



Benemérita Universidad Autónoma de Puebla

Facultad de Ciencias de la Electrónica

Licenciatura en Ingeniería en Sistemas Automotrices

**Optimización de disipador de calor a escala para un sistema
recolector de energía.**

TESIS PRESENTADA PARA OBTENER EL GRADO EN:

LICENCIATURA EN INGENIERIA EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

Presenta:

Ivan Manuel Morales Gómez

Asesores de tesis:

Dr. Roberto Carlos Ambrosio Lázaro

Dra. Karen Hariantty Estévez Sánchez

H. Puebla de Z. a 01 de julio de 2024

Resumen

En este trabajo se propone el diseño de un sistema de disipación de calor para implementar TEGs en el tubo de escape de un automóvil Beetle del año 2013 ubicado en el laboratorio multiaulas 7 de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla. Se han explorado 42 diseños diferentes en SolidWorks® y ANSYS, utilizando dinámica computacional de fluidos, para estudiar la distribución de la temperatura al variar el tamaño y la posición de las aletas, junto con las dimensiones de la carcasa del sistema de disipación de calor.

El diseño propuesto se distingue por su forma geométrica, la cual conduce a una reducción tanto en la masa como en el costo. Además, garantiza una disminución del 25% en la temperatura superficial en comparación con la temperatura de los gases de escape, y una distribución uniforme de la temperatura en relación con diseños anteriores. Con el valor de la temperatura superficial obtenido, se realizó un análisis termoeléctrico en ANSYS del TEG para determinar la potencia generada por este.

Para validar la simulación, se construyó un modelo a escala del sistema de disipación de energía utilizando resina epoxi. Se determinó el gradiente de temperatura para el TEG utilizando un radiador de aluminio comercial, lo que resultó en una potencia de 0.175 W.

Abstract

This work proposes the design of a heat dissipation system to implement TEGs in the exhaust pipe of a 2013 Beetle car located in the multi-classroom laboratory 7 of the Benemérita Universidad Autónoma de Puebla. 42 different designs have been explored in SolidWorks® and ANSYS, using computational fluid dynamics, to study the temperature distribution by varying the size and position of the fins, along with the dimensions of the heat dissipation system casing.

The proposed design is distinguished by its geometric shape, which leads to a reduction in both mass and cost. Additionally, it ensures a 25% decrease in surface temperature compared to exhaust gas temperature, and a uniform temperature distribution relative to previous designs. With the value of the surface temperature obtained, a thermoelectric analysis was carried out in ANSYS of the TEG to determine the power generated by it.

To validate the simulation, a scale model of the energy dissipation system was built using epoxy resin. The temperature gradient for the TEG was calculated using a commercial aluminum radiator, which resulted in a power of 0.175W.

Índice

Resumen.....	1
Abstract.....	2
Índice.....	3
Agradecimientos	5
Índice de figuras	6
Índice de tablas	8
Nomenclatura	9
Introducción	10
1. Antecedentes del proyecto	11
1.1. Automóviles de combustión interna y el sistema de escape	11
1.1.1. Pérdida de calor en los automóviles de combustión interna	13
1.1.2. El sistema de escape del automóvil de combustión interna	16
1.2. Generadores termoeléctricos.....	20
1.2.1. Materiales termoeléctricos	24
1.3. Sistemas de recuperación de calor	26
1.3.1. Transferencia de calor en los intercambiadores de calor.....	27
1.3.2. Dinámica computacional de fluidos	28
2. Planteamiento del problema	30
3. Justificación.....	31
4. Objetivos generales y específicos.....	32
4.1. Objetivo general	32

4.2. Objetivos específicos.....	32
5. Hipótesis.....	32
6. Metodología.....	33
6.1. Diseño del disipador de energía térmica	34
6.1.1. Análisis de disipadores de energía acoplados a TEGs	34
6.1.2. Propuesta de diseño del disipador de calor.....	36
6.1.3 Material de construcción del disipador de calor.....	39
6.2. Desempeño por simulación y construcción del disipador.....	40
6.3. Ensamblado del sistema recolector de energía térmica	43
6.4. Validación del sistema recolector de energía térmica	43
7. Resultados	49
7.1 Diseño del disipador de calor.....	49
7.1.1. Análisis de disipadores de calor acoplados a TEGs	49
7.1.2. Propuesta de diseño del disipador de calor.....	51
7.1.3 Material de construcción del disipador de calor.....	59
7.2. Desempeño por simulación y construcción del disipador de calor propuesto	61
7.2.1. Condiciones de funcionamiento del automóvil	61
7.2.2. Condiciones de funcionamiento del disipador de calor propuesto	66
7.3 Ensamblado del sistema recolector de energía térmica	70
7.4 Análisis de costos del proyecto.....	79
8. Conclusiones.....	81
Referencias.....	82
Firmas	87

Agradecimientos

Les agradezco a mis padres, por apoyarme incondicionalmente de inicio y fin durante mi vida universitaria, dando ánimos y apoyo durante la pandemia, dándome su cariño y fuerza para cumplir esta meta.

A mi hermana, por aconsejarme en mi vida universitaria y apoyarme cuando lo necesitaba convirtiéndose en mi mayor consejera.

A mi abuelo, por darme la fuerza para seguir con esta meta y poder estar presente en su culminación.

A mis amigos, por todas noches que pasamos desvelados para la realización de proyectos y trabajos que se volvieron grandes recuerdos.

A mis asesores, por su paciencia y guía durante la construcción de esta tesis, sin sus correcciones y apoyo no se hubiese logrado.

Y a mis abuelas por todo el cariño y amor que me brindaron a lo largo de mi vida, aunque lamentablemente no pudieron estar presentes para verme alcanzar esta meta. Las amo profundamente.

Índice de figuras

Figura 1. Eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal ($\kappa = 1.4$). Adaptado de [7].	15
Figura 2. Partes del sistema de escape de un automóvil. Adaptado de [10].	18
Figura 3. Termopar con dos metales diferentes.	21
Figura 4. Representación esquemática del efecto Seebeck. Adaptado de Soní [16].	22
Figura 5. Representación esquemática un dispositivo termoeléctrico. Adaptado de [16].	23
Figura 6. Diagrama de la metodología para el diseño del disipador de calor.	33
Figura 7. Esquema del sistema.	34
Figura 8. Captura de pantalla que ilustra la asignación del material y sus propiedades.	37
Figura 9. Captura de pantalla de la selección del proceso de transferencia de calor y sus condiciones térmicas.	38
Figura 10. Captura de pantalla que detalla las condiciones de momento de entrada.	38
Figura 11. Captura de pantalla que representa las condiciones de momento de salida.	39
Figura 12. Termo-anemómetro de la marca Extech, modelo An200.	42
Figura 13. Cámara de imagen térmica FLIR E4.	43
Figura 14. Simulación del módulo TEG: (a) vista exterior, (b) vista interior y (c) dimensiones interiores.	44
Figura 15. Materiales del módulo TEG.	44
Figura 16. Valores del telururo de bismuto.	45
Figura 17. Parámetros de entrada del estudio termoeléctrico.	45
Figura 18. Corriente por el módulo TEG.	46
Figura 19. Diseño construido del IC hexagonal (a) carcasa y (b) aletas en SolidWorks.	49
Figura 20. Diseño construido del IC rectangular (a) carcasa y (b) aletas en SolidWorks.	50
Figura 21. Análisis de la distribución de temperatura en el IC (a) hexagonal y (b) rectangular.	50
Figura 22. Diseño 1 propuesto del disipador de calor.	58
Figura 23. Diseño 2 propuesto del disipador (modificaciones en cuerpo central).	58
Figura 24. Diseño del disipador de calor.	59
Figura 25. <i>Distribución de temperatura en el diseño propuesto fabricado con (a) Aluminio 6063, (b) Acero, (c) Latón, (d) PA6-G30, (e) ABS y (f) PA6.6-CF20.</i>	60
Figura 26. Imagen de la distribución de calor en el escape del automóvil Beetle Cabrio 2013 (a) 1000 rpm y (b) 2000 rpm.	61
Figura 27. Medición de la velocidad de los gases del escape del automóvil Beetle Cabrio 2013.	62
Figura 28. Imágenes de la distribución de calor de la secadora a velocidad (a) alta y (b) baja.	64

Figura 29. Medición de la velocidad del aire de la secadora.....	65
Figura 30. Malla del diseño a) original y b) escalado.....	67
Figura 31. Condiciones de la malla del diseño original y escalado.....	67
Figura 32. <i>Distribución de la temperatura superficial en los diseños propuestos.</i>	68
Figura 33. Velocidad del fluido en diseño original.	68
Figura 34. Velocidad del fluido en el diseño construido.	69
Figura 35. Diseño propuesto impreso en 3D.	69
Figura 36. Configuraciones del sistema de recolección a) disipador de calor b) disipador de calor con ventilador acoplado c) disipador de CPU d) radiador de aluminio.	70
Figura 37. Sistema cosechador de energía a escala.	72
Figura 38. Circuito ladrón de Julios elaborado (a) en Proteus y (b) físico.	73
Figura 39. Imágenes de la distribución de calor (a) en el disipador de calor (b) del fluido frio (c) del radiado de agua.	75
Figura 40. Simulación en software ANSYS.	77
Figura 41. Corriente obtenida de la simulación.....	77
Figura 42. Simulación de circuito en Proteus.	78

Índice de tablas

Tabla 1. Componentes del sistema de escape y sus temperaturas de servicio [10].	20
Tabla 2. Comparativa de disipadores de calor acoplados con TEGs.	35
Tabla 3. Condiciones de funcionamiento de los disipadores de calor.	36
Tabla 4. Selección de materiales para el intercambiador: opciones recomendadas.	40
Tabla 5. Propiedades termoeléctricas empleadas para el TEG [57].	47
Tabla 6. Resultados de la transferencia de calor y distribución del fluido en los diseños explorados 1-6.	53
Tabla 7. Resultados de la transferencia de calor y distribución del fluido en los diseños explorados 7-12.	55
Tabla 8. Resultados de la transferencia de calor y distribución del fluido en los diseños explorados 13-17.	57
Tabla 9. Características del fluido (aire) a 180°C a 1 atm.	63
Tabla 10. Características del fluido (aire) a 93.3°C a 0.7 atm.	65
Tabla 11. Voltaje de las diferentes configuraciones.	71
Tabla 12. Resultados del análisis termoeléctrico.	74
Tabla 13. Resultados obtenidos de la prueba del TEG por Haripuddin et al [58].	76
Tabla 14. Datos obtenidos de los diferentes casos.	79
Tabla 15. Costos del sistema cosechador de energía.	79
Tabla 16. Costos de la pieza con diferentes materiales.	80

Nomenclatura

<i>TEG</i>	Generador termoeléctrico.
<i>zT</i>	Factor de mérito (adimensional)
<i>S</i>	Coefficiente Seebeck (V/K)
<i>k</i>	Conductividad térmica (W/(m/K))
<i>T</i>	Temperatura (K)
\dot{q}	calor transferido (kJ/kg),
\dot{w}	trabajo (kJ/kg)
<i>U</i>	Coefficiente global de transferencia de calor (J/s/m ² /°C)
<i>A</i>	Área (m ²)
<i>F</i>	Factor de corrección
<i>NTU</i>	Número de unidades de transferencia
<i>C*</i>	Coefficiente de capacidad calorífica
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² /K)
<i>N</i>	Número de pilares TE
<i>I</i>	Corriente eléctrica (A)
<i>R</i>	Resistencia eléctrica (Ω)
<i>v</i>	Velocidad del fluido (m/s)
<i>C_p</i>	es el calor específico (J/kg/°C)

Subíndice

<i>E</i>	Entrada
<i>S</i>	Salida
<i>H</i>	Caliente
<i>C</i>	Frio
<i>TEG</i>	Generador termoeléctrico.
<i>IC</i>	Intercambiador de calor
<i>TE</i>	Módulo termoeléctrico
<i>neto</i>	Neto
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>s</i>	Superficie
<i>ml</i>	Media logarítmica
<i>pn</i>	Par de pilares
<i>avg</i>	Promedio

Letras griegas

η	Eficiencia
ϵ	efectividad del IC.
ε	Emisividad de la superficie
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (W/m ² /K ⁴)
μ	es la viscosidad dinámica del fluido (Pa·s)

Introducción

La demanda mundial de energía va en aumento año tras año de acuerdo con los informes presentados por la Agencia Internacional de Energía [1]. La dependencia de los combustibles fósiles y su impacto negativo en el medio ambiente motivan a la comunidad científica, a organizaciones no gubernamentales y a civiles a promover y a realizar actividades en pro del ambiente [2].

En los vehículos de gasolina, aproximadamente el 40% del calor generado a través de los gases de escape se pierde de manera ineficiente [3]. Para mejorar la eficiencia de este proceso, se pueden emplear generadores de potencia termoeléctricos (TEGs, por sus siglas en inglés thermoelectric generator). Sin embargo, debido a las elevadas temperaturas de los gases de escape y las condiciones de funcionamiento de los TEGs, es crucial contar con un intercambiador de calor eficiente para aprovechar la energía térmica restante [4]. Aunque todavía esta tecnología está en fase de desarrollo, es necesario realizar estudios de investigación para poder implementarla a gran escala.

Teniendo esto en cuenta, en este trabajo se lleva a cabo un estudio del funcionamiento de un sistema de disipación de energía para la implementación de un generador termoeléctrico acoplado en el escape del vehículo Beetle Cabrio 2013. Esto con la finalidad de profundizar en su funcionamiento y establecer pautas para posibles mejoras en la autonomía del automóvil, así como para aprovechar al máximo la energía térmica residual de los vehículos.

1. Antecedentes del proyecto

1.1. Automóviles de combustión interna y el sistema de escape

Los automóviles de combustión interna son aquellos que utilizan un motor de combustión interna (MCI) para generar la energía necesaria para su funcionamiento. Los MCI son dispositivos mecánicos que convierten energía química en energía mecánica mediante la combustión de una mezcla de combustible y aire. Existe una gran variedad de MCI, los cuales se clasifican por el tipo de configuración, ciclo de trabajo, diseño y localización de válvulas, combustible, método de preparación de la mezcla, método de ignición, diseño de la cámara de combustión, método de control de carga y método de enfriamiento, sin embargo, para fines prácticos los MCI se pueden clasificar principalmente en cuatro tipos [3, 5, 6]:

1. Los motores de gasolina también conocidos como motores de cuatro tiempos, son el tipo de motor más comúnmente utilizado en los vehículos de pasajeros. Funciona mediante la combustión de la mezcla de aire y gasolina, que se enciende mediante una chispa eléctrica generada por una bujía. Ese tipo de motor tiene cuatro etapas: admisión, compresión, explosión y escape. En la etapa de admisión el aire y el combustible mezclados entran por la válvula de admisión. En la etapa de compresión la mezcla aire/combustible es comprimida y encendida mediante la bujía que genera una chispa eléctrica. En la etapa de combustión, el combustible se inflama y el pistón es empujado hacia abajo. En la etapa de escape, los gases de escape se conducen hacia fuera a través de la válvula de escape.
2. Los motores diésel funcionan de forma similar al motor de gasolina, pero utilizan diésel en lugar de gasolina como combustible. La principal diferencia entre el motor diésel y uno de gasolina es que el de diésel se enciende por compresión en lugar de una chispa. Este tipo de motor es conocido por una mayor eficiencia y mayor torque, lo que los

hace adecuados para aplicaciones de carga pesada, como camiones y maquinaria industrial.

3. El motor de dos tiempos a diferencia de los motores de cuatro tiempos, no tienen un ciclo de admisión y escape separado. En su lugar, la combustión y escape ocurren en la misma etapa del ciclo, lo cual los hace más simples y ligeros que los motores de cuatro tiempos. Utilizan una mezcla de combustible y aceite lubricante. Estos motores se utilizan comúnmente en motocicletas y equipos de jardinería debido a su bajo costo de fabricación.
4. El motor rotativo también conocido como motor Wankel, tiene un diseño único en forma de rotor triangula en el cual los pistones se desplazan en un movimiento rotativo en lugar de arriba y abajo como los motores convencionales, lo cual les hace más compactos y suaves en su funcionamiento. Esos motores se usan en vehículos deportivos y motocicletas debido a su alta potencia como en los automóviles de la marca Mazda.

Los automóviles de combustión interna tienen ventajas como una alta eficiencia energética, un alto torque y una rápida respuesta. Pero, también tienen desventajas, el principal inconveniente es que representan una fuente importante de contaminación ambiental debido a la emisión de gases del escape, como es la emisión del dióxido de carbón, óxidos de nitrógeno y partículas suspendidas en el aire. Por lo cual, en los últimos años, ha habido un aumento en la demanda de vehículos eléctricos que no utilizan MCI y son considerados más amigables con el medio ambiente. Sin embargo, los automóviles de combustión interna siguen siendo ampliamente utilizados en todo el mundo debido a su disponibilidad, infraestructura de

combustible, de carga y menor costo en comparación con los vehículos eléctricos. Actualmente, más del 99.8% del transporte vehicular está impulsado por MCI [3].

A continuación, se analiza la pérdida de calor, un nicho de oportunidad, en la operación de automóviles con MCI de gasolina.

1.1.1. Pérdida de calor en los automóviles de combustión interna

El ciclo termodinámico que describe a los motores de gasolina es conocido como ciclo de Otto. Este ciclo se lleva a cabo en un sistema cerrado, lo que implica que los cambios en la energía cinética y potencial se consideran despreciables. El balance de energía para el proceso de combustión interna realizado por el MCI se expresa de la siguiente manera:

$$(\dot{q}_E - \dot{q}_S) + (\dot{w}_E - \dot{w}_S) = \Delta u \quad (1)$$

donde \dot{q} es el calor transferido (kJ/kg), \dot{w} es el trabajo (kJ/kg). Los subíndices E y S denotan la entrada o salida, respectivamente.

La transferencia de calor solo ocurre en la etapa de compresión y en la etapa de escape, ya que ambas se llevan a cabo a volumen constante en ausencia de trabajo realizado. Por lo tanto, considerando estos aspectos, el calor transferido hacia y desde la mezcla se expresa mediante la Ec. (2)-(3), respectivamente

$$\dot{q}_E = C_v(T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$\dot{q}_S = C_v(T_4 - T_1) \quad (3)$$

donde \dot{q}_E es calor de entrada (kJ/kg), \dot{q}_s es calor de entrada (kJ/kg), C_v es calor específico a volumen constante (J/kg/K) y T es la temperatura (°C).

La eficiencia térmica (η) del ciclo de Otto se puede representar como la fracción de calor, \dot{q}_E , que se convierte en trabajo y se calcula utilizando la Ec. (4)

$$\eta = \frac{w_{neto}}{\dot{q}_E} = \frac{\dot{q}_E - \dot{q}_s}{\dot{q}_E} \quad (4)$$

donde w_{neto} es el trabajo neto (kJ/kg). La Ec. (4) indica que a medida que aumenta la compresión en un motor de encendido por chispa, su rendimiento también se incrementa.

Sustituyendo, las Ecs. (2)-(3) en la expresión de eficiencia térmica, Ec. (4), esta puede ser reescrita como

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (5)$$

Utilizando el hecho de que los procesos de la etapa de admisión a la de compresión y de combustión a la etapa de escape son adiabáticos, se puede deducir que la eficiencia térmica de un MCI de gasolina depende de la relación de compresión ($r = v_{max}/v_{min}$),

$$\eta = 1 - \left(\frac{v_{max}}{v_{min}}\right)^{k-1} \quad (6)$$

donde v_{max} es el volumen en el punto muerto inferior (m³/kg), v_{min} es el volumen en el punto muerto superior (m³/kg) y κ es el coeficiente de dilatación adiabática también conocido como factor de expansión isentrópica. La r suele variar de 8 a 1 hasta 10 a 1 en los MCI modernos.

Un motor con una relación de compresión más alta tiene un mayor poder de explosión y puede generar más potencia. Sin embargo, una relación de compresión demasiado alta puede causar problemas como la detonación del motor. En la Figura 1, se observan valores típicos de la η en motores de gasolina como función de la r para $\kappa = 1.4$.

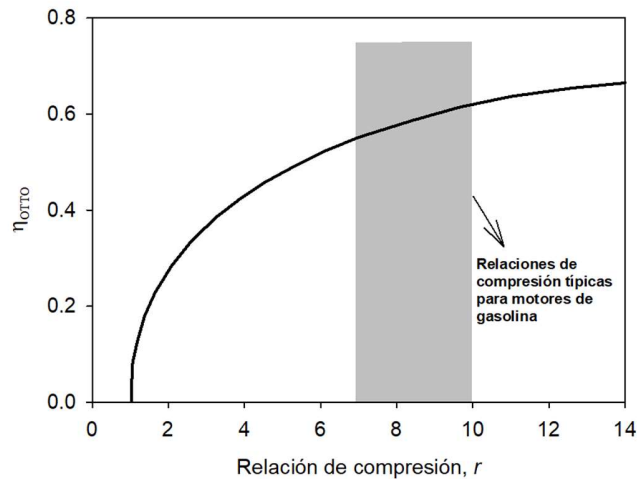


Figura 1. Eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal ($\kappa = 1.4$). Adaptado de [7].

El proceso termodinámico y las altas temperaturas de operación de los automóviles con MCI hacen que la pérdida de calor sea inevitable [8]. Solo el 12% de la energía térmica generada por el motor se utiliza para realizar trabajo. Esta pérdida de calor puede ocurrir en distintas etapas del proceso de combustión, como el escape de los gases, la radiación, la conducción y la refrigeración. Del total de calor perdido, un 40% se distribuye a través de los gases (CO, HC y NOx) que conforman el sistema de escape, un 30% se utiliza para refrigerar el motor y el 18% restante de energía se disipa en calor residual [4].

La pérdida de calor en los automóviles de combustión interna se debe principalmente a la radiación y a la conducción térmica. La radiación se produce cuando los componentes internos, como el bloque, el cárter y las cabezas de los cilindros, emiten calor debido a las altas

temperaturas alcanzadas durante la combustión. Por otra parte, la conducción térmica se refiere a la transferencia de calor desde los componentes internos hacia los externos, como sucede entre la carcasa del motor y otras piezas metálicas. Además, esto se observa tanto, en el sistema de escape, donde los gases calientes expulsados llevan consigo una cantidad considerable de calor, como en el sistema de refrigeración del motor, donde el exceso de calor se disipa a través del radiador y un líquido refrigerante que intercambia de calor con el aire del ambiente.

La reducción de la pérdida de calor es una problemática que la industria automotriz está tratando de resolver con el objetivo de mejorar la autonomía de los vehículos de combustión interna e híbridos. Para mejorar esta situación, se han desarrollado diferentes tecnologías y sistemas que buscan minimizar la pérdida de calor. Entre las soluciones se encuentran los sistemas de aislamiento térmico, proceso de recirculación de los gases del escape, los sistemas de turbo compresión, la gestión de calor en el diseño y construcción del motor. Asimismo, se han implementado sistemas de recolección de energía térmica, que aprovechan parte del calor generado para calentar la cabina del automóvil o incluso generar electricidad [9]. Dado que la mayor parte de calor perdido se distribuye a través de los gases de escape, resulta de gran interés investigar nuevos diseños para la integración de sistemas de recolección en el escape de los automóviles.

1.1.2. El sistema de escape del automóvil de combustión interna

El sistema de escape es un componente esencial en el automóvil de combustión interna, cuya función principal es la de canalizar los gases de escape producidos por la combustión del motor hacia el exterior. Además, el sistema de escape desempeña otras funciones, como reducir el ruido generado por el motor y mejorar la eficiencia del vehículo.

El sistema de escape en un automóvil está compuesto por varios componentes, destacando ocho elementos como se muestra en la Figura 4 [10]:

1. Colector de escape: su función principal es recolectar todos los gases de escape (CO_2 , H_2O , N_2 , O , CO , NO_x , SO_2 , HC algunos compuestos aromáticos como el benceno y el material particulado) generados por cada cilindro del motor y dirigirlos hacia el convertidor. El colector de escape se encuentra ubicado en la parte delantera del motor, cerca de la cabeza de los cilindros. Existen diferentes tipos de colectores de escape, como el colector de escape individual, que tiene un tubo para cada cilindro, y el colector de escape colectivo, que tiene un tubo común para varios cilindros.
2. Convertidor del colector: es un dispositivo utilizado para reducir la contaminación funciona mediante una reacción química llamada catálisis. En esta reacción, los contaminantes tóxicos presentes en los gases de escape se transforman en gases menos dañinos, como el dióxido de carbono, el agua y el nitrógeno. El convertidor de escape necesita funcionar a temperaturas elevadas y, por lo tanto, generalmente se encuentra cerca del motor. Está compuesto de un núcleo cerámico con un revestimiento de metales preciosos, como platino, paladio y/o rodio.
3. Tubo delantero: se trata de es un tubo flexible, que conecta el colector de escape con el resto del sistema de escape. Su principal función es evitar las vibraciones que provienen del motor. El tubo delantero debe ser fabricado con materiales resistentes tanto al calor como a la corrosión. Uno de los materiales más comunes para su fabricación es el acero inoxidable.
4. Tubo flexible del escape: está compuesto de goma reforzada con metal y su función principal es facilitar la expansión y contracción del sistema sin dañar otros componentes. Este componente contribuye significativamente a la reducción de la vibración y ruido del motor. Además, el tubo flexible también juega un papel crucial al

permitir que el sistema de escape se mueva y se flexione sin romperse debido a las vibraciones y movimientos del motor.

5. Convertidor catalítico: es un sistema de purificación de gases que convierte las emisiones de gases nocivos, como HC no quemados, CO y NO, en gases menos perjudiciales para el medio ambiente, como es CO₂, H₂O, N y O. El convertidor consta de dos componentes, el núcleo y el revestimiento. El núcleo está fabricado de un material cerámico poroso, generalmente de aluminio o de carburo de silicio, que proporciona una gran área superficial para que las reacciones químicas tengan lugar. Por otro parte, el revestimiento, está compuesto por metales preciosos, como el platino, paladio y el rodio que actúan como catalizadores para las reacciones.
6. Tubo de escape central: se encuentra en el centro del vehículo y forma parte del sistema de escape. Su función es llevar los gases provenientes del convertidor catalítico al silenciador.
7. Silenciador: es un componente del sistema de escape que consta de una serie de cámaras y tubos internos diseñados específicamente para interferir con las ondas de sonido, lo que ayuda a reducir la intensidad del ruido.
8. Tubo de escape: es la parte final del sistema de escape del vehículo y se encarga de liberar los gases en el aire.

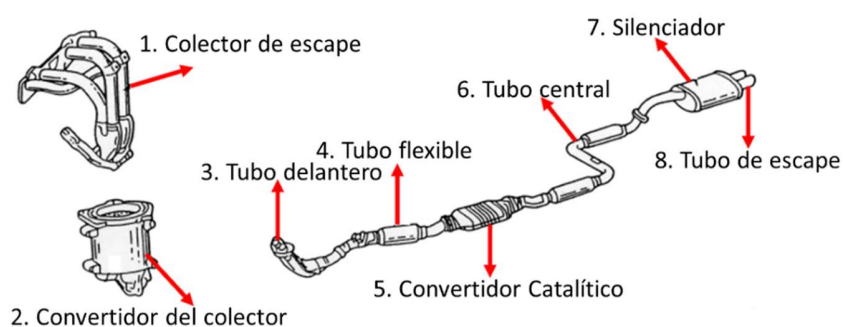


Figura 2. Partes del sistema de escape de un automóvil. Adaptado de [10].

La temperatura de servicio puede variar durante el recorrido del sistema de escape debido a diversos factores. Algunos de estos factores pueden incluir:

- La temperatura de los gases de escape generados por el motor puede aumentar a medida que atraviesan el sistema, lo que puede calentar los componentes del sistema y, en consecuencia, elevar la temperatura de servicio.
- El diseño del sistema de escape puede influir en la temperatura de servicio en diferentes puntos del recorrido. Por ejemplo, si se instala aislamiento térmico en ciertas áreas del sistema de escape, se logrará mantener una temperatura más constante en comparación con los casos en los que no se instale.
- El uso y condiciones de conducción: tanto el estilo de conducción como las condiciones ambientales pueden afectar la temperatura a la que opera el sistema de escape.

Por ejemplo, la temperatura de servicio varía en los diferentes componentes del sistema de escape. El tubo delantero, el tubo flexible y el convertidor catalítico pueden tener temperaturas que oscilan entre 800-600°C. Por otra parte, el silenciador y el tubo de escape opera a temperaturas que van desde 400-100°C. El tubo central, por su parte, presenta variaciones de temperatura entre 600-400°C, mientras que el colector de escape tiene una oscilación de temperatura entre 950-750°C [10]. La temperatura alcanzada por cada uno de los componentes del sistema de escape se puede observar en la Tabla 1 [10].

Con base en estos datos, el tubo de escape es un componente interesante para implementar un TEG, ya que es en este componente donde se obtienen menor temperatura por el calor residual.

Tabla 1. Componentes del sistema de escape y sus temperaturas de servicio [10].

Componente	Temperatura de servicio (°C)
Colector de escape	950-750
Tubo delantero	800-600
Tubo flexible	800-600
Convertidor catalítico (coraza)	800-600
Tubo central	600-400
Silenciador	400-100
Tubo de escape	400-100

1.2. Generadores termoeléctricos

Un generador termoeléctrico (TEG) es un dispositivo que convierte la energía térmica en energía eléctrica mediante el uso del efecto Seebeck [11].

El efecto Seebeck es el efecto termoeléctrico más común y ocurre cuando en un circuito formado por dos conductores heterogéneos (por ejemplo, cobre y hierro) aparece una diferencia de potencial si los puntos en que se unen estos dos conductores se encuentran en medios cuyas temperaturas sean distintas como se observa en la Figura 3 [9, 12]. Esta diferencia de voltaje eléctrico es conocida como fuerza electromotriz termoeléctrica.

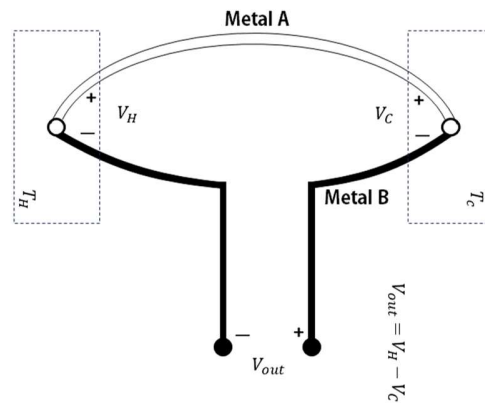


Figura 3. Termopar con dos metales diferentes.

Fue descubierto en 1821 por el físico alemán Thomas Johann Seebeck, quien observó que la aguja de una brújula se desviaba cuando se formaba un circuito cerrado con dos metales unidos a diferentes temperaturas. Esto sucede porque los electrones se excitan, provocando una diferencia de potencial en la unión y generando una corriente en el circuito, lo que a su vez crea un campo magnético [13, 14].

Inicialmente, Seebeck no se dio cuenta de que había una corriente eléctrica implicada, por lo que llamó al fenómeno observado efecto termomagnético, al pensar que los dos metales se magnetizaban debido al gradiente de temperatura. No fue hasta 1820 cuando el físico danés Hans Christian Oersted explicó correctamente la causa de la desviación de la aguja [13].

En la actualidad, el efecto Seebeck se utiliza para generar voltaje en ciertos materiales cuando se les suministra calor. Esto se logra uniendo dos materiales semiconductores a través de un puente metálico, como se muestra en la Figura 4. Al aplicar calor a esta unión, los portadores

Antecedentes

de carga mayoritarios de ambos materiales se desplazan del extremo caliente al frío, generando una acumulación de cargas en el extremo frío de cada material. Como resultado, se genera una diferencia de potencial o voltaje. La magnitud de este voltaje es proporcional a un valor constante característico del material, el coeficiente de Seebeck S , y la diferencia de temperatura entre el extremo frío y caliente (ΔT) [15, 16]:

$$\Delta V = -S\Delta T \quad (7)$$

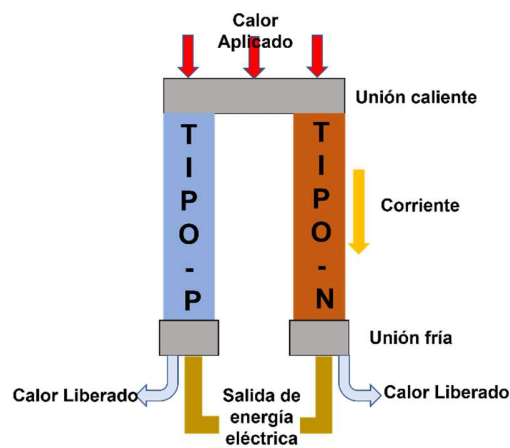


Figura 4. Representación esquemática del efecto Seebeck. Adaptado de Soní [16].

La diferencia de potencial generada depende únicamente de la diferencia de temperatura entre el material conductor y de las propiedades del material y es independiente de la unión entre los materiales. El signo del coeficiente de Seebeck depende del signo de los portadores de carga mayoritarios presentes en el material. Por lo tanto, para semiconductores tipo p como el silicio dopado con boro es positivo, ya que los huecos se difunden desde el extremo caliente al extremo frío, por lo que el voltaje y el gradiente tienen signos opuestos. Por el contrario, en semiconductores o metales tipo n, el coeficiente de Seebeck es negativo, ya que los electrones

son los que se difunden, lo que implica que el gradiente térmico y el voltaje comparten el signo, para un valor de S negativo.

Los TEGs generalmente tiene una baja eficiencia y se utiliza principalmente en aplicaciones de baja potencia, como sensores de temperatura.

Por otra parte, los TEGs, consisten en varios módulos termoeléctricos, como se muestra en la Figura 6. Estos generadores son capaces de producir una mayor cantidad de energía eléctrica en comparación con los TEG convencionales. A diferencia de los motores térmicos, los TEGs son más compactos y no tienen partes móviles. No obstante, suelen ser más caros y menos eficientes [17].

En general, cada módulo termoeléctrico está compuesto por cientos o miles de pares termoeléctricos, un conector eléctrico, un aislante eléctrico y un conductor térmico [16, 18]. Los pares termoeléctricos son semiconductores tipo p y n que están conectados eléctricamente en serie, pero operan térmicamente en paralelo para generar un voltaje y una corriente adecuados [16]. Estos están unidos entre sí por tiras de un material conductor, por ejemplo, el cobre [18].

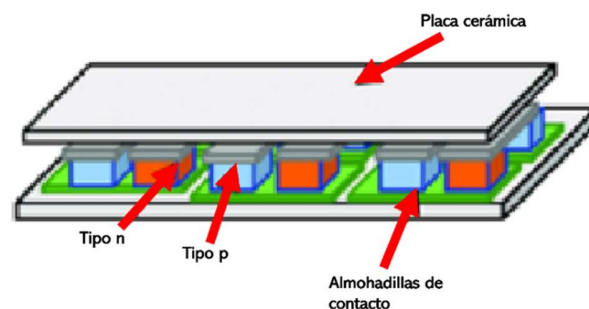


Figura 5. Representación esquemática un dispositivo termoeléctrico. Adaptado de [16].

Las ventajas de los TEGs son diversas y se pueden destacar varias. En primer lugar, a través de estos se puede obtener energía verde de manera eficiente [19]. La conversión directa de calor a energía eléctrica es posible gracias a ellos [13]. Existen diversos tipos de TEGs según la fuente de calor utilizada, como los TEGs solares que son portátiles, como los que se utilizan en relojes [20], los geotérmicos, los radioisótopos que se han utilizado en satélites desde 1960 [21], y los TEGs automotrices. Además, los TEGs no cuentan con partes móviles [13], lo cual reduce la posibilidad de averías, y no requieren de fluidos ni de otros químicos para su funcionamiento [22].

Se ha comprobado que los TEG experimentan una disminución en su capacidad para generar energía después de varios ciclos de operación, y necesitan una fuente de calor relativamente constante para funcionar de manera adecuada. Esta disminución en el rendimiento se debe al aumento de la resistencia interna de los TEGs [13].

1.2.1. Materiales termoeléctricos

La eficiencia de los TEGs está principalmente determinada por los materiales de los que están hechos [23]. En su gran mayoría estos materiales están compuestos por al menos uno de estos elementos: bismuto (Bi), antimonio (Sb) y telurio (Te) [24]. Sin embargo, la alta conductividad térmica de estos materiales limita su aplicación efectiva en ciertos campos. Para contrarrestar este problema, se ha utilizado el método de la aleación.

Algunas de las aleaciones con fines termoeléctricos más comunes incluyen el antimoniuro de bismuto (BiSb), el telururo de bismuto (Bi_2Te_3), el telururo de antimonio (Sb_2Te_3), el siliciuro de magnesio (Mg_2Si) y el seleniuro de bismuto (Bi_2Se_3). Estos materiales son utilizados en una amplia gama de aplicaciones, desde dispositivos de refrigeración y calefacción hasta generadores de energía termoeléctrica y sensores de temperatura.

En particular, el BiSb tiene una conductividad térmica menor, a temperatura ambiente, que la del Bi y Sb por si solos, y mantiene el coeficiente de Seebeck comparable al del Bi [24]. El Bi_2Te_3 es uno de los materiales más utilizados en aplicaciones termoeléctricas debido a su alta eficiencia y capacidad de funcionar en un rango amplio de temperaturas. Este material es utilizado tanto para la refrigeración como la generación de energía, junto con sus aleaciones como el telururo de plomo (PbTe) [25]. De hecho, se considera uno de los mejores materiales termoeléctricos disponibles, a pesar de que su eficiencia de conversión es inferior al 10% [26]. Y el Bi_2Se_3 se utiliza en la fabricación de generadores termoeléctricos, refrigeradores termoeléctricos, y detectores de temperatura, como satélites, refrigeradores portátiles, sistemas de refrigeración en automóviles, dispositivos de seguimiento remoto o sensores inalámbricos. También se ha estudiado en relación con su potencial uso en dispositivos electroluminiscentes y otros dispositivos electrónicos [24].

A fines de la década de 1990, Glen Slack propuso el concepto de una nueva categoría de compuestos termoeléctricos conocidos como Skutterudites. Estos compuestos, también conocidos como cristales de electrones de vidrio de fonón, tienen una estructura sólida y vacíos intrínsecos en el cristal que permiten una optimización independiente del transporte eléctrico y térmico. Los Skutterudites, una vez llenados, son considerados como uno de los materiales más importantes en la termoelectricidad para la generación de energía [25, 27].

Con la llegada de nuevas ideas como el confinamiento cuántico y la nanociencia, a medida que ingresamos al siglo XXI, se han introducido nuevos métodos de síntesis de materiales. Entre estos métodos se encuentran la modificación de nanoestructuras y el dopado [26]. Por ejemplo, en esta categoría Robert et al. [28] presentan un material nanoestructurado para su implementación en un TEG con el fin de comprobar su eficiencia, demostrando que posee una

alta conductividad eléctrica. Estos materiales pueden ser clasificados según su polaridad, siendo los materiales tipo p los que poseen polaridad positiva, y los materiales tipo n los que poseen polaridad negativa, según lo mencionado por Kütt et al. [4]. Sin embargo, siguen siendo un caso de estudio, ya que su eficiencia varía del 5 al 20%.

1.3. Sistemas de recuperación de calor

Para la implementación de los TEGs en automóviles se han realizado diversas investigaciones y estudios. Por ejemplo, Caroff et al. [29] emplearon TEGs en el sistema de aire acondicionado de un vehículo integrando dos disipadores de calor, uno para cada lado del TEG por donde pasa el aire de entrada con la finalidad de aumentar el confort para refrescar o calentar al pasajero y reducir el consumo del combustible. Kütt et al. [4] colocaron TEGs en dos posiciones dentro del sistema de escape del vehículo, tanto al final del escape y en el convertidor catalítico, ya que son las posiciones donde hay más energía térmica. Huang et al. [30] presentan un diseño concéntrico -cilíndrico de un TEG para el automóvil, este diseño ayuda a resolver los problemas que se presentan en los diseños cuadrados y permiten aprovechar mejor el calor desechado por el sistema de escape del vehículo. Weng et al. [20] presentan un modelo hexagonal, para mejorar la generación de energía eléctrica a través del calor que proviene del tubo de escape del automóvil. Liu et al. [31] comparan dos diseños de intercambiadores de calor rectangulares con aletas interiores: uno con distribución de aletas de pescado y otro con distribución caótica. El intercambiador con distribución caótica mostró una mejor temperatura promedio y distribución de calor, resaltando la importancia de la distribución y forma de las aletas en la generación de energía. Wang et al. [32] presentaron un diseño rectangular con hoyuelos en las paredes, que mostró una mejora en la presión del fluido en comparación con una superficie plana. Sin embargo, se observó una acumulación de calor en las orillas de los hoyuelos. Lu et al. [33] presentan un modelo rectangular sin aletas interiores con dos diseños: 1-entrada 2-salidas y 2-entradas 2-salidas. Estos diseños se utilizan para estudiar la distribución de calor en la superficie y la presión bajo diferentes condiciones

del vehículo. Kumar et al. [34] presentan un diseño cilíndrico que muestra problemas en la colocación de los TEGs debido a su forma curva, pero logra generar una mayor potencia en comparación con su diseño hexagonal. Se observó que un menor diámetro exterior resulta en una mejor potencia eléctrica, pero con mayores caídas de presión. Saqr et al. [35] describen un sistema rectangular de 300 W de potencia que carece de aletas interiores. Este diseño logra reducir la temperatura hasta 173.7°C, gracias al uso de otro fluido.

1.3.1. Transferencia de calor en los intercambiadores de calor

La transferencia de energía es fundamental para entender a los TEGs y los IC. Existen tres modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación [36, 37].

En el mecanismo de conducción la transferencia de energía sucede de las partículas más energéticas de una sustancia a las menos energéticas como resultado de la interacción entre estas por contacto directo y esta descrita por la Ec. (8) [38]:

$$\dot{q} = -kA\Delta T \quad (8)$$

donde k es la conductividad térmica (W/m/K), A el área de la superficie (m²) y ΔT es la diferencia de temperatura en escala absoluta (K). Esta ecuación es llamada Ley de Fourier.

El mecanismo de convección se compone de la transferencia de calor por conducción, a la que se superpone la transferencia de energía por el movimiento de fracciones del fluido que se mueven accionadas por una fuerza externa. El calor transferido por convección se rige por:

$$\dot{q} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (9)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$), A_s es área de la superficie (m^2), T_s la temperatura del objeto (K) y T_∞ es la temperatura del fluido (K).

La transferencia de calor por radiación es una forma de energía electromagnética emitida por toda la materia por encima del cero absoluto de temperatura. No requiere la presencia de un material entre los objetos que están intercambiando energía por radiación térmica [39]. Se representa como:

$$\dot{q} = \varepsilon\sigma A(T^4 - T_\infty^4) \quad (10)$$

donde ε es la emisividad de la superficie (adimensional, varía entre 0 y 1), σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W}/\text{m}^2/\text{K}^4$), A el área de la superficie (m^2), T es la temperatura de la superficie y T_∞ la temperatura del medio de propagación (K).

1.3.2. Dinámica computacional de fluidos

La dinámica de fluidos computacional o CFD (Computational Fluid Dynamics) consiste en el empleo de computadoras y de técnicas numéricas para resolver todos los problemas físicos que están relacionados con el movimiento de fluidos, con la transferencia de calor y las reacciones químicas [40].

La dinámica de fluidos computacional tiene sus inicios en los 1970s, fue impulsado por la disponibilidad de computadoras más potentes y los avances en CFD están estrechamente vinculados a la evolución de la tecnología informática. Las primeras aplicaciones fue una simulación de fluidos transónicos basados en la solución de la ecuación de potencial no lineal. Con los avances de los métodos numéricos, las soluciones a problemas que requerían un modelado real de gas fueron posible en los finales de los 80s [41].

Todos los programas CFD modernos tiene en común la tarea de resolver 5 ecuaciones de conservación de mecánica de fluidos; los cuales son:

1. Conservación de la masa
2. Conservación del impulso en dirección X
3. Conservación del impulso en dirección Y
4. Conservación del impulso en dirección Z
5. Conservación de la energía.

Estas ecuaciones se les llama las ecuaciones de Navier-Stokes, estas ecuaciones describen el movimiento de un fluido isotrópico viscoso. Estas ecuaciones forman un sistema de ecuaciones diferenciales no lineales acopladas y hasta ahora solo se podían resolver analíticamente en casos especiales.

Las ecuaciones de Navier-Stokes tridimensionales pueden ser resueltas numéricamente, pero en casos de tener un flujo turbulento el esfuerzo computacional es muy alto, dado a la no linealidad incluso las perturbaciones más pequeñas influyen en la solución.

Por esta razón, los programas modernos se basan en las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds, las cuales representan la física con suficiente precisión y con tiempos de cálculos aceptables [42].

Actualmente los métodos CFD son implementados en los campos de la aeronáutica, turbo maquinaria, en el diseño de naves y autos. Mas allá, se implementa en la meteorología, oceanografía, astrofísica, biología, recuperación de combustible y en la arquitectura.

2. Planteamiento del problema

A pesar de que existen alternativas, se prevé que los autos de motor de combustión interna (AMCI) seguirán siendo los más demandados en el mercado y continuarán en circulación durante mucho tiempo [43]. Esto se debe a los costos de producción y mantenimiento, lo que hace que el desarrollo de nuevos diseños basados en este tipo de vehículos sea fundamental [44]. En México, hasta el año 2021 se tienen registrados un total de 44,433,268 vehículos, de los cuales aproximadamente el 5% son vehículos eléctricos e híbridos [45].

En un vehículo con un motor de combustión interna solo el 25% de la energía del combustible se usa para la movilidad del vehículo y el 40% se desperdicia en los gases de escape. Dado que la demanda mundial de energía va en aumento año tras año de acuerdo con los informes presentados por la Agencia Internacional de Energía es de vital importancia buscar alternativas para el aprovechamiento del calor residual que se está desperdiciando en los automóviles [1].

La temperatura de los gases del sistema de escape varía entre los 100 a 800°C dependiendo de la localización y de la velocidad del vehículo [46]. En este sentido, el aprovechamiento del calor residual de los gases de escape para generar electricidad ha generado interés en los grupos de investigación y en la iniciativa privada alrededor del planeta para desarrollar dispositivos termoeléctricos, ya que representan una oportunidad para aprovechar la energía de una manera sustentable [23].

3. Justificación

El uso del calor residual para la obtención de energía eléctrica es prometedor y pone en manifiesto la necesidad de desarrollar sistemas que cuenten con las características requeridas para el proceso de transformación energética y, al mismo tiempo, que sea amigable con el medio ambiente. En base a esto, se plantea el estudio de diferentes diseños de un disipador de calor que acoplado a un TEG funcionen como alternativa para utilizar la energía térmica generalmente disipada al ambiente por el sistema de escape del automóvil. El cual, sea de bajo costo y respecto a los reportados en literatura tenga un diseño más amigable para su implementación.

4. Objetivos generales y específicos

4.1. Objetivo general

Diseñar y modelar un sistema de disipación de energía térmica utilizando SolidWorks® y ANSYS para estudiar su distribución de temperatura y potencial aplicación como cosechador de energía del automóvil.

4.2. Objetivos específicos

1. Analizar el diseño de sistemas de intercambiadores de calor reportados para proponer un diseño nuevo para el automóvil marca Beetle Cabrio 2013.
2. Evaluar por simulación el desempeño del sistema de disipación de energía térmica propuesto para la construcción del sistema cosechador de energía aplicando el software de ANSYS y SolidWorks®.
3. Construir y evaluar a escala el disipador de energía térmica propuesto en un sistema cosechador de energía modelo.

5. Hipótesis

Estudiar por simulación el desempeño de diferentes arreglos de un sistema de disipación de energía térmica permitirá la construcción a escala de un sistema cosechador de energía.

6. Metodología

En este trabajo se estudia por simulación el diseño de un disipador de energía térmica que forma parte de un sistema de recolección de energía. El diseño se desarrolló en SolidWorks® y ANSYS con la finalidad de aprovechar la energía térmica de los gases provenientes del escape empleando CFD. Los pasos a seguir se pueden observar en el siguiente diagrama.

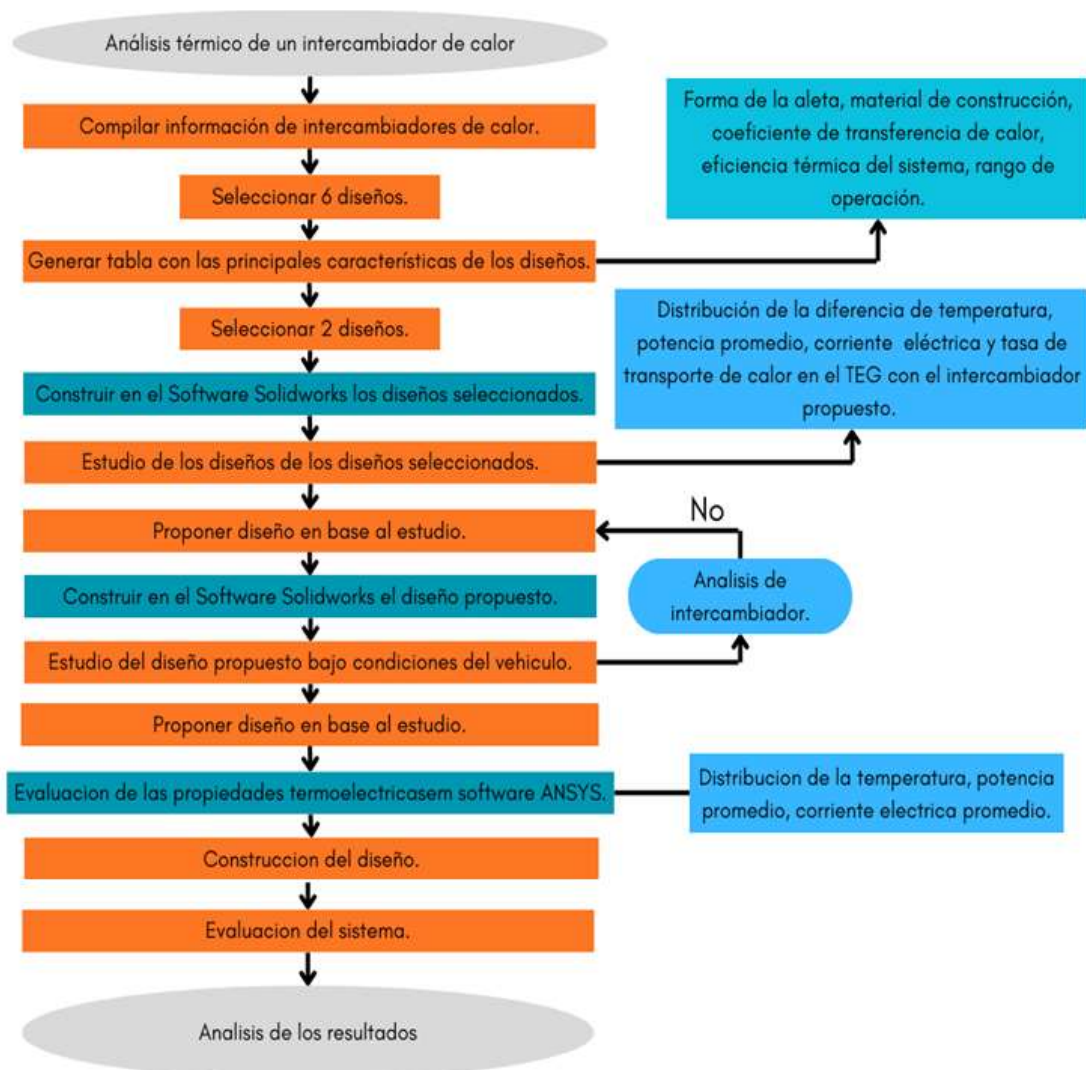


Figura 6. Diagrama de la metodología para el diseño del disipador de calor.

Posteriormente, se escala el disipador de energía térmica propuesto para validar el diseño, utilizando un sistema modelo de recolección de energía térmica como el que se muestra en la Figura 7, el cual está compuesto por dos disipadores de calor: uno diseñado para el extremo caliente y otro comercial para el extremo frío, además de un módulo TEG.

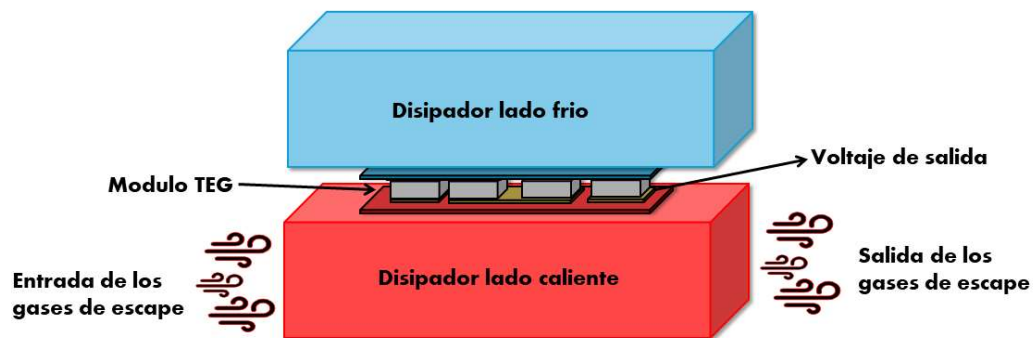


Figura 7. Esquema del sistema.

6.1. Diseño del disipador de energía térmica

6.1.1. Análisis de disipadores de energía acoplados a TEGs

Se realiza un análisis de diferentes diseños de disipadores de energía térmica utilizados con sistemas TEGs previamente mencionados en investigaciones y estudios recientes. La Tabla 2 muestra las características principales de estos disipadores de calor, como el material utilizado, el volumen, la masa y sus dimensiones.

A partir de los diseños presentados en la Tabla 2, se seleccionan y construyen dos diseños en base al tamaño y dimensiones de las aletas SolidWorks®. Posteriormente, se realiza por CFD la simulación de transferencia de calor por convección para ambos diseños utilizando el método numérico de elemento finito por celdas de mínimos cuadrados de los programas ANSYS y SolidWorks®. Esta simulación se realizó con el fin de corroborar el funcionamiento de los disipadores de calor reportados en literatura.

Tabla 2. Comparativa de disipadores de calor acoplados con TEGs.

Diseño		Hexagonal	Rectangular	Rectangular	Rectangular	Circular	Rectangular	
		[20]	[31]	[32]	[33]	[34]	[47]	
Características		Aluminio (A)	Latón (L)	Latón (L)	Acero	Cobre	Acero	
Material carcasa y aletas								
Dimensiones de carcasa (mm)	largo	460	570	400	670	2000	330	
	ancho	140	290	300	360	20	273	
	altura	140	75	12	81	20	216	
	diámetro	60	60	60	51	20	-	
Volumen (cm ³)		694.98	2090.20	1440	19537.2	8000	19459.44	
Peso (Kg)		1.9	18.25	12.57	15.31	71.68	39.1	
Número de aletas		42	52	4	0	32	0	
Dimensiones de las aletas (mm)		28.5	20	-	-	1-8	-	
			35	-	-			
		1	10	-	-	-	-	
Rango de temperatura de operación	Inicial (K)	773	778	600	673.15	823.15	890.45	
	Promedio en la superficie (K)	525	494	-	373.15	-	-	
Potencia eléctrica generada (Watts)							255.1	

Durante la simulación de los dos diseños seleccionados, se conservan las condiciones de funcionamiento reportadas incluyendo el material, las dimensiones y las condiciones de operación según se detalla en la Tabla 3 [20, 31].

Velocidad de entrada del fluido	12 m/s
Temperatura inicial del fluido	500 K
Coefficiente de convección	60W/m ² /K
Temperatura inicial de las paredes	27°C

De los resultados obtenidos se seleccionó el diseño con mejor distribución de temperatura para ser modificado con el objetivo de adaptarlo al escape del automóvil marca Beetle Cabrio.

6.1.2. Propuesta de diseño del disipador de calor

El diseño original seleccionado en la sección 6.1.1 fue modificado en SolidWorks® con el propósito de crear un diseño específico que permita reducir la temperatura promedio de la superficie del disipador y lograr una distribución uniforme que facilite la colocación de los TEGs en toda su superficie para el escape del automóvil Beetle Cabrio 2013, el cual se encuentra en el laboratorio Multiaulas 7 de la BUAP. Para realizar esta modificación, se ajustó el tamaño de las aletas en cada diseño, con el objetivo principal de disminuir el peso original y mejorar la distribución del fluido, simulando los gases de escape como si fueran aire.

Con el propósito de comparación, las condiciones iniciales de la simulación se establecen de acuerdo con las especificaciones del diseño original en la sección 6.1.1, Tabla 3. Por consiguiente, se emplea un coeficiente de convección del aire de 60 W/ m²/K, una presión de 101325 Pa, una velocidad de 12m/s y una temperatura de 500 K. Además, las paredes del

disipador de calor se mantienen a una temperatura de 27°C, tal como se ilustra en la Figura 8-11.

Es importante destacar que, durante esta etapa, las propiedades del material de construcción fueron evaluadas considerando valores invariables con la temperatura. Al finalizar, se seleccionó el diseño que logra un equilibrio entre el tamaño más pequeño y la distribución de temperatura.

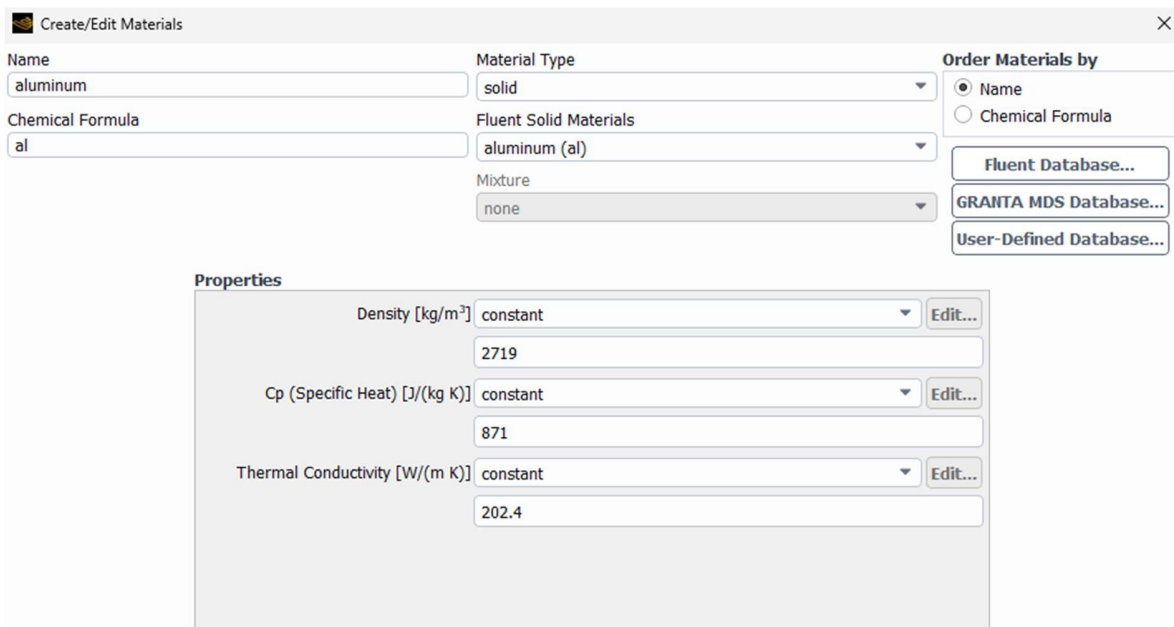


Figura 8. Captura de pantalla que ilustra la asignación del material y sus propiedades.

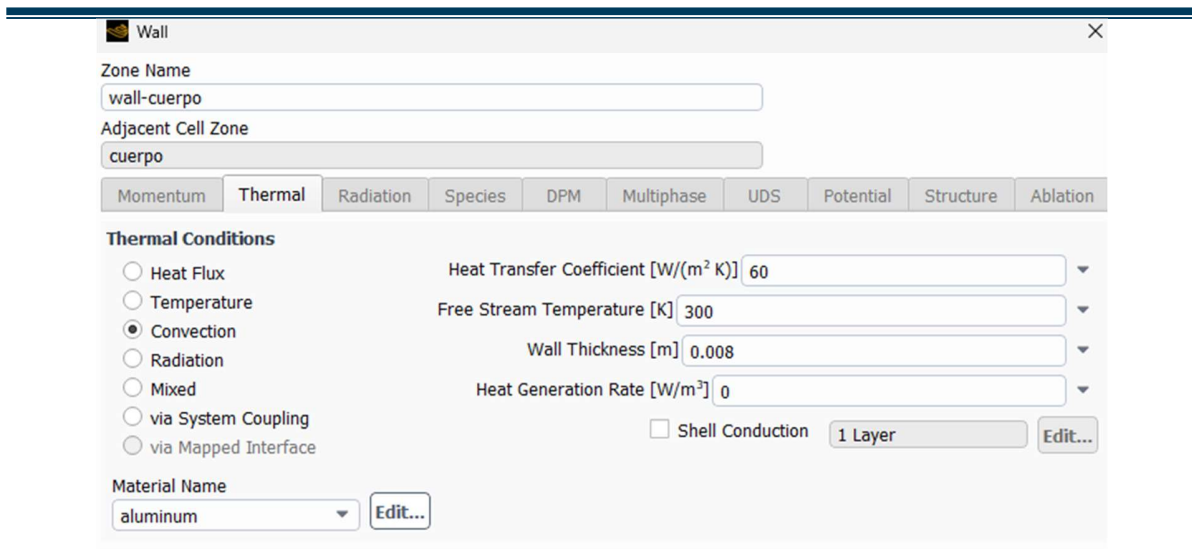


Figura 9. Captura de pantalla de la selección del proceso de transferencia de calor y sus condiciones térmicas.

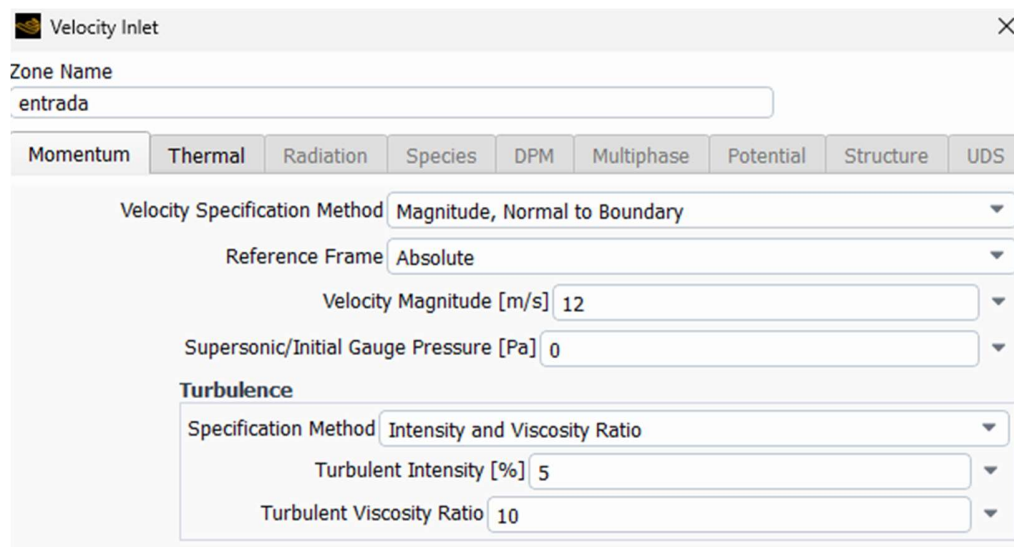


Figura 10. Captura de pantalla que detalla las condiciones de momento de entrada.

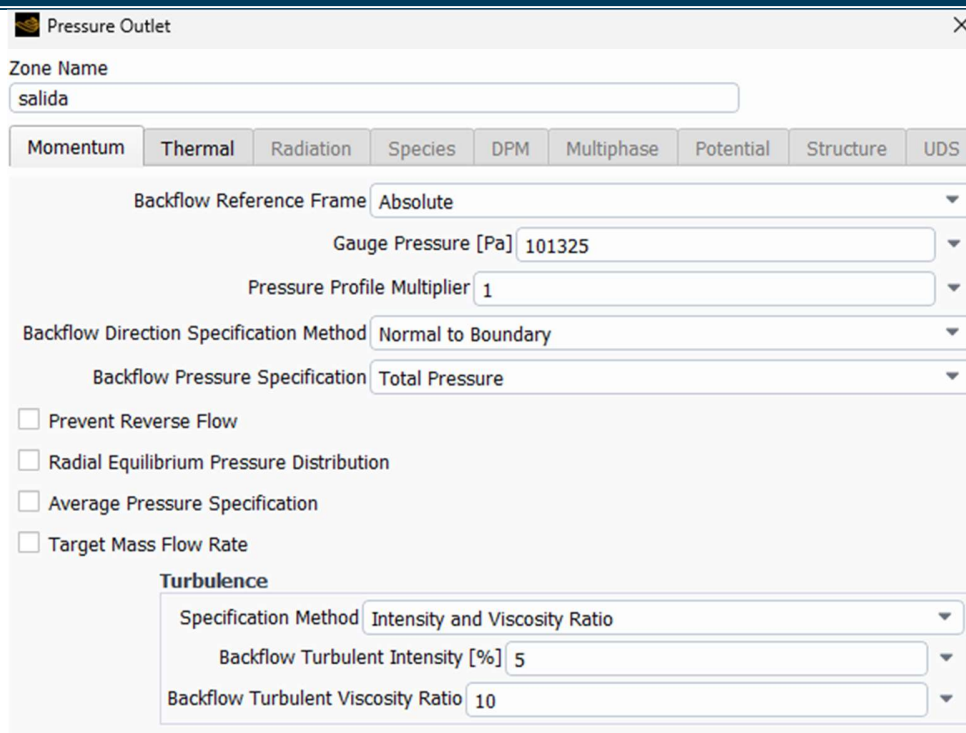


Figura 11. Captura de pantalla que representa las condiciones de momento de salida.

6.1.3 Material de construcción del dissipador de calor

Después de establecer un diseño que logra el equilibrio entre el tamaño del dissipador de calor y la distribución de temperatura en su superficie, se lleva a cabo la evaluación de diferentes materiales para su construcción, los cuales se detallan en la Tabla 4, incluyendo sus características respectivas.

Para realizar la simulación de los materiales aplicados en el diseño propuesto, se utilizó el software de SolidWorks®. Dicho software permite simular las propiedades de capacidad calorífica, conductividad térmica y coeficiente efectivo de transporte de calor convectivo, en función de la temperatura.

Tabla 4. Selección de materiales para el intercambiador: opciones recomendadas.

<i>Material</i>	<i>Densidad (g/cc)</i>	<i>Conductividad térmica (W/mK)</i>	<i>Calor específico (J/Kg/K)</i>	<i>Max temperatura de operación (°C)</i>	<i>Costo por gramo (MXN)</i>
Aluminio 6063	2.7	200	900	654	0.62 [48]
ABS	1.21	0.335	1920	245	0.62 [49]
PA6-G30	1.36	0.41	1300	218	1.23 [50]
PA6.6-CF20	1.23	0.72	1400	251	1.66 [51]
Acero inoxidable 304	8.03	16.27	502.48	1500	1.33 [52]
Latón	8.73	109	380	950	1.16 [53]
Resina UV (acrilato de uretano fotocurable)	1.1-1.2	0.341	1100-1400	80-150	1.55 [54]

6.2. Desempeño por simulación y construcción del disipador

Se llevó a cabo la simulación del rendimiento del disipador de calor propuesto con las condiciones de operación de los gases de escape del automóvil Beetle Cabrio 2013. La simulación se realizó utilizando SolidWorks® y se validó con un sistema modelo: disipador propuesto a escala, radiador de aluminio y un secador turbo Rvdr5034 de 1875 W.

La temperatura promedio en los diferentes puntos del disipador de calor se estimó con dinámica computacional de fluidos en SolidWorks® considerando transferencia de calor por convección en el diseño propuesto siguiendo los pasos descritos de la Figura 7-10.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) se calcula utilizando la Ec. (11), los números adimensionales de Reynolds (Re) y Prandtl (Pr) conforme a las Ec. (12) - (13), y una correlación empírica basada en el régimen del fluido determinado [5, 7, 20],

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (11)$$

$$Re = \frac{\rho L_c v}{\mu} \quad (12)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (13)$$

donde Nu es el número de Nusselt (adimensional), L_c es la longitud característica (m), k es la conductividad térmica (W/m/°C), v es la velocidad del fluido (m/s), μ es la viscosidad dinámica del fluido (Pa·s), C_p es el calor específico (J/kg/°C).

Dada la geometría rectangular de la entrada del disipador de calor propuesto la longitud característica se evalúa de la siguiente manera [7]:

$$L_c = \frac{2ab}{a+b} \quad (14)$$

donde a y b son las dimensiones del ancho y largo.

Las condiciones específicas de velocidad y temperatura para los gases de escape del automóvil Beetle Cabrio del año 2013, se estimaron tomando en cuenta dos escenarios distintos. En el primer escenario, el motor se mantuvo a una velocidad constante de 100 rpm, mientras que, en el segundo escenario, el motor operó a 3000 rpm. El sistema modelo fue evaluado en condiciones de baja y alta velocidad, que corresponden a las condiciones en las que opera el secador turbo Rvdr5034.

Se empleó un termo-anemómetro Extech An200 para la medición de la velocidad del fluido el cual tiene un rango de 0.40 a 30 m/s y con una precisión de 3%, llegando a soportar una temperatura de -10 a 60°C [55](ver Figura 12) y una cámara termográfica FLIR EX series modelo E4 para la medición de la temperatura la cual cuenta con una resolución de 80x60 pixeles y con un rango de detección de temperatura de -20 a 250°C con una precisión de $\pm 2^\circ\text{C}$ [56](ver Figura 13).



Figura 12. Termo-anemómetro de la marca Extech, modelo An200.



Figura 13. Cámara de imagen térmica FLIR E4.

Considerando los resultados obtenidos en la simulación se selecciona el diseño a construir por la técnica de impresión 3D.

6.3. Ensamblado del sistema recolector de energía térmica

Para el ensamblaje del sistema recolector de energía se estudiaron tres equipos diferentes: disipador de CPU, disipador de calor comercial (2 configuraciones) y un radiado de aluminio con la finalidad de obtener una diferencia de temperatura del lado opuesto al caliente en el TEG y validar los datos obtenidos en la simulación.

6.4. Validación del sistema recolector de energía térmica

Con el fin de determinar el rendimiento eléctrico teórico que podría lograr un módulo TEG utilizando el calor de los gases de escape. Se llevó a cabo la construcción en SolidWorks® de un módulo TEG con dimensiones de 40×40×3.5 mm, el cual consta de un total de 254 pilares de telururo de bismuto de 1×1×1 mm, los cuales se encuentran unidos mediante placas de cobre de 0.25 mm de grosor.

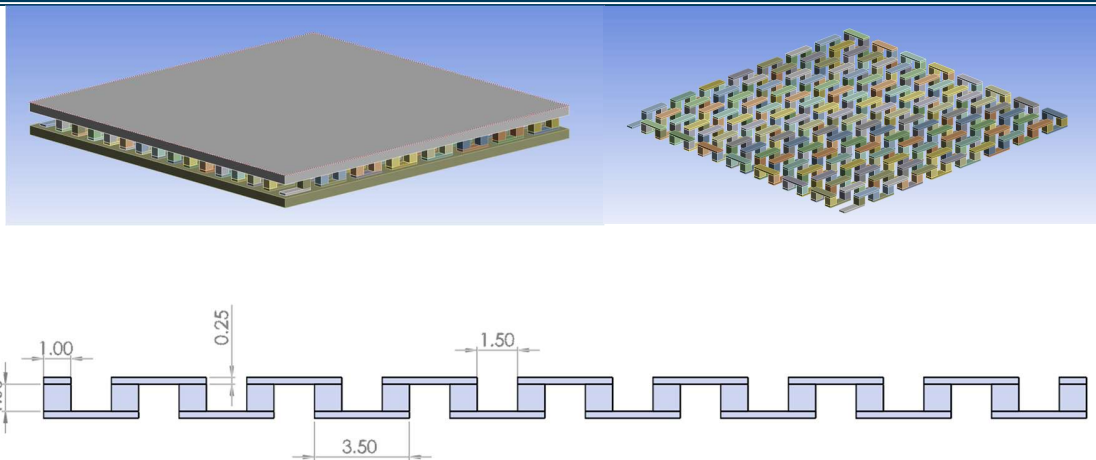


Figura 14. Simulación del módulo TEG: (a) vista exterior, (b) vista interior y (c) dimensiones interiores.

La energía eléctrica generada se determina aplicando el análisis termoeléctrico en el software de ANSYS. Primero se define el material de construcción, ver Figura 15. Se seleccionan los valores para las propiedades del telururo de bismuto como se muestra en la Figura 16. Finalmente, se describen los parámetros de entrada del estudio termoeléctrico como se indica en la Figura 17.

Outline of Schematic A2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Aluminum Oxide			Thermal_Materials.xml	
4	Copper Alloy			General_Materials.xml	
5	Tipo N			General_Materials.xml	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
6	Tipo P			General_Materials.xml	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Figura 15 Materiales del módulo TEG.

Properties of Outline Row 6: Tipo P				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Isotropic Thermal Conductivity	1.2	W m ⁻¹ K ⁻¹	
4	Isotropic Seebeck Coefficient	0.00021	V K ⁻¹	
5	Isotropic Resistivity	0.000952	ohm cm	

Properties of Outline Row 5: Tipo N				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Isotropic Thermal Conductivity	1.2	W m ⁻¹ K ⁻¹	
4	Isotropic Seebeck Coefficient	-0.00021	V K ⁻¹	
5	Isotropic Resistivity	0.000952	ohm cm	

Figura 16 Valores del telururo de bismuto.

Scope		Scope	
Scoping Method	Geometry Selection	Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face	Geometry	1 Face
Definition		Definition	
Type	Temperature	Type	Temperature
<input type="checkbox"/> Magnitude	80. °C (ramped)	<input type="checkbox"/> Magnitude	22. °C (ramped)
Suppressed	No	Suppressed	No
Scope		Scope	
Scoping Method	Geometry Selection	Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face	Geometry	1 Face
Definition		Definition	
Type	Voltage	Type	Voltage
<input type="checkbox"/> Magnitude	0. mV (ramped)	<input type="checkbox"/> Magnitude	2400. mV (ramped)
<input type="checkbox"/> Phase Angle	0. °	<input type="checkbox"/> Phase Angle	0. °
Suppressed	No	Suppressed	No

Figura 17 Parámetros de entrada del estudio termoeléctrico.

En la figura 18 se muestra el comportamiento de la corriente obtenida a partir de los parámetros de entrada, obteniendo una corriente promedio de 493 mA. Este valor afirma la información dada por el fabricante del componente.

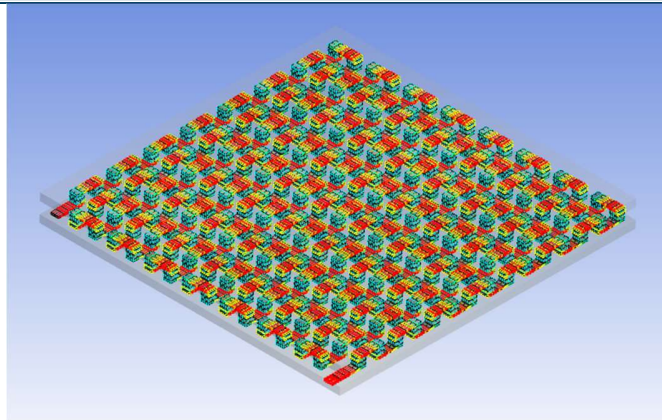


Figura 18. Corriente por el módulo TEG.

Durante la operación del módulo TEG, es importante considerar las resistencias térmicas y eléctricas de contacto que se encuentran en los extremos de la placa de cobre. Estas resistencias, junto con la pérdida de calor debido a las transferencias de calor por convección y radiación, pueden ocasionar una disminución en la potencia de salida.

Así que se realizó una comparación entre los datos obtenidos por simulación del diseño del sistema recolección de energía térmica propuesto y a escala en SolidWorks® empleando los datos generados al utilizar el coeficiente de Seebeck (S) y la resistencia eléctrica medida (R_m) de los módulos TEG.

Entonces, la energía eléctrica teórica generada se evalúa aplicando [20]:

$$P = NSI\Delta T_{leg} - I^2NR_{pn} \quad (15)$$

donde ΔT_{leg} es la diferencia de temperatura a través del TEG (°C), N es el número de pilares empleados, I es la corriente eléctrica (A), S es el coeficiente de Seebeck (adimensional), y R_{pn} es la resistencia eléctrica de un par de pilares del TE (Ω).

La razón máxima de generación de energía se obtuvo seleccionando una resistencia de carga externa igual a la resistencia eléctrica interna total, por lo tanto, se determinó aplicando las Ecs. (16)-(17)

$$P_{max} = 3.36 \times 10^{-6} N \Delta T_{avg}^2 (W) \quad (16)$$

$$I = S \Delta T_{avg} / (2R_m) \quad (17)$$

La solución de estas ecuaciones se realiza la bajo la consideración de nulo transporte de calor por el efecto de Joule.

Con el fin de llevar a cabo esta evaluación, se han utilizado ciertas propiedades termoeléctricas que se presentan en la Tabla 5. Estos valores corresponden a un pilar de telururo de bismuto con dimensiones de 1mm×1mm×1mm.

Tabla 5. Propiedades termoeléctricas empleadas para el TEG [57].

Propiedad media	Símbolo	Valor
Coeficiente de Seebeck	S	210 μ V/K
Resistencia eléctrica	R_m	9.52 m Ω
Resistividad	R	9.52 * 10 ⁻⁴ Ω cm
Conductividad térmica	k_m	1.2 W/m/K

El calor extraído del lado caliente (Q_H) y el calor disipado en el lado frío (Q_C) de un TEG en el sistema de circuito cerrado, se determinarán como:

$$Q_H = NSIT_{H,avg} + K\Delta T_{avg} - \frac{1}{2}I^2NR_m \quad (18)$$

$$Q_C = NSIT_{C,avg} + K\Delta T_{avg} - \frac{1}{2}I^2NR_m \quad (19)$$

7. Resultados

7.1 Diseño del disipador de calor

7.1.1. Análisis de disipadores de calor acoplados a TEGs

De los 6 diseños analizados en este estudio, fueron seleccionados dos que se denominan como hexagonal [20] y rectangular [31]. El diseño hexagonal consta de 42 aletas, mientras que el diseño rectangular cuenta con 50 aletas dispuestas de manera caótica. En la figura 19 se puede observar la construcción realizada en Solidworks® del diseño hexagonal, mientras que en la figura 20 se muestra el diseño rectangular.

La principal diferencia entre estos dos diseños radica en el material de construcción, lo cual tiene un impacto directo en la densidad y, por ende, en la masa de los intercambiadores. El diseño rectangular tiene un peso de 18.25 kg (8.73 g/cm^3), mientras que el intercambiador hexagonal de aluminio pesa 1.9 Kg (2.7 g/cm^3), es decir, es más ligero.

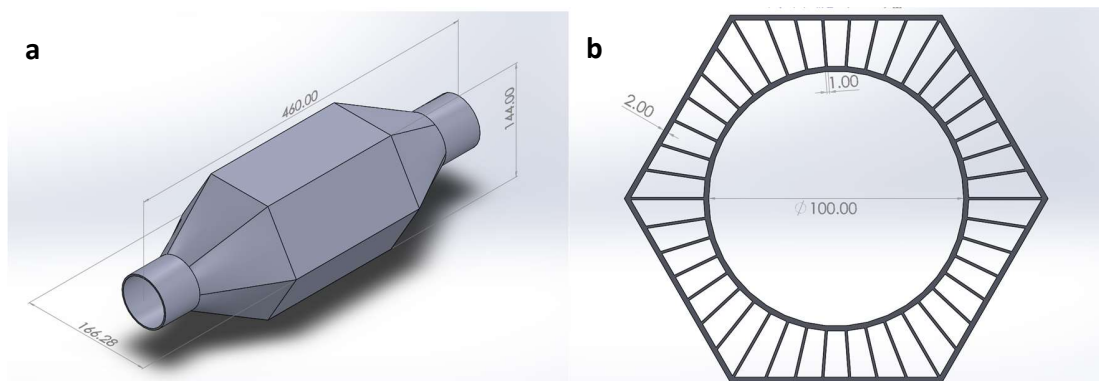


Figura 19. Diseño construido del IC hexagonal (a) carcasa y (b) aletas en SolidWorks.

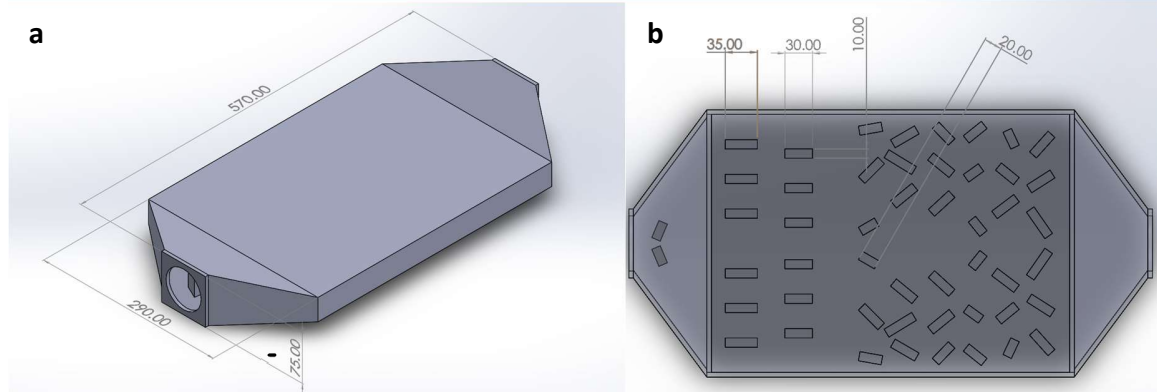


Figura 20. Diseño construido del IC rectangular (a) carcaza y (b) aletas en SolidWorks.

La simulación de transferencia de calor por convección para el diseño hexagonal utilizando el método numérico de elemento finito por celdas de mínimos cuadrados de ANSYS FLUENT se puede observar en la Figura 21a, mientras que la simulación correspondiente al diseño rectangular se puede apreciar en la Figura 21b.

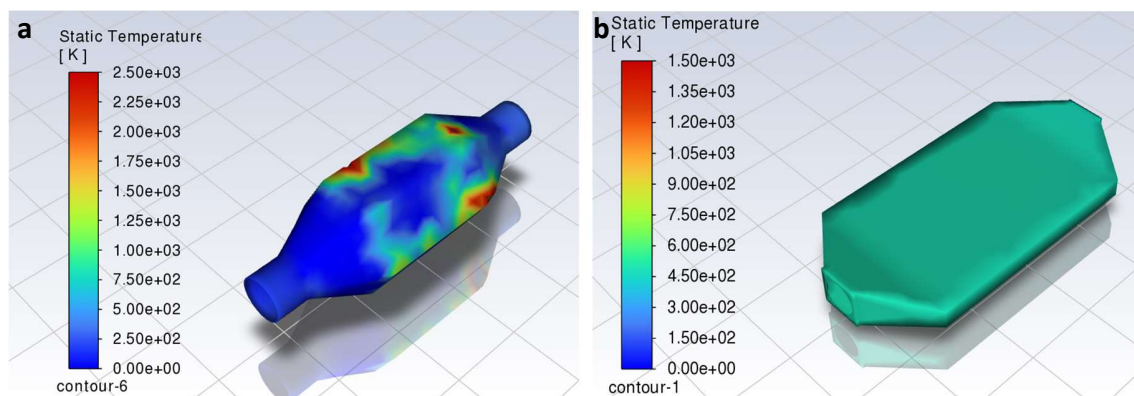


Figura 21. Análisis de la distribución de temperatura en el IC (a) hexagonal y (b) rectangular.

El intercambiador de calor rectangular tiene una mejor distribución de calor y un valor de temperatura -5.9% que el hexagonal, sin embargo, su peso es 860.5% mayor que hexagonal. El inconveniente se encuentra en las dimensiones del problema, por lo tanto, en la siguiente

sección se estudian modificaciones al diseño rectangular [31] para que pueda ser adaptado al tubo de escape del automóvil Beetle Cabrio.

7.1.2. Propuesta de diseño del disipador de calor

A continuación, se muestran los resultados del análisis de temperatura obtenida por convección y la distribución del flujo del fluido en 17 de los 42 diseños modificados basados en el diseño rectangular mencionado por [31], utilizando dinámica computacional de fluidos en ANSYS.

En la Tabla 6 se muestran los resultados de la modificación de la distribución de aletas en los primeros seis diseños. En el diseño 1, se emplean 62 aletas verticalmente alineadas, con las aletas interiores elevadas 0.5 mm en comparación con las aletas de los extremos, lo que resulta en una temperatura promedio (T_{prom}) en la superficie de 484°C.

En el diseño 2, también se utilizan 62 aletas, pero se ubican las aletas de los extremos a 25 mm, con un ángulo de inclinación de 60° y las aletas centrales con un ángulo de inclinación de 30°, logrando una T_{prom} de 479°C.

Para abordar la acumulación de calor en ciertos puntos de la superficie observados en los perfiles de temperatura anteriores, se implementa el diseño 3 con 44 aletas distribuidas simétricamente con un ángulo de 70°, lo que resulta en una T_{prom} de 439°C.

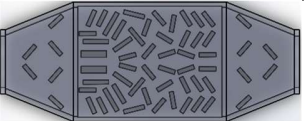

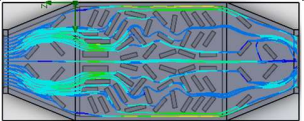
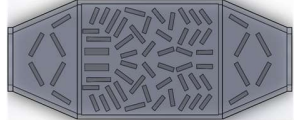

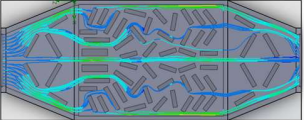
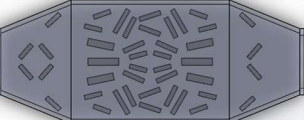

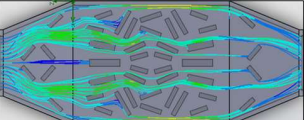
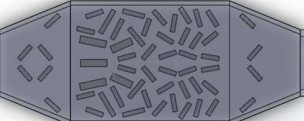

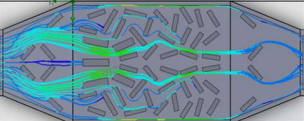
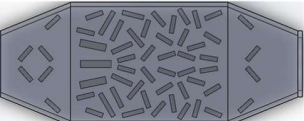

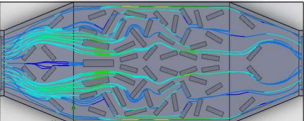
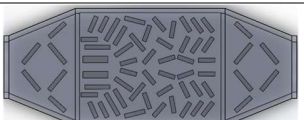
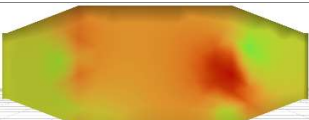
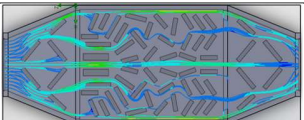
En el diseño 4, se elimina la simetría de la forma del abanico en la mitad de la pieza por los tres canales originales y se aumenta en 3 mm el grosor de las aletas en la parte central de la figura del abanico, lo que conlleva la eliminación de dos aletas. A pesar de estos cambios, se registra una temperatura promedio de 417°C.

Resultados

El diseño 5 utiliza 48 aletas con tres dimensiones de longitud y grosor (20×5mm, 25×5mm y 30×5mm), con un patrón en forma de abanico en la primera mitad, orientadas a 60°, y alcanzan una temperatura promedio en la superficie de 397 °C.

Por último, el diseño 6 presenta un cambio en las aletas en la entrada y salida, con un ángulo de inclinación de 40°, una longitud de 30 mm, un grosor de 5 mm y una separación entre aletas de 6 mm, resultando en una temperatura promedio de 388°C.

Tabla 6. Resultados de la transferencia de calor y distribución del fluido en los diseños explorados 1-6.

No	Diseño interno	Perfil de temperatura	Distribución perfil de aire	Temperatura promedio (K)
1				484
2				479
3				439
4				417
5				397
6				388

Después de analizar las imágenes de distribución y revisar los resultados obtenidos, se tomó la decisión de seguir trabajando en la optimización de las aletas en la salida de la parte central del disipador de calor. En la tabla 7 se examinan los diseños 7 al 12.

En el diseño 7 se aumentó el número de aletas a 60° , adoptando una disposición en forma de abanico. Gracias a esta modificación, se logró alcanzar una temperatura promedio de 387°C .

En el diseño 8 se modificó la distancia entre las aletas de la entrada y salida, aumentando de 6 mm a 8 mm de separación. Este diseño presentó una temperatura promedio de 371°C .

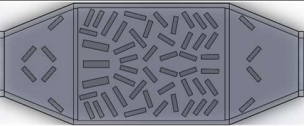
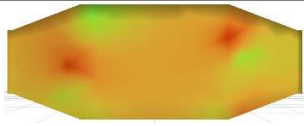
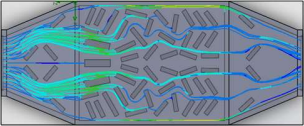
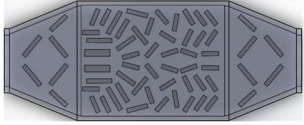

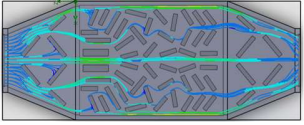
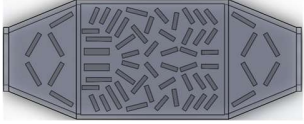

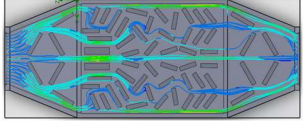
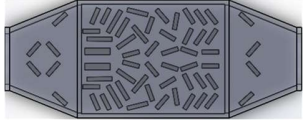

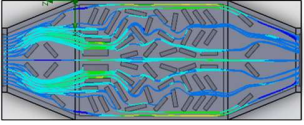
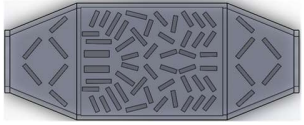

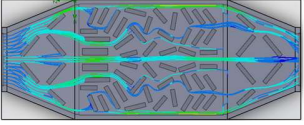
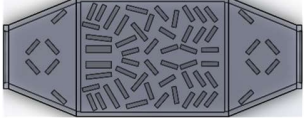

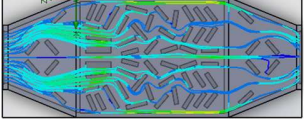
El diseño 9 solo tuvo un cambio en la longitud de las aletas de los extremos, pasando de 25 mm a 30 mm de longitud, manteniendo un ángulo de inclinación de 60° . En este caso, se registró una temperatura promedio de 365°C .

El diseño 10 experimentó un cambio en el ángulo de inclinación de las aletas en la entrada central, colocándolas de forma recta y modificando su posición, lo que resultó en una temperatura promedio de salida de 361°C .

En el diseño 11, se redujo la distancia entre las aletas de 6 mm a 5 mm, obteniendo una temperatura promedio de 358°C .

En el diseño 12 se agregaron dos aletas más en la parte central, manteniendo el ángulo de inclinación original de las aletas de entrada. Esta modificación condujo a una temperatura promedio de salida de 345°C .

Tabla 7. Resultados de la transferencia de calor y distribución del fluido en los diseños explorados 7-12.

No	Diseño interno	Perfil de temperatura	Distribución perfil de aire	Temperatura promedio (K)
7				387
8				371
9				365
10				361
11				358
12				345

En la tabla 8 se presentan los diseños 13-17. El diseño 13 muestra una nueva configuración de las aletas, buscando una forma de "hueso de pescado" tanto en la entrada como en la salida, manteniendo las aletas de 30×8 mm en la parte de la entrada, y alcanzando una temperatura promedio de 356 °C.

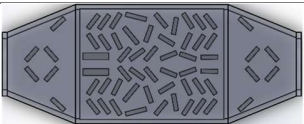
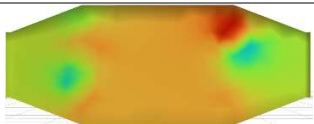
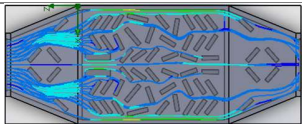
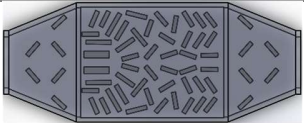
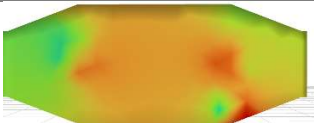
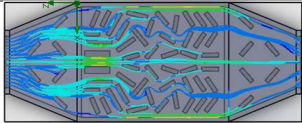
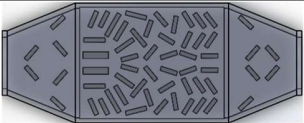

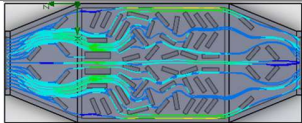
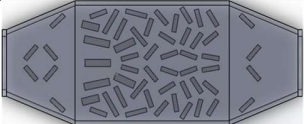

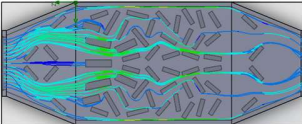
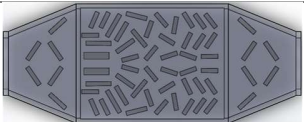
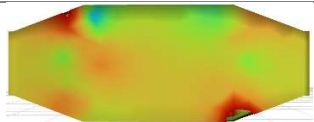
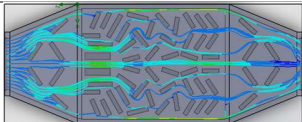
Por otro lado, el diseño 14 incrementa la distancia entre las aletas de la entrada y salida, pasando de 5 mm a 13 mm. Este diseño registra una temperatura promedio de 350°C.

El diseño 15 conserva la configuración del diseño 12, pero ajusta la distancia entre las aletas de la entrada, acercando las del centro a las de los extremos con una separación de 16 mm y alcanzando una temperatura promedio de 344°C.

En el diseño 16, se reduce la distancia entre las aletas en la entrada de la parte central a 2 mm y se aumenta el grosor de las dos aletas laterales a 5 mm, resultando en una temperatura promedio de 337 °C, una mejora con respecto a los diseños anteriores.

Finalmente, en el diseño 17 se modifica el ángulo de inclinación de las aletas de la entrada y salida de 45° a 35°, además de añadir aletas de 20 mm de largo y 5 mm de grosor en la parte central. Este diseño presenta una temperatura promedio de 332°C.

Tabla 8. Resultados de la transferencia de calor y distribución del fluido en los diseños explorados 13-17.

No	Diseño interno	Perfil de temperatura	Distribución perfil de aire	Temperatura promedio (°C)
13				356
14				350
15				344
16				337
17				332

El diseño seleccionado de los 42 casos estudiados corresponde al diseño 9, de ahora en adelante denominado diseño 1-propuesto este tiene dimensiones de 340×140×105 mm y 39 aletas, las paredes del intercambiador tienen un grosor de 7 mm en las boquillas y 8 mm en la parte central, con la capacidad de colocar 4 módulos TEGs en la parte superior, Ver Figura 22.

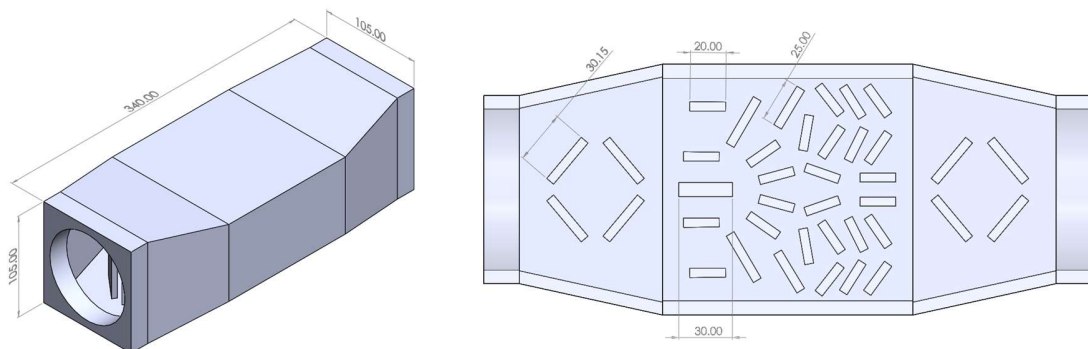


Figura 22. Diseño 1 propuesto del dissipador de calor.

El diseño 1-propuesto, está pensado para su implementación en condiciones de operación normal de un automóvil (453.15 K a 3000rpm), sin embargo, con fines de estudio este diseño fue modificado (diseño 2-propuesto) para su construcción e implementación con un sistema cosechador de energía modelo como se observa en la Figura 23. Las dimensiones se redujeron a 62.5×146.5×62.5 mm con un grosor de 4 mm en sus paredes y un total de 41 aletas, de tal que en la construcción se pueden colocar un módulo TEG comerciales en la parte superior.

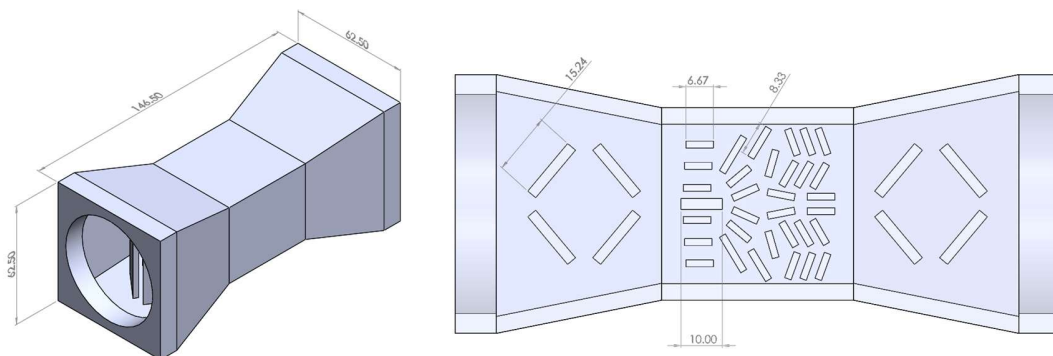


Figura 23. Diseño 2 propuesto del dissipador (modificaciones en cuerpo central).

Del lado frío se utilizó un radiador comercial de dimensiones 40×40×12 mm, ver figura 24, el cual este compuesto por una entrada y una salida para el desplazamiento del fluido con la ayuda de una bomba KAMOER NKP-DC-S10B de 5 W de potencia, cuenta con dos canales en su interior para enfriar toda la pieza. Este radiador está fabricado de aluminio.

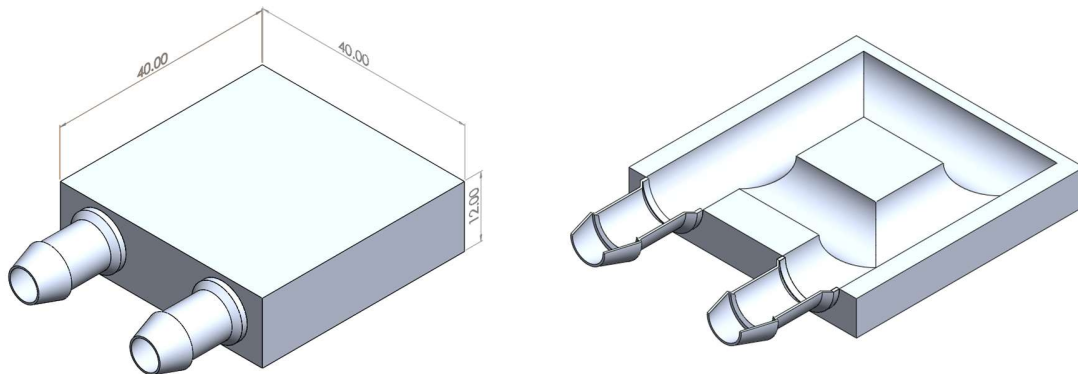


Figura 24. Diseño del disipador de calor.

7.1.3 Material de construcción del disipador de calor

En la figura 25 se observar la distribución de temperatura para la construcción del diseño propuesto del disipador de calor-1 con diferentes materiales.

Los resultados de la simulación realizada con SolidWorks® demostraron que el aluminio 6063 es el material más adecuado para la construcción del disipador de calor, debido a su alta conductividad térmica y capacidad calorífica. Esto asegura una distribución óptima de la temperatura en la superficie del disipador de calor para el módulo TEG. Por lo tanto, la elección de este material es fundamental para lograr un diseño equilibrado que cumpla con los requisitos de temperatura.

Sin embargo, la alta conductividad térmica del aluminio 6063 puede provocar problemas de distorsión en las aletas lo cual lo hace más susceptible a daños durante el mecanizado,

requiriendo cuidados especiales y técnicas precisas para evitar desperfectos. El diseño de múltiples aletas también puede complicar la fabricación, ya que se necesitan herramientas y maquinaria especializada para lograr la forma deseada.

Debido a la complejidad técnica y la precisión requerida para obtener un producto final de calidad, se decidió optar por la resina UV (acrilato de uretano fotocurable) de la marca ColorPlus® para la construcción del disipador de calor, que se implementó en el sistema cosechador de energía modelo.

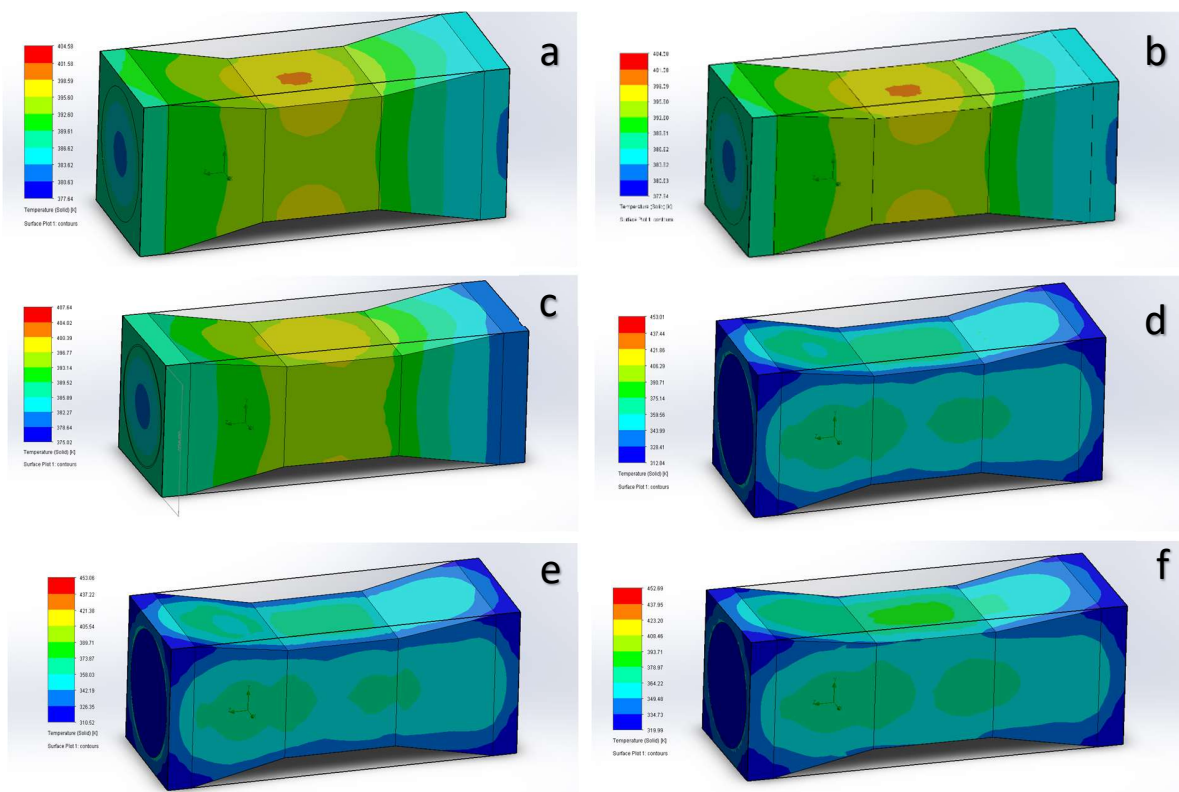


Figura 25. Distribución de temperatura en el diseño propuesto fabricado con (a) Aluminio 6063, (b) Acero, (c) Latón, (d) PA6-G30, (e)ABS y (f)PA6.6-CF20.

Se optó por la instalación de un radiador de aluminio, que trabaja con agua fría. Esto con la finalidad de simular el uso del sistema de refrigeración del vehículo como fluido frío y obtener una diferencia de temperatura.

7.2. Desempeño por simulación y construcción del disipador de calor propuesto

Para el escape del automóvil y el sistema modelo los gases en cada simulación en SolidWorks® se trataron como aire. En las simulaciones del escape el aire ingresa al disipador de calor a 180°C a 2.02 m/s , con un coeficiente de convección de $23.71\text{ W/m}^2/\text{K}$ y una presión de 101.325 kPa . En el caso del sistema modelo el aire se suministra a 93°C y 18.33 m/s con un coeficiente de convección de $23.71\text{ W/m}^2/\text{K}$, una presión de 70.927 kPa

7.2.1. Condiciones de funcionamiento del automóvil

Según se muestra en la figura 26, la temperatura de los gases de escape del vehículo a 1000 rpm y 2000 rpm es de alrededor de 33.6°C y 52.5°C , respectivamente.

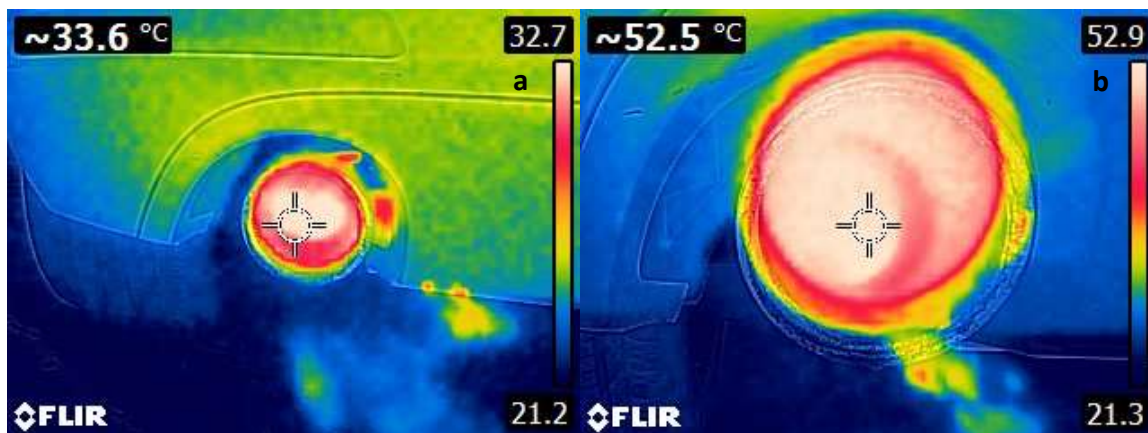


Figura 26. Imagen de la distribución de calor en el escape del automóvil Beetle Cabrio 2013 (a) 1000 rpm y (b) 2000 rpm .

La velocidad de los gases de escape se calculó en $v=2.02$ m/s a 3000 rpm mediante la utilización de dos anemómetros EXTECH con la finalidad de corroborar los datos obtenidos, como se muestra en la figura 27.



Figura 27. Medición de la velocidad de los gases del escape del automóvil Beetle Cabrio 2013.

En la tabla 9 se presentan las características de los gases de escape estudiado como aire a la temperatura y presión atmosférica de la ciudad de Puebla, teniendo en cuenta la velocidad de escape del automóvil a 3000 rpm.

Tabla 9. Características del fluido (aire) a 180°C a 1 atm.

<i>Propiedad</i>	<i>Valor</i>
ρ	$1.31992138 \frac{kg}{m^3}$
C_p	$1022.0816 \frac{J}{kg \cdot K}$
k	$0.03646 \frac{W}{m \cdot K}$
μ	$2.495 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$

El número de Reynolds y Prandtl utilizando las Ecs. (12) y (13), la velocidad estimada, las propiedades de la tabla 9 y una longitud característica de $L_c = 0.0878$ (donde $a = 0.064$ m y $b = 0.140$ m), se estimó como

$$Re = \frac{\rho L_c v}{\mu} = \frac{1.31992138 \times 0.0878 \times 2.02}{2.4951 \times 10^{-5}} = 9.3866 \times 10^3 \quad (20)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{1022.0816 \times (2.4951 \times 10^{-5})}{0.03646} = 0.6995 \quad (21)$$

Dado el valor del número de Reynolds, el régimen del fluido se cataloga como laminar por lo cual, se emplea la siguiente correlación de Nusselt para evaluar su valor:

$$Nu = 0.664 Re^{-5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad Re < 5 \times 10^5, Pr > 0.6 \quad (22)$$

de donde se obtiene un $Nu = 57.1056$, con este valor se estima el coeficiente convectivo (h) utilizando la Ec. (11).

$$h = \frac{Nu k}{L_c} = \frac{57.1056 \times 0.03646}{0.0878} = 23.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (23)$$

En la figura 28 se observan las mediciones de la temperatura obtenidas con el modo low y el modo high de la secadora, respectivamente.

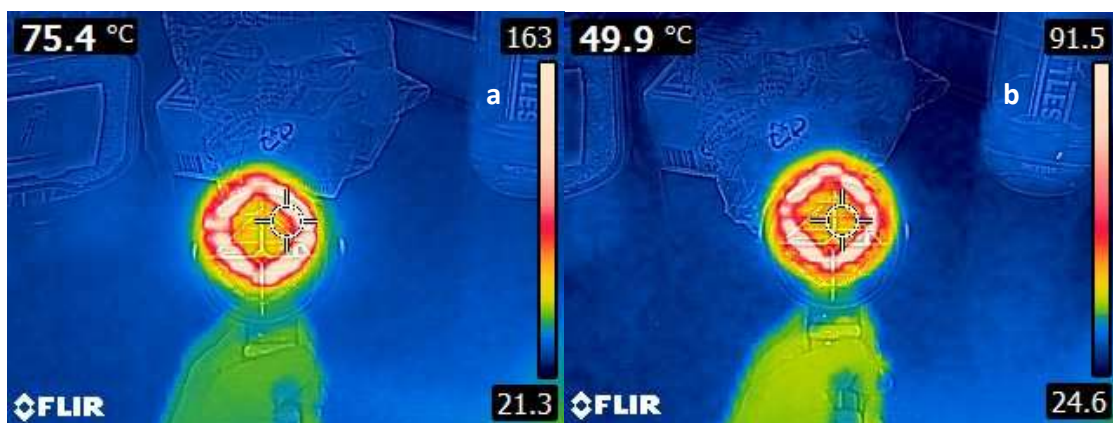


Figura 28. Imágenes de la distribución de calor de la secadora a velocidad (a) alta y (b) baja.

En la figura 29, se muestran las mediciones de la velocidad del aire en el modo low y el modo high de la secadora con un anemómetro EXTECH 45118, el cual detecta una velocidad de aire entre 4 a 72 km/h, esto debido al daño que se presentó en el anterior anemómetro, de donde la velocidad del aire $v = 18.33 \text{ m/s}$.



Figura 29. Medición de la velocidad del aire de la secadora.

En la tabla 10 se muestran las características del fluido (aire) considerando la velocidad de la secadora en su modo High.

Tabla 10. Características del fluido (aire) a 93.3°C a 0.7 atm

<i>Propiedad</i>	<i>Valor</i>
ρ	$1.619402573 \frac{kg}{m^3}$
C_p	$1009.0188 \frac{J}{kgK}$
k	$0.03024 \frac{W}{mK}$
μ	$2.1486 \times 10^{-5} \frac{kg}{mS}$

Considerando la temperatura, la velocidad del aire, características de la tabla 10 y una longitud característica $L_c = 0.0350$ el valor del número de Reynolds y Prandtl es:

$$Re = \frac{\rho L_c v}{\mu} = \frac{1.619402573 \times 0.0350 \times 18.33}{2.1486 \times 10^{-5}} = 4.83 \times 10^4 \quad (24)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{1009.0188 \times (2.1486 \times 10^{-5})}{0.03024} = 0.72 \quad (25)$$

En este caso el valor del número de Reynolds indica que el aire se comporta como un flujo turbulento por lo cual se utiliza la siguiente correlación de Nusselt:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad 0.7 < Pr < 160, Re > 10000 \quad (26)$$

de donde $Nu = 114.9754$, con este valor y la Ec. (11) se obtiene un coeficiente convectivo de $99.5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

$$h = \frac{Nu \times k}{L_c} = \frac{114.97 \times 0.03}{0.035} = 99.5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \quad (27)$$

7.2.2. Condiciones de funcionamiento del disipador de calor propuesto

Para la simulación hizo uso del software ANSYS FLUENT, esta simulación consta un estudio CFD teniendo una malla de tetraedros con tamaños de 19.12 mm para el diseño del automóvil y 8.5 mm, esto con la finalidad de un resultado más exacto posible respecto a la fuerza de cómputo.

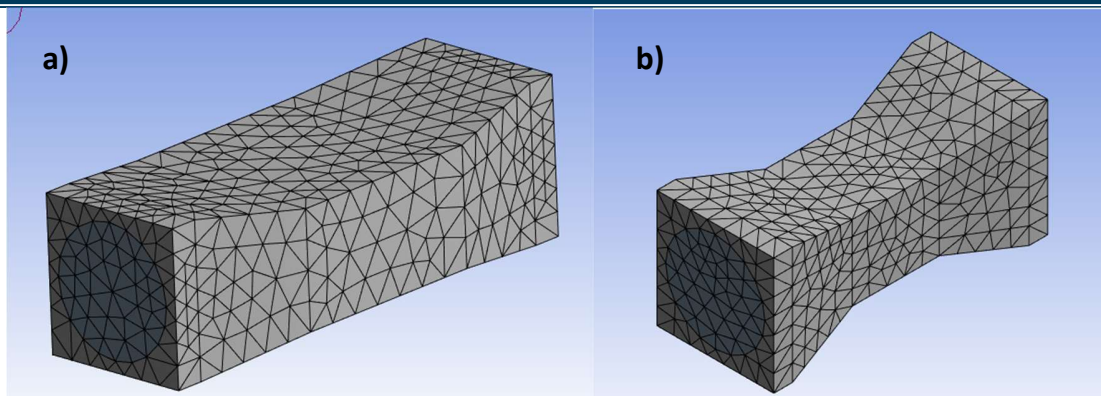


Figura 30. Malla del diseño a) original y b) escalado.

Details of "Mesh"		Details of "Mesh"	
Display		Display	
Display Style	Use Geometry Setting	Display Style	Use Geometry Setting
Defaults		Defaults	
Physics Preference	CFD	Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent	Solver Preference	Fluent
Element Order	Linear	Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	Default (19.12 mm)	<input type="checkbox"/> Element Size	Default (8.5549 mm)
Export Format	Standard	Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No	Export Preview Surface Mesh	No

Figura 31. Condiciones de la malla del diseño original y escalado.

En la figura 32 se observa la distribución de la temperatura superficial promedio en los diseños propuestos con los datos de la sección 7.2.1 utilizando el software ANSYS. La figura 32a, muestra que el diseño propuesto original alcanzó una temperatura superficial promedio de 358.68 K mientras que en la Figura 32b se observa que en el diseño propuesto construido se obtiene una temperatura promedio de 357.23 K, evidenciando que no todo el calor del fluido pasaría al TEG y por lo cual garantiza su protección.

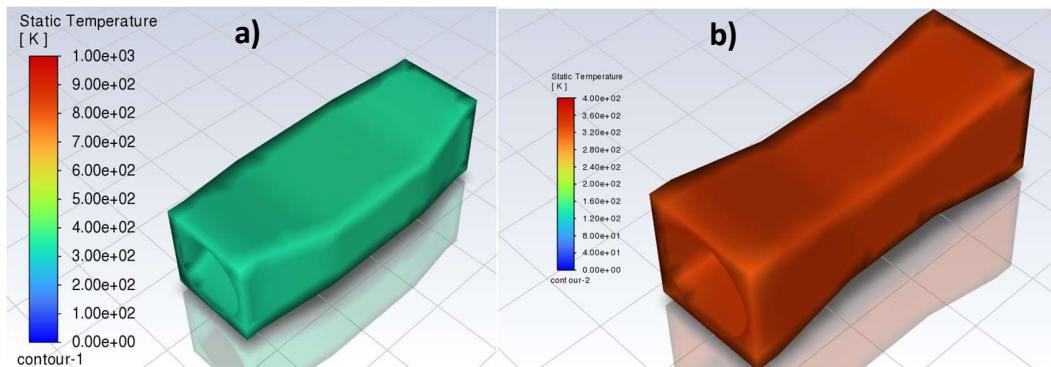


Figura 32. Distribución de la temperatura superficial en los diseños propuestos.

En la figura 33 se observa el estudio del fluido en el software de SolidWorks® con las condiciones del escape del automóvil, es decir una temperatura inicial de 453.15 K y una velocidad inicial de 2.02 m/s para el diseño original.

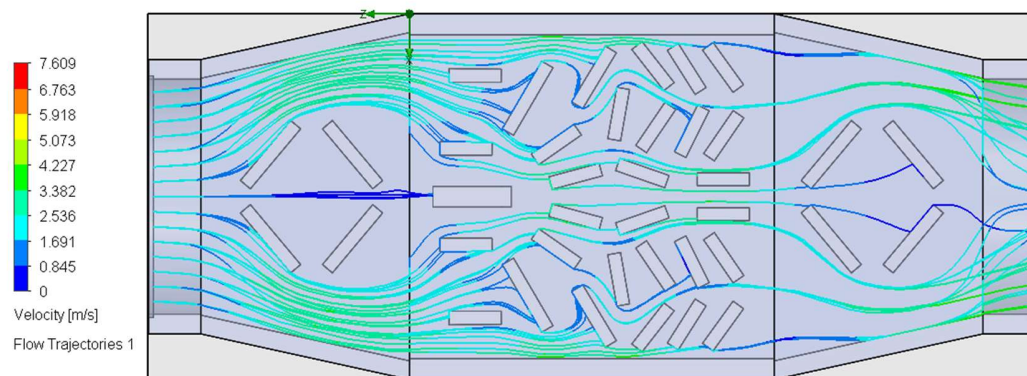


Figura 33. Velocidad del fluido en diseño original.

Mientras que en la figura 34, se observa el estudio del fluido con las condiciones de la secadora (temperatura inicial de 366.48K y una velocidad inicial de 18.33 m/s) para el diseño construido.

Se puede observar en la figura 34 el fluido se reparte en la entrada para después acumularse en el centro de la pieza. Este comportamiento es óptimo para garantizar una temperatura elevada en el centro de la pieza donde se colocará el módulo TEG.

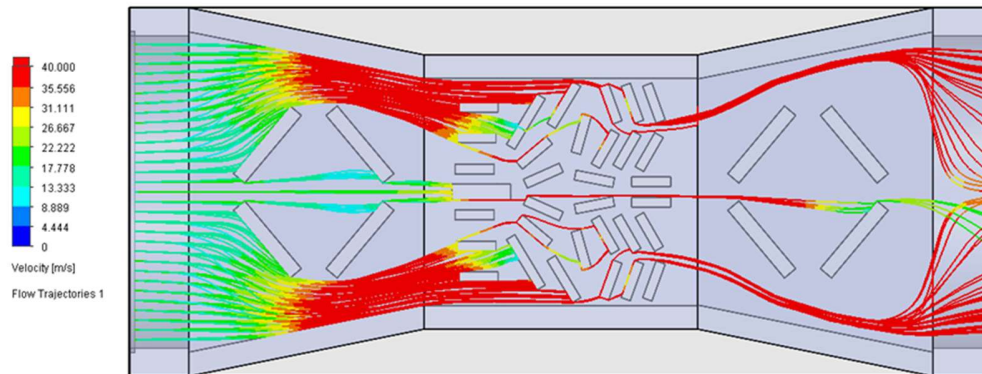


Figura 34. Velocidad del fluido en el diseño construido.

En base a las simulaciones, se imprimió en 3D el diseño seleccionado para realizar pruebas físicas del funcionamiento del sistema cosechador de energía como se muestra en la figura 35.

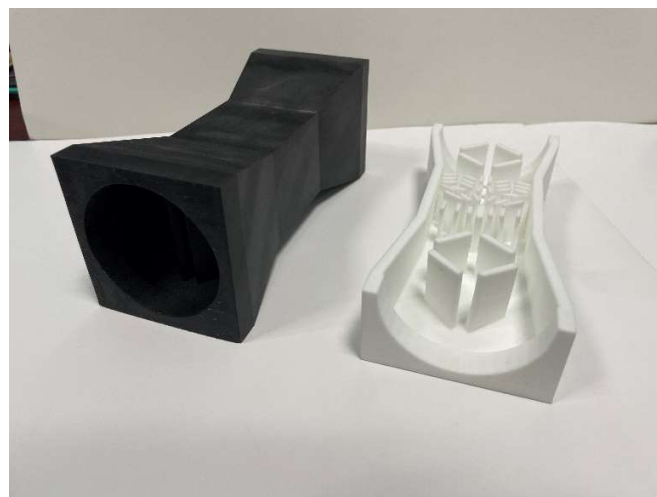


Figura 35. Diseño propuesto impreso en 3D.

7.3 Ensamblado del sistema recolector de energía térmica

En la figura 36 se observan las configuraciones estudiadas de los sistemas de recolección de energía térmica. En la figura 36a se observa el uso de un disipador de calor de aluminio colocado encima de la cara fría del módulo TEG con un ventilador de 2 pulgadas de 12 V alejado 7 cm del disipador en forma diagonal para simular, en la figura 36b se observa que ahora el ventilador este acoplado sobre el disipador de calor. En el diseño de la figura 36c se colocó un disipador de CPU sobre la cara fría del módulo TEG sujetado con unas barras de unión de acero y una barra dentada. Por último, en el diseño de la figura 36d se ocupó el radiador de aluminio en la cara fría del módulo TEG junto con una cubierta de PVC.

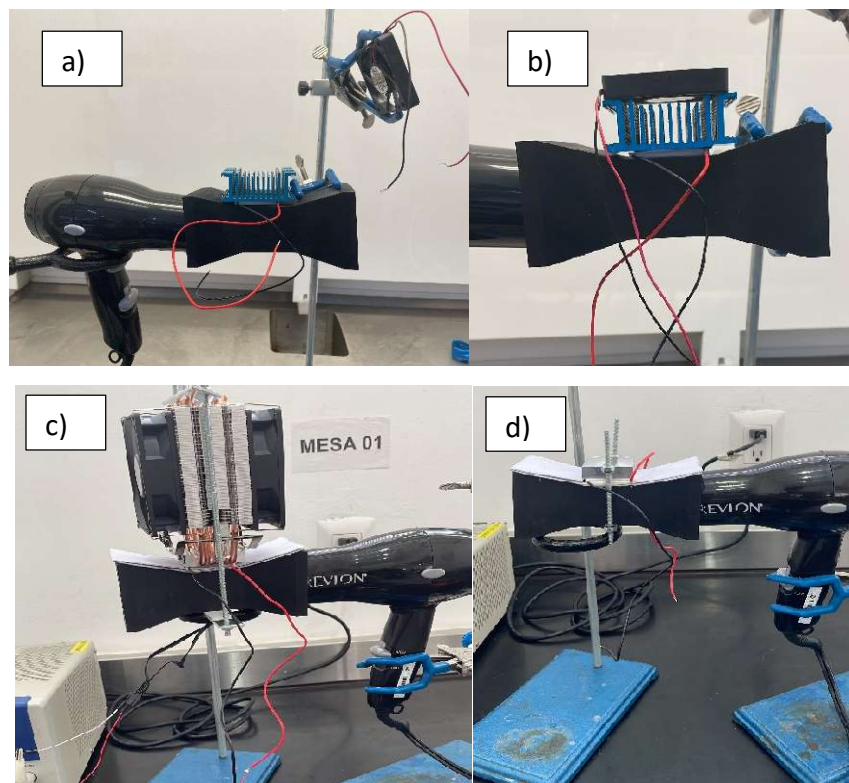


Figura 36. Configuraciones del sistema de recolección a) disipador de calor b) disipador de calor con ventilador acoplado c) disipador de CPU d) radiador de aluminio.

En la tabla 11 se observa el valor de voltaje obtenido en cada una de las configuraciones estudiadas.

Tabla 11. Voltaje de las diferentes configuraciones.

Configuración	Voltaje (mV)
Disipador de calor con ventilador alejado.	159.5
Disipador de calor con ventilador acoplado	307.9
Disipador de CPU	280.4
Radiador de aluminio	619

En base a la tabla 11, se optó por la configuración que hace uso del radiador sin el recubrimiento de PVC. Esta configuración consiste en hacer uso de soportes universales para sujetar la pieza impresa, así como la secadora de aire de la marca REVLON® con una potencia de 1875W. Se colocó un módulo TEG SP 1848 SA 27145 en la parte superior central de la pieza, colocando su lado caliente sobre la pieza y el lado frío en el radiador comercial. En caso del lado frío, se hace uso de un recipiente para el líquido frío conectado por medio de unas mangueras de plástico a la bomba KAMOER NKP-DC-S10B de 5 W, esta bomba es alimentada por una fuente de poder a 12V, al momento de activar la bomba, esta extrae el líquido del recipiente pasando por medio de las mangueras hasta llegar al radiador, este consta de dos orificios una donde entra el líquido y el otro por donde sale. El orificio de entrada está conectado por medio de una manguera a la bomba hidráulica y el de salida está conectado al recipiente donde se encuentra el líquido, haciendo que recircule sin la necesidad de agregar más. Esto tiene la finalidad de simular el sistema de refrigeración y su implementación en el sistema de recolección de energía. Para observar el voltaje generado, se conectó un multímetro en la salida del módulo TEG.

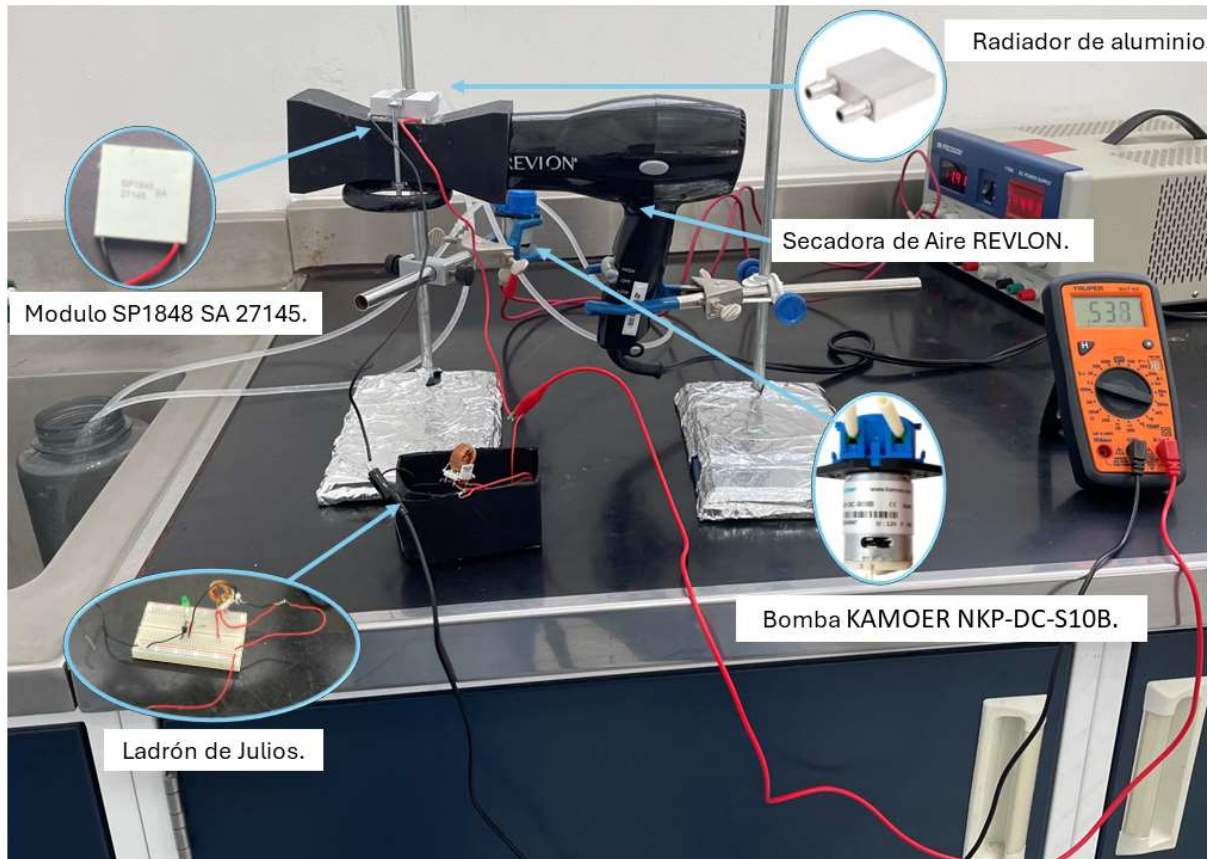


Figura 37. Sistema cosechador de energía a escala.

Los cables positivos y negativos se colocaron en la entrada del circuito el cual consta de un ladrón de julios, el cual se compone de una bobina toroidal bifilar cuya función es la de almacenar energía, una resistencia de $1k\Omega$, un transistor 2N2222A como interruptor de la corriente y un LED verde, esto con la finalidad de corroborar el voltaje que llega, el circuito se muestra en la figura 38.

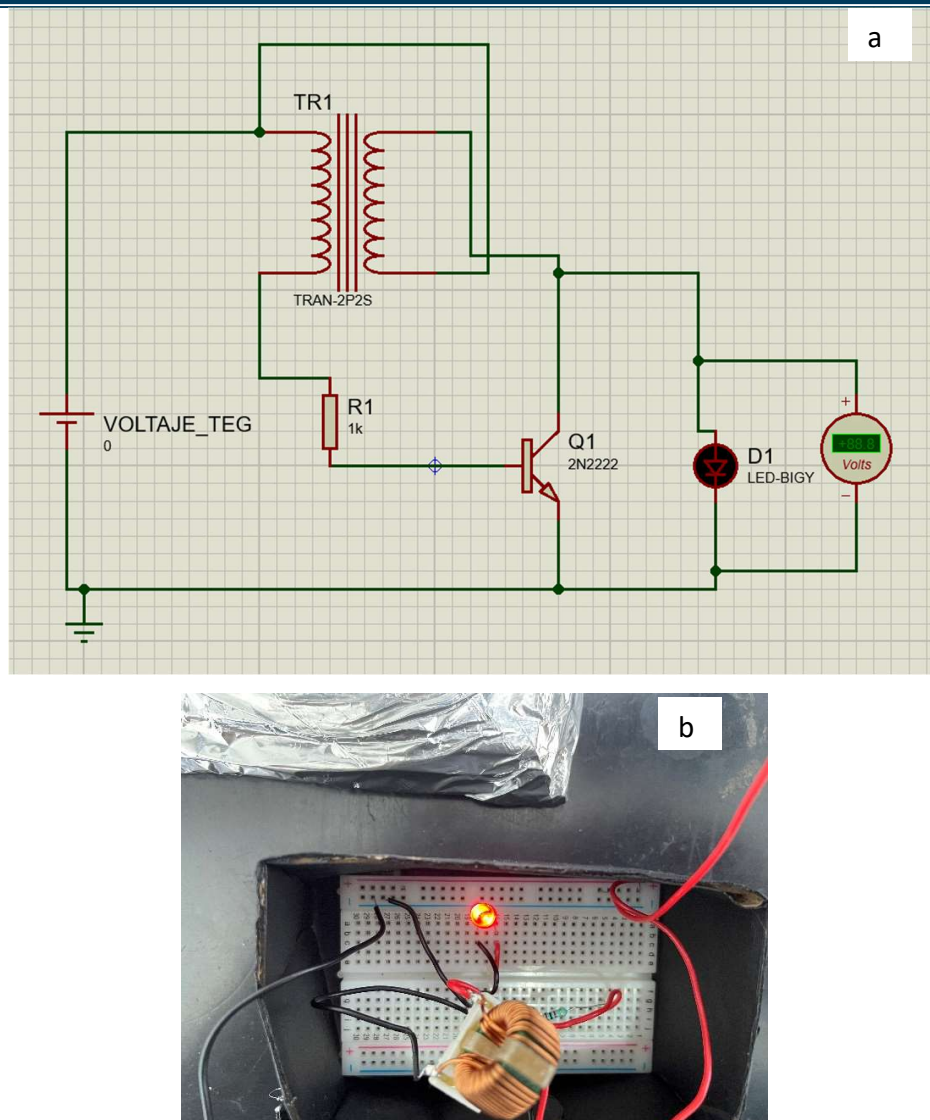


Figura 38. Circuito ladrón de Julios elaborado (a) en Proteus y (b) físico.

El voltaje promedio del sistema es el sistema cosechador de energía es de 0.67 V. Los datos se observan en la Tabla 12.

En la figura 39 se puede apreciar las imágenes tomadas con la cámara fototérmica de 3 diferentes pruebas que se hicieron, cada una de ellas con diferentes temperaturas para

observar el funcionamiento de nuestro módulo TEG y del sistema. En la figura 39a se puede observar la temperatura del que alcanza el diseño propuesto de disipador alcanzo un máximo de 83.5°C, considerando que el aire proveniente de la secadora es de 93. 33°C. Este valor es cercano al valor obtenido en la simulación, el cual nos daba una temperatura de 84.08°C en la superficie, teniendo una diferencia de 0.58°C. En la figura 39b se observa la temperatura de nuestro fluido, en este caso agua, alcanzando un mínimo de 0.1°C, este valor de temperatura afecta a la temperatura de nuestro radiador de agua, el cual se puede observar en la figura 39c, donde el valor mínimo de temperatura es de 14.3°C. Considerando los 3 valores que se mencionaron, en esta prueba se alcanzó un voltaje de 0.761V, siendo el valor máximo de voltaje que se consiguió en las 3 pruebas.

Tabla 12. Resultados del análisis termoeléctrico.

Propiedad		Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
Temperatura (°C)	Agua	1.1	0.1	0.6
	Aire	93	93	93
	Disipador de calor	70.6	83.5	83.3
	Radiador	17.9	14.3	15.1
Voltaje obtenido (V)		0.56	0.76	0.68
Tiempo (min)	De encendido del led	02:02	01:40	01:41
	De apagado de led	03:10	04:24	05:05
	Para obtener T_{prom} en la pieza	03:02	02:03	02:39

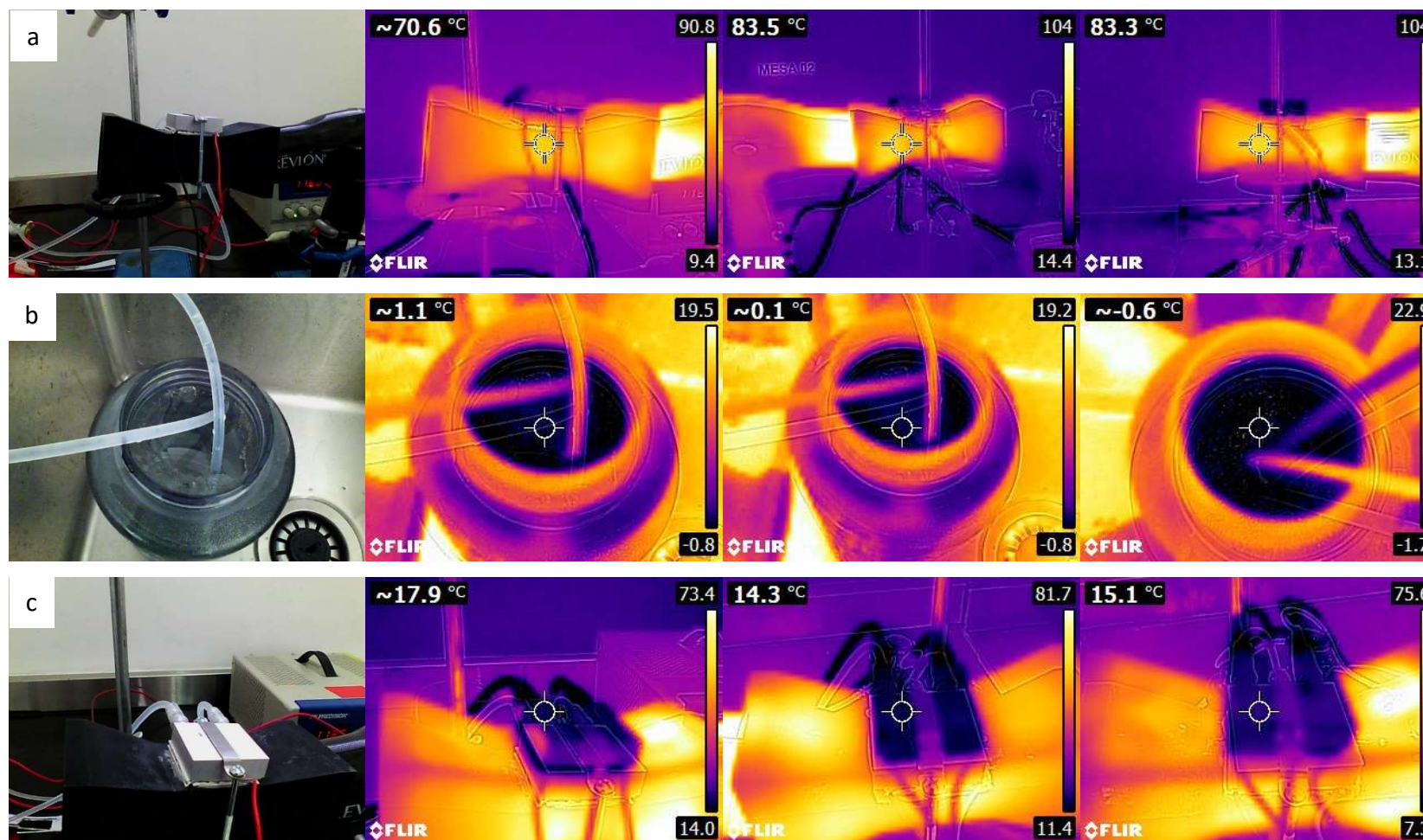


Figura 39. Imágenes de la distribución de calor (a) en el disipador de calor (b) del fluido frío (c) del radiado de agua.

Con los datos obtenidos de las 3 pruebas se utiliza el voltaje más alto obtenido para determinar la corriente por medio de la ley de ohm, dado que el dispositivo TEG tiene una resistencia interna de 3.3Ω .

$$I = \frac{V}{R} = \frac{0.761}{3.3} = 0.230 \text{ A} \quad (28)$$

Con este valor de corriente se determina la potencia como

$$P = V \times I = 0.761 \times 0.230 = 0.175 \text{ W} \quad (29)$$

Estos valores los podemos comparar con la tabla 13 realizada por Haripuddin et al [58]. Como se observa, no se alcanzó un voltaje similar a los rangos reportados, pero se obtuvo una mayor corriente y eso conlleva a una mayor potencia de 0.175 W.

Tabla 13. Resultados obtenidos de la prueba del TEG por Haripuddin et al [58].

Tiempo (Minutos)	Temperatura (°C)		ΔT (°C)	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (VA)	Resistencia (Ω)
	Th(°C)	Tc(°C)					
5	45	36	12	0.5	0.03	0.01	4.2
10	58	37	21	1.1	0.04	0.03	4.2
15	75	40	35	1.9	0.04	0.04	4.2
20	85	48	37	2.5	0.05	0.05	4.2
25	127	49	78	2.7	0.06	0.05	4.2
30	150	59	91	3.3	0.06	0.06	4.2
Promedio				2	0.05	0.02	4.2

Resultados

Para evaluar los datos obtenidos se hizo uso de una simulación por medio del software ANSYS, donde se hizo uso de un estudio termoeléctrico. Para este estudio se hizo uso de las características de los materiales anteriormente mencionados, y se necesita colocar un voltaje de entrada para obtener la corriente. Consultando los datos del fabricante, cuando se tiene una diferencia de temperatura de 70°C , se obtiene un voltaje de 2.94V , con estos datos se hace uso en la simulación y se obtiene la corriente. En la figura 40 se puede observar el flujo de la corriente y en la figura 41 se observa que se obtiene una corriente de 529.18 mA . Con esta simulación se observa que se obtiene un valor muy diferente tanto el voltaje como corriente al mencionado por el fabricante.

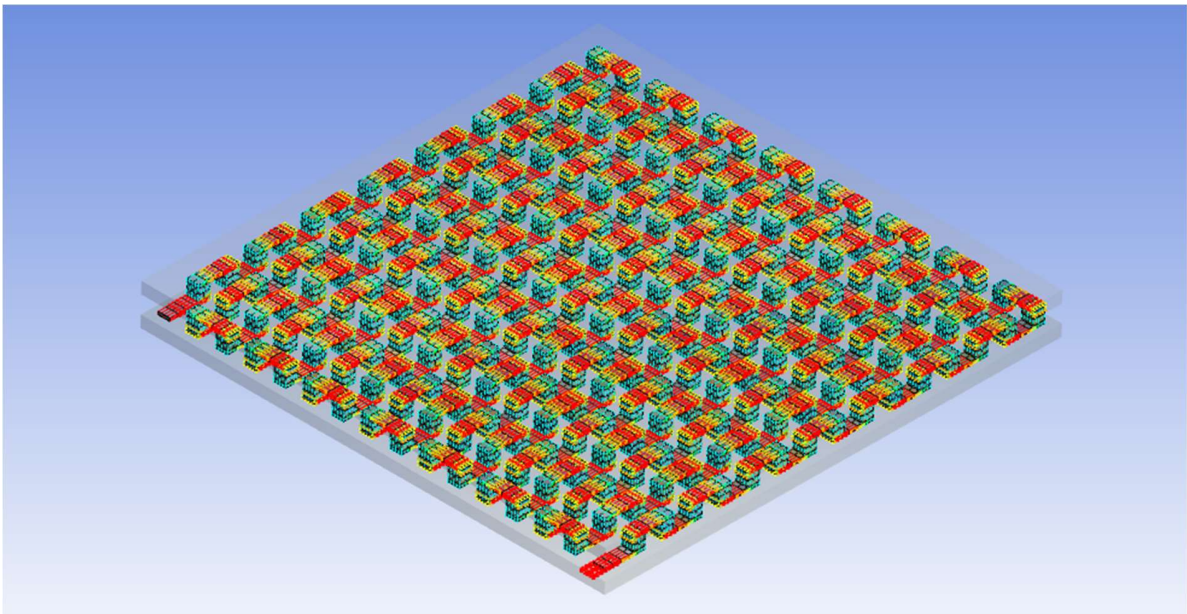


Figura 40. Simulación en software ANSYS.

Tabular Data			
Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Minimum [mA/mm ²]	<input checked="" type="checkbox"/> Maximum [mA/mm ²]	<input checked="" type="checkbox"/> Average [mA/mm ²]
1 1.	4.3908	1133.2	529.18

Figura 41. Corriente obtenida de la simulación.

En la figura 42, se observa la simulación del ladrón de julios al introducir el voltaje del proveniente del módulo TEG. Se puede observar que gracias al circuito el voltaje aumenta a 2.2V, suficiente encender el LED.

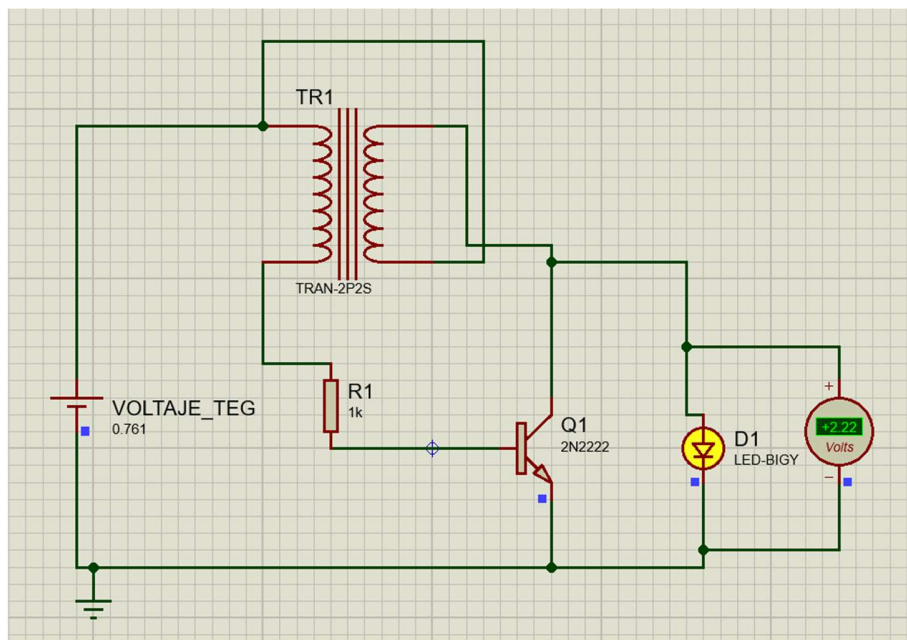


Figura 42. Simulación de circuito en Proteus.

En la tabla 14 se puede observar los diferentes valores de voltajes para el caso de la simulación en ANSYS®, los datos del fabricante y el voltaje obtenido del sistema construido bajo la misma diferencia de temperatura.

Tabla 14. Datos obtenidos de los diferentes casos.

Caso	Diferencia de temperatura (°C)	Voltaje (V)	Corriente (mA)	Potencia (W)
Simulación		2.94	529.18	1.5
Datos de fabricante	70	2.94	513.5	1.5
Diseño construido		0.761	230	.175

7.4 Análisis de costos del proyecto

En la tabla 15 se muestra los costos para la construcción del sistema cosechador de energía a escala. Este presupuesto incluye la impresión del diseño escalado.

Tabla 15. Costos del sistema cosechador de energía.

Producto	Costo (MXN)	
Secadora	200	
Bomba	64.2	
Módulo TEG	48.5	194
Manguera de plástico	21.6	
Disipador de calor	42.25	204
Pieza impresa	600 (escalado)	1618 (Original)
Toroide	140	

Resultados

LED		5
Resistencia de 1K Ω		5
Transistor 2N2222		20
Total	1146.6	2164.6

En la tabla 16 se observa el costo de construir la pieza original y escalada con los diferentes materiales mencionados. Se puede observar que dentro de los materiales los más baratos son el ABS, el aluminio 6063 y la Resina epoxi.

Tabla 16. Costos de la pieza con diferentes materiales.

Material	Costo (MXN)	
	Escalado	Original
Aluminio 6063	256.7	1737.1
ABS	115.1	778.5
PA6-GF30	256.6	1735.9
PA6.6-CF20	313.2	2118.8
Acero 304	1638	11082.6
Latón	1553.2	10508.6
Resina (acrilato de uretano)	285.3	1930.1

8. Conclusiones

El diseño propuesto del disipador de calor cumple con su función de reducir la temperatura de 180 °C a 85.23°C de los gases de escape estudiados, así como del aire de la secadora de 93.33°C a 83.5 °C en la superficie de la pieza para la protección y el buen funcionamiento del módulo TEG. La resina seleccionada resiste temperaturas (80°C-150°C) y no muestra ninguna deformación a la temperatura de operación, en caso de su implementación original se fabricaría a partir de aluminio ya que como se observa en la tabla 14 el costo de fabricación es 10% menor, considerando solo el costo del material, y se tendría una mejor conductividad térmica y se podría operar a temperaturas más altas de hasta 654°C. Se obtuvo una potencia de 0.175 W a pesar del bajo voltaje de 0.761 V que se generó. Se observa una gran diferencia entre el valor obtenido por simulación al valor medido por las pruebas, esto debido a que se deben las condiciones idóneas para obtener los valores mencionados por los fabricantes. Este trabajo es el primer acercamiento a un sistema termoeléctrico completo dirigido a la industria automotriz, por lo que aún queda mucho estudio y pruebas para su perfección.

Referencias

- [1] SEMARNAT, «El medio ambiente en México 2013-2014,» SEMARNAT, 2013. [En línea]. Available: https://apps1.semarnat.gob.mx:8443/dgeia/informe_resumen14/06_agua/6_1_1.html. [Último acceso: 21 Febrero 2023].
- [2] M. Mikati, M. Santos y C. Armenta, «Modelado y Simulación de un Sistema Conjunto de Energía Solar y Eólica para Analizar su Dependencia de la Red Eléctrica,» *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, vol. 9, nº 3, pp. 267-281, 2012.
- [3] G. Kalghatgi, F. Leach, P. Miles y R. Stone, «The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines,» *Transportation Engineering*, vol. 1, p. 100005, 2020.
- [4] L. Kütt y M. Lehtonen, «Automotive waste heat harvesting for electricity generation using thermoelectric systems – an overview,» *IEEE*, pp. 1-8, 2015.
- [5] M. Boles y Y. Cengel, *Termodinámica: Séptima Edición*, D.F: McGraw Hill, 2012.
- [6] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals 2th Edition*, Nueva York: McGraw-Hill Education, 2018.
- [7] Y. Cengel y A. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, New York: McGraw Hill, 2020.
- [8] R. Rajput, *Ingeniería Termodinámica*, México: Cengage Learning, 2011.
- [9] J. Álvarez Flores y I. F. F. S. Callejón Agramunt, *Maquinas Térmicas Motoras*, Catalunya: Edicions UPC, 2002.
- [10] Y. Inoue y M. Kikuichi, «Present and Future Trends of Stainless Steel for Automotive Exhaust System,» *NIPPON STEEL TECHNICAL REPORT*, pp. 1-8, 2003.
- [11] P. Fernández-Yáñez, V. Romero, O. Armas y G. Cerretti, «Thermal management of thermoelectric generators for waste energy recovery,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 196, p. 117291, 2021.
- [12] N. M. J. B. B. A. M. A. Ravindra, *Thermoelectrics: fundamentals, materials selection, properties, and performance*, Cham: Springer, 2019.
- [13] R. Kumar y R. Singh, *Thermoelectricity and Advance Thermoelectric Materials*, Duxford: Elsevier, 2021.

-
- [14] R. Radhakrishnan, «Review of: “Thermoelectric Handbook, Macro to Nano, D.M. Rowe (editor)”», *Materials and Manufacturing Processes*, vol. 23, nº 6, pp. 626-627, 2008.
- [15] G. Gadea, *Integration of Si/Si-Ge nanostructures in micro-thermoelectric generators*, 2017.
- [16] I. d. J. Soní Castro, A. B. López Oyama y E. Rodríguez González, «La termoelectricidad: convirtiendo el calor en electricidad.», *Revista Digital Universitaria*, vol. 22, nº 4, 2021.
- [17] N. Adroja, B. Mehta, P. Shruti y S. Pratik, «Review of thermoelectricity to improve energy quality.», *JETIR*, vol. 2, nº 3, pp. 847-850, 2015.
- [18] H. J. Goldsmid, *Introduction to Thermoelectricity Second Edition*, Sydney: Springer, 2016.
- [19] A. Z. Sahin y B. S. Yilbas, «The influence of operating and device parameters on the maximum efficiency and the maximum output power of thermoelectric generator.», *International Journal of Energy Research*, vol. 36, nº 1, pp. 111-119, 2012.
- [20] C. Weng y M. Huang, «A simulation study of automotive waste heat recovery using a thermoelectric power generator», *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 71, pp. 302-309, 2013.
- [21] M. von Lukowicz, E. Abbe, T. Schmiel y M. Tajmar, «Thermoelectric Generators on Satellites—An Approach for Waste Heat Recovery in Space», *Energies*, vol. 9, nº 7, p. 541, 2016.
- [22] Y.-Q. Zhang, J. Sun, G.-X. Wang y T.-H. Wang, «Advantage of a Thermoelectric Generator with Hybridization of Segmented Materials and Irregularly Variable Cross-Section Design», *Energies*, vol. 15, nº 8, p. 2944, 2022.
- [23] S. Lv, Z. Qian, D. Hu, X. Li y W. He, «A Comprehensive Review of Strategies and Approches for Enhancing the Performance of Thermoelectic Module», *Energies*, vol. 13, nº 12, p. 3142, 2020.
- [24] E. Mácia-Barber, *Thermoelectric materials: Advances and Applications*, Boca Raton: CRC Press, 2015.
- [25] L. Chen, L. Ruiheng y X. Shi, *Thermoelectric materials and devices*, Beijing: Sciende Press, 2021.
- [26] P. Capper y S. Kasap, *Handbook of Electronic and Photonic Materials*, Cham: Springer, 2017.
- [27] J. R. Sootsman, D. Y. Chung y M. G. Kanatzidis, «New and Old Concepts in Thermoelectric Materials», *Angewandte Chemie International*, vol. 48, nº 46, pp. 8616-8639, 2009.
- [28] R. Robert, S. Romer, A. Reller y A. Weidenkaff, «Nanostructured Complex Cobalt Oxides as Potential Materials for Solar Thermoelectric Power Generators», *Advanced Engineering Materials*, vol. 7, nº 5, pp. 303-308, 2005.

-
- [29] T. Caroff, M. Brignone, R. Hodot, C. Sarno y J. Simon, «New optimization strategy of thermoelectric coolers applied to automotive and avionic applications,» *Materials Today: Proceedings*, vol. 2, nº 2, pp. 751-760, 2015.
- [30] K. Huang, B. Li, K. Li, J. Li, Y. Li y Y. Yan, «A novel desing of Thermoelectric Generator for Automotive Waste Heat Recovery,» *Automotive Innovation*, vol. 1, pp. 54-61, 2018.
- [31] Y. D. K. Z. M. X. Y. X. C. S. X. Liu, «Experiments and simulations on heat exchangers in thermoelectric generator for automotive application,» *Applied Therman Engineering*, vol. 71, nº 1, pp. 364-370, 2014.
- [32] Y. L. S. Y. X. D. Y. S. C. Wang, «Numerical and experimental investigation for heat transfer enhancement by dimpled surface heat exchanger in thermoelectric generator.,» *Electronic Materials*, vol. 45, nº 3, pp. 1792-1802, 2016.
- [33] H. W. T. B. S. X. K. H. Y. G. W. Y. X. C. L. Lu, «Experiment on thermal uniformity and pressure drop of exhaust heat exchanger for automotive thermoelectric generator.,» *Energy*, nº 54, pp. 372-377, 2013.
- [34] S. H. S. D. X. X. S. J. R. M. G. P. Kumar, «Thermoelectric Generators for Automotive Waste Heat Recovery System Part II: Parametric Evaluation and Topological Studies.,» *Electronic Materials*, vol. 42, nº 6, pp. 944-955, 2013.
- [35] K. M. M. K. M. M. M. N. Saqr, «Thermal Design of Automobile Exhaust Based Thermoelectric Generators: Objectives and Challenges,» *International Journal of Automotive Technology*, vol. 9, nº 2, pp. 155-160, 2008.
- [36] P. Von Böckh y T. Wetzel, *Heat Transfer: Basics and Practice*, Berlín: Springer, 2021.
- [37] C. Balaji, B. Srinivasan y S. Gedupudi, *Heat Transfer Engineering: Fundamentals and Techniques*, Cambridge: Academic Press, 2021.
- [38] Y. Shabany, *Heat Transfer: Thermal Management of Electronics*, Boca Ratón: CRC Press, 2010.
- [39] G. F. Naterer, *Advanced Heat Transfer: Third Edition*, Boca Raton: CRC Press, 2022.
- [40] J. M. Fernández, *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos.*, Barcelona: Reverté, 2012.
- [41] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Application. Third Edition*, Oxford: Elsevier, 2015.

- [42] S. Lecheler, *Computational Fluid Dynamics: Getting Started Quickly with ANSYS CFX 18 through simple examples*, Wiesbaden: Springer, 2022.
- [43] A. Vicencio Miranda, «La industria automotriz en México: Antecedentes, situación actual y perspectivas.», *Contaduría y Administración.*, nº 221, pp. 209-246, 2007.
- [44] C. Ruiz Duran, «Desarrollo y estructura de la industria automotriz en México,» *Friederich Ebert Stiftung México*, pp. 3-26, 2016.
- [45] INEGI, « Anuario estadístico y geográfico de los Estados Unidos Mexicanos 2021,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.inegi.org.mx/temas/vehiculos/>.
- [46] H. Jouhara, *Waste Heat Recovery in Process Industries*, Weinheim: WILEY-VCH, 2022.
- [47] K. M. M. K. M. M. N. Saqr, «Thermal Design of Automobile Exhaust Based Thermoelectric Generators: Objectives and Challenges,» *International Journal of Automotive Technology*, vol. 9, nº 2, pp. 155-160, 2008.
- [48] T. ZNZ, «AliExpress,» TRO ZNZ, [En línea]. Available: https://es.aliexpress.com/item/1005002869978705.html?aff_platform=true&aff_short_key=UneMJZVf&isdl=y&src=bing&pdp_npi=3%40dis%21MXN%21331.17%21331.17%21%21%2146.08%21%21%40%2112000022544467050%21ppc%21%21#nav-specification. [Último acceso: 15 Noviembre 2023].
- [49] Creality, «Amazon,» Creality, 9 Octubre 2023. [En línea]. Available: https://www.amazon.com.mx/Creality-ABS-Hyper-dimensional-impresoras/dp/B0CF1YWR7P/ref=sr_1_5?__mk_es_MX=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crd=32PZT78WQF7M8&keywords=filamento+abs&qid=1707255266&s=industrial&sprefix=fil%2Cindustrial%2C2378&sr=1-5&ufe=app_do. [Último acceso: 28 Noviembre 2023].
- [50] Polymaker, «Amazon,» Polymaker, 28 Febrero 2022. [En línea]. Available: https://www.amazon.com.mx/Polymaker-Filamento-filamento-impresora-PolyMide/dp/B09MTC2QRT/ref=sr_1_1?crd=3HOB0Q25JLOQU&keywords=filamento+pa6.6-cf20&qid=1707254265&s=industrial&sprefix=%2Cindustrial%2C324&sr=1-1&ufe=app_do%3Aamzn1.fos.4e545b5e-1d45-498b-8. [Último acceso: 28 Noviembre 2023].
- [51] Polimaker, «Amazon,» Polymaker, 5 Noviembre 2022. [En línea]. Available: https://www.amazon.com.mx/Polymaker-Filamento-filamento-impresora-PolyMide/dp/B0B45TQRK1/ref=pd_sbs_d_sccl_3_3/136-0742856-7399457?pd_rd_w=aOWdY&content-id=amzn1.sym.46c22ef4-4786-40fa-a0d1-

0f8e51e6887a&pf_rd_p=46c22ef4-4786-40fa-a0d1-0f8e51e6887a&pf_rd_r. [Último acceso: 28 Noviembre 2023].

[52] C. W. 'ART, «Amazon,» CXM WLONG 'ART, 4 Noviembre 2021. [En línea]. Available: https://www.amazon.com.mx/grosor-placa-inoxidable-utilizada-soldadura/dp/B095R8JLKN/ref=sr_1_8?__mk_es_MX=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crd=PAB3JGBYLF0N&keywords=placas+de+acero+8mm+de+grosor&qid=1706135662&prefix=placas+de+acero+8+mm+de+grosor%2Caps%2C143&sr=8-3&ufe=app_do%2C143&sr=8-3&ufe=app_do%2C143. [Último acceso: 15 Noviembre 2023].

[53] SuperDi, «Amazon,» SuperDi, 16 Agosto 2016. [En línea]. Available: https://www.amazon.com.mx/Barra-plana-pulgada-pulgadas-s%C3%B3lida/dp/B01F80W5U4/ref=sr_1_3?__mk_es_MX=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crd=3QTX5VOIPMODV&keywords=barra%2Bde%2Blaton&qid=1706135160&prefix=barras%2Bde%2Blaton%2Caps%2C143&sr=8-3&ufe=app_do%2C143&sr=8-3&ufe=app_do%2C143. [Último acceso: 15 Noviembre 2023].

[54] ColorPus, «Amazon,» ColorPlus3D, 15 Abril 2023. [En línea]. Available: https://www.amazon.com.mx/COLORPLUS-impresora-impresion-precisa-excelente/dp/B0C2JSQ43J/ref=sr_1_4?__mk_es_MX=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crd=5T8T3CYF4HO7&dib=eyJ2IjoiMSJ9.np8euTVOHjb6zGS4DPJm2Z9zwwq4cB2Bw2s7mlejHJqWTHq5_R4f5SFwvT25ofs0iWpo5P6SzTG4Sm. [Último acceso: 18 Febrero 2024].

[55] Teledyne FLIR LLC, «Teledyne FLIR,» Teledyne FLIR LLC, 2024. [En línea]. Available: <https://www.flir.com.mx/products/an200/?vertical=condition%20monitoring&segment=solutions>. [Último acceso: 16 Junio 2024].

[56] Teledyne FLIR LLC, «Teledyne FLIR,» Teledyne FLIR LLC, 2024. [En línea]. Available: <https://www.flir.com.mx/support/products/e4/?vertical=condition+monitoring&segment=solutions#Documents>. [Último acceso: 16 Junio 2024].

[57] C. T. Hsu, G. Y. Huang, H. S. Chu, B. Yu y D. J. Yao, «An effective Seebeck coefficient obtained by experimental results of a thermoelectric generator module,» *Applied Energy*, vol. 88, pp. 5173-5179, 2011.

[58] I. M. S. I. Haripuddin, «Analysis of thermoelectric potencial SP1848-27145 SA as power plant with utilizing the heat energy of combustion.,» *Journal of Electrical Engineering & Informatics*, vol. I, nº 1, pp. 16-25, 2023.

Firmas

(Firmas que avalan la información contenida en el documento de tesis)

Firma del alumno



C. Ivan Manuel Morales Gómez

Firma del asesor



Dr. Roberto Carlos Ambrosio Lázaro

Firma del asesor



Dra. Karen Hariantty Estévez Sánchez