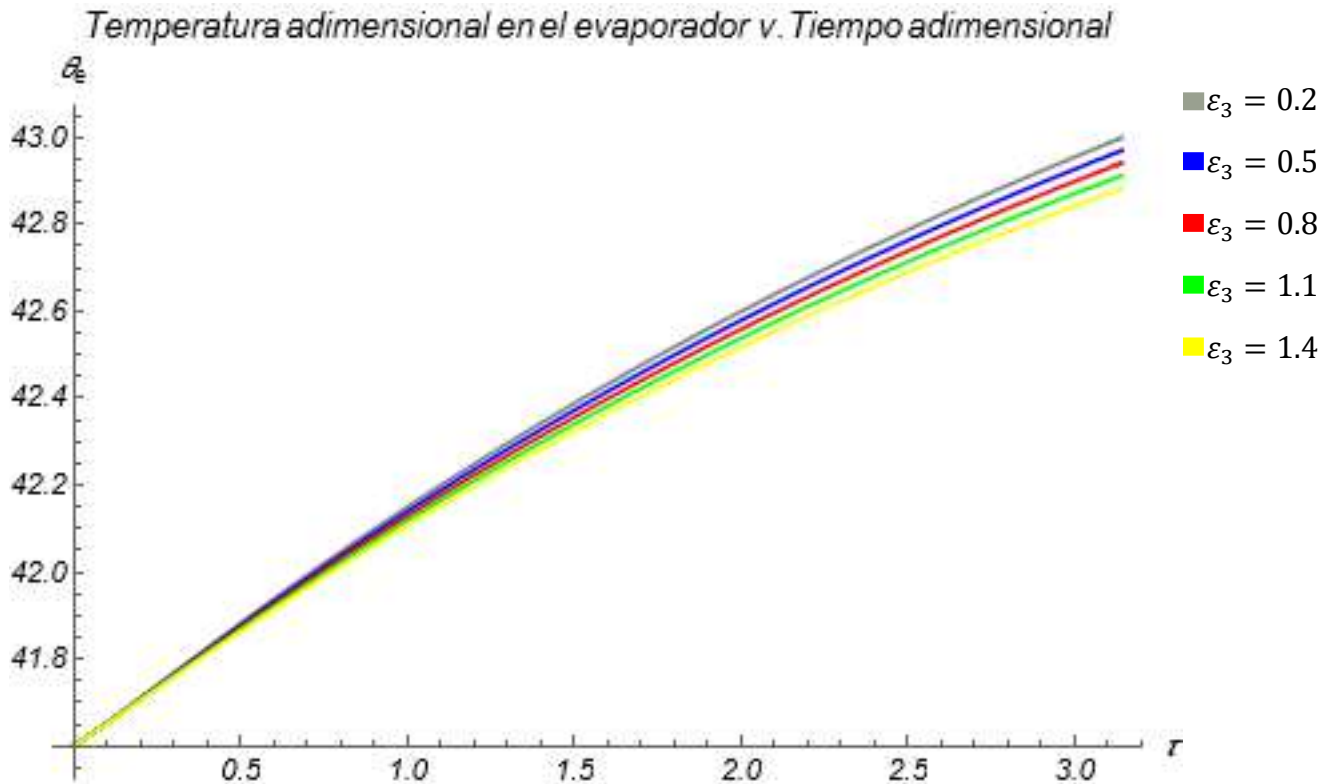


Figura 4-22: Temperatura adimensional en el evaporador en función del tiempo adimensional, θ_e , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ε_3 .

La figura 4-22 muestra el perfil de temperatura adimensional en el evaporador como función del tiempo adimensional, para valores de ε_3 , incrementados en intervalos de 0.3. En esta familia de gráficas se observa cómo mientras con valores menores de ε_3 , la temperatura en el evaporador llega a un máximo, y viceversa si se aumenta el valor de ε_3 , la temperatura del evaporador llega a una temperatura máxima menor.

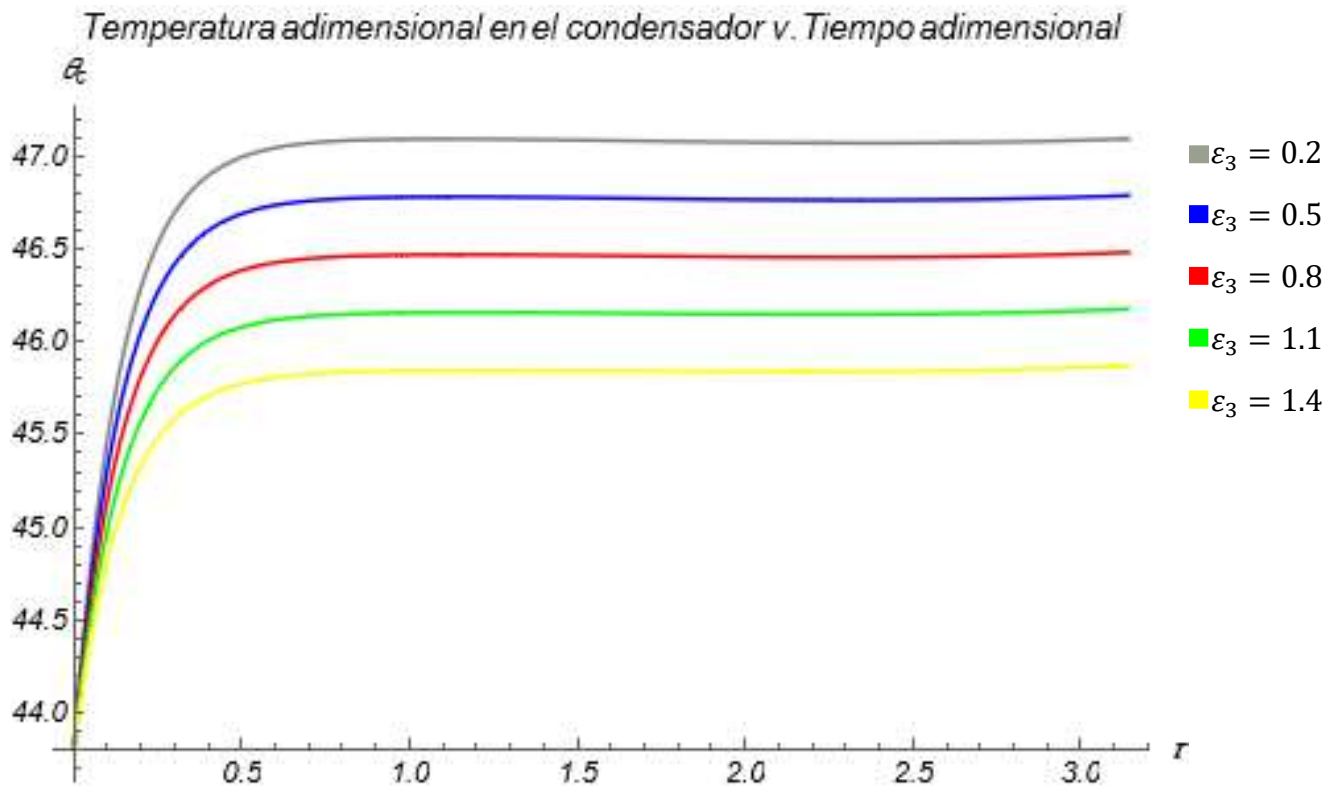


Figura 4-23: Temperatura adimensional en el condensador en función del tiempo adimensional, θ_c , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para diferentes valores del parámetro, ε_3 .

La figura 4-23 muestra el perfil de temperatura adimensional en el condensador como función del tiempo adimensional, para valores de ε_3 , incrementados en intervalos de 0.3. En esta familia de gráficas se observa cómo mientras con valores menores de ε_3 , la temperatura en el generador crece en el principio y se estabiliza alrededor de una temperatura, la temperatura adimensional más alta alcanzada es de 47.2 para $\varepsilon_3 = 0.2$ siendo éste el valor más pequeño seleccionado, y 45.7 para $\varepsilon_3 = 1.4$ el cuál era el valor más alto del intervalo seleccionado para la variación del parámetro. Por lo cual se puede indicar que aumentar el valor de ε_3 decrece la temperatura máxima alcanzada en el condensador.

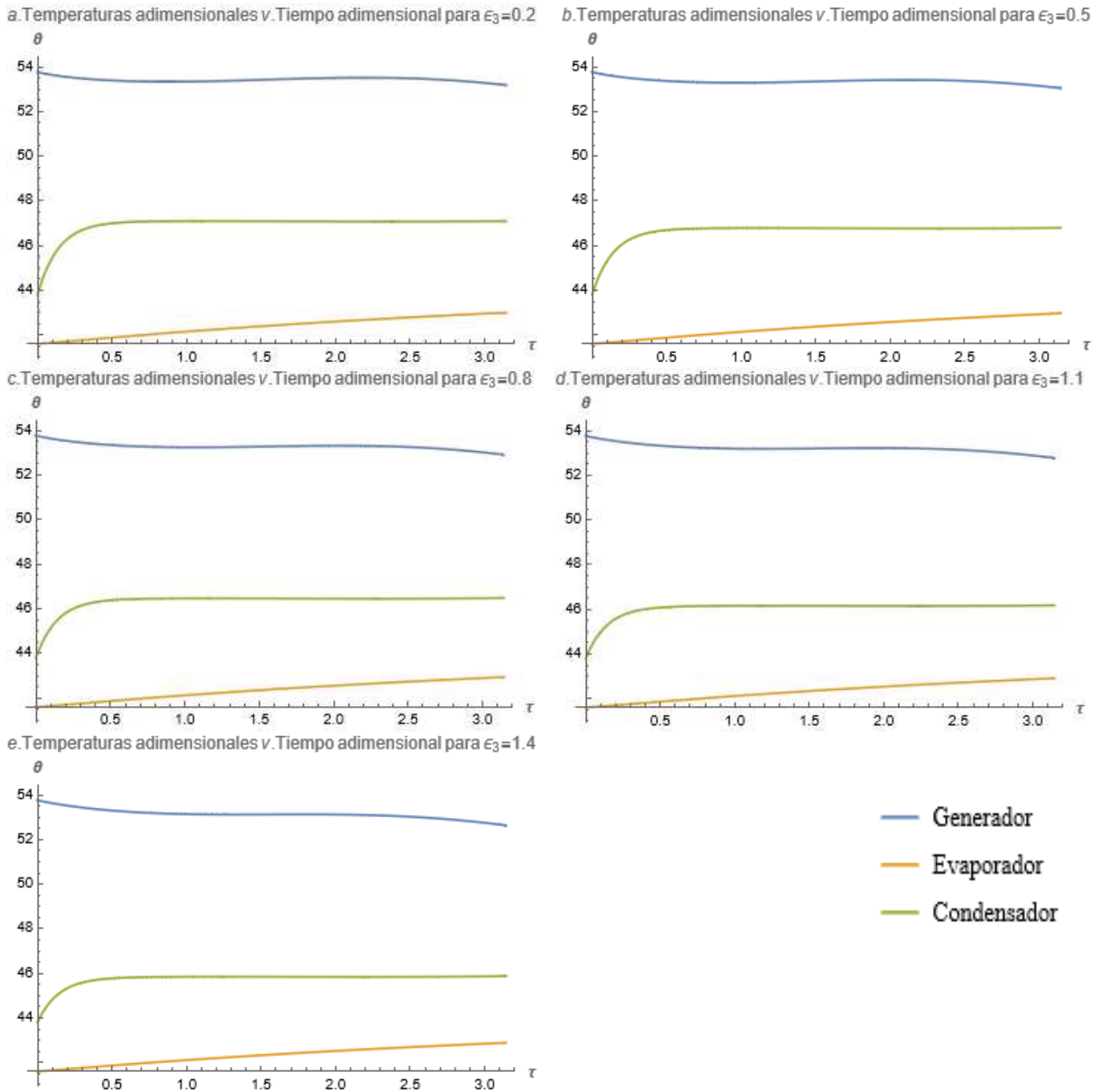


Figura 4-24: Comparación de la temperatura adimensional, θ , en cada intercambiador de calor, en función del tiempo adimensional, τ . Para a) $\epsilon_3 = 0.2$; b) $\epsilon_3 = 0.5$; c) $\epsilon_3 = 0.8$; d) $\epsilon_3 = 1.1$; e) $\epsilon_3 = 1.4$.

En la figura 4-24, se observa la comparación entre las curvas de las tres temperaturas de los intercambiadores. Se observa que al aumentar el valor del parámetro ϵ_3 , las curvas mantienen

su separación la una de la otra; sin embargo, se van trasladando hacia abajo, debido a que las tres temperaturas decrecen mientras aumenta el valor de ε_3 .

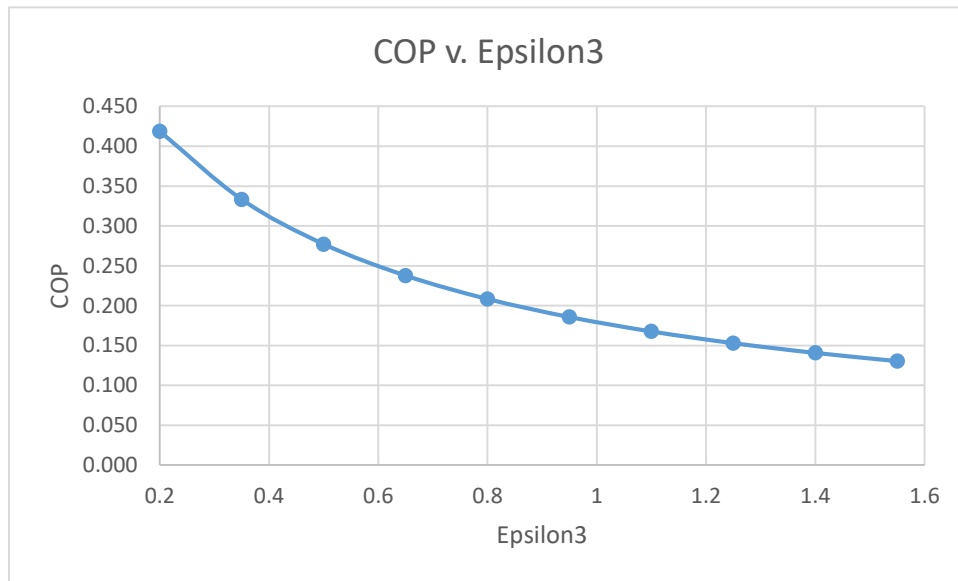


Figura 4-25: Coeficiente de funcionamiento promedio del ciclo en función del valor de ε_3 .

En la figura 4-25, se presenta el COP promedio del ciclo, variando conforme a distintos valores del parámetro ε_3 . En este caso la gráfica es la curva cuya pendiente es más constante de las cinco que se han observado, en este caso para el intervalo seleccionado, no se muestra una caída tan pronunciada, sin embargo las variaciones del COP si son significativas. Observándose que al aumentarlo disminuye el COP. A pesar de que al aumentar ε_3 la temperatura en el evaporador disminuye, lo cual es positivo para el COP, no es suficiente para contrarrestar la disminución en la temperatura del generador.

4.2 Variación de las condiciones iniciales

*Todas las figuras de la sección 4.2 son obtenidas con los parámetros del cuadro 4-1 además de $\alpha_1 = 1.5$, $\beta_1 = 0.3$, $\varepsilon_1 = -8$, $\varepsilon_3 = 1.1$ y $\omega = 0.15$.

El modelo matemático con el que se está estudiando este ciclo, es un sistema de tres ecuaciones diferenciales no lineales y se resuelve utilizando el método de Runge-Kutta de

cuarto orden. Este método numérico calcula el valor de las temperaturas en el tiempo, partiendo de las condiciones iniciales de las tres ecuaciones que conforman el modelo. Debido a lo mencionado, una vez estudiado cómo los parámetros adimensionales afectan las temperaturas de los intercambiadores de calor y el COP del ciclo, ahora es turno de observar cómo estas temperaturas pueden ser afectadas por las condiciones iniciales. Con el propósito de ilustrar la importancia de las mismas se presenta la siguiente figura.

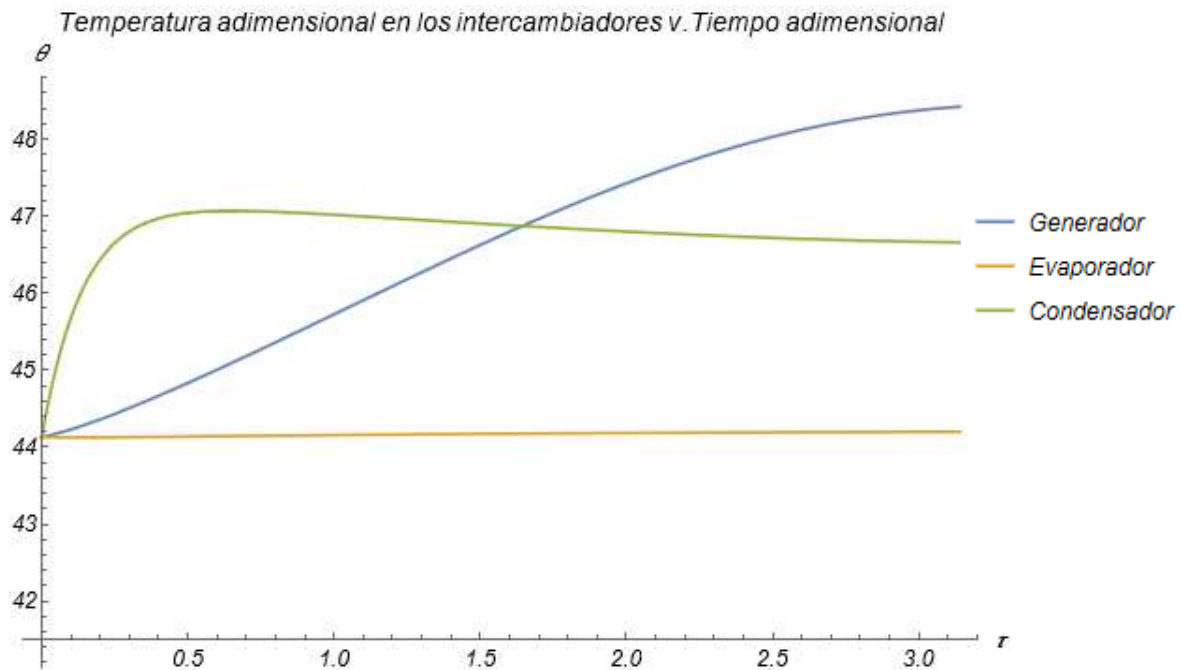


Figura 4-26: Temperatura adimensional en los intercambiadores de calor en función del tiempo adimensional, θ , en el eje vertical, τ , en el eje horizontal, para los tres intercambiadores iniciando en la misma temperatura.

En la figura 4-26 se observa cómo se comportan las curvas de las temperaturas adimensionales, si las tres partieran del mismo punto, en este caso se seleccionó $\theta_{gen} = \theta_e = \theta_c = 44.13$ lo que dimensionalmente es igual a 25°C . Esta figura cumple únicamente con el propósito de justificar la importancia de la variación de las condiciones iniciales. Como se puede observar, el comportamiento de las curvas es totalmente distinto al que se había observado en las secciones anteriores y no se llega a las temperaturas con las que se suele operar este ciclo, las cuales en este trabajo habrían sido aproximadamente

$T_{gen_{prom}} = 85^{\circ}C$ y $T_{e_{prom}} = 8^{\circ}C$. En este ejercicio la temperatura máxima que alcanzó el generador fue de $53^{\circ}C$ y el evaporador se mantuvo en $25^{\circ}C$.

En la figura 4-26 se muestra que no tiene sentido pensar en iniciar el ciclo a $25^{\circ}C$ (temperatura ambiente) en cada intercambiador. A continuación se presentan los resultados: de variar sistemáticamente las temperaturas iniciales de cada uno de los intercambiadores manteniendo constantes las de los otros dos.

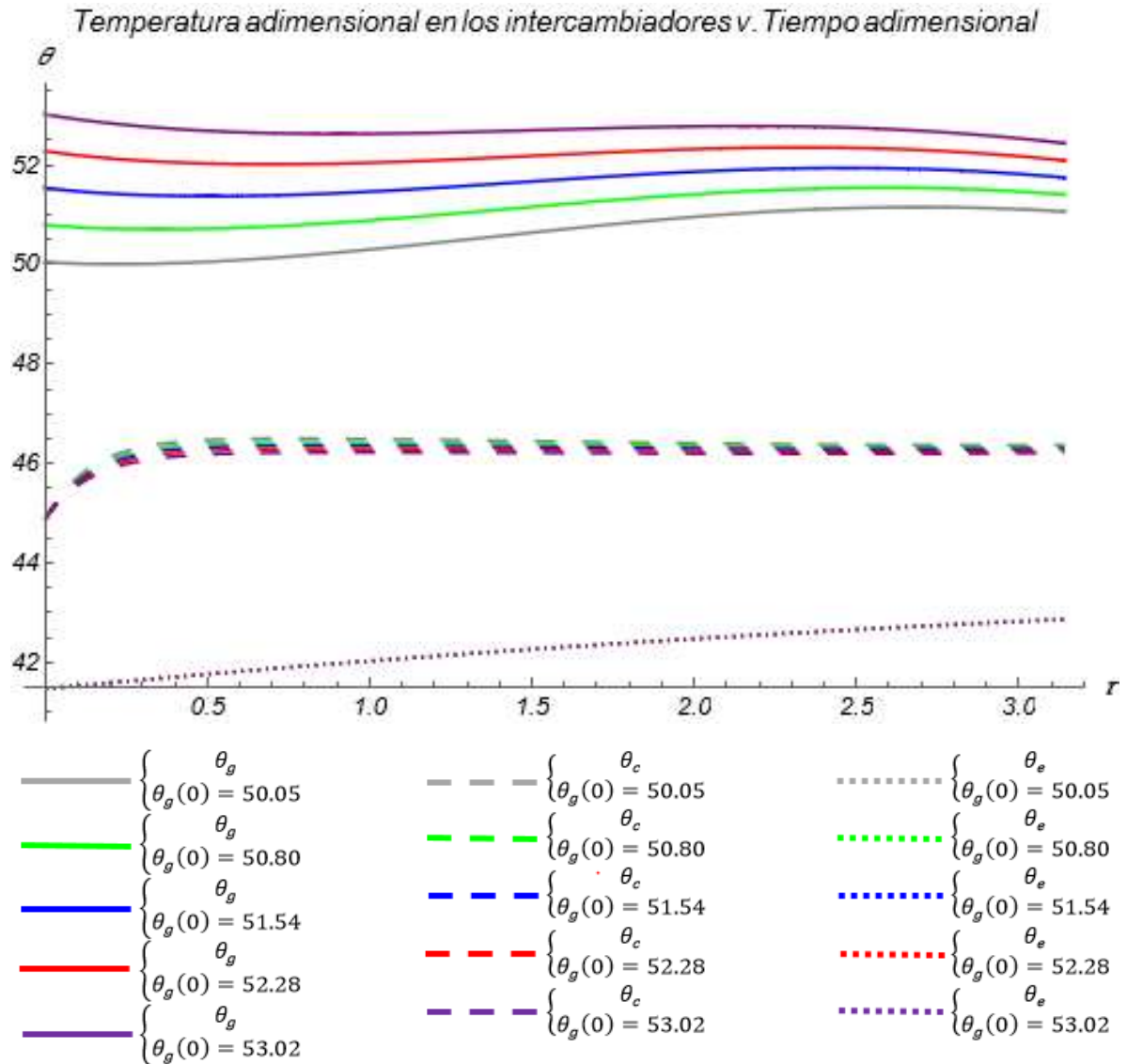


Figura 4-27: Comparación de las temperaturas de cada intercambiador de calor para $\theta_{gen}(0) = 50.05, \theta_{gen}(0) = 50.80, \theta_{gen}(0) = 51.54, \theta_{gen}(0) = 52.28, \theta_{gen}(0) = 53.02$

En la figura 4-27, se muestran cinco curvas para cada uno de los tres intercambiadores de calor; en este caso se varió la temperatura inicial del generador, desde $\theta_{\text{gen}}(0) = 50.05$, $\theta_{\text{gen}}(0) = 50.80$, $\theta_{\text{gen}}(0) = 51.54$, $\theta_{\text{gen}}(0) = 52.28$, $\theta_{\text{gen}}(0) = 53.0$

Lo cual dimensionalmente significa: $T_{\text{gen}}(0) = 65^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{gen}}(0) = 70^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{gen}}(0) = 75^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{gen}}(0) = 80^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{gen}}(0) = 85^{\circ}\text{C}$. Para cada caso se mantuvieron constantes las temperaturas adimensionales en el evaporador y el condensador. $\theta_e(0) = 41.77$, $\theta_c(0) = 44.13$. Lo cual dimensionalmente hablando representa: $T_e(0) = 9^{\circ}\text{C}$ y $T_c(0) = 25^{\circ}\text{C}$.

En la figura 4-27, al aumentar la temperatura inicial del generador, la influencia en los otros intercambiadores es la siguiente: la temperatura a la cual se equilibra el condensador es más baja, y las variaciones en la curva del evaporador no se ven muy afectadas, por eso en la figura se ven empalmadas. En el caso del generador se puede ver que cuando se inicia con una temperatura más baja la curva del generador tiende a subir más pronunciadamente, y si se inicia a una temperatura alta la curva se muestra más como una onda.

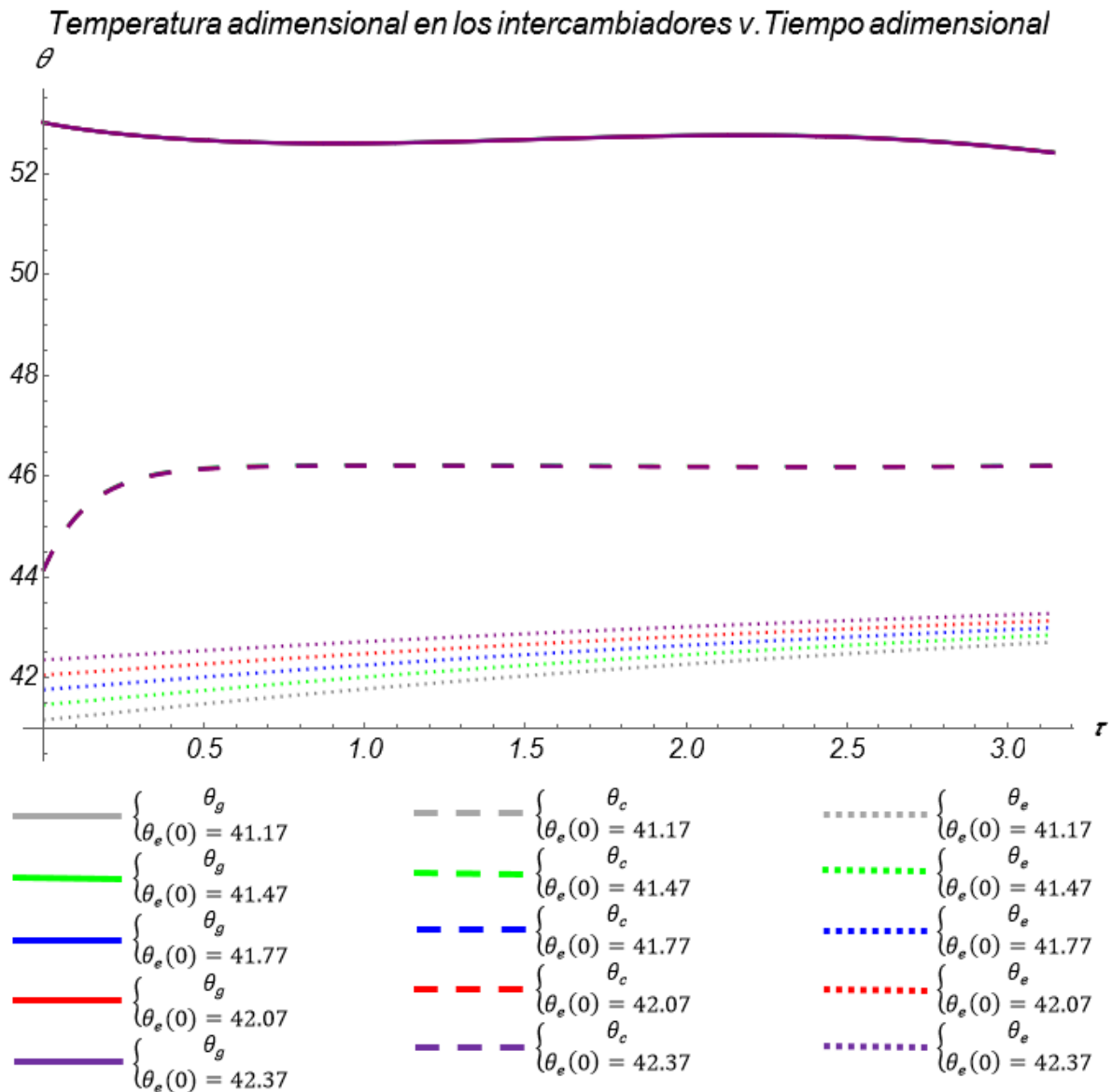


Figura 4-28: Comparación de las temperaturas de cada intercambiador de calor para $\theta_e(0) = 41.17, \theta_e(0) = 41.47, \theta_e(0) = 41.77, \theta_e(0) = 42.07, \theta_e(0) = 42.37$

En la figura 4-28, se muestran cinco curvas para cada uno de los tres intercambiadores de calor; en este caso se varió la temperatura inicial del generador, desde $\theta_e(0) = 41.17, \theta_e(0) = 41.47, \theta_e(0) = 41.77, \theta_e(0) = 42.07, \theta_e(0) = 42.37$

Lo cual dimensionalmente significa: $T_e(0) = 5^\circ\text{C}, T_e(0) = 7^\circ\text{C}, T_e(0) = 9^\circ\text{C}, T_e(0) = 11^\circ\text{C}, T_e(0) = 13^\circ\text{C}$. Para cada caso se mantuvieron constantes las temperaturas

adimensionales en el evaporador y el condensador. $\theta_{\text{gen}}(0) = 53.02$, $\theta_c(0) = 44.13$. Lo cual dimensionalmente hablando representa: $T_{\text{gen}}(0) = 85^\circ\text{C}$ y $T_c(0) = 25^\circ\text{C}$.

En la figura 4-28, Se ve claramente que la temperatura inicial del evaporador, casi no afecta las curvas de los otros dos intercambiadores, esto se debe en parte a que su influencia no es tanta como la del generador, debido a que el generador es el que energiza el ciclo, y el evaporador solo recibe esa energía. Además es importante recalcar que no se puede tomar muchas libertades al manipular la temperatura inicial del evaporador, debido a que el evaporador es el que realiza el efecto refrigerante, entonces no se puede permitir que se acerque mucho a la temperatura del espacio refrigerador, por eso la variación en las condiciones iniciales del evaporador se tomó solo de 2°C . Lo cual también influye en que las curvas de los otros intercambiadores no se vean tan afectadas, en este caso se varió de 5 a 13°C y en el caso del estudio del generador donde sí se veían más las diferencias en las curvas se varió en un intervalo más amplio ($65\text{-}85^\circ\text{C}$).

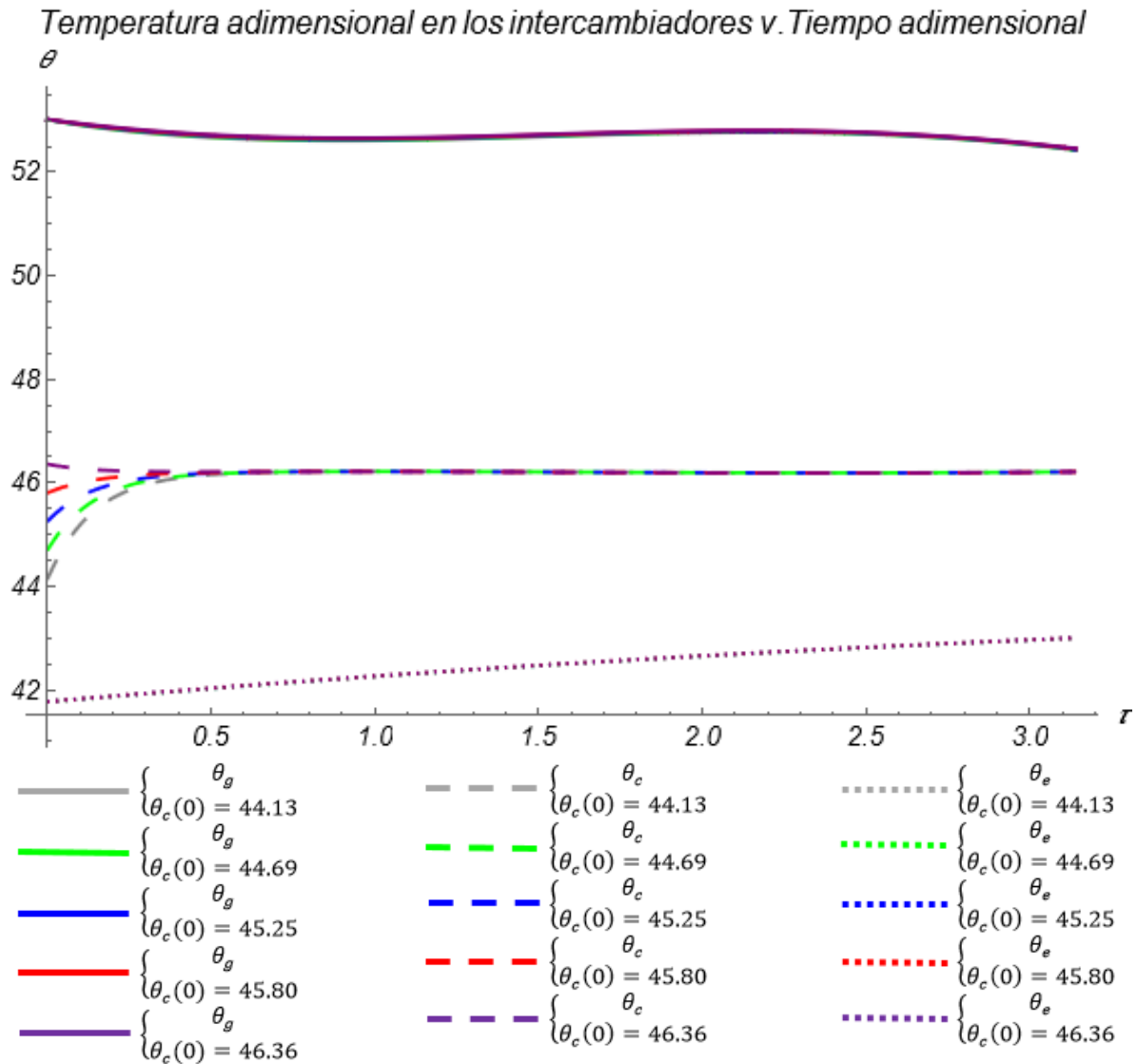


Figura 4-29: Comparación de las temperaturas de cada intercambiador de calor para $\theta_c(0) = 44.13, \theta_c(0) = 44.69, \theta_c(0) = 45.25, \theta_c(0) = 45.8, \theta_c(0) = 46.36$

En la figura 4-29, se muestran cinco curvas para cada uno de los tres intercambiadores de calor. Para este caso se varió la temperatura inicial del generador, desde $\theta_c(0) = 44.13, \theta_c(0) = 44.69, \theta_c(0) = 45.25, \theta_c(0) = 45.8, \theta_c(0) = 46.36$ lo cual dimensionalmente significa: $T_c(0) = 25^\circ\text{C}, T_c(0) = 28.75^\circ\text{C}, T_c(0) = 32.5^\circ\text{C}, T_c(0) = 36.25^\circ\text{C}, T_c(0) = 40^\circ\text{C}$. Para cada caso se mantuvieron constantes las temperaturas adimensionales en el evaporador y el condensador. $\theta_e(0) = 41.77, \theta_{\text{gen}}(0) = 53.02$. Lo cual dimensionalmente hablando representa: $T_e(0) = 9^\circ\text{C}$ y $T_{\text{gen}}(0) = 85^\circ\text{C}$.

En la figura 4-29, la temperatura del generador y evaporador, no se ve afectada significativamente al variar la temperatura inicial en el condensador. Lo interesante que se puede observar al variar la temperatura inicial del condensador, es que no importa de dónde se parte, la temperatura del condensador se equilibra en el mismo lugar incluso si se comienza por arriba de esta temperatura como se puede observar en la curva de color púrpura.

Una vez estudiada la interacción de las temperaturas inicial de los intercambiadores de calor con las curvas de temperatura de cada uno de ellos, se procede a observar como las condiciones iniciales pueden afectar el indicador de desempeño más importante del ciclo, el COP. Esta información se condensa en las figuras 4-30 y 4-31.

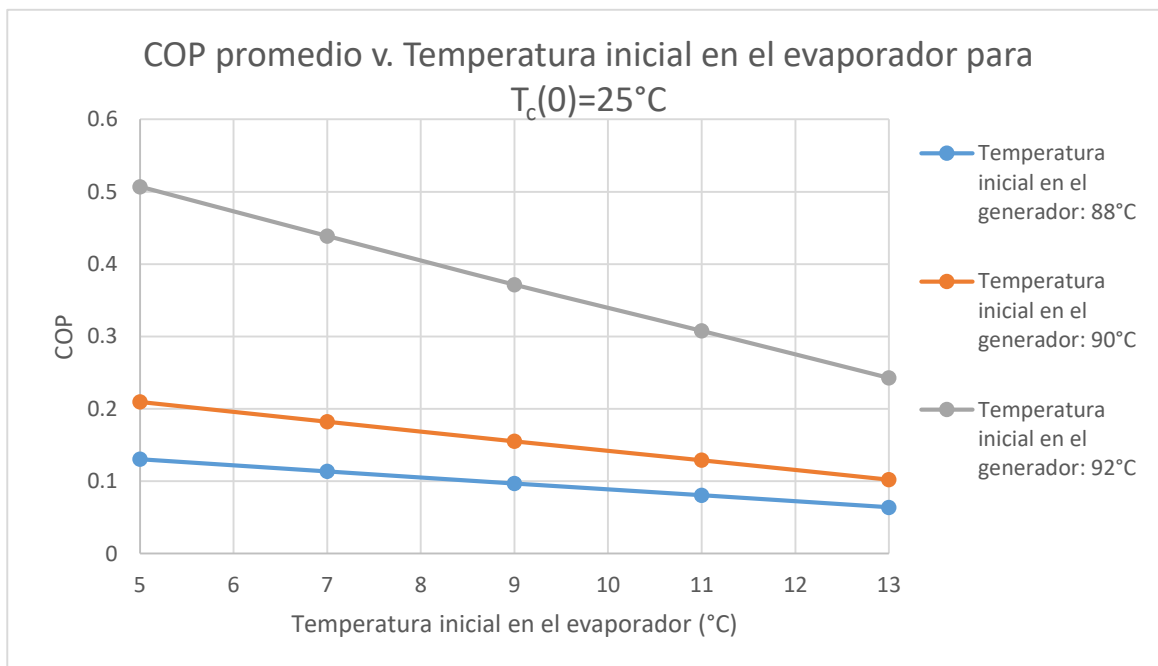


Figura 4-30: Variación del COP promedio en función de la temperatura inicial del evaporador, para distintas temperaturas iniciales en el generador.

En la figura 4-30 se muestra como mientras más baja sea la temperatura inicial en el evaporador, el COP será mayor. Otra observación importante es que mientras más alto inicia la temperatura del generador, la sensibilidad a la temperatura inicial en el evaporador es mayor. Lo anterior se puede ver claramente en las gráficas, por ejemplo en la curva azul, donde el generador inicia más bajo, la diferencia máxima en valores del COP es de 0.06

unidades. Ahora, en la curva naranja donde la temperatura del generador es mayor, la diferencia máxima en valores del COP es aproximadamente de 0.1 unidades. Por último, en la curva gris, la cual es la de la máxima temperatura inicial en el generador, la pendiente de la curva es aún más pronunciada.

Además es conveniente que la temperatura inicial en el generador sea elevada para que el COP sea más elevado, sin embargo no se puede iniciar tan elevado en el generador, debido a que si la temperatura del generador es muy elevada se presenta el problema de que las pérdidas al medio ambiente sean más que la señal solar que llega, lo cual generaría que el valor de Q_{gen} sea negativo.

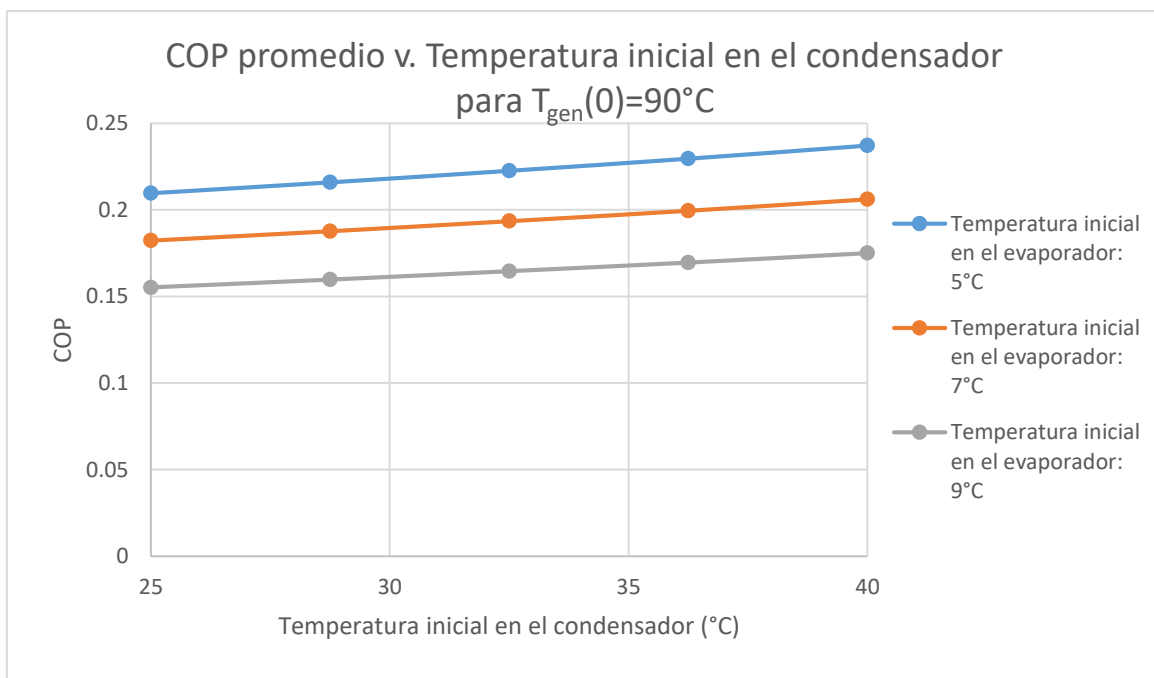


Figura 4-31: Variación del COP promedio en función de la temperatura inicial del condensador, para distintas temperaturas iniciales en el evaporador.

Para la figura 4-31 se muestra como varía el COP en función de la temperatura inicial del condensador, para varias temperaturas iniciales en el evaporador y discutir esta figura, se parte de que la temperatura inicial en el evaporador debe ser la menor posible, para evitar que el valor del COP decaiga demasiado, por lo tanto la máxima temperatura inicial en el evaporador que se utilizó en este estudio fue de 9°C.

Como parte de la influencia del condensador, como se vio en la figura 4-29, la variación en la temperatura inicial del condensador, no afecta en forma significativa las temperaturas del generador y evaporador. De la misma forma la figura 4-31 plasma esa poca influencia, mostrando curvas que varían muy poco en comparación de las curvas mostradas en la figura 4-30.

4.3 Validación de resultados

Esta sección está dedicada a comparar los resultados obtenidos para el COP del ciclo, con los resultados obtenidos por otros autores en la literatura especializada para así poder dar validez al modelo matemático propuesto en este texto, así como a su solución. Para esto se condensó en el cuadro 4-3 la información obtenida del análisis de la variación de los parámetros adimensionales, explicada en este capítulo. Como punto de comparación se presentan las figuras 4-32 a la 4-35, las cuales presentan resultados de otros trabajos consultados. Antes de mostrar la información es muy importante hacer la aclaración de que únicamente se está comparando el orden de magnitud del COP obtenido, evidentemente se utilizaron distintos parámetros en cada uno de los artículos consultados, por lo cual para una validación precisa, se tendrían que utilizar exactamente los mismos parámetros que en este trabajo.

Cuadro 4-3: Resultados del análisis de la variación de parámetros adimensionales.

α_1	COP	β_1	COP	ω	COP	ε_1	COP	ε_3	COP
1.1	-	0.1	0.186	0.075	0.192	-12	0.832	0.2	0.419
1.2	-	0.15	0.181	0.15	0.168	-11.75	0.652	0.35	0.333
1.3	0.556	0.2	0.177	0.225	0.151	-11.5	0.538	0.5	0.277
1.4	0.256	0.25	0.173	0.3	0.140	-11.25	0.458	0.65	0.238
1.5	0.168	0.3	0.168	0.375	0.131	-11	0.400	0.8	0.208
1.6	0.126	0.35	0.164	0.45	0.124	-10.66	0.342	0.95	0.186
1.7	0.101	0.4	0.160	0.525	0.119	-10.33	0.301	1.1	0.168
1.8	0.085	0.45	0.156	0.6	0.114	-10	0.269	1.25	0.153
1.9	0.073	0.5	0.152	0.675	0.111	-9	0.205	1.4	0.141
2.0	0.065	0.55	0.148	0.75	0.108	-8	0.168	1.55	0.131

Resultados (Yen et al., 2013)				Resultados (Saleh et al., 2020)		Notas: 1-. Todos los datos de esta tabla fueron obtenidos con $\theta_{gen}(0) = 53.76$, $\theta_e(0) = 41.6$, $\theta_c(0) = 43.8$ además de los datos del cuadro 4-1 y 4-2. 2-. Para cada inciso los parámetros restantes son los siguientes: a) $\beta_1 = 0.3, \varepsilon_1 = -8, \varepsilon_3 = 1.1$ y $\omega = 0.15$ b) $\alpha_1 = 1.5, \varepsilon_1 = -8, \varepsilon_3 = 1.1$ y $\omega = 0.15$ c) $\alpha_1 = 1.5, \beta_1 = 0.3, \varepsilon_1 = -8, \varepsilon_3 = 1.1$ d) $\alpha_1 = 1.5, \beta_1 = 0.3, \omega = 0.15, \varepsilon_3 = 1.1$ e) $\alpha_1 = 1.5, \beta_1 = 0.3, \omega = 0.15, \varepsilon_1 = -8$
$T_{gen}(^{\circ}C)$	$T_e(^{\circ}C)$	A_t	COP	Refrigerante	COP	
90	12	5.7	0.23	R1234yf	0.121	
90	15	5.7	0.28	R134a	0.210	
90	20	5.7	0.39	R227ea	0.218	
90	12	6.5	0.28	R1234ze	0.239	
90	15	6.5	0.35	R152a	0.267	
90	20	6.5	0.45	R236fa	0.289	
90	12	7.2	0.32	RE245cb2	0.295	
90	15	7.2	0.40	R600a	0.272	
90	20	7.2	0.51	R236ea	0.313	

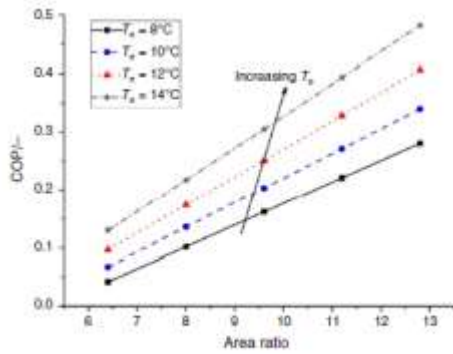


Fig. 8 Critical coefficient of performance at varying area ratios for different evaporator temperatures (R718, $T_g = 70^{\circ}C$)

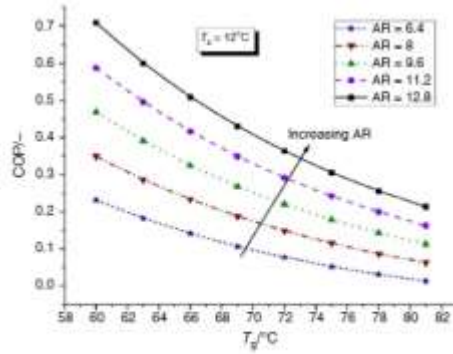


Fig. 10 Critical coefficient of performance at varying generator temperatures for different area ratios (R718, $T_e = 12^{\circ}C$)

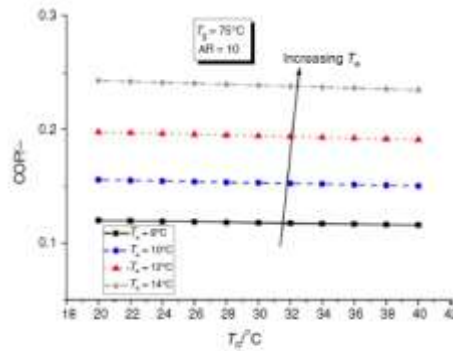


Fig. 11 Critical coefficient of performance at varying condenser temperatures for different evaporator temperatures (R718, $T_e = 75^{\circ}C$ and AR = 10)

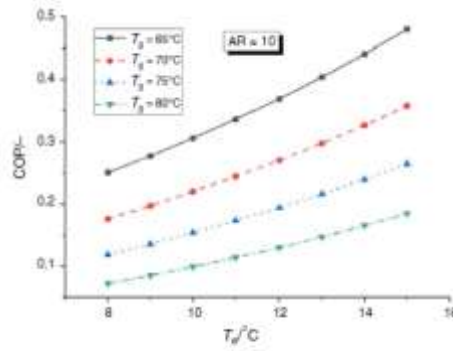


Fig. 13 Critical coefficient of performance at varying evaporator temperatures for different generator temperatures (R718 and AR = 10)

Figura 4-32: Información gráfica tomada con propósitos de comparación del artículo: "Performance of ejector refrigeration cycle based on solar energy working with various refrigerants" (Shovon et al. [20] 2020)

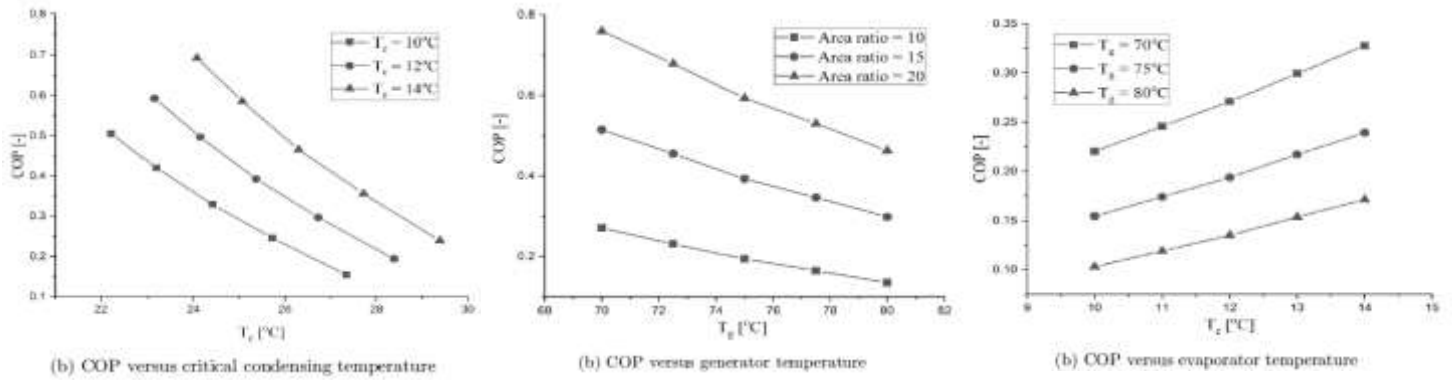


Figura 4-33: Información gráfica tomada con propósitos de comparación del artículo: “Study on Conceptual Design of a Solar Ejector Refrigeration System” (Md. K. B. Shovon et al. [21]2019)

Los comportamientos del COP que se aprecian de los resultados de esta tesis, indican que el COP aumenta mientras la temperatura del generador también aumente, y el COP disminuye si aumenta la temperatura del evaporador. En caso de la información que se usa para comparar, se muestra el comportamiento opuesto. Esto se debe a la caracterización de Q_e y Q_{gen} que se utiliza en esta tesis.

$$Q_e = U_e * (T_{refri} - T_{eprom}) \quad (4-1)$$

$$Q_{gen} = \frac{\int_0^{12h} \left(Q_0 \sin\left(\frac{\pi t}{t_0}\right) - (U_{top} + U_b + U_{edge})(T_{gen}(t) - T_{amb}) \right) dt}{\int_0^{12h} dt} \quad (4-2)$$

En el caso de la literatura especializada, la mayoría de los artículos estudian un modelo en estado estacionario, por lo que Q_e y Q_{gen} se comportan como únicamente una diferencia de entalpía. Esto es lo que hace que las tendencias del COP, el cual depende enteramente de Q_e y Q_{gen} no sean las mismas en este trabajo y en la literatura consultada. Sin embargo es un útil punto de comparación, debido a que se puede ver que los valores del COP obtenidos en esta tesis, rondan en los mismos valores que en artículos publicados en revistas internacionales.

Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones

En este trabajo se presentó un modelo teórico que permite analizar el ciclo de refrigeración por eyección, desde un punto de vista transitorio, mediante el uso de balances de energía en el generador, evaporador, y condensador del ciclo, acoplando las tres ecuaciones no lineales por medio del análisis de flujo compresible realizado para el flujo dentro del eyector. Se generó un programa en el software Wolfram Mathematica, para resolver numéricamente el sistema de ecuaciones diferenciales no lineales obtenido en el modelo, obteniendo así los perfiles de temperatura en el tiempo para cada intercambiador de calor, así como el COP del ciclo, siendo este el parámetro que indica el funcionamiento del mismo.

Se escogió el refrigerante R-134a como fluido de trabajo, y se escogieron cinco parámetros que aparecieron como resultado de la adimensionalización del modelo. Estos parámetros se escogieron porque su magnitud afectaba directamente la interacción entre al menos dos de las temperaturas. Para estudiar el comportamiento del ciclo en función de la variación de estos parámetros, se seleccionaba uno de manera arbitraria, manteniendo constantes los demás parámetros y las condiciones iniciales, la información precisa de los datos utilizados para la solución del modelo se encuentra detallada en el capítulo 3.

Al variar el parámetro α_1 y manteniendo constantes los demás parámetros, el valor más alto del COP, llegó a 0.556 siendo $\alpha_1 = 1.3$, mientras que el valor más pequeño que se obtuvo fue de 0.065, cuando el valor de $\alpha_1 = 2.0$. Esto demuestra la importancia de la interacción entre el generador y condensador, mientras más pequeño era α_1 el COP resultaba favorecido, debido a que la temperatura del generador se incrementaba. Sin embargo, al variar este parámetro, se llega a la conclusión de que existe una temperatura máxima a la cual el generador puede trabajar, y si se rebasa esta temperatura se vuelve contraproducente. Este límite de temperatura depende de la configuración de datos y parámetros elegidos durante las simulaciones realizadas.

El parámetro β_1 , por su parte, modula la interacción entre el evaporador y el condensador, en este caso no se obtuvieron variaciones tan significativas en el COP como en el caso de α_1 . La variación de este parámetro demostró muy poca influencia en la temperatura del generador; sin embargo, fue el más relevante para la temperatura del evaporador, mostrando

que el aumento en la temperatura del evaporador disminuye el valor del COP, según la caracterización del COP realizada en este trabajo.

Por otro lado, están los parámetros que surgieron de la adimensionalización del condensador: ω , ε_1 y ε_3 . De estos parámetros las temperaturas y el COP son más sensibles a ε_1 . Al variar este parámetro se obtuvieron las mayores variaciones del COP siendo el máximo obtenido de 0.832 y 0.168. Este parámetro fue el más complejo de manejar, para la configuración de datos escogida, se obtuvo un intervalo pequeño de valores en los cuales se podía variar ε_1 y obtener resultados coherentes. Esto se debe a que la alta no-linealidad del modelo, tiene por consecuencia una alta sensibilidad a la variación de ciertos parámetros, en este caso ε_1 afecta multiplicando a las tres temperaturas. Además, este parámetro incluye la mayor información física, y que fácilmente podría ser dividido en dos parámetros, sin embargo por facilidad al momento de realizar las simulaciones numéricas, se decidió manejarse como uno solo.

También se estudió la influencia de las condiciones iniciales en el COP, dándose a notar que la influencia de donde inicia el generador es de suma importancia, por lo que es necesario iniciar con una temperatura lo más alta posible en el generador, y una temperatura baja en el evaporador. La temperatura inicial en el generador, es la que influye más en el valor del COP. Además, se mostró también la baja influencia de las condiciones iniciales en el condensador. Se puede concluir que la temperatura a la cual se estabiliza el condensador, depende enteramente del generador y el evaporador. El COP aumentará conforme el valor de la temperatura inicial del condensador aumenta, sin embargo su influencia no es tan significativa en comparación del generador y evaporador.

Es importante mencionar que este modelo está limitado, debido a que es un modelo relativamente sencillo, se podría profundizar mucho, realizando un análisis con las ecuaciones de gobierno en su forma diferencial, para así obtener la variación de la temperatura a lo largo de los intercambiadores y del eyector, en función de la geometría, no solo del tiempo. Para un entendimiento más elevado del ciclo, hay mucho trabajo aun por realizarse, una continuación de este trabajo, podría ser realizar un modelo más complejo, en 2-D o 3-D. Así como observar el comportamiento de otros indicadores importantes en el ciclo, como el “Entrainment Ratio” y la presión de salida al condensador.

Además como trabajo posterior, se buscará realizar un estudio del ciclo del eyector con geometría variable. Además de realizar un estudio con el propósito de determinar el fluido de trabajo óptimo para el ciclo, así como validar los resultados obtenidos experimentalmente. Sin embargo, este modelo se muestra útil para tener un primer entendimiento del ciclo y de la forma en que se ve afectado por distintos parámetros, como la señal solar, las propiedades termodinámicas del fluido y la geometría del eyector.

Capítulo 6: Bibliografía

1. Eames, I. W., Aphornratana, S., & Haider, H. (1995). A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International journal of refrigeration*, 18(6), 378-386.
2. Piantong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., & Aphornratana, S. (2007). Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Conversion and Management*, 48(9), 2556-2564.
3. Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004). An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. *Applied thermal engineering*, 24(2-3), 311-322.
4. Chen, W., Shi, C., Zhang, S., Chen, H., Chong, D., & Yan, J. (2017). Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes. *Applied Energy*, 185, 2074-2084.
5. Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., & Petrenko, V. A. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. *International journal of refrigeration*, 22(5), 354-364.
6. Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., & Srikihrin, P. (2001). Experimental investigation of an ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance. *International journal of energy research*, 25(5), 397-411.
7. Alvarez, A., Cabeza, O., Muñiz, M. C., & Varela, L. M. (2010). Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy*, 35(9), 3707-3716.
8. Deng, J., Xu, Y., & Yang, X. (2015). A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy*, 76, 679-686.
9. Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
10. Narimani, E., Sorin, M., Micheau, P., & Nesreddine, H. (2019). Dynamic modeling of an R245fa ejector based refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 107, 262-274.

11. Calm, J. M., & Hourahan, G. C. (2001). Refrigerant Data Summary. *Engineered systems*, 18(11), 74-77.
12. Chen, W., Shi, C., Zhang, S., Chen, H., Chong, D., & Yan, J. (2017). Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes. *Applied Energy*, 185, 2074-2084.
13. Bejan, A. (1982). Extraction of exergy from solar collectors under time-varying conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 3(2), 67-72.
14. Klein, S. A. (1975). Calculation of flat-plate collector loss coefficients. *Solar energy*, 17, 79.
15. Dalkilic, A. S., Celen, A., Çebi, A., & Wongwises, S. (2016). Empirical correlations for the determination of R134a's convective heat transfer coefficient in horizontal and vertical evaporators having smooth and corrugated tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76, 85-97.
16. Gungor, K. E., & Winterton, R. H. S. (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(3), 351-358.
17. Bohdal, T., Charun, H., & Sikora, M. (2011). Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 1963-1974.
18. White, F. M. (1999). *Fluid mechanics*. Boston, Mass: WCB/McGraw-Hill.
19. Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2011). *Thermodynamics: an engineering approach* (Vol. 5, p. 445). New York: McGraw-hill.
20. Shovon, M. K. B., Raman, S. K., Suryan, A., Kim, T. H., & Kim, H. D. (2020). Performance of ejector refrigeration cycle based on solar energy working with various refrigerants. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 141(1), 301-312.
21. Shovon, M. K. B., Kumar, R. S., Kim, T. H., & Kim, H. D. (2020). Study on Conceptual Design of a Solar Ejector Refrigeration System. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 28(01), 2030001.
22. Yen, R. H., Huang, B. J., Chen, C. Y., Shiu, T. Y., Cheng, C. W., Chen, S. S., & Shestopalov, K. (2013). Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system. *international journal of refrigeration*, 36(5), 1512-1520.

23. Saleh, B., Aly, A. A., Alsehli, M., Bassuoni, M. M., & Elfasakhany, A. (2019). Performance investigation of a solar-driven ejector refrigeration cycle. *World Journal of Engineering*.