



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE  
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E  
TERRITÓRIO (ILATIT)**

**ENGENHARIA DE ENERGIA**

**ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD DE INTEGRACIÓN DE ORC PARA LA  
RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN  
INTERNA ALIMENTADO CON BIOGÁS EN CASCAVEL, PR.**

**ALEJANDRA MARIA RODRIGUEZ MARQUINA**

Foz do Iguaçu  
2023

**ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD DE INTEGRACIÓN DE ORC PARA LA RECUPERACIÓN  
DE CALOR RESIDUAL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALIMENTADO  
CON BIOGÁS EN CASCAVEL, PR.**

**ALEJANDRA MARIA RODRIGUEZ MARQUINA**

Trabajo de Conclusión de Curso presentado al Instituto Latino-Americano de Tecnología, Infraestructura y Territorio de la Universidad Federal de la Integración Latino-Americana, como requisito para obtener el título de Bachiller en Ingeniería de Energía.

Orientador: Prof. Dr. Cesar Adolfo Rodriguez Sotomonte

Co-orientador: Prof. Dr. Rodrigo Monteiro Eliott

Foz do Iguaçu  
2023

ALEJANDRA MARIA RODRIGUEZ MARQUINA

**ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD DE INTEGRACIÓN DE ORC PARA LA RECUPERACIÓN  
DE CALOR RESIDUAL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALIMENTADO  
CON BIOGÁS EN CASCAVEL, PR**

Trabajo de Conclusión de Curso presentado al Instituto Latino-Americano de Tecnología, Infraestructura y Territorio de la Universidad Federal de la Integración Latino-Americana, como requisito parcial para obtener el título de Bachiller en Ingeniería de Energía.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Orientador: Prof. Dr. Cesar Adolfo Rodriguez Sotomonte  
UNILA

---

Co-orientador: Prof. Dr. Rodrigo Monteiro Eliott  
UNILA

---

Prof. Dr. Daniel José de Oliveira Ferreira  
UNILA

---

Prof. M.e Fabyo Luiz Pereira  
UNILA

Foz do Iguaçu, 31 de outubro de 2023.

## TERMO DE SUBMISSÃO DE TRABALHOS ACADÊMICOS

Nome completo do autor(a): Alejandra Maria Rodriguez Marquina

Curso: Engenharia de Energia

		Tipo de Documento
<input checked="" type="checkbox"/> graduação	<input checked="" type="checkbox"/> artigo	
<input type="checkbox"/> especialização	<input type="checkbox"/> trabalho de conclusão de curso	
<input type="checkbox"/> mestrado	<input type="checkbox"/> monografia	
<input type="checkbox"/> doutorado	<input type="checkbox"/> dissertação	
	<input type="checkbox"/> tese	
	<input type="checkbox"/> CD/DVD – obras audiovisuais	
	<input type="checkbox"/> _____	

Título do trabalho acadêmico: Análisis de la Viabilidad de Integración de ORC para la Recuperación de Calor Residual de un Motor de Combustión Interna Alimentado con Biogás en Cascavel, PR.

Nome do orientador(a): Cesar Adolfo Rodriguez Sotomonte

Data da Defesa: 31/10/2023

### Licença não-exclusiva de Distribuição

O referido autor(a):

a) Declara que o documento entregue é seu trabalho original, e que o detém o direito de conceder os direitos contidos nesta licença. Declara também que a entrega do documento não infringe, tanto quanto lhe é possível saber, os direitos de qualquer outra pessoa ou entidade.

b) Se o documento entregue contém material do qual não detém os direitos de autor, declara que obteve autorização do detentor dos direitos de autor para conceder à UNILA – Universidade Federal da Integração Latino-Americana os direitos requeridos por esta licença, e que esse material cujos direitos são de terceiros está claramente identificado e reconhecido no texto ou conteúdo do documento entregue.

Se o documento entregue é baseado em trabalho financiado ou apoiado por outra instituição que não a Universidade Federal da Integração Latino-Americana, declara que cumpriu quaisquer obrigações exigidas pelo respectivo contrato ou acordo.

Na qualidade de titular dos direitos do conteúdo supracitado, o autor autoriza a Biblioteca Latino-Americana – BIUNILA a disponibilizar a obra, gratuitamente e de acordo com a licença pública *Creative Commons Licença 3.0 Unported*.

Foz do Iguaçu, 31 de outubro de 2023.

---

Assinatura do Responsável.

## RESUMEN

El gas de vertedero proveniente de los rellenos sanitarios puede ser perjudicial para el medio ambiente y contribuye directamente con el calentamiento global. Para evitar la emisión del gas de vertedero hacia la atmósfera, este combustible es utilizado en motores de combustión interna para generar electricidad, sin embargo, la mayor parte de la energía son descargados al ambiente a través de los gases de escape del motor sin ningún aprovechamiento. De esta forma, este trabajo tiene como objetivo estudiar la viabilidad de integración de un Ciclo Orgánico Rankine (ORC) para aprovechamiento de calor de los gases de escape de los motores alimentados por biogás localizados en el relleno sanitario de Cascavel, PR. En este trabajo se realizó la variación de diversos parámetros de operación que afectan la generación de energía, tales como presión de vaporización, flujo másico y grado de sobrecalentamiento. Fueron utilizados los fluidos orgánicos de trabajo MM, MDM, MD<sub>2</sub>M y MD<sub>4</sub>M. Los resultados encontrados demuestran la viabilidad de aprovechamiento del calor residual de los gases de escape, una vez que entre 10kW a 35 kW de energía eléctrica extras pueden ser por el ciclo ORC, lo que representa un aumento en la eficiencia del sistema térmico entre 11-26%.

**Palabras clave:** ORC (Ciclo Orgánico Rankine); calor residual; generación de energía.

## RESUMO

O gás de aterro sanitário proveniente dos aterros pode ser prejudicial para o ambiente e contribui diretamente para o aquecimento global. Para evitar a emissão de gás de aterro para a atmosfera, este combustível é utilizado em motores de combustão interna para gerar eletricidade, no entanto, a maior parte da energia é descarregada no ambiente através dos gases de escape do motor sem qualquer aproveitamento. Assim, este trabalho tem como objetivo estudar a viabilidade da integração de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC) para recuperação de calor dos gases de exaustão de motores movidos a biogás localizados no aterro sanitário de Cascavel, PR. Neste trabalho, foi realizada a variação de diversos parâmetros operacionais que afetam a geração de energia, tais como pressão de vaporização, vazão mássica e grau de superaquecimento. Foram utilizados os fluidos orgânicos de trabalho MM, MDM, MD<sub>2</sub>M e MD<sub>4</sub>M. Os resultados obtidos demonstram a viabilidade da utilização do calor residual dos gases de escape, uma vez que entre 10 kW e 35 kW de energia eléctrica adicional pode ser gerada pelo ciclo ORC, o que representa um aumento da eficiência do sistema térmico entre 11-26%.

**Palavras-chave:** ORC (Ciclo Orgânico Rankine); calor residual; geração de energia

## ABSTRACT

Landfill gas from landfills can be harmful to the environment and contributes directly to global warming. To avoid the emission of landfill gas into the atmosphere, this fuel is used in internal combustion engines to generate electricity, however, most of the energy is discharged into the environment through the engine exhaust gases without any use. Thus, this work aims to study the feasibility of integrating an Organic Rankine Cycle (ORC) for heat recovery from the exhaust gases of biogas-fueled engines located in the landfill of Cascavel, PR. In this work, the variation of several operating parameters that affect the generation of energy, such as vaporization pressure, mass flow and degree of overheating, was performed. The organic working fluids MM, MDM, MD<sub>2</sub>M and MD<sub>4</sub>M were used. The results found demonstrate the feasibility of using the waste heat from the exhaust gases, once between 10kW to 35 kW of extra electrical energy can be generated by the ORC cycle, which represents an increase in the efficiency of the thermal system between 11-26%.

**Key words:** ORC (Organic Rankine Cycle); waste heat; feasibility; energy generation.

# Análisis de la Viabilidad de Integración de ORC para la Recuperación de Calor Residual de un Motor de Combustión Interna Alimentado con Biogás en Cascavel, PR.

Alejandra Maria Rodriguez Marquina, *Estudiante, UNILA*; Cesar Adolfo Rodriguez Sotomonte, *Orientador* y Rodrigo Monteiro Elliott, *Co-Orientador*.

**Resumen** – El gas de vertedero proveniente de los rellenos sanitarios puede ser perjudicial para el medio ambiente y contribuye directamente con el calentamiento global. Para evitar la emisión del gas de vertedero hacia la atmosfera, este combustible es utilizado en motores de combustión interna para generar electricidad, sin embargo, la mayor parte de la energía son descargados al ambiente a través de los gases de escape del motor sin ningún aprovechamiento. De esta forma, este trabajo tiene como objetivo estudiar la viabilidad de integración de un Ciclo Orgánico Rankine (ORC) para aprovechamiento de calor de los gases de escape de los motores alimentados por biogás localizados en el relleno sanitario de Cascavel, PR. En este trabajo se realizó la variación de diversos parámetros de operación que afectan la generación de energía, tales como presión de vaporización, flujo másico y grado de sobrecalentamiento. Fueron utilizados los fluidos orgánicos de trabajo MM, MDM, MD2M y MD4M. Los resultados encontrados demuestran la viabilidad de aprovechamiento del calor residual de los gases de escape, una vez que entre 10kW a 35 kW de energía eléctrica extras pueden ser por el ciclo ORC, lo que representa un aumento en la eficiencia del sistema térmico entre 11-26%.

**Palabras – clave:** ORC (Ciclo Orgánico Rankine); calor residual; generación de energía.

## I. INTRODUCCIÓN

Según la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA por sus siglas en inglés) el metano ( $CH_4$ ) es un gas de efecto invernadero y su presencia en la atmosfera contribuye al aumento cambio climático 25 veces más que el dióxido de carbono ( $CO_2$ ) [1]. Una de las fuentes emisoras del gas metano son los vertederos. El gas proveniente de los vertederos, gas de vertedero, posee una composición aproximada de 50% de metano y 50% de dióxido de carbono. Una forma de evitar que este gas sea emitido hacia la atmosfera es aprovechar el biogás generado por estos vertederos y utilizarlo como una fuente de energía renovable, generando ganancias y creando empleos dentro de la comunidad [1]. De esta forma, el metano no es emitido a la atmosfera contribuyendo con el objetivo de mitigar el aumento global de la temperatura, ya que la emisión continua de este biocombustible puede aumentar a 2.6 billones de toneladas de  $CO_2$  equivalente para el 2050 [2]. Con el aumento en los precios

de los combustibles fósiles al igual que en la concientización de los riesgos que estos causan en el medio ambiente, la necesidad de utilizar energía renovable para la generación de energía eléctrica ha ido aumentando. Existen diversas tecnologías para la conversión de residuos en energía, capaces de producir calor y electricidad, de esa manera dando una solución al problema del manejo de residuos sólidos [3].

Cascavel es un municipio ubicado en el oeste del estado de Paraná, con un área de 2,091.199 km<sup>2</sup> [4]. De acuerdo al último censo realizado en el 2010 por el IBGE, la población de Cascavel era de 286,205 habitantes, con un estimado de 336,073 de habitantes en 2021. La ciudad de Cascavel se ha consolidado como un polo económico de la región, uno de los mayores dentro del estado, cuyas ofertas de empleo y educación superior atraen habitantes [5]. Diariamente, la ciudad genera aproximadamente 300 toneladas de residuos sólidos, siendo 109,500 toneladas anuales, se estima que de los residuos colectados 50% sean materia orgánica, 35% reciclables y 15% otros [5].

El relleno sanitario de Cascavel fue construido con todos los dispositivos para el drenaje de gases, lixiviados y aguas pluviales, donde los lixiviados pasan por tratamiento y son recirculados en áreas ya clausuradas [6]. De todo el biogás producido, 20% es integrado al sistema de distribución de energía de la región, dándole así a la municipalidad una compensación por el suministro de energía a 75 unidades consumidoras. La producción media de energía eléctrica se encuentra entre 90-100 kWh, dándole al municipio una economía mensual de R\$ 60,000-65,000 [7]. El relleno sanitario de Cascavel cuenta con cuatro grupos de moto generadores, tres de 75 kVA y uno de 180 kVA, en donde el biogás proveniente del relleno sanitario es quemado para la conversión de la energía del biogás en energía eléctrica [8]. Sin embargo, el calor proveniente de los gases de escape que resultan de la combustión del biogás no es reaprovechado.

Uno de los ciclos termodinámicos más usados en centrales termoeléctricas es el ciclo Rankine a vapor. En un ciclo Rankine a vapor, agua líquida es comprimida por una bomba y es alimentada para una caldera, en esa caldera el agua es calentada hasta hacerse vapor. El vapor es sobrecalentado y pasa por una turbina, cuya expansión permite la conversión de su energía térmica en energía mecánica [9]. El vapor de agua pasa por un condensador y el líquido pasa para

una bomba, completando el ciclo. A diferencia del ciclo Rankine tradicional, cuyo fluido de trabajo es el agua, el Ciclo Orgánico Rankine (ORC) utiliza una variedad de fluidos orgánicos como fluido de trabajo, por lo cual puede ser usado para fuentes de calor de baja o media temperatura [10]. La temperatura proveniente de los gases de escape de motores de combustión interna puede variar entre 400 - 650°C para motores de grande potencia, lo que hace un sistema de ORC adecuado para recuperar el calor residual de los gases de escape, pudiendo generar hasta 165 kW de trabajo dependiendo de las condiciones del ciclo y del fluido orgánico [11]–[13]. El proyecto de un ORC es una tarea complicada, pues se depende de muchas variables, principalmente, del tipo y la temperatura de la fuente de calor, visto que esto impactará en la selección de un fluido de trabajo [11].

El objetivo del presente trabajo es analizar la viabilidad de integración de un ORC para reaprovechamiento de los gases de escape de los motores alimentados por biogás en el relleno sanitario de Cascavel. Haciendo uso del software de simulación Aspen Plus V11 y por medio de la variación de parámetros como temperatura del gas de escape, flujo másico del fluido de trabajo, temperatura de sobrecalentamiento y presión de operación, parámetros como el trabajo generado en la turbina y eficiencia del sistema fueron analizados.

## II. METODOLOGÍA

Para la realización de este trabajo, se utilizaron los datos de 2 de los 4 generadores encontrados en el relleno sanitario de Cascavel, presentados en el trabajo de Abel Alves de Souza [14]. Para la selección de fluido de trabajo fueron utilizados los trabajos [15], [16].

### A. Especificaciones técnicas del grupo generador

De acuerdo al trabajo de Abel Alves de Souza, cada uno de los generadores posee capacidad máxima de generación de 77 kW. El grupo motogenerador en donde consiste de un generador modelo GMWM-120 fabricado por la empresa ER-BR y un motor modelo 6.12T6C fabricado por la empresa MWM de tipo diesel otolizado, contando un sistema de inyección electrónica programable [14]. El fabricante del motor no especifica el flujo másico de los gases de escape, por lo cual fue considerado un modelo parecido (OM 447 LA) que también es usado para generación de energía por medio del biogás, presente en el trabajo [17]. De esa manera, en la Tabla 1 se muestran las principales características del motor y en la Tabla 2 se muestran las temperaturas de gas de escape registradas para cada uno de los motogeneradores, variando a la carga de generación.

**Tabla 1** - Datos técnicos motor OM 447 LA.

Parámetro	Valor
No. de cilindros	6
Revoluciones (rpm)	1800
Potencia eléctrica (kW)	261
Flujo másico gases de escape (kg/h)	~2500
Temperatura gases de escape (°C)	~540

Fuente: Adaptado de [18].

**Tabla 2** - Temperatura gas de escape de los motogeneradores en el relleno sanitario de Cascavel.

Carga (kW)	T <sub>gas</sub> G1 (°C)	T <sub>gas</sub> G2 (°C)
10	460	475
20	500	485
30	550	535
50	565	580
70	620	600

Fuente: Adaptado de [14].

En donde T<sub>gas</sub>G1 son las temperaturas de gas de escape del motogenerador 1 y T<sub>gas</sub>G2 son las temperaturas de gas de escape para el motogenerador 2.

### B. Fluidos de trabajo

Para la selección del fluido orgánico de trabajo se tomaron en consideración los siguientes parámetros:

- 1) *Temperatura de la fuente de calor.*
- 2) *Fluido con elevado punto de ebullición y elevado volumen específico a baja temperatura de condensación.*
- 3) *Fluido químicamente estable*
- 4) *Fluido relativamente no corrosivo, no tóxico.*
- 5) *Fluido con bajo GWP (Global Warming Potential).*
- 6) *Datos disponibles en el software Aspen Plus V11, el cual será utilizado para realizar análisis del sistema.*

Considerando que la temperatura máxima de los gases de escape siendo registrada en 620°C, no es posible utilizar fluidos de trabajo de refrigerantes de hidrocarburos halogenados (p. ej. R123, R245fa, R134a, etc.) en ORC simple, debido a la baja temperatura de ebullición de los fluidos [16]. Como alternativa se puede hacer uso de alcanos, aromáticos, siloxanos y alcoholes como fluidos de trabajo, ya que la mayoría posee altas temperaturas críticas, permitiendo de esa manera trabajar con ORC de alta temperatura [16]. Para este trabajo se utilizarán algunos siloxanos debido a su baja toxicidad y flamabilidad y estabilidad térmica en altas temperaturas [15], [19]. En la Tabla 3 se presentan los fluidos de trabajo al igual que sus temperaturas y presiones críticas.

**Tabla 3** - Fluidos orgánicos de trabajo.

Fluido	T <sub>c</sub> (°C)	P <sub>c</sub> (kPa)
Hexamethyldisiloxane (MM)	246	1939
Octamethyltrisiloxane (MDM)	291	1415
Decamethyltetrasiloxane (MD <sub>2</sub> M)	326	1227
Tetradecamethylhexasiloxane (MD <sub>4</sub> M)	380	877

Fuente: Adaptado de [15].

### C. Descripción del evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor diseñado para transferir calor entre dos o más fluidos. Su propósito es intercambiar energía térmica de un medio hacia otro sin que estos entren en contacto directo. El principio de un intercambiador de calor implica el flujo de dos fluidos con diferentes temperaturas a ambos lados de una barrera conductora, como una pared metálica o cerámica. La transferencia de calor se produce a través de la barrera, y el objetivo es maximizar la eficiencia de esta transferencia. Los dos fluidos son conocidos como fluido caliente y fluido frío.

La entalpía suele utilizarse para describir el contenido de calor de un fluido, la entalpía de un fluido puede cambiar como resultado de la transferencia de calor. A medida que el fluido caliente circula por un lado del intercambiador de calor y el fluido frío por el otro, el calor se transfiere del fluido caliente al fluido frío a través de la superficie de transferencia de calor. La transferencia de calor ocurre debido a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío. El calor fluye de la región de mayor temperatura (fluido caliente) a la región de menor temperatura (fluido frío). El calor transferido provoca un cambio en la entalpía de ambos fluidos. La entalpía del fluido caliente disminuye y la del fluido frío aumenta.

En resumen, el intercambiador de calor cambiará la entalpía de un fluido, facilitando la transferencia de calor de un fluido caliente a otro frío. El cambio de la entalpía es el resultado de la diferencia de temperatura entre los fluidos y depende de factores como la capacidad calorífica de los fluidos, los flujos másicos y el diseño del intercambiador de calor.

En este trabajo, el fluido frío es considerado como el fluido orgánico de trabajo y el fluido caliente son los gases de escape provenientes de los motogeneradores. Se hace uso de un intercambiador del calor estándar del software.

#### D. Descripción del ciclo

El principio de funcionamiento de un ORC es similar al proceso de un Ciclo Rankine a vapor de agua, más utilizado para la generación de energía. La gran diferencia entre estos dos ciclos es el uso de fluidos orgánicos, como hidrocarburos o refrigerantes, como fluidos de trabajo en vez de utilizar vapor de agua.

La integración del ORC abordada en el presente trabajo, con el intuito de reaprovechamiento de calor residual consiste en calentamiento directo del fluido de trabajo por medio del gas de escape del motor, representando un ORC simple. El ORC simple consiste de cuatro equipos: un evaporador, un expansor (turbina), un condensador y una bomba. En la Figura 1 se puede observar el ciclo ORC a ser utilizado.

Como puede ser observado, en la etapa 4→1, el líquido saturado pasa por la bomba, elevando la presión y enviándolo hacia el evaporador. La potencia consumida por la bomba es dada por la ecuación

$$\dot{W}_p = \dot{m}_f(h_1 - h_4) \quad (1)$$

En la etapa 1→2, el líquido saturado es evaporado por medio del intercambio de calor proveniente de la fuente de calor, donde la tasa de transferencia de calor es dada por

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_f(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Luego, en la etapa 2→3 el fluido evaporado pasa por el expansor (la turbina), donde reduce la presión mientras se produce trabajo, el cual puede ser calculado por

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_f(h_3 - h_2) \quad (3)$$

Finalmente, en la etapa 3→4 el fluido orgánico es condensado en el condensador y de esta manera el

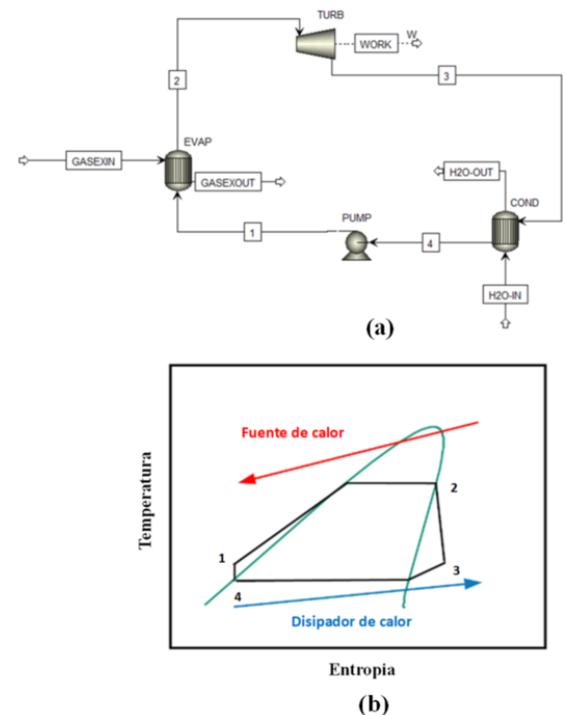
ciclo es finalizado. La tasa de transferencia de calor en el condensador se expresa como

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f(h_3 - h_4) \quad (4)$$

De esta forma la eficiencia del ciclo ORC será dada por

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{net}} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_p}{\dot{Q}_e - \dot{Q}_c} \quad (5)$$

**Figura 1** - ORC simple (a) Diagrama del sistema y (b) Diagrama T-s del sistema.



Fuente: Adaptado de [20].

Las condiciones de operación del ciclo ORC son presentados en la Tabla 4, también se considera que el ciclo opera en régimen permanente y fueron descartados del análisis termodinámico [21]:

- 1) Pérdidas de calor de/para el ambiente son negligentes.
- 2) Cambios de energía cinética y potencial son ignorados.
- 3) No hay cambios de presión en las tuberías.
- 4) Eficiencia constante de la bomba y la turbina.

La presión de condensación del ORC es constante, por lo cual se considera como presión atmosférica y fijada en 101.325 kPa y la temperatura de condensación mayor a 40°C. Se utiliza el software Aspen Plus V11 para la simulación, la ecuación de estado cúbica Peng-Robinson (PENG-ROB) se utilizó como paquete termodinámico de fluidos para calcular las propiedades de los fluidos ORC [22]. Cabe resaltar que se considera que la presión de operación máxima es 80% de la presión crítica del fluido de trabajo.

**Tabla 4** - Condiciones de contorno del sistema.

Eficiencia isentropica turbina	70%
Eficiencia isentropica bomba	85%
$\Delta T_{\min}$ (°C)	5
$P_{\text{vap}}$ máxima (kPa)	$0.8P_c$
Flujo másico gas de escape (kg/hr)	2500
Presión de condensación (kPa)	101.325
Temperatura agua resfriamiento entrada (°C)	27
Temperatura agua resfriamiento salida (°C)	< 40

Fuente: Adaptado de [23],[24].

### III. RESULTADOS

A seguir son presentados los resultados obtenidos de la simulación. Los resultados presentados en los motogeneradores 1 y 2 son diferentes porque las temperaturas de los gases de escape medidas son diferentes.

#### A. Variación de la presión de vaporización

De acuerdo a la metodología presentada en el capítulo anterior, se realiza la variación de los parámetros en el ciclo ORC integrado en el motogenerador 1 y 2 usando los fluidos orgánicos MM, MDM, MD<sub>2</sub>M y MD<sub>4</sub>M. Realizando la simulación con un ORC simple, se realiza la variación del parámetro de presión de vaporización del fluido de trabajo, los resultados son presentados en la Figura 2 y

**Figura 2** - Variación del trabajo conforme variación de la presión de vaporización para  $\dot{m}_f = 1000 \text{ kg/hr}$  para (a) MM, (b) MDM, (c) MD<sub>2</sub>M, (d) MD<sub>4</sub>M para el G1.

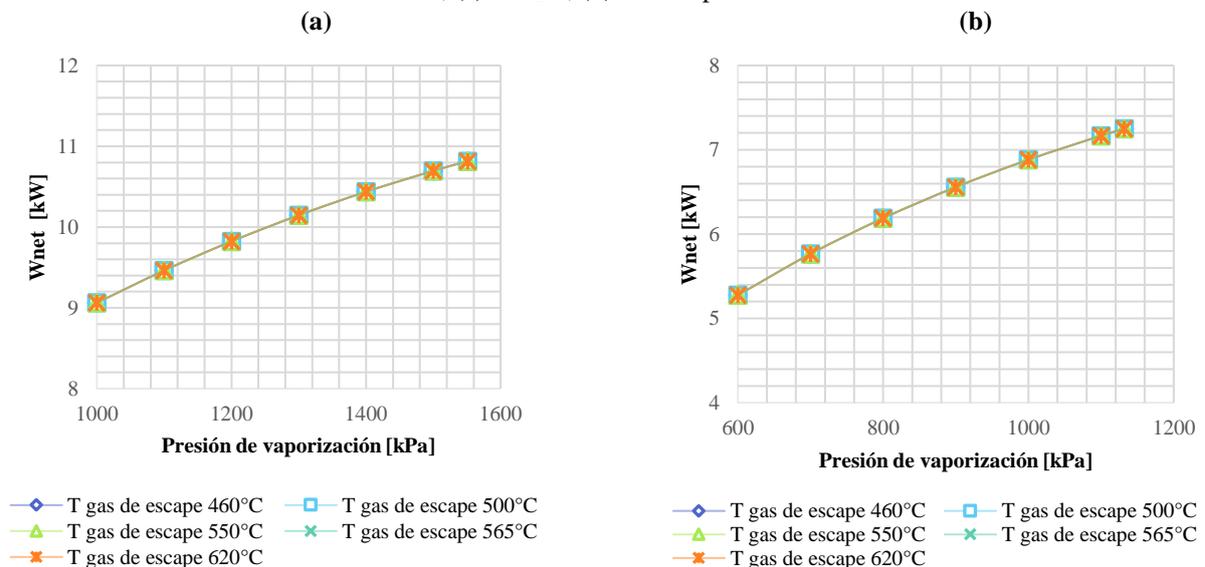


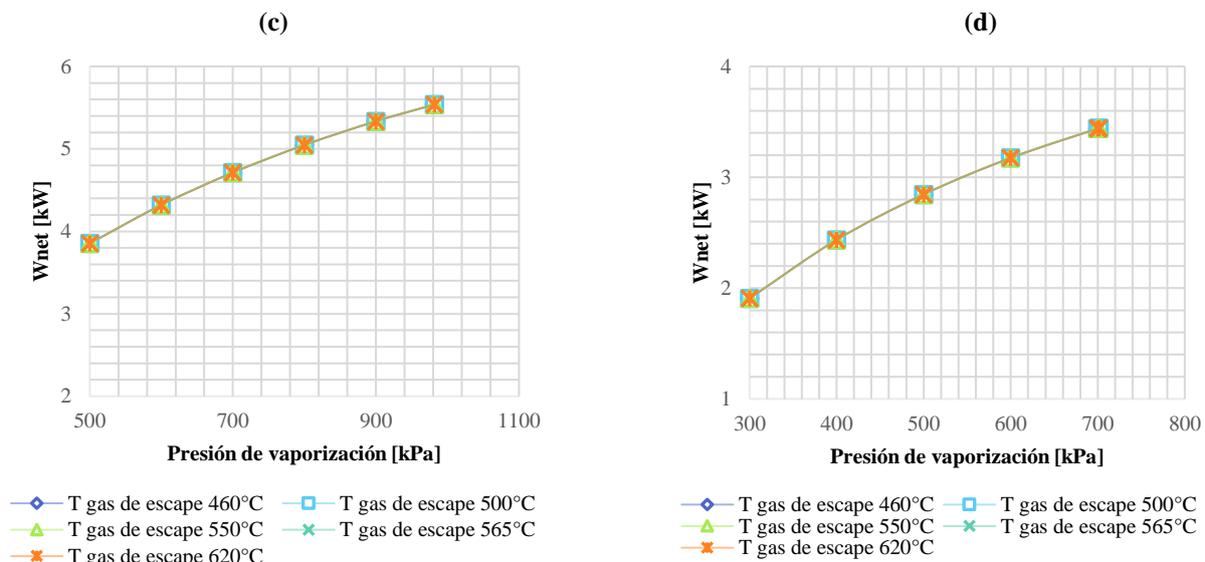
Figura 3 para el motogenerador 1 y 2 respectivamente. Para este caso primeramente se mantiene el flujo másico del fluido de trabajo constante en 1000 kg/hr y el grado de sobrecalentamiento en 0°C durante toda la simulación. La presión de vaporización fue variada hasta 80% de la presión crítica.

Se observa que, para todos los fluidos de trabajo, cuando hay un aumento en la variación de presión, tanto en el motogenerador 1 como en el motogenerador 2, aumenta el trabajo realizado en la turbina. El aumento de la presión de vapor afecta directamente al rendimiento de una turbina al determinar las condiciones iniciales del vapor entrante e influir en el proceso de expansión. Ajustar la presión de vapor del fluido de trabajo cambia la entalpía inicial del vapor que entra en la turbina, lo que afecta a la cantidad de trabajo realizado por el vapor.

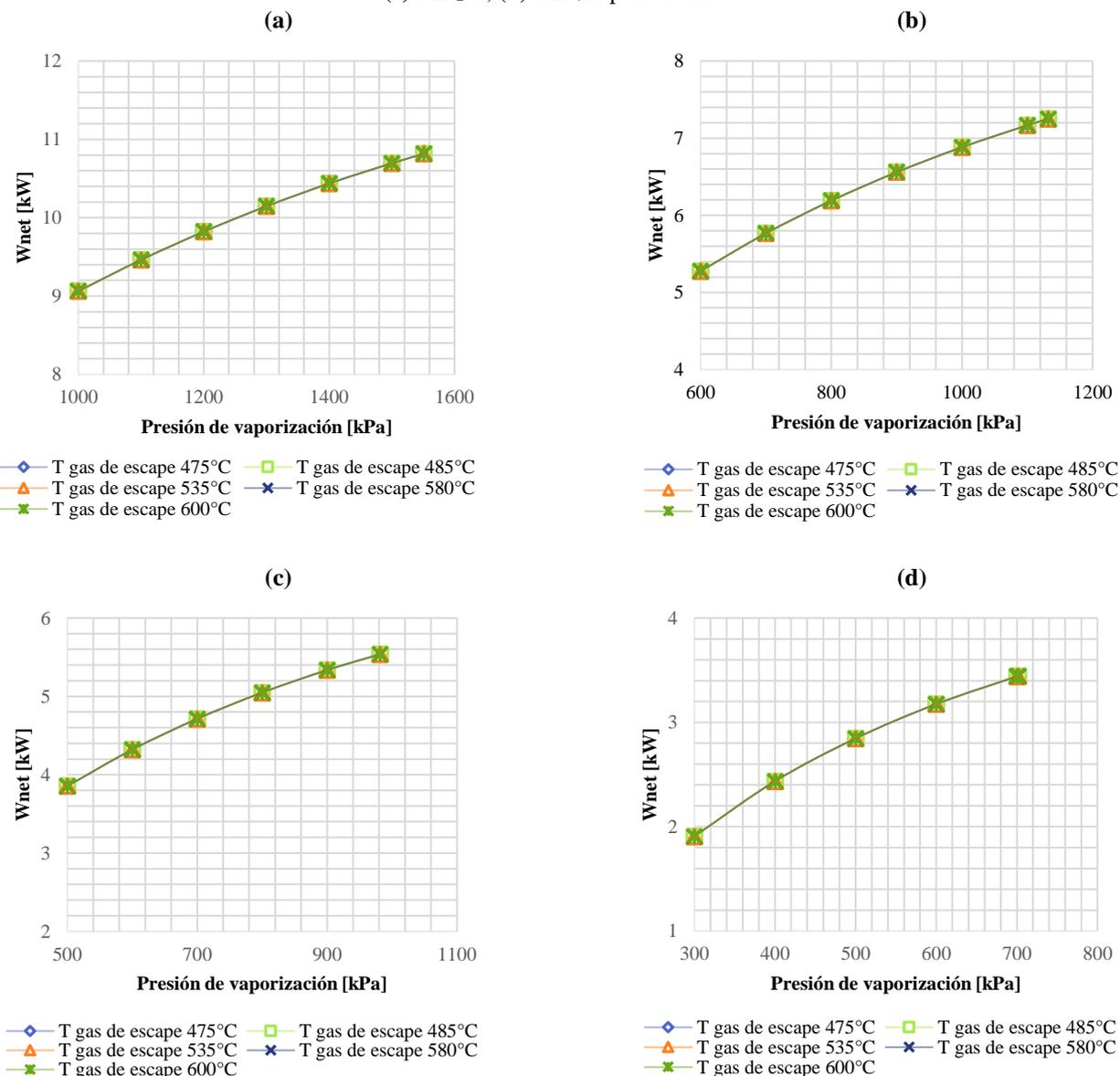
La presión de vaporización del ciclo es directamente proporcional a la entalpía del fluido de trabajo en la entrada de la turbina. Así, considerando que la presión de condensación es constante cuanto mayor presión de vaporización mayor la variación de entalpía en la turbina, aumentando el trabajo líquido del ciclo ORC.

Cabe destacar que es posible trabajar con presiones mayores a las presentadas en los resultados, sin embargo, no hace parte del alcance de este trabajo pues se estaría trabajando con un ORC supercrítico.

Se observa en las Figuras 2 y 3 que el fluido MM puede generar hasta 11 kW de potencia, seguido de MDM generando hasta 7 kW de potencia, dependiendo de las condiciones del gas de escape del motogenerador y presión de vaporización del fluido de trabajo. Las menores potencias son registradas para los fluidos de trabajo MD<sub>2</sub>M y MD<sub>4</sub>M.



**Figura 3** - Variación del trabajo conforme variación de presión de vaporización  $\dot{m}_f = 1000 \text{ kg/hr}$  para (a) MM, (b) MDM, (c) MD<sub>2</sub>M, (d) MD<sub>4</sub>M para el G2.



### B. Variación del flujo másico

En esta sección la variación del flujo másico de los fluidos de trabajo es analizada. Para esto se fija la presión de vaporización en 80% de la presión crítica del fluido sin sobrecalentamiento. Considerando que el flujo másico del gas de escape es constante, se presentan los resultados en la Figura 4 y Figura 5 para el motogenerador 1 y 2 respectivamente.

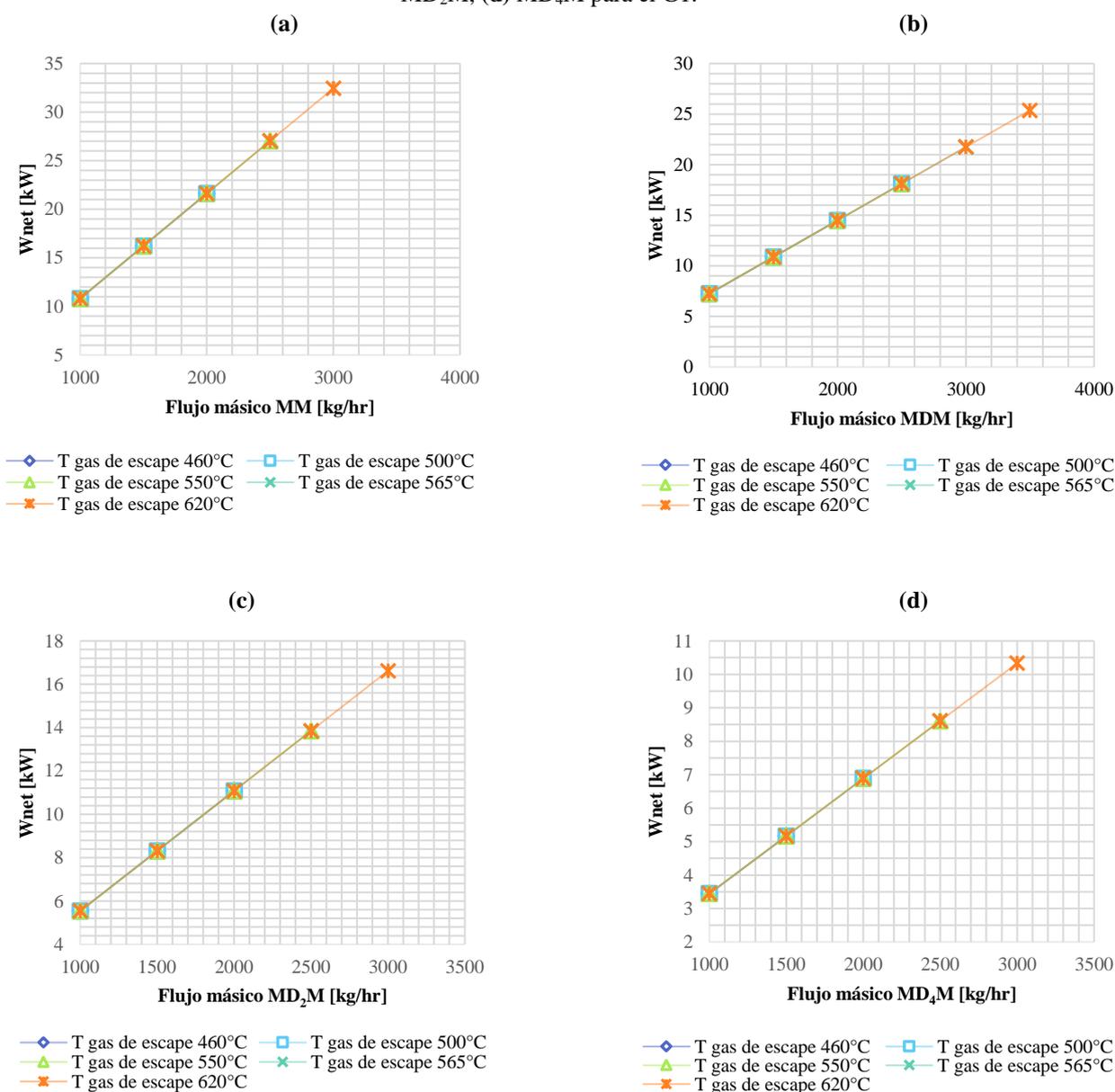
Se observa que, con el aumento de la temperatura de los gases de escape, el flujo másico máximo aumenta, por ende, aumentando el trabajo realizado en la turbina. El aumento de flujo másico del fluido de trabajo que entra en el evaporador impacta directamente con la cantidad de calor intercambiado con el gas de escape, ya que cuando aumenta el flujo másico, una mayor cantidad de fluido pasa por el evaporador durante un determinado periodo de tiempo. Un aumento en el flujo másico también lleva a una disminución en la diferencia de temperatura ( $\Delta T_{\min}$ ) a lo largo del evaporador, esto es porque el aumento del flujo reduce el tiempo de permanencia del fluido dentro del intercambiador de calor, limitando el tiempo disponible para cambios significativos de

temperatura. En el evaporador, más calor intercambiado corresponde a un cambio en la entalpia del fluido de trabajo, ya que el aumento de la entalpia es igual a la cantidad de energía térmica transferida hacia el fluido.

A pesar de que el aumento de flujo másico puede aumentar la entalpia del fluido de forma a realizar más trabajo, hay limitaciones, ya que flujos másicos excesivos pueden causar problemas en el evaporador debido al cruce de temperaturas, imposibilitando la transferencia de calor.

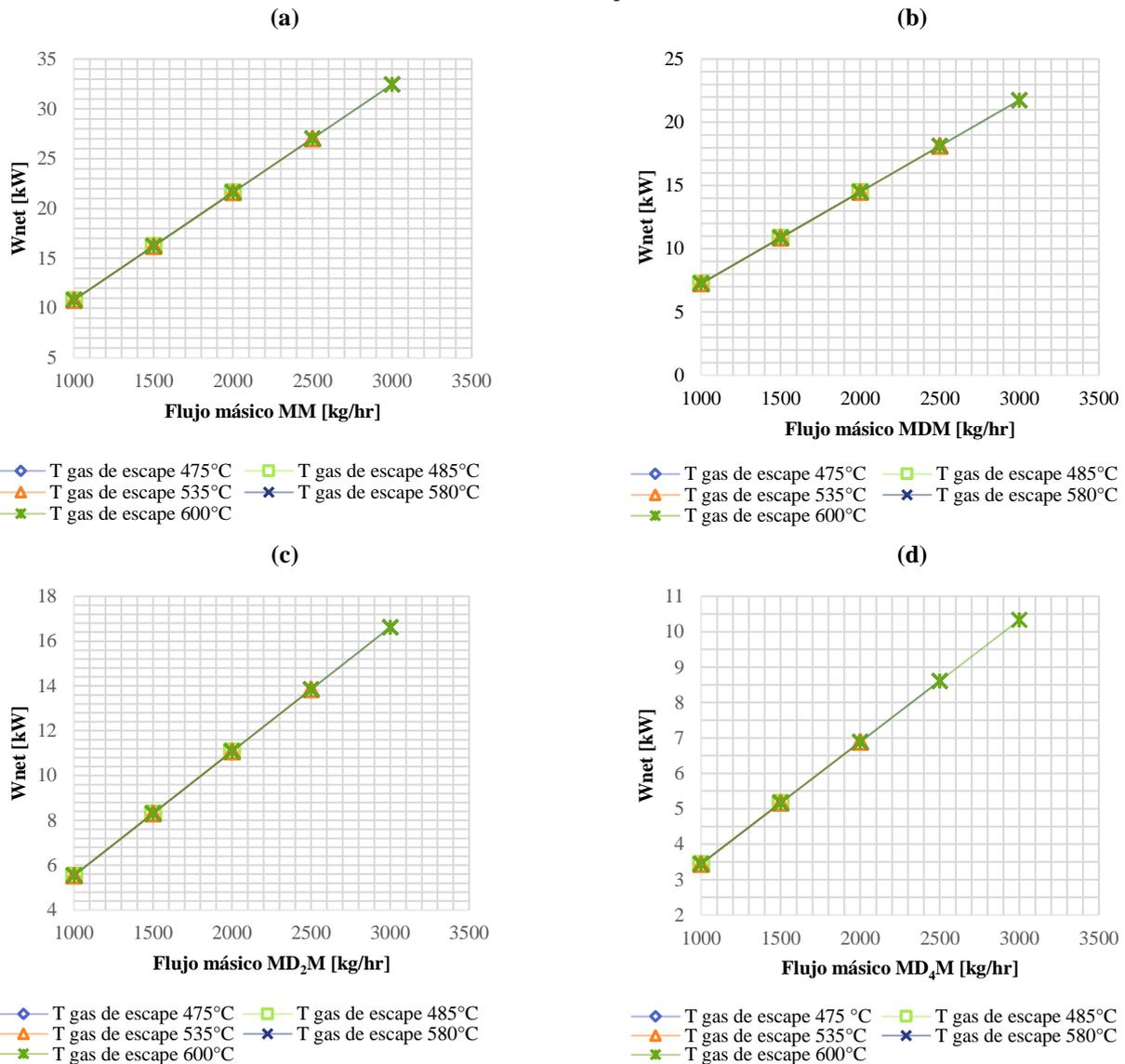
Se observa que en las Figuras 4 y 5 la variación del trabajo se encuentra en un rango de 10 kW a 35 kW dependiendo del flujo másico del fluido de trabajo, presión de vaporización y temperatura de gas de escape del motogenerador.

**Figura 4** - Variación del trabajo para  $P_{vap} = 0.8P_c$  conforme variación del flujo másico de (a) MM, (b) MDM, (c) MD<sub>2</sub>M, (d) MD<sub>4</sub>M para el G1.



Fuente: El autor.

**Figura 5** - Variación del trabajo para  $P_{vap} = 0.8P_c$  conforme variación del flujo másico de (a) MM, (b) MDM, (c) MD<sub>2</sub>M, (d) MD<sub>4</sub>M para el G2.



Fuente: El autor.

### C. Variación del grado de sobrecalentamiento

Finalmente, se realiza la variación del parámetro de sobrecalentamiento de los fluidos de trabajo. Se consideran los valores de flujo másico presentados en la Tabla 5 y Tabla 6 para las diferentes temperaturas de gas de escape de cada motogenerador y 80% de la presión crítica de cada fluido de trabajo para realizar la variación del grado de sobrecalentamiento. De esa forma, se obtienen los resultados presentados en la Figura 6 y Figura 7 para el motogenerador 1 y 2 respectivamente.

**Tabla 5** - Valores considerados de flujo másico para variación de grado de sobrecalentamiento para el G1.

$T_{gas}$ G1 (°C)	Flujo másico MM (kg/hr)	Flujo másico MDM (kg/hr)	Flujo másico MD <sub>2</sub> M (kg/hr)	Flujo másico MD <sub>4</sub> M (kg/hr)
460	2000	2000	2000	1500
500	2000	2500	2500	2000
550	2500	2500	2500	2500
565	2500	3000	2500	2500
620	3000	3500	3000	3000

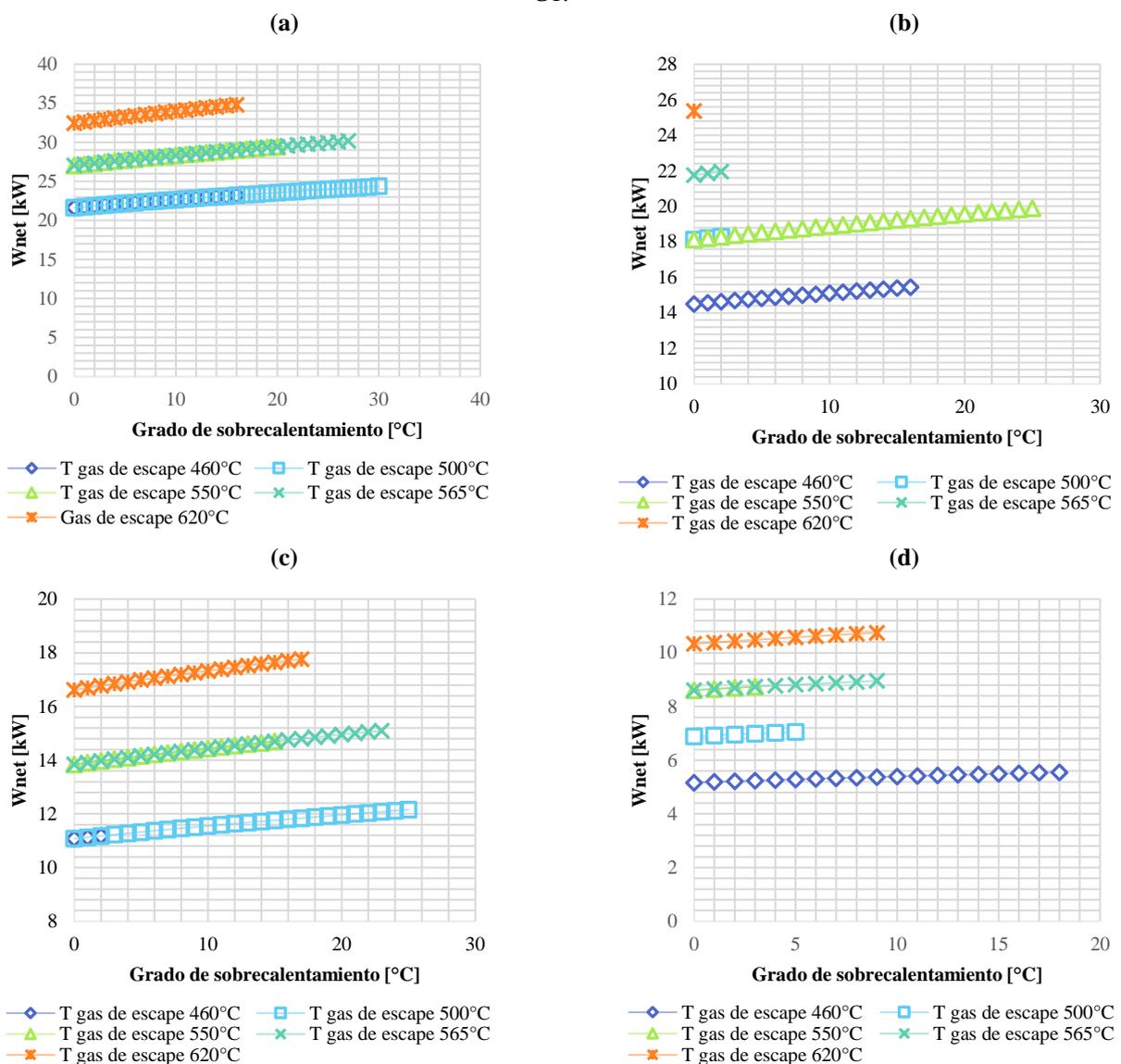
Fuente: El autor.

**Tabla 6** - Valores considerados de flujo másico para variación de grado de sobrecalentamiento para el G2.

$T_{\text{gas G2}}$ (°C)	Flujo másico MM (kg/hr)	Flujo másico MDM (kg/hr)	Flujo másico MD <sub>2</sub> M (kg/hr)	Flujo másico MD <sub>4</sub> M (kg/hr)
475	2000	2000	2000	1500
485	2000	2000	2000	1500
535	2500	2500	2500	2000
580	3000	3000	3000	2500
600	3000	3000	3000	3000

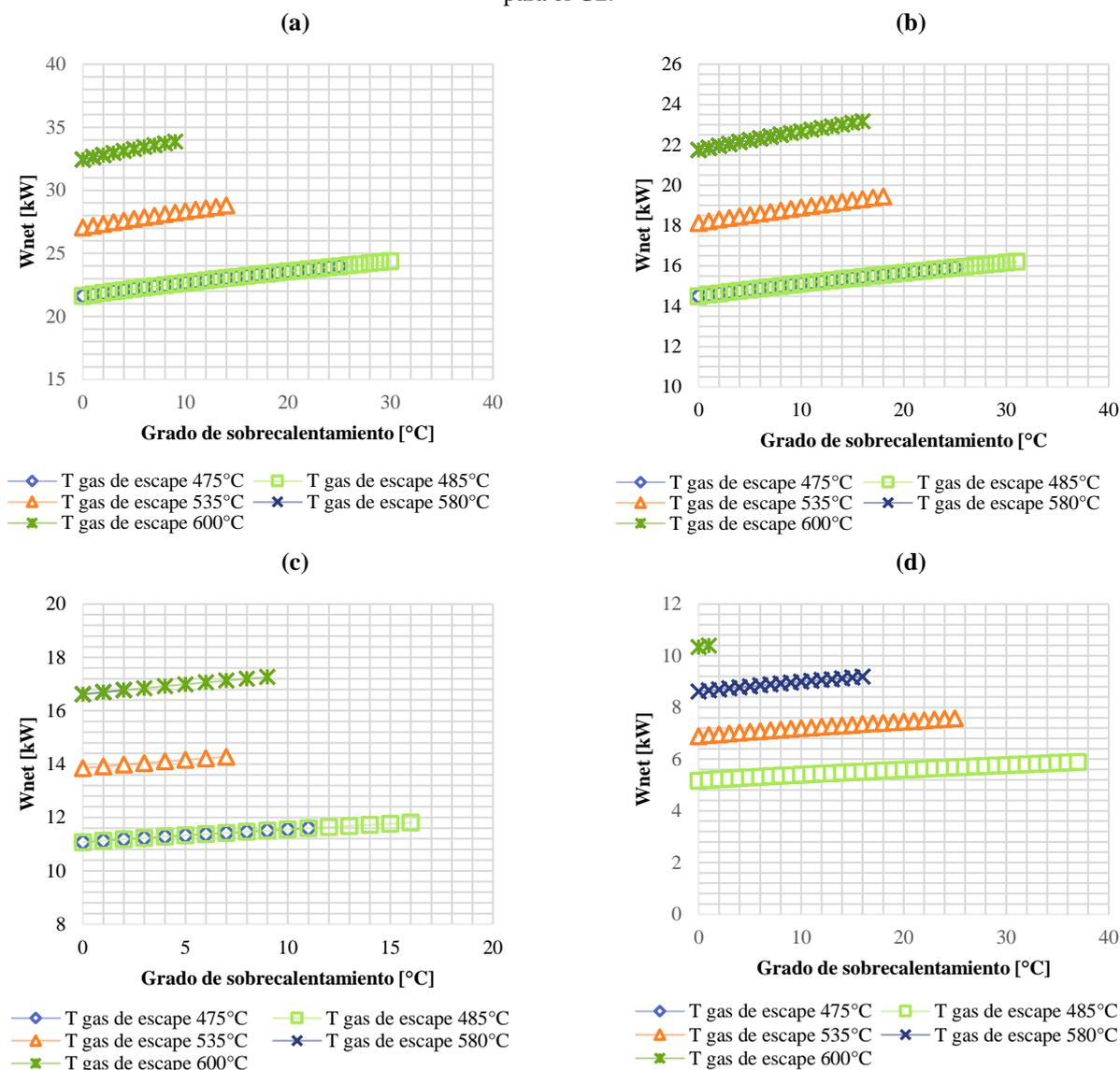
Fuente: El autor.

**Figura 6** - Variación del trabajo conforme grado de sobrecalentamiento de (a) MM, (b) MDM, (c) MD<sub>2</sub>M, (d) MD<sub>4</sub>M para el G1.



Fuente: El autor.

**Figura 7** - Variación del trabajo conforme grado de sobrecalentamiento de (a) MM, (b) MDM, (c) MD<sub>2</sub>M, (d) MD<sub>4</sub>M para el G2.



Fuente: El autor.

Se observa en ambas figuras, que para todos los fluidos de trabajo hay una mayor potencia cuando la temperatura del gas de escape proveniente de los motogeneradores es mayor. Para los fluidos de trabajo MM y MDM se presenta un grado de sobrecalentamiento mayor pues ambos poseen temperaturas críticas menores cuando comparadas con las temperaturas críticas de MD<sub>2</sub>M y MD<sub>4</sub>M. Al sobrecalentar el fluido de trabajo antes de su entrada en la turbina permite que el fluido tenga una mayor entalpia y temperatura, resultando en una mayor diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de la turbina, aumentando la cantidad de energía a ser extraída. De esta forma permite que el vapor realice más trabajo al expandirse a través de la turbina, resultando en una mejora en la eficiencia de la turbina y la producción de energía. En las figuras 6 y 7 se presentan los grados de sobrecalentamiento máximos que permiten mayor generación de potencia en la turbina, tomando en consideración el flujo másico que permite la mayor generación de trabajo.

#### D. Análisis comparativo

Considerando la variación de los parámetros que permiten la mayor generación de trabajo en la turbina, y con los datos obtenidos de la simulación, se obtienen los resultados de la eficiencia ciclo ORC de acuerdo a las diferentes temperaturas de gas de escape y fluidos de trabajo, como presentado en la Tabla 7 y Tabla 8.

**Tabla 7** - Resultados de la eficiencia del ciclo ORC usando gases de escape del G1 en los diferentes fluidos.

T <sub>gas</sub> G1 (°C)	$\eta_{MM}$ (%)	$\eta_{MDM}$ (%)	$\eta_{MD2M}$ (%)	$\eta_{MD4M}$ (%)
460	9	6	6	5
500	10	6	7	5
550	9	6	7	4
565	9	6	7	5
620	9	5	7	5

Fuente: El autor.

**Tabla 8** - Resultados de la eficiencia del ciclo ORC usando gases de escape del G2 en los diferentes fluidos.

Tgas G2 (°C)	$\eta_{MM}$ (%)	$\eta_{MDM}$ (%)	$\eta_{MD_2M}$ (%)	$\eta_{MD_4M}$ (%)
475	9	6	6	5
485	10	7	7	6
535	9	6	6	5
580	8	6	6	5
600	9	6	6	4

Fuente: El autor.

Considerando los datos de eficiencia global de los motores de acuerdo a las diferentes potencias producidas en el trabajo de Abel Alves Souza [14], es posible calcular la eficiencia del motor más el ciclo ORC utilizando los diversos fluidos de trabajo. De esa manera, se obtienen los resultados de las eficiencias, presentados en la Tabla 9 y Tabla 10.

**Tabla 9** - Resultados de la eficiencia total del ciclo ORC integrado en el G1.

Carga (kW)	$\eta_{motor}$ (%)	$\eta_{total}$ MM (%)	$\eta_{total}$ MDM (%)	$\eta_{total}$ MD <sub>2</sub> M (%)	$\eta_{total}$ MD <sub>4</sub> M (%)
10	7	22	16	13	11
20	11	23	20	17	14
30	13	26	22	20	17
50	16	25	23	21	19
70	18	26	24	22	21

Fuente: El autor.

**Tabla 10** - Resultados de la eficiencia total del ORC integrado en el G2.

Carga (kW)	$\eta_{motor}$ (%)	$\eta_{total}$ MM (%)	$\eta_{total}$ MDM (%)	$\eta_{total}$ MD <sub>2</sub> M (%)	$\eta_{total}$ MD <sub>4</sub> M (%)
10	7	23	18	15	11
20	11	24	20	17	15
30	14	27	23	21	17
50	18	29	25	23	20
70	18	26	24	22	20

Fuente: El autor.

Con la integración del ciclo ORC en los gases de escape del motor se observa un aumento en la eficiencia total, observándose el mayor aumento de la eficiencia cuando el motor 1 está generando 70 kW de energía, con temperatura de gas de escape de 620°C y utilizando el fluido de trabajo MM. Tomando en cuenta que se hizo uso de un ORC simple utilizando cuatro diferentes fluidos de trabajo, se puede observar que, para el ciclo con MM y MDM como fluidos de trabajo se obtienen las mayores potencias de trabajo. Ya para los ciclos con MD<sub>2</sub>M y MD<sub>4</sub>M se obtienen las menores potencias de trabajo y menores eficiencias térmicas del ciclo. De acuerdo a la información previamente presentada, para mayores temperaturas del gas de escape se requiere el aumento

del flujo másico del fluido de trabajo, debido a que, si el flujo másico es muy bajo causa problemas de cruce de temperatura en el evaporador. Se observó que hay una capacidad de producir hasta 57 kW considerando los dos motogeneradores integrados de un ORC simple con MM como fluido de trabajo, seguido de 45 kW usando MDM como fluido de trabajo, con eficiencia térmica media del ciclo de 9% y 6% respectivamente. La integración de ORC usando MM como fluido de trabajo representa 13% de la potencia máxima de los motogeneradores, y 9% utilizando MDM como fluido de trabajo.

En todos los casos, las mayores temperaturas de gas de escape de ambos motogeneradores presentaron las mayores potencias producidas.

#### IV. CONCLUSIONES

El ORC es un ciclo termodinámico utilizado para generar energía a partir de fuentes de calor de baja temperatura. Es una variación del ciclo Rankine tradicional, pero en lugar de utilizar agua como fluido de trabajo, se hace uso de un fluido orgánico con punto de ebullición más bajo. El ORC es adecuado para aprovechar la energía térmica proveniente de calor residual, fuentes geotérmicas, sistemas térmicos solares y otras fuentes de calor de baja temperatura que no son adecuadas para los ciclos de vapor convencionales. El punto de ebullición más bajo de los fluidos de trabajo orgánico permiten la vaporización a temperaturas más bajas, posibilitando la conversión de energía de fuentes de calor de baja temperatura.

Para fuentes de calor con temperaturas entre 90 - 500°C es preferible usar fluidos orgánicos en lugar de vapor de agua por las siguientes tres razones:

- 1) *ORCs son capaces de mantener una mayor eficiencia térmica que los ciclos Rankine de vapor de agua.*
- 2) *La turbo-maquinaria de un ORC es menos complicada y más fácil de desarrollar que la de un ciclo Rankine de vapor de agua, con costos de manutención bajos y simples.*
- 3) *Para conversiones de calor de baja calidad, el sistema ORC es menos complejo.*

El ORC ofrece ventajas en términos de flexibilidad, eficiencia e impacto medioambiental. Permite la utilización de fuentes de calor de baja temperatura que de otro modo serían desperdiciadas, contribuyendo a la eficiencia energética y a la sostenibilidad. La selección de un fluido de trabajo orgánico adecuado y el diseño del sistema son fundamentales para optimizar el rendimiento y maximizar la generación de energía.

Como referencias futuras se deben tomar en cuenta las irreversibilidades del ciclo y la variación del flujo másico de los gases de escape, los cuales fueron desconsiderados en este trabajo para simplificación de la simulación. Se debería de tomar en cuenta una simulación usando ORC regenerativo, colocando un regenerador en la salida de la turbina. También es necesario realizar un análisis para viabilidad económica para integración de este sistema en la configuración existente en vista de los fluidos de trabajo seleccionados. Finalmente, se debe considerar un modelaje del evaporador para evitar cruces de temperatura.

Este trabajo realiza una evaluación preliminar para integración de un ORC en los motogeneradores a biogás, por lo tanto, se concluye que hay un potencial para

reaprovechamiento del calor residual de los gases de escape de los motogeneradores a biogás del relleno sanitario de Cascavel, PR.

#### REFERENCIAS

- [1] EPA, “Basic Information about Landfill Gas | US EPA.” Accessed: Aug. 25, 2022. [Online]. Available: <https://www.epa.gov/lmop/basic-information-about-landfill-gas#methane>
- [2] S. Kaza, L. Yao, P. Bhada-Tata, and F. Van Woerden, *What a Waste 2.0*. Washington DC: World Bank, 2018. doi: 10.1596/978-1-4648-1329-0.
- [3] L. Chand Malav *et al.*, “A review on municipal solid waste as a renewable source for waste-to-energy project in India: Current practices, challenges, and future opportunities,” *J Clean Prod*, vol. 277, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.123227.
- [4] IBGE, “Cidades / Brasil / Paraná / Cascavel.” Accessed: Sep. 13, 2022. [Online]. Available: <https://cidades.ibge.gov.br/brasil/pr/cascavel/panorama>
- [5] Prefeitura Municipal de Cascavel, “PLANO DE COLETA SELETIVA: RELATÓRIO FINAL,” Cascavel, 2015.
- [6] O Paraná, “Aterro sanitário: Cascavel quer ampliar geração de energia por biogás – Jornal O Paraná.” Accessed: Sep. 14, 2022. [Online]. Available: <https://oparana.com.br/noticia/aterro-sanitario-cascavel-quer-ampliar-geracao-de-energia-por-biogas/>
- [7] ENGIE, “Cascavel (PR) amplia uso do biogás em seu aterro sanitário.” Accessed: Sep. 14, 2022. [Online]. Available: <https://www.alemdaenergia.engie.com.br/cascavel-pr-amplia-uso-do-biogas-em-seu-aterro-sanitario/>
- [8] CREA - PR, “Quando o combustível vem do lixo.” Accessed: Oct. 01, 2023. [Online]. Available: <https://www.crea-pr.org.br/ws/quando-o-combustivel-vem-do-lixo/>
- [9] W. C. Reynolds and P. Colonna, *Thermodynamics: Fundamentals and Engineering Applications*. Cambridge University Press, 2018.
- [10] H. Tian and G. Q. Shu, “Organic Rankine Cycle systems for large-scale waste heat recovery to produce electricity,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*, Elsevier Inc., 2017, pp. 613–636. doi: 10.1016/B978-0-08-100510-1.00017-X.
- [11] A. Benato and A. Macor, “Biogas engine waste heat recovery using organic Rankine cycle,” *Energies (Basel)*, vol. 10, no. 3, Mar. 2017, doi: 10.3390/en10030327.
- [12] X. Wang, H. Tian, and G. Shu, “Part-Load Performance Prediction and Operation Strategy Design of Organic Rankine Cycles with a Medium Cycle Used for Recovering Waste Heat from Gaseous Fuel Engines,” *Energies (Basel)*, vol. 9, no. 7, Jul. 2016, doi: 10.3390/en9070527.
- [13] R. de O. Neto, C. A. R. Sotomonte, C. J. R. Coronado, and M. A. R. Nascimento, “Technical and economic analyses of waste heat energy recovery from internal combustion engines by the Organic Rankine Cycle,” *Energy Convers Manag*, vol. 129, pp. 168–179, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.012.
- [14] A. Alves de Souza, “ESTUDO DE CASO DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA COM BIOGÁS NO ATERRO MUNICIPAL DE CASCAVEL-PR,” 2020.
- [15] C. A. Rodriguez Sotomonte, T. G. Correa Veloso, C. J. R. Coronado, and M. A. Rosa do Nascimento, “Multi-objective optimization for a small biomass cooling and power cogeneration system using binary mixtures,” *Appl Therm Eng*, vol. 182, p. 116045, Jan. 2021, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2020.116045.
- [16] L. Shi, G. Shu, H. Tian, and S. Deng, “A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR),” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 92, Elsevier Ltd, pp. 95–110, Sep. 01, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2018.04.023.
- [17] V. P. Garcilasso, S. M. S. G. Velazquez, S. T. Coelho, and L. S. Silva, “Electric Energy Generation from Landfill Biogas – Case Study and Barriers,” pp. 5250–5253, 2011.
- [18] Mercedes-Benz, “Motores diésel para generadores de a bordo, generación eléctrica en servicio permanente (de limitación temporal).”
- [19] W. Wang, L. Tian, L. Shi, and X. Dai, “Experimental and Simulation Analysis of Siloxane Mixtures Used in Organic Rankine Cycle with Thermal Stability Limits †,” *Processes*, vol. 11, no. 7, Jul. 2023, doi: 10.3390/pr11072108.
- [20] J. C. Jiménez-García, A. Ruiz, A. Pacheco-Reyes, and W. Rivera, “A Comprehensive Review of Organic Rankine Cycles,” *Processes*, vol. 11, no. 7. Multidisciplinary Digital Publishing Institute (MDPI), Jul. 01, 2023. doi: 10.3390/pr11071982.
- [21] O. Aboelazayem, M. Gadalla, I. Alhajri, and B. Saha, “Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC),” *Renew Energy*, vol. 164, pp. 433–443, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.renene.2020.09.058.
- [22] Z. Nasri and H. Binous, “APPLICATIONS OF THE PENG-ROBINSON EQUATION OF STATE USING MATLAB,” 2009.
- [23] V. Novotny, J. Spale, D. J. Szucs, H.-Y. Tsai, and M. Kolovratnik, “Direct integration of an organic Rankine cycle into an internal combustion engine cooling system for comprehensive and simplified waste heat recovery,” *Energy Reports*, vol. 7, pp. 644–656, 2021.
- [24] X. Wang, H. Tian, and G. Shu, “Part-Load Performance Prediction and Operation Strategy Design of Organic Rankine Cycles with a Medium Cycle Used for Recovering Waste Heat from Gaseous Fuel Engines,” *Energies (Basel)*, vol. 9, no. 7, Jul. 2016, doi: 10.3390/en9070527.

## AGRADECIMENTOS

Primeramente, quisiera agradecer a mi familia, que me apoyó en mis sueños desde lejos, les entrego este trabajo como fruto de todos esos años de esfuerzo y sacrificio.

A mi orientador Cesar Rodriguez y co-orientador Rodrigo Elliott por todo su apoyo durante esta etapa.

A todos los profesores que me enseñaron tanto durante todos estos años.

A mi grupo de amigos: Carlos, Leo, Cristian, Elias, gracias por hacer los días en la universidad más cálidos y por todo el apoyo, tanto dentro y fuera de las salas de clase, tenemos que reunirnos para un último asadito y *sodiqui*. A Andrey, que estuvo a mi lado en las buenas y en las malas, no me queda más que darle las gracias por siempre cuidar de mí y permitirme hacer parte de su vida, de ser su compañera y por siempre querer aprender más sobre mi cultura.

A Fabiano y su familia, mi segunda familia, por permitirme ser parte de ella y por el apoyo incondicional brindado durante todos estos años.

Finalmente, agradezco a la UNILA, por la oportunidad de permitirme realizar mis sueños, por todas las personas que me permitió conocer, por todos los lugares que me permitió visitar y por todas las experiencias inolvidables que me permitió vivir.