

Dispositivo de Enfriamiento Rápido para Bebidas Enlatadas

Simón Fiorilla

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

2025

Dispositivo de Enfriamiento Rápido para Bebidas Enlatadas

Simón Fiorilla

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director:

Dr. Ing. César Pairetti

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2025

A todos aquellos que me acompañaron durante mi carrera académica y profesional.

Agradecimientos

A mi familia, por darme la oportunidad de estudiar una carrera de grado y apoyarme durante todo este tiempo.

A mi esposa y mi hijo por darme el tiempo para finalmente acabar mis estudios.

A César, que no sólo es un amigo, compañero de estudios y director de proyecto, sino que su empuje fue lo que me llevó a terminar mis estudios y poder completar esta etapa de mi vida.

Finalmente, a todos los que de alguna manera me acompañaron durante este período, ya fueran compañeros en la facultad, del trabajo o de la vida, sin duda su relación tuvo un aporte en mi carrera académica y profesional.

Resumen

La mayoría de las bebidas que consumimos suelen disfrutarse más a bajas temperaturas, ya que en general eso da una mejor percepción de su sabor. En muchos casos esto conlleva la necesidad de mantener un *stock* en cámaras refrigeradas, generando un costo adicional de logística y energía consumida. Por otro lado, los equipos de refrigeración hogareños están diseñados para conservar una temperatura apta para la preservación de alimentos, no permiten un enfriamiento rápido y por ende presentan los mismos inconvenientes de mantener un *stock* frío. En este contexto, se plantea la problemática de diseñar un sistema capaz de enfriar bebidas para consumo personal desde temperatura ambiente a una temperatura apetecible para el consumo en un tiempo corto. La solución propuesta es un dispositivo de enfriamiento por convección forzada en un medio de agua salada, refrigerado mediante placas semiconductoras de efecto Peltier. Se diseñó el equipo para desarrollar una potencia de enfriamiento de 175W, logrando enfriar una lata de cerveza de 473 ml en 5 minutos. El análisis de este proyecto verifica la viabilidad de esta solución a escala doméstica, contemplando la posible implementación a mayor escala para un uso comercial en la venta al público o la logística de abastecimiento de bebidas.

Palabras clave: refrigeración, bebida, doméstico, efecto termoeléctrico

Abstract

Most of the beverages we consume tend to be enjoyed at lower temperatures, as this generally gives a better perception of their flavor. In many cases this leads to the need to keep a stock in refrigerated chambers, generating an additional cost of logistics and energy consumed. On the other hand, home refrigeration equipment is designed to maintain a temperature suitable for food preservation, but it does not allow rapid cooling and therefore has the same disadvantages of maintaining a cold stock. In this context, the problem arises of designing a system capable of cooling beverages for personal consumption from room temperature to an appetizing temperature for consumption in a short time. The proposed solution is a forced convection cooling device in a salt water medium, cooled by means of Peltier effect semiconductor plates. The equipment was designed to develop a cooling power of 175W, cooling a 473 ml beer can in 5 minutes. The analysis of this project verifies the feasibility of this solution on a domestic scale, contemplating the possible implementation on a larger scale for commercial use in retail or beverage supply logistics.

Keywords: Refrigeration, beverages, domestic, thermoelectric effect.

Tabla de Contenidos

Agradecimientos **4**
Resumen **5**
Abstract **6**
Tabla de Contenidos **7**
Capítulo 1: Introducción **8**
Capítulo 2: Marco teórico **16**
2.1 Balance de energía y capacidades caloríficas 16
2.2 Mecánica de los fluidos 22
2.3 Mecanismos de transferencia de calor 29
2.4 Intercambiador de calor 35
2.5 Efecto Termoeléctrico 38
Capítulo 3: Ingeniería Básica **48**
3.1 Cálculo de energía y potencia necesaria 48
3.2 Dimensionamiento del medio donde circulará el agua salada 52
3.3 Cálculo de pérdida de carga 55
3.4 Cálculo de aislante exterior 55
3.5 Cálculo dinámico del enfriamiento 59
Resumen de la memoria de cálculo **62**
Variables de entrada 62
Variables Calculadas 64
Capítulo 4: Diseño y detalles **65**
4.1 Selección de componentes 65
4.2 Diseño constructivo del dispositivo 71
4.3 Ficha técnica del producto 79
Capítulo 5: Conclusiones **80**
Referencias **83**
Apéndice **85**

Capítulo 1: Introducción

Uno de los grandes desafíos para la humanidad a lo largo de su historia ha sido la disponibilidad de alimentos. Debido a la dificultad de obtener productos frescos, se han desarrollado diversos métodos de conservación para mantener la integridad de los alimentos por períodos prolongados de tiempo, a fin de consumirlos cuando sea oportuno. En este contexto, las técnicas de preservación han evolucionado desde el secado y el uso de la sal, hasta conservantes artificiales y métodos industriales como la pasteurización [1], aplicando diversos avances tecnológicos que permiten su escalabilidad y reducen su costo.

Uno de los métodos que se utiliza masivamente hoy día es la refrigeración de los alimentos perecederos. Lograr una temperatura baja en dichos productos evita la proliferación de bacterias y, por lo tanto, su descomposición. Sin embargo, no siempre se refrigeran productos por motivos de conservación, sino que con la disponibilidad de métodos de refrigeración se extendió el uso de la refrigeración para optimizar las condiciones de consumo y hacerlo más agradable. Esto sucede especialmente con las bebidas, ya que consumir bebidas frías proporciona una sensación de frescor e hidratación mayor a las bebidas calientes o a temperatura ambiente. Además el frío altera los receptores de sabor, por ejemplo reduciendo el dulzor de la bebida, de manera de que cambia el perfil del sabor, en algunos casos haciéndola más apetecible [2].

En este sentido, existen productos que no requieren estar refrigerados por motivos de salubridad pero suelen mantenerse a bajas temperaturas por

preferencia del consumidor. Esto lleva a la necesidad de reservar espacio refrigerado para el almacenamiento de dichos productos, contar con el tiempo necesario para que los mismos alcancen la temperatura deseada y sobre todo invertir energía en mantener esa temperatura hasta el momento del consumo. Es decir, se dispone de una infraestructura de refrigeración, con un costo no menor, sólo con fines comerciales.

En este contexto, las bebidas suelen disponerse mayormente a temperatura ambiente, contando con un pequeño stock a temperatura apta para consumo (usualmente menos de 10 °C) que se agota rápidamente en los momentos de alta demanda y tiene un tiempo de reposición relativamente prolongado. Una forma de resolver este problema logístico sin necesidad de aumentar el stock refrigerado (ni la inversión en refrigeración) sería contar con un sistema de enfriamiento rápido que permita atemperar el producto en tiempos más cortos.

Esta problemática también ocurre a escala doméstica. Como se mencionaba anteriormente, es casi indispensable para cualquier hogar, contar con un equipo de refrigeración para alimentos y bebidas, sin embargo, los mismos atienden más a la funcionalidad de conservar la temperatura de los productos más que en realizar un cambio rápido en la misma. Por lo que al querer consumir una bebida a temperaturas bajas, de entorno a 4 grados centígrados, las cuales generalmente se venden o almacenan a temperatura ambiente, una falta de previsibilidad puede ocasionar que la bebida no se encuentre a su temperatura ideal para su consumo, forzando a uno a esperar un período considerable para que la bebida alcance su temperatura deseada en la heladera o congelador.

En este documento se explora la posibilidad de resolver esta problemática mediante un dispositivo de enfriamiento rápido a pequeña escala. Una máquina que refrigera una bebida en pocos minutos evitaría la necesidad de almacenarla en un ambiente refrigerado.

Las condiciones que se buscan en dicho sistema son:

- que sea energéticamente eficiente,
- que no altere las propiedades del líquido a refrigerar,
- que sea un equipo liviano y portátil,
- que pueda funcionar con los medios disponibles en un domicilio, y
- que emplee tecnologías disponibles para su elaboración dentro de un esquema de costos que lo conviertan en un producto de consumo masivo.

Uno de los envases más comunes para este tipo de bebidas es la lata de aluminio normalizada, por lo tanto se adopta este caso como eje de análisis. El aluminio es un excelente conductor térmico, por lo que permite una buena transferencia de energía entre el contenido del envase y el medio, es un material flexible y dúctil por lo que puede soportar un shock térmico sin dañarse, es químicamente estable y además el espesor del mismo es muy pequeño por lo que no genera aislación ni inercia térmica. Por todo esto se decide enfocar el diseño en la utilización de este tipo de envases.

En cuanto a la bebida a enfriar, para este caso de estudio se elige la cerveza, por ser una bebida de consumo masivo en esta región [3], esto es a modo de poner una condición de borde y acotar el ejercicio, ya que esta misma solución puede ser extensiva a cualquier tipo de bebida que se presente en

formato de envase individual y sea de características similares, como lo pueden ser gaseosas, jugos, bebidas energéticas o isotónicas.

Consideraciones para la elección de la solución

Para lograr enfriar la bebida, se requiere sustraer energía de la misma, lo mismo se puede lograr a través de ejercer trabajo por parte del líquido hacia el entorno o a través de conducción térmica. La primera opción se descarta debido a que se debe alterar las características de la misma, algo que se desea evitar. por lo tanto no hay otra alternativa que realizarlo a través de una transferencia térmica con un medio a menor temperatura. Debido a lo limitado que es la transferencia de energía por radiación dentro del rango de temperatura que se considera, se descarta este medio, considerando así solo conducción y convección. De esta manera la elección radica en que medio utilizar y como logramos mantenerlo a una temperatura que permita una transmisión de energía efectiva. A partir de estos parámetros, se consideran las siguientes alternativas para el proceso de enfriamiento:

- Una primera alternativa consiste en utilizar un medio que ya se encuentre a una temperatura menor a la temperatura objetivo, de modo que el mismo sustraiga la energía necesaria. Si bien es un método sencillo, su dificultad radica en contar con un suministro continuo de ese medio, lo cual sólo traslada al problema a una etapa anterior. El hielo es una buena opción, pero su velocidad de producción también es limitada, por lo que no resuelve la problemática planteada. Otras sustancias a menores temperaturas que permiten un enfriamiento más rápido aún, como nitrógeno líquido o hielo seco, también son difíciles de almacenar o producir, siendo elementos que no se encuentren comúnmente en el hogar.

- Otra opción es lograr el enfriamiento a través de la descompresión de un fluido a alta presión. En el proceso de descompresión rápida, el fluido experimenta un descenso abrupto de temperatura y, en contacto con el envase, provocaría su enfriamiento. La desventaja también radica en conseguir y almacenar dicho fluido. Se podrían utilizar tubos de CO_2 comprimido, pero esto incrementa el costo operativo de la máquina ya que requeriría un insumo costoso para su funcionamiento. También podría comprimirse aire ambiente como parte del funcionamiento de la máquina, pero esto precisaría de un compresor y un reservorio para el gas comprimido, que generaría también la necesidad de un mantenimiento periódico o un recambio que excede las condiciones esperables de un uso doméstico.
- Utilizar un ciclo de refrigeración convencional sería una solución conocida para este tipo de aplicaciones, con diversas alternativas de diseño normalizado. Sin embargo, en este caso la escala del problema no justifica la complejidad del mismo, tanto en los componentes que son requeridos como en la incorporación de mantenimientos para reposición de gas. Además, este tipo de sistemas contemplan un funcionamiento de tipo cíclico y continuo, donde las presiones dentro del circuito deben encontrarse estabilizadas, mientras que el requerimiento de refrigeración para el problema en cuestión es esporádico e irregular.
- Una tecnología de enfriamiento que permite ciclos de trabajo cortos y puntuales son las bombas de calor que utilizan celdas peltier. El método consiste en pasar una corriente por un semiconductor el cual genera un diferencial de temperaturas entre ambas caras de una placa proporcional a la corriente suministrada. Este dispositivo presenta

diversas características útiles para la problemática planteada: suelen ser equipos de tamaño reducido, de su uso y mantenimiento simple, emplea energía eléctrica que puede ser suministrada y almacenada fácilmente. Además es inocuo y no necesita ningún tipo de consumibles para su funcionamiento.

Por lo explicado anteriormente, el diseño de la solución se plantea a través del uso de una o varias celdas peltier para sustraer la energía térmica de un medio convector, que se encuentre lo suficientemente frío para realizar una transferencia de calor rápida y efectiva de la bebida a enfriar.

Habiendo seleccionado el proceso de enfriamiento, es necesario definir el medio que se utilizará para contener el recipiente a enfriar. Por un lado podría considerarse un medio sólido, realizando la extracción por conducción, pero la dificultad de esta alternativa es garantizar un contacto efectivo sin aplicar sustancias como grasas térmicas (que puedan deteriorar el envase), ni presiones elevadas que el envase no pueda soportar. Es decir, la dificultad radicaría en lograr un contacto que garantice una transferencia de calor eficiente.

Por lo tanto se emplea un medio fluido, que permita en una transferencia por conducción y convección. En caso de un fluido gaseoso las desventajas son la baja conductividad térmica y su dificultad para contener el mismo. En cambio un medio líquido de buena densidad, como el agua, es ideal como transmisor térmico. Sin embargo, como se desea enfriar a unos 4 °C, y el punto de fusión del agua corriente es cercano a los 0 °C, esto traería una pérdida de efectividad considerable a medida que nos acerquemos a la temperatura objetivo. Además, trabajar en rangos de temperatura tan cercanos al punto de fusión trae aparejado el problema de generar puntos de

menor temperatura donde se genere hielo. Sin embargo esto puede sortearse añadiendo sal de mesa al agua llevándola a una solución saturada de la misma que tiene un punto de fusión de -20 °C dando un amplio margen para tener a la vez una temperatura menor a la objetiva y mayor al punto de fusión.

A fin de acelerar la extracción de calor, se incorpora un sistema simple de impulsión para el agua, favoreciendo la convección forzada y mejorando la transferencia de calor entre la bebida y el módulo peltier.

De esta manera el diseño general del dispositivo será el de un recipiente cilíndrico donde la lata se colocará en el centro generando una cavidad cilíndrica hueca donde toda el área lateral de la lata esté en contacto con el medio. Y mediante una bomba hidráulica se hará circular el fluido térmico a través de esta cavidad cilíndrica, teniendo a efectos prácticos un intercambiador de calor de tubos concéntricos con la temperatura de foco frío controlada mediante efecto termoeléctrico.

Estructura de este documento

En este primer capítulo se describió la problemática a resolver en el presente proyecto, describiendo de forma cualitativa una serie de posibles soluciones y seleccionando entre ellas el uso de un intercambiador de calor modular, refrigerado por celdas peltier. El capítulo 2 resume brevemente las bases teóricas necesarias para diseñar este sistema de refrigeración . El capítulo 3 propone una ingeniería básica del dispositivo, utilizando las ecuaciones del marco teórico para dimensionar un prototipo, y el capítulo 4 presenta el detalle constructivo de la solución adoptada. Las conclusiones listan las

principales características del Dispositivo de Enfriamiento Rápido para Bebidas Enlatadas, principalmente su desempeño y eficiencia energética.

Capítulo 2: Marco teórico

En este capítulo se presenta una descripción de los fenómenos físicos claves para el funcionamiento del dispositivo, explicando principalmente fundamentos de transferencia de calor y mecánica de los fluidos. También se explica el funcionamiento de los componentes termoeléctricos utilizados para extraer energía térmica del sistema.

2.1 Balance de energía y capacidades caloríficas

Está sección describe las propiedades de los fluidos más relevantes para ciclos de refrigeración y los mecanismos de transporte por los cuales se relaciona la temperatura con su capacidad de aportar o recibir energía en forma de calor. Los conceptos siguen la estructura desarrollada por Çengel y Ghajar [4].

2.1.1 Capacidad calorífica

El calor específico se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. En general, esta energía depende de la manera en que se ejecuta el proceso. Suele tener interés en dos tipos de calores específicos: el calor específico a volumen constante, c_v, y el calor específico a presión constante, c_p. El calor específico a volumen constante, c_v, se puede concebir como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia mientras el volumen se mantiene constante. La energía requerida para hacer lo mismo cuando la presión se mantiene constante es el calor específico a

presión constante, c_p. El calor específico a presión constante, c_p, es mayor que c_v porque, en esta condición, se permite que el sistema se expanda y porque la energía para este trabajo de expansión también debe suministrarse al sistema.

Una sustancia cuyo volumen específico (o densidad específica) no cambia con la temperatura o la presión se conoce como sustancia incompresible. Los volúmenes específicos de los sólidos y los líquidos permanecen relativamente constantes dentro de rangos amplios de presión y, por lo tanto, se pueden aproximar como sustancias incompresibles.

Los calores específicos a volumen constante y a presión constante son idénticos para las sustancias incompresibles. Por lo tanto, para los sólidos y los líquidos, por lo tanto cv y cp suelen representarse con el símbolo, c.

Los calores específicos de las sustancias incompresibles sólo dependen de la temperatura. Por lo tanto, el cambio en la energía interna de sólidos y líquidos se puede expresar como

$$\Delta U = m \cdot \bar{c} \cdot \Delta T \qquad (2.1)$$

donde $\bar{c}$ es el calor específico promedio evaluado a la temperatura promedio. Note que el cambio en la energía interna de los sistemas que permanecen en una sola fase (líquido, sólido o gas) durante el proceso se puede determinar con mucha facilidad usando los calores específicos promedio.

2.1.2 Transferencia de la energía

La energía se puede transferir hacia una masa dada, o desde ésta, por dos mecanismos: calor Q y trabajo W. Una interacción energética es transferencia

de calor si su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura. De lo contrario, es trabajo.

Llamaremos a la energía térmica calor y a la transferencia de energía térmica transferencia de calor. La cantidad de calor transferido durante el proceso se denota por Q. La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama razón de transferencia de calor y se denota por $\dot{Q}$. El punto arriba representa la derivada respecto al tiempo, o "por unidad de tiempo". La velocidad de transferencia de calor, $\dot{Q}$,tiene la unidad J/s, lo cual es equivalente a W.

Cuando se cuenta con la razón de transferencia de calor, $\dot{Q}$, entonces se puede determinar la cantidad total de transferencia de calor Q durante un intervalo de tiempo t a partir de

$$Q = \int_0^{\Delta t} \dot{Q}\, dt \qquad (2.2)$$

siempre que se conozca la variación de $\dot{Q}$ con el tiempo. Para el caso particular de $\dot{Q}$ constante, la ecuación anterior se reduce a

$$Q = \dot{Q} \cdot \Delta t \qquad (2.3)$$

La razón de transferencia de calor por unidad de área perpendicular a la dirección de esa transferencia se llama flujo de calor y el flujo promedio de calor se expresa como

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} \qquad (2.4)$$

donde A es el área de transferencia de calor.

2.1.3 Balance de energía para sistemas cerrados (masa fija)

Un sistema cerrado consta de una masa fija. La energía total E para la mayor parte de los sistemas que se encuentran en la práctica consiste en la energía interna U. Éste es en especial el caso para los sistemas estacionarios, ya que no comprenden cambios en la velocidad o elevación durante el proceso. En ese caso, la relación del balance de energía se reduce a

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta U = m \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (2.5)$$

donde se expresa el cambio en la energía interna en términos de la masa m, el calor específico a volumen constante c_v, y el cambio en la temperatura, T, del sistema, suponiendo que no ocurre un cambio de fase. Cuando el sistema sólo comprende transferencia de calor y ninguna interacción de trabajo cruza su frontera, la relación del balance de energía se reduce todavía más hasta

$$Q = m \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (2.6)$$

donde Q es la cantidad neta de la transferencia de calor que entra o sale del sistema. La anterior es la forma de la relación del balance de energía que se usará con más frecuencia al tratar con una masa fija.

2.1.4 Disolución

Una solución, o disolución, es una mezcla homogénea a nivel molecular o iónico de dos o más sustancias puras que no reaccionan entre sí, cuyos componentes se encuentran en proporciones variables [5] También se puede definir como una mezcla homogénea formada por un disolvente y uno o

varios solutos. El término disolución suele emplearse para los casos de un sólido disuelto en un líquido, como la sal o el azúcar disueltos en agua; también hay soluciones sólidas como el oro en mercurio, formando una amalgama.

2.1.5 Descenso crioscópico

Se conoce como descenso crioscópico o depresión del punto de fusión a la disminución de la temperatura del punto de congelación que experimenta una disolución respecto a la del disolvente puro. [6]

Todas las disoluciones en las que, al enfriarse, el disolvente solidifica, tienen una temperatura de congelación inferior al disolvente puro. La magnitud del descenso crioscópico, ΔT_c, viene dada por la diferencia de temperaturas de congelación (o de fusión) del disolvente puro y de la disolución, T_{fus*} y T_{fus} :

$$\Delta T = T_{fus*} - T_{fus} \tag{2.7}$$

El descenso crioscópico es una de las propiedades coligativas [6], es decir, la magnitud del descenso depende de la relación entre el número de las partículas de soluto y las de disolvente. Por lo tanto, para un disolvente determinado, muy frecuentemente el agua, solo depende del número de partículas de soluto disuelto y no de su naturaleza. Cualquier soluto, a igual molaridad, produce el mismo efecto. Por ejemplo, el descenso crioscópico producido al añadir glucosa a una disolución es equivalente al que se consigue al añadir igual masa de fructosa en lugar de glucosa, pues al ser sustancias cuya masa molecular es idéntica el número de partículas añadido

a la disolución sería exactamente el mismo, a pesar de tratarse de azúcares de naturaleza distinta. [7]

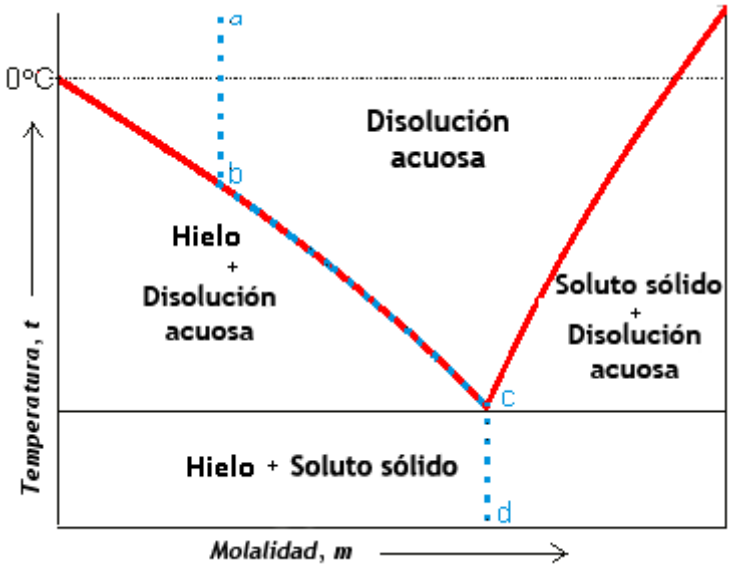


Figura 2.1 representación del descenso crioscópico en función de la molalidad [7]

En la figura 2.1 se representa el diagrama de fases de una disolución acuosa. Si una disolución acuosa se encuentra en el punto *a* y se reduce la temperatura, se congelará parcialmente en el punto *b* por debajo de la temperatura de 0 °C, correspondiente a la temperatura de congelación del agua pura. Se observa que la temperatura de congelación de la disolución sigue una curva descendente a medida que aumenta la molalidad. La congelación será parcial, ya que congela primero solo parte del agua, quedando otra sin congelar donde se concentra el soluto. Esta mayor concentración produce un descenso crioscópico adicional en la parte no congelada que, si la temperatura sigue bajando volverá a congelarse parcialmente, repitiéndose este proceso de congelación parcial-concentración-descenso crioscópico adicional a lo largo de la curva *b-c*, hasta llegar al punto eutéctico de la mezcla, representado como c, donde

el incremento de concentración del soluto ya no produce nuevo descenso crioscópico y solidifica el conjunto.

El descenso crioscópico ha encontrado aplicaciones prácticas fuera de los laboratorios de investigación, como en el uso de anticongelantes para evitar que los circuitos de refrigeración de los motores de los vehículos o los mismos combustibles se congelen cuando las temperaturas bajan en invierno, para la determinación de la adulteración de la leche con agua, para la preparación de disoluciones en la industria farmacéutica, para análisis clínicos de sangre y orina, etc.

Para el caso de estudio de este proyecto se da utilidad a este fenómeno, ya que al lograr que el medio de refrigeración tenga la menor temperatura posible, se fuerza que la diferencia de temperatura entre el producto a enfriar y el medio sea mayor y a su vez el coeficiente de transferencia de calor aumenta, facilitando la extracción de energía al producto y por consecuente descendiendo su temperatura más rápido

2.2 Mecánica de los fluidos

En esta sección, se enumeran y detallan los fenómenos físicos que intervienen en el funcionamiento de sistemas que involucren fluidos y transferencia de calor.

2.2.1 Ecuaciones fundamentales

La mecánica de los fluidos es una rama de la mecánica que estudia el comportamiento de los fluidos en reposo o en movimiento, y la interacción de estos fluidos con sólidos o con otros fluidos en las fronteras. En esta sección,

se comentan brevemente los conceptos y ecuaciones principales de la mecánica de fluidos, siguiendo principalmente las formulaciones desarrolladas por Çengel y Cimbala [8].

El flujo típico de un fluido comprende una configuración geométrica tridimensional y la velocidad puede variar en las tres dimensiones, y dar lugar al flujo tridimensional. Sin embargo, la variación de la velocidad en ciertas direcciones puede ser pequeña en relación con la variación en otras y se pueden ignorar con un error despreciable. En estos casos, el flujo se puede modelar como unidimensional o bidimensional según sea conveniente para el análisis. La dimensionalidad del flujo depende de la elección del sistema de coordenadas y de su orientación, por lo cual es importante analizar previamente el sistema y determinar el sistema de coordenadas que mejor se ajuste a la geometría en cuestión. Para obtener una solución detallada de la mecánica de los fluidos, es imperativo abordar el problema mediante un enfoque diferencial de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento.

Este método implica expresar dichas ecuaciones en términos de derivadas parciales, lo que posibilita obtener una solución completa del flujo en todos los puntos del sistema. A continuación, se presentan estas ecuaciones en su forma más general, lo que significa que son aplicables tanto a fluidos compresibles como incompresibles, newtonianos y no newtonianos, y en regímenes transitorios.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \tag{2.8}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u}\vec{u}) = \rho \vec{g} + \nabla \cdot \sigma_{ij} \tag{2.9}$$

La ecuación (2.8) se identifica como la ecuación de continuidad, la cual establece el balance de masa en base al principio de conservaci´on de la misma, donde ρ es la densidad del fluido y $\vec{u}$ su velocidad. Por otro lado, la ecuación (2.9) es conocida como la ecuación de Cauchy, describiendo un balance de momento lineal de la masa de fluido, donde ρ y $\vec{u}$ son la densidad y la velocidad del fluido respectivamente, $\vec{g}$ es la gravedad y σij es el tensor de tensiones de Cauchy [8]. Cabe destacar que la ecuación de Cauchy es de naturaleza vectorial, por lo que debe resolverse para cada dirección del espacio. El tensor de tensiones de Cauchy contiene nueve componentes, seis de las cuales son independientes (debido a la simetría del tensor). Por lo tanto, se tiene un total de 10 incógnitas: la densidad, las tres componentes de la velocidad y los seis términos independientes del tensor de tensiones. Para poder resolver el sistema, se debe contar con igual número de ecuaciones que de incógnitas, por lo tanto, se deben agregar seis ecuaciones constitutivas que permiten escribir las componentes del tensor de esfuerzos en función del campo de velocidad y las propiedades del fluido.

2.2.2 Clasificación de los flujos de fluidos

Existe una amplia variedad de problemas de flujo de fluidos que la mecánica de fluidos puede abordar, por lo que suele ser conveniente clasificarlos en base a ciertas características comunes entre ellos. En este apartado se mencionan las clasificaciones más relevantes para los problemas estudiados en este proyecto.

Flujo interno y externo

Un flujo de fluido se clasifica como interno o externo, dependiendo de si a ese fluido se lo obliga a fluir en un canal confinado o sobre una superficie. El flujo de un fluido no limitado sobre una superficie es un flujo externo. En cambio, si el fluido queda limitado completamente por una superficie sólida se trata de un flujo interno.

En general, los flujos internos están dominados por los efectos de la viscosidad, mientras que en los flujos externos los efectos viscosos quedan limitados a la capa l´ımite cercana a las superficies sólidas y a las regiones de estela corriente abajo de los cuerpos.

Flujo compresible e incompresible

La incompresibilidad es una aproximación que dice que el flujo es incompresible si la densidad permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el dominio fluido.

Los flujos de los líquidos son, en general, incompresibles con un buen nivel de exactitud.

Por el contrario, el nivel de variaci´on en la densidad de los flujos de gases y el nivel de aproximaci´on que se realiza al modelar flujos de gases, depende del n´umero de Mach (el cual se define como Ma = v c donde v es la velocidad del flujo y c es la velocidad del sonido en ese medio). En la mayor´ıa de los casos, los flujos de gases se pueden aproximar como incompresibles si los cambios en la densidad se encuentran por debajo del 5%.

Flujo natural o forzado

En el flujo natural, cualquier movimiento del fluido se debe a fenómenos naturales, como el efecto de flotación provocado por el cambio de densidad del fluido en función de la temperatura. En cambio, en el flujo forzado, un fluido se obliga a fluir por medios externos, los cuales generan el flujo.

Flujo estacionario o transitorio

Un flujo estacionario es aquel donde no se producen cambios en un punto con el paso del tiempo, es decir, las variables se mantienen constantes en el tiempo. Por el contrario, en un flujo transitorio se producen fluctuaciones de las variables con el paso del tiempo, hasta que, en general en los problemas de ingeniería, alcanzan un régimen estacionario.

Flujo laminar y turbulento

Un flujo se dice laminar cuando el fluido se mueve intensamente ordenado y está caracterizado por capas no alteradas del mismo. Un flujo resulta turbulento cuando el movimiento del fluido es intensamente desordenado y existen fluctuaciones en la velocidad del mismo. Un flujo que se alterna entre laminar y turbulento, se lo denomina de transición.

El régimen de flujo influye significativamente en el comportamiento físico del fluido y en las magnitudes relacionadas a este flujo, como puede ser la potencia de bombeo, la transferencia de calor o la pérdida de carga.

Número de Reynolds

El régimen de flujo de un fluido depende de varios factores, entre ellos se pueden encontrar la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido. Se sabe que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido, esta razón se la conoce hoy en día como el número de Reynolds. Este número adimensional se puede calcular, según el caso, como lo indica la ecuación (2.10), donde U es la velocidad característica del flujo, L es la longitud característica del problema, ν es la viscosidad cinemática, μ la viscosidad dinámica y por último ρ es la densidad del fluido.

$$Re = \frac{Fuerzas\ inerciales}{Fuerzas\ viscosas} = \frac{U \cdot L}{\nu} = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \qquad (2.10)$$

Para valores elevados del número de Reynolds, las fuerzas inerciales predominan sobre las fuerzas viscosas, por lo que el flujo desarrolla fluctuaciones rápidas y aleatorias que no logran disiparse. Esto conduce a un régimen turbulento del flujo. Por el contrario, cuando el número de Reynolds es lo suficientemente bajo, las fuerzas viscosas son capaces de suprimir dichas fluctuaciones y mantener el fluido en un régimen laminar.

Para el número de Reynolds en donde el flujo se vuelve turbulento se llama número de Reynolds crítico, Re_{cr}. Antes de alcanzar un régimen totalmente turbulento, el flujo experimenta una fase de transición, durante la cual oscila entre el estado laminar y el turbulento de manera alternada.

2.2.3 Hipótesis y simplificaciones

En esta sección se comentan brevemente una serie de hipótesis que pueden ser adoptadas para simplificar las ecuaciones de continuidad y de Cauchy mostradas anteriormente.

Flujo incompresible

La hipótesis de flujo incompresible establece que la densidad del fluido no es función del tiempo ni del espacio. Con lo cual, se tiene que las derivadas respecto al tiempo o al espacio de la densidad son nulas.

Fluido newtoniano

Se define como fluido newtoniano a aquellos fluidos para los que el esfuerzo de corte es linealmente proporcional a la razón de deformación por corte. Los fluidos newtonianos son análogos a los sólidos elásticos donde la ley de Hooke establece que el esfuerzo es proporcional a la deformación. En formulación matemática, esta hipótesis se traduce tal como lo muestra la ecuación (2.11), para un fluido incompresible con propiedades constantes, donde ϵ_{ij} es el tensor de razón de deformación, τ_{ij} es el tensor de esfuerzo viscoso y μ la viscosidad dinámica.

$$\tau_{ij} = 2\mu\epsilon_{ij} \tag{2.11}$$

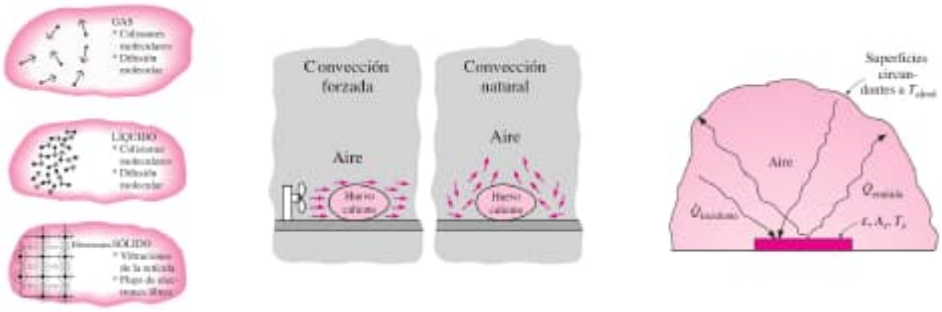
Flujo estacionario

La hipótesis de flujo estacionario establece que las propiedades y variables del flujo son independientes del tiempo, con lo cual las derivadas respecto al tiempo son nulas.

2.3 Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de calor es el principio por el cual funcionará el dispositivo a diseñar, es la ciencia básica que trata sobre la rapidez de transferencia de energía térmica. En esta sección, se explican brevemente los principios básicos de la transferencia de calor, siguiendo los lineamientos de la bibliografía de referencia [4].

La transferencia de calor entre los diferentes componentes de un sistema físico se puede dar por medio de tres mecanismos: conducción, convección y radiación, los cuales se muestran esquemáticamente en la figura 2.2. La transferencia de energía en forma de calor se da entre dos medios de un sistema debido a la diferencia de temperatura entre ellos, donde el elemento de mayor temperatura le transfiere energía al elemento de menor temperatura, hasta que ambos llegan al equilibrio térmico, es decir, alcanzan la misma temperatura.



(a) Conducción (b) Convección (c) Radiación

Figura 2.2: Los 3 mecanismos de transferencia de calor [4].

El flujo de calor tiene dirección y magnitud, es decir, se trata de una cantidad vectorial. Por lo tanto, se debe especificar tanto la magnitud como la dirección a fin de describir por completo el fenómeno.

Los problemas de transferencia de calor (como casi todos los problemas físicos) pueden ser analizados como estacionarios o transitorios. El estado estacionario implica que no hay cambios en cualquier punto del medio con el paso del tiempo, mientras que el estado transitorio implica una variación en el tiempo o una dependencia con respecto al tiempo.

En el caso más general, la transferencia de calor a través de un medio es tridimensional, es decir, la temperatura varía a lo largo de las tres dimensiones dentro del medio en estudio durante la transferencia de calor. Sin embargo, en muchas circunstancias, se pueden realizar simplificaciones geométricas para obtener un problema de transferencia de calor unidimensional. En este caso, la temperatura del medio varía en una sola dirección, y el calor se transmite en ese mismo sentido. Esta dirección suele ser la dirección de interés en el análisis, y por lo tanto, la transferencia de calor en las otras direcciones suele ser despreciable o nulo.

El estudio de los diferentes fenómenos físicos comprende dos pasos fundamentales: en primer lugar, se identifican las variables involucradas en los fenómenos, se hacen suposiciones, simplificaciones y aproximaciones que resulten razonables para el problema en cuestión y finalmente se formula una expresión matemática que describe el comportamiento físico; y en segundo lugar, una vez obtenida la fórmula matemática, el problema se resuelve utilizando un procedimiento apropiado y se interpretan los resultados. Todo equipo o proceso de ingeniería puede estudiarse en forma experimental y en forma analítica. A menudo, se requiere la utilización de métodos numéricos para resolver las ecuaciones analíticas, debido a su complejidad y, en ocasiones, a la ausencia de soluciones algebraicas. En

este proyecto, se utilizarán ambos métodos dependiendo de la facilidad de alcanzar las soluciones.

2.3.1 Conducción

La transferencia de energía por conducción se da por la vibración de las partículas aledañas que van transmitiendo esta perturbación desde las partículas más energéticas hacia las que tienen menos energía. Este fenómeno requiere de un medio material para su existencia ya sea sólido, líquido o gaseoso.

La razón de la conducción de calor a través de un medio material depende de la configuración geométrica del mismo, de sus dimensiones, del material del que esté hecho y de la diferencia de temperatura a través de él. Este modo de transferencia de calor está gobernado por la ley de Fourier, expresada en la ecuación (2.12) para un caso unidimensional, donde k es la conductividad térmica del material, A es el área a través de la cual se transfiere el calor y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura. El área de transferencia de calor es siempre normal a la dirección de esta transferencia.

$$\dot{Q}_{cond.} = - k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \tag{2.12}$$

Conductividad térmica

La conductividad térmica κ de un material, es una medida de la capacidad de este material para conducir el calor.

Normalmente, la conductividad térmica de una sustancia alcanza su valor máximo en la fase sólida y el mínimo en la fase gaseosa. Además, la

conductividad térmica de los materiales varía en función de la temperatura. Esta variación en determinados rangos puede ser despreciable para algunos materiales pero significativa para otros. Esta dependencia de la temperatura agrega complejidad al análisis de la conducción, por lo tanto, en general, se obtiene la conductividad térmica a una temperatura promedio y se la considera constante en los cálculos.

En los cálculos térmicos, normalmente se supone que los materiales son isótropos, con lo cual, sus propiedades son uniformes en todas las direcciones de análisis.

Capacidad calorífica

La capacidad calorífica de un material representa su capacidad de almacenamiento por unidad de volumen, y se define como el producto de la densidad y el calor específico, es decir, $\rho \cdot c_p$.

2.3.2 Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Se denomina convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos, y se la llama convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje (o boyancia) originadas por la diferencia de densidad debido a la variación de la misma con el cambio de temperatura del fluido.

La rapidez de la transferencia de calor por convección se rige por la ley de enfriamiento de Newton mostrada en la ecuación (2.13), donde *h* es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A es el área superficial a través de la cual se intercambia calor, T_s es la temperatura de la superficie y T∞ es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie.

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.13)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección h es un parámetro que, dependiendo la complejidad del sistema, puede ser más o menos difícil de calcular, ya que depende de todas las variables que influyen sobre la convección y la circulación de un fluido sobre una superficie.

Número de Nusselt

El número de Nusselt es el coeficiente adimensional de la transferencia de calor por convección y se define según la ecuación (2.14), donde *h* es el coeficiente de transferencia de calor por convección, *k* es la conductividad térmica del fluido y L_c es la longitud característica del problema estudiado. Este número representa la relación entre la transferencia de calor por la convección de un fluido y por conducción a través del fluido. Cuanto mayor sea el número de Nusselt, más eficaz será la convección.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.14)$$

Número de Prandtl

El número de Prandtl es un parámetro adimensional que se define según la ecuación (2.15) y resulta ser la mejor manera para describir el espesor

relativo entre la capa límite de velocidad y la capa límite térmica. Este parámetro se define como la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento, dada por la viscosidad cinemática ν, y la difusividad de calor, dada por la difusividad térmica α, de un medio fluido.

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (2.15)$$

2.3.3. Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas que viajan a la velocidad de la luz en el vacío, y son el resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. Las ondas electromagnéticas se caracterizan por su frecuencia v o su longitud de onda λ. Estas dos propiedades en un medio material están relacionadas entre sí como $\lambda = \frac{c}{v}$, donde c es la velocidad de propagación de una onda en ese medio.

A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio para propagarse. La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados.

El flujo de calor por radiación depende de la potencia cuarta de la temperatura absoluta del cuerpo. En el caso a estudiar, esto implica que todas las superficies irradiarán flujos similares, dado que el rango de temperaturas es reducido en la escala Kelvin. Más aún, al tratarse de geometrías prácticamente cerradas, los flujos por radiación se intercambiarán de forma recíproca entre elementos del dispositivo. Por lo tanto, el aporte de

este mecanismo a los intercambios de energía es prácticamente despreciable.

2.4 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente total de transferencia de calor U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un punto dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

2.4.1 Tipos de Intercambiadores de Calor

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de componentes y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, como se muestra en la figura 2.3, llamado intercambiador de calor de doble tubo o tubos concéntricos. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

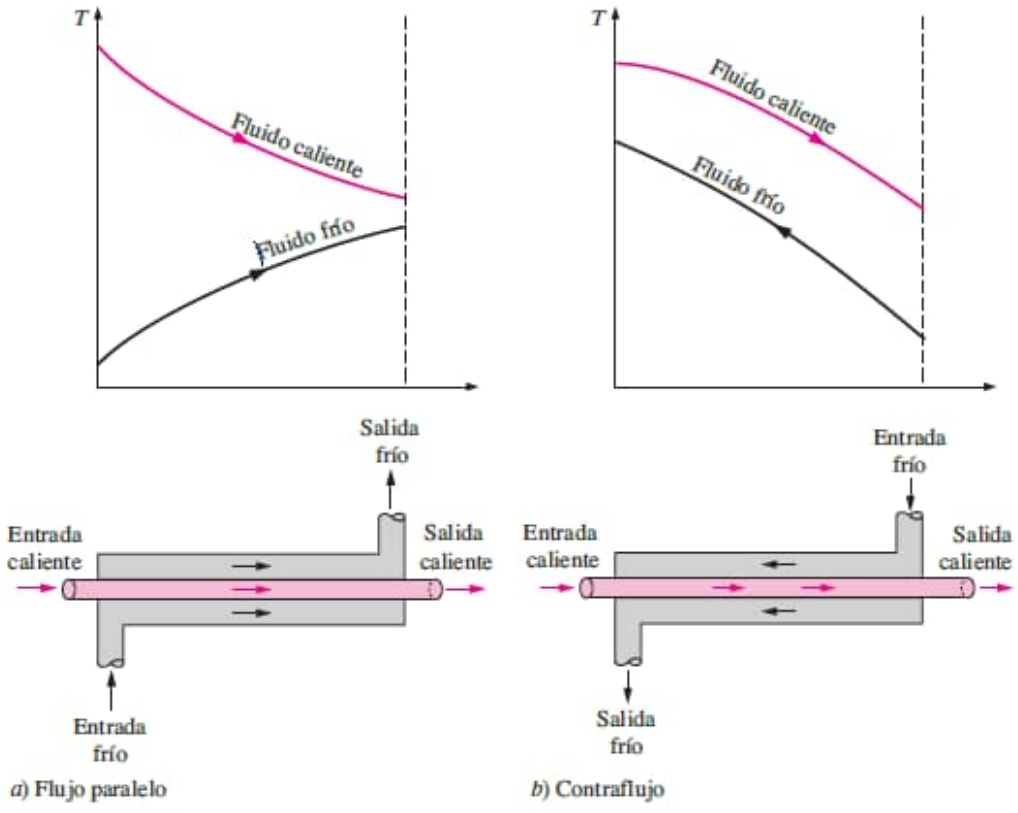


Figura 2.3: Evolución de temperatura para intercambiadores de calor [4]

2.4.2 Coeficiente Total de Transferencia de Calor

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción, como se muestra en la figura 2.4.

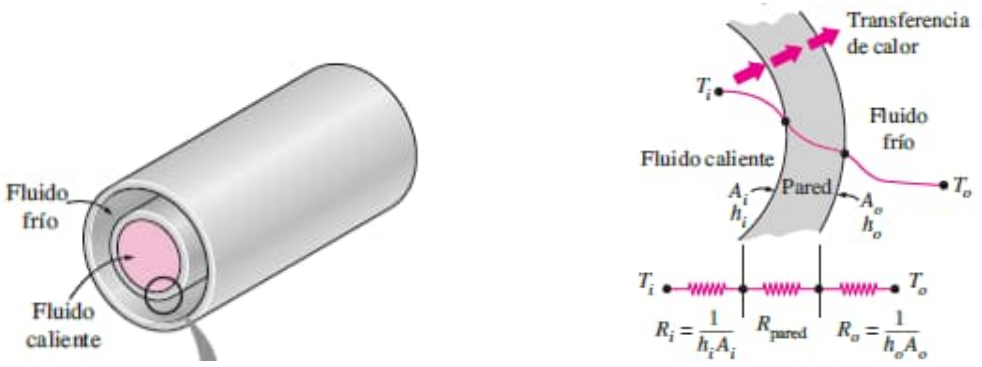


Figura 2.4: Red de resistencias térmicas asociada a la transferencia de calor en un intercambiador de tubos concéntricos. Adaptado de [4]

En este caso, los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior del tubo interior. Para un intercambiador de calor de doble tubo, la resistencia térmica de la pared del tubo es

$$R_{pared} = \frac{ln(D_o/D_i)}{2\pi \cdot k \cdot L} \qquad (2.16)$$

en donde k es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Entonces la resistencia térmica total queda

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{ln(D_o/D_i)}{2\pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad (2.17)$$

Ai es el área de la superficie interior de la pared que separa los dos fluidos y Ao es el área de la superficie exterior de esa misma pared. En otras palabras, Ai y Ao son las áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos interior y exterior, respectivamente. Cuando uno de los fluidos fluye dentro de un tubo circular y el otro afuera de éste, las áreas de intercambio son $A_i = \pi D_i \cdot L$ y $A_o = \pi D_o \cdot L$ (figura 2.5).

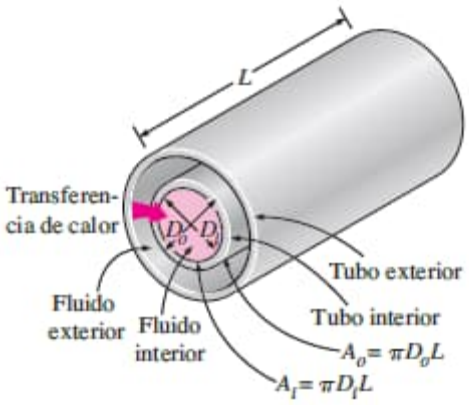


Figura 2.5: Las dos áreas superficiales de transferencia de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo.[4]

2.5 Efecto Termoeléctrico

El efecto termoeléctrico es el fenómeno a través el cual se convierte un diferencia de temperatura en una diferencia de potencial eléctrico y viceversa a través de una termocupla. A continuación se cubrirá en detalle el

funcionamiento de este fenómeno así como también sus aplicaciones de acuerdo a lo que se explica en el libro Thermoelectrics Handbook de D.M. Rowe [9]

Un equipo termoeléctrico genera una voltaje cuando una diferencia de temperatura es aplicada a cada lado e inversamente genera una diferencia de temperatura en cada lado cuando se le aplica una diferencia de potencial

Este efecto se puede utilizar para generar electricidad, medir temperatura o cambiar la temperatura de los objetos, enfriándose o calentándose. Dado que la dirección de calentamiento o enfriamiento es determinada por el signo del voltaje aplicado, los dispositivos termoeléctricos pueden ser controladores de temperatura muy convenientes.

Tradicionalmente, el término efecto termoeléctrico o termoelectricidad abarca tres efectos identificados separadamente: el efecto Seebeck, el efecto Peltier, y el efecto Thomson. En muchos libros de texto, el efecto termoeléctrico puede llamarse efecto Peltier-Seebeck. Esta separación proviene de descubrimientos independientes del físico francés Jean Peltier y del físico estonio-alemán Thomas Johann Seebeck. El efecto Joule, el calor generado cuando se aplica un voltaje a través de un material resistivo, es un fenómeno relacionado, aunque no se denomine generalmente un efecto termoeléctrico (y se considera usualmente como un mecanismo de pérdida debido a la no idealidad de los dispositivos termoeléctricos). Los efectos Peltier-Seebeck y Thomson pueden, en principio, ser termodinámicamente reversibles, mientras que el calentamiento mediante efecto Joule no lo es.

2.5.1 Efecto peltier

Cuando una corriente eléctrica circula a través del circuito de una termocupla, se genera calor en una de las uniones mientras que en la otra se absorbe energía. Esto es conocido como el efecto Peltier: la presencia de calentamiento o enfriamiento en una la unión de dos conductores diferentes electrificados. Nombrado por su descubridor, el físico francés Jean Charles Athanase Peltier, quien lo descubrió en 1834.

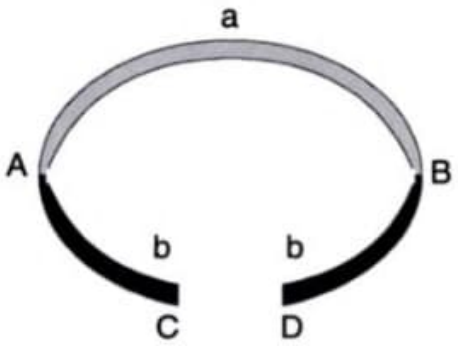


Figura 2.6: Esquema básico de una termocupla [9]

Cuando una fuente electromagnética genera una corriente I entre los puntos C y D se provoca una generación de calor Q en el punto A y una absorción -Q en el punto B dependiendo del sentido de circulación de la misma. La relación entre I y Q es lo que define al coeficiente de Peltier como:

$$\Pi = \frac{I}{Q} \tag{2.18}$$

Por lo tanto el calor se puede definir como:

$$\dot{Q} = \Pi_{AB} \cdot I = (\Pi_B - \Pi_A) \cdot I \tag{2.19}$$

donde: Π es el coeficiente Peltier Π_{AB} de todo el termopar, y Π_A y Π_B son los coeficientes de cada material.

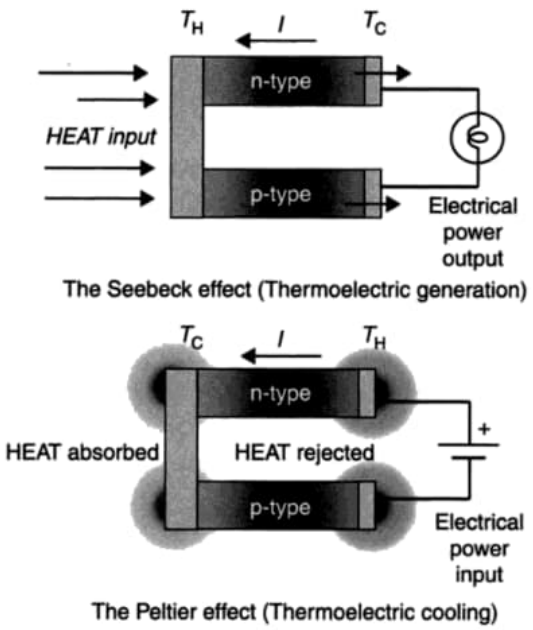


Figura 2.7 Generador termoeléctrico (arriba) y Refrigerador termoeléctrico (abajo) [9]

2.5.2 Cálculo del rendimiento termoeléctrico

El cálculo del rendimiento de la conversión que realiza un sistema termoeléctrico se efectúa determinando la relación entre el flujo de calor y la corriente eléctrica en el material. Para ello se utilizan las relaciones de Seebeck, Peltier y Thomson, pero también las leyes de transferencia de calor y de la corriente eléctrica.

En cada una de las ramas del par, el flujo de calor generado por el efecto Peltier se opone a la conductividad térmica. El flujo total en las ramas P y N será:

$$Q_p = S_p \cdot I \cdot T - \lambda_p \cdot A_p \frac{dT}{dx} \quad (2.20)$$

$$Q_n = -S_n \cdot I \cdot T - \lambda_n \cdot A_n \frac{dT}{dx} \quad (2.21)$$

siendo x la coordenada espacial, λ_p y λ_n las conductividades térmicas de los materiales y A_p y A_n sus secciones.

El calor se extrae de la fuente de frío con un flujo Q_f:

$$Q_f = (Q_n + Q_p)_{|x=0} \quad (2.22)$$

Al mismo tiempo, la corriente que recorre las dos ramas es inicialmente el resultado del calor por efecto Joule $I^2\rho/A$ por unidad de longitud de las ramas. Utilizando la ecuación de Domenicali [10] y suponiendo que el coeficiente Thomson es nulo (esto hace suponer que S es independiente de la temperatura), la conservación de la energía en el sistema se escribe en las dos ramas:

$$-\lambda_p \cdot A_p \frac{d^2T}{dx^2} = \frac{I^2\rho_p}{A_p} \quad (2.23)$$

$$-\lambda_n \cdot A_n \frac{d^2T}{dx^2} = \frac{I^2\rho_n}{A_n} \quad (2.24)$$

Considerando las condiciones en los límites, $T=T_f$ en $x=0$ y $T=T_c$ en $x=L_p$ o $x=L_n$ con L_p y L_n las longitudes de las ramas P y N, T_f y T_c las temperaturas son las de las fuentes de frío y calor, Q_f se escribe:

$$Q_f = (S_p - S_n) \cdot I \cdot T_f - K \cdot \Delta T - \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R \qquad (2.25)$$

con $K = \frac{\lambda \cdot A}{L}$ y $R = \frac{L \cdot \rho}{A}$ las conductividad térmica y la resistencia eléctrica totales de cada una de las ramas del par n y p.

La potencia eléctrica W disipada en el par debida al efecto Joule y al efecto Seebeck es:

$$W = I \cdot [(S_p - S_n) \cdot \Delta T + I \cdot R] \qquad (2.26)$$

El rendimiento del sistema termoeléctrico de refrigeración corresponde al cociente entre el calor extraído de la fuente fría y la potencia eléctrica disipada, es decir:

$$\eta = \frac{Q_f}{W} = \frac{(S_p - S_n) \cdot I \cdot T_f - K \cdot \Delta T - \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R]}{I \cdot [(S_p - S_n) \cdot \Delta T + I \cdot R]} \qquad (2.27)$$

Para una ΔT dada, el rendimiento depende de la corriente eléctrica que circula. Dos valores particulares de corriente permiten maximizar bien el rendimiento de la conversión, η ,o el calor extraído de la fuente fría, Q_f.

2.5.3 Factor de mérito

Maximizando estos dos rendimientos de conversión, se puede demostrar que dependen únicamente de las temperaturas T_f y T_c y de un número

adimensional (sin unidades) $Z_{pn}T_M$ llamado "factor de mérito" (T_M es la temperatura media del sistema, $T_M=(T_f+T_c)/2$) cuya expresión es:

$$Z_{pn} = \frac{(S_p - S_n)^2}{R \cdot K} \tag{2.28}$$

Hay que remarcar que para un par termoeléctrico cualquiera, el valor de Z_{pn} no es una propiedad intrínseca del material, sino que depende de las dimensiones relativas del módulo, dada la relación existente entre las dimensiones R y K (resistencia eléctrica y la conductividad térmica). El rendimiento de conversión del sistema (funcionando como generador eléctrico o como dispositivo de refrigeración) es máximo cuando Z_{pn} es máximo, es decir, cuando el producto $R \cdot K$ es mínimo, lo que sucede cuando:

$$\frac{L_n \cdot A_p}{L_p \cdot A_n} = \left(\frac{\rho_p \cdot \lambda_n}{\rho_n \cdot \lambda_p}\right)^2 \tag{2.29}$$

En este caso, el factor de mérito Z_{pn} se convierte en una función exclusiva de los parámetros intrínsecos de los materiales:

$$Z_{pn} = \frac{(S_p - S_n)^2}{\left(\sqrt{\rho_p \cdot \lambda_p} + \sqrt{\rho_n \cdot \lambda_n}\right)^2} \tag{2.30}$$

Así, para conseguir un óptimo rendimiento de la conversión conviene elegir los materiales que forman el par de forma que se maximice Z_{pn}. Como regla general, esto no se limita simplemente a optimizar los factores de mérito individuales de cada material que forma el par $Z=S^2/(\rho\lambda)$. En la mayoría de temperaturas utilizadas en la práctica, y sobre todo en aquellas empleadas para la generación de electricidad, las propiedades termoeléctricas de los

mejores materiales de tipo P y N son similares. En estos casos, el factor de mérito del par es próximo al valor medio de los factores de mérito individuales, y es razonable el optimizar los factores de mérito de cada uno de los materiales de forma independiente.

La optimización de los materiales para su empleo en la conversión de energía mediante efecto termoeléctrico pasa pues necesariamente por la optimización de sus propiedades de conducción eléctrica y térmica, de manera que se maximice el factor de mérito:

$$ZT = \frac{S^2}{\rho \cdot \lambda} \qquad (2.31)$$

Así pues, un buen material termoeléctrico poseerá simultáneamente un coeficiente Seebeck elevado, una buena conductividad eléctrica, y una reducida conductividad térmica.

La figura 2.8 muestra la evolución del rendimiento de conversión de un sistema termoeléctrico en las condiciones ideales en función del factor de mérito ZT. Por ejemplo, si ZT=1 y la diferencia de temperatura es de 300 °C, el rendimiento de conversión será del 8%, lo que significa que según el caso considerado (generación de electricidad o refrigeración) que el 8% del calor que atraviesa el material será convertido en electricidad, o bien que el calor extraído por el elemento refrigerador corresponderá al 8% de la potencia eléctrica empleada.

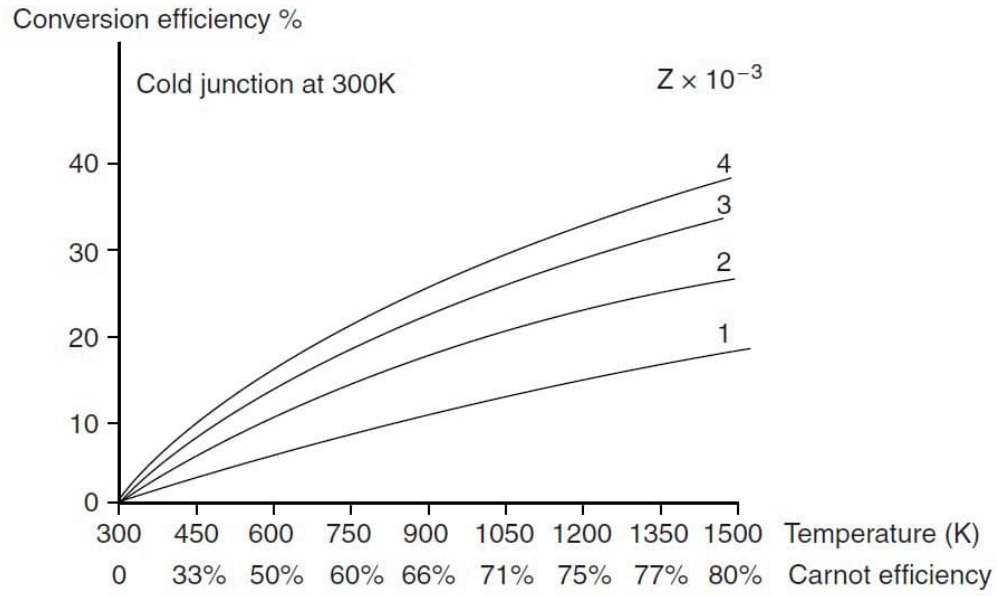


Figura 2.8 Evolución del rendimiento de conversión en función del factor de mérito.[9]

2.5.4 Módulos termoeléctricos

Optimización geométrica

Se ha visto que las propiedades de conversión del par de materiales termoeléctricos que constituyen un módulo no son exclusivamente intrínsecas, también dependen de la geometría del sistema (longitud y sección de las ramas del módulo) que influye a su vez en la resistencia eléctrica R y la conductividad térmica K de las ramas. En efecto, resulta necesario que K sea lo bastante reducida para que un gradiente térmico pueda mantenerse, pero también debe ser del valor suficiente como para que el calor pueda recorrer el módulo: si K es nulo, ningún calor recorrerá el módulo y entonces no hay conversión. Del mismo modo, R debe elegirse de manera que se alcance el mejor compromiso posible entre la potencia eléctrica y la diferencia de potencial eléctrica. Una vez elegidos los materiales que forman el módulo (gracias al factor de mérito ZT), es necesario optimizar la geometría del sistema para poder conseguir el rendimiento de la

conversión, la potencia eléctrica o la mayor extracción de calor posible en función de la aplicación del módulo.

Módulos segmentados

En general, los materiales empleados en la fabricación de módulos de conversión termoeléctrica sólo son eficaces en un determinado rango de temperaturas. En aplicaciones en las que el rango de temperaturas de trabajo es muy grande, resulta interesante usar varios materiales termoeléctricos en cada rama, cada uno de ellos con un intervalo de temperaturas en el que se maximiza su rendimiento. En estos casos se dice que el módulo termoeléctrico está *segmentado*.

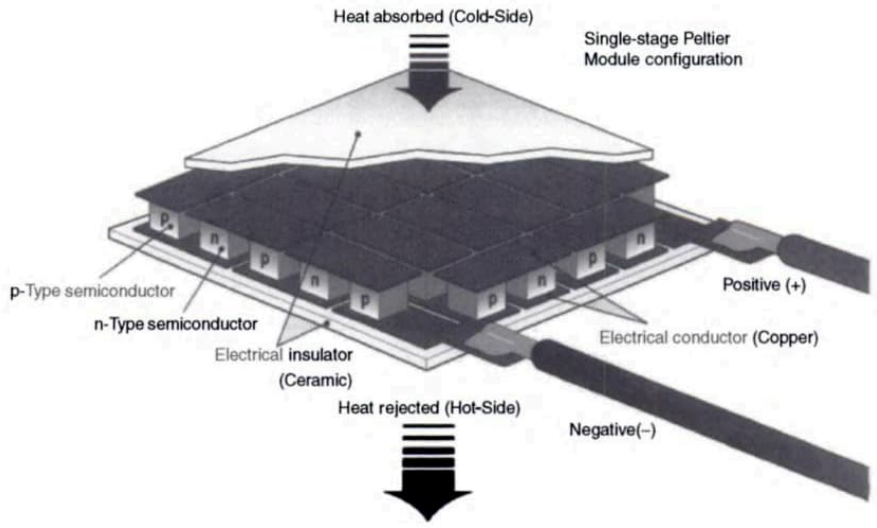


Figura 2.9 Corte interior de una celda peltier clásica. [9]

Capítulo 3: Ingeniería Básica

En este capítulo se desarrollarán los cálculos para determinar las condiciones de operación del equipo, a partir de lo cubierto en el capítulo anterior. De esta manera se consiguen las variables resultado para la posterior confección de una prueba de concepto y se verifica la viabilidad de la solución planteada gracias a la obtención de parámetros razonables.

3.1 Cálculo de energía y potencia necesaria

Definidas las condiciones generales del equipo se determinan las condiciones de operación del mismo. El primer paso será determinar la energía necesaria que se desea retirar al producto.

Se considerará un envase de aluminio de 473cc ya que es una medida muy popular y que representa el grueso del mercado actual. El envase es de 66 mm de diámetro y 157 mm de alto.

Como temperaturas de partida se tomarán 30 °C ya que es una temperatura a la que se puede encontrar una bebida almacenada a temperatura ambiente durante los meses de verano.

Como temperatura objetivo se considerará 4 °C ya que es la temperatura recomendada para el consumo de este tipo de bebidas.

En cuanto a la bebida se considerará una cerveza estándar con las siguientes características[11]:

+ Contenido alcohólico 4.5 % Vol.
+ Densidad 1.09 g/ mL

+ Capacidad calorífica 3.8 J / g °K

Si bien estos valores son muy dependientes de la fabricación de cada producto, sería impráctico considerar todo el abanico de posibilidades. Por lo tanto, estos valores representan a una cerveza rubia tipo pilsen que representa el mayor volumen de consumo de la región.[3]

Con estos valores calculamos la energía necesaria a sustraer como:

$$Q_{obj} = V \cdot \rho_c \cdot c_c \cdot (T_i - T_f) \quad (3.1)$$

Siendo Q_{obj} la cantidad de energía a sustraer de la bebida, V el volumen de la bebida, ρ_c su densidad, c_c la capacidad calorífica indicada anteriormente, T_i la temperatura inicial, que se considera 30 °C como temperatura ambiente y T_f la temperatura final, que es la objetivo, definida como 4 °C.

A partir de la obtención de la energía a sustraer, podemos calcular cuál sería la potencia necesaria teórica (sin considerar pérdidas) para lograr dicha transferencia en el tiempo de ciclo objetivo. Realizando la siguiente fórmula:

$$P_t = \frac{Q_{obj.}}{t} \quad (3.2)$$

Donde Q_{obj} es nuevamente la cantidad de energía a sustraer de la bebida, P_t es la potencia teórica que se necesitará para enfriar la bebida, sin considerar pérdidas ni eficiencia y t es el tiempo de ciclo obj definido como 5 min.

Ahora debemos considerar si es posible sustraer dicha energía. La transferencia de calor desde el interior de la lata hacia la celda peltier, depende de 2 etapas, primero la transferencia de calor a través de la pared

de la lata mediante conducción. Y luego, a través del medio a través de convección.

Para la Conducción, podemos utilizar la siguiente fórmula, considerando que el espesor de pared es despreciable respecto al diámetro y el área del recipiente.

$$\dot{Q}_{alum} = \frac{k_{Alum.}}{s_{Lata}} \cdot A_{Lata} \cdot \Delta T \quad (3.3)$$

Y para la etapa de convección, utilizamos la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{agua} = h_c \cdot A_{Lata} \cdot \Delta T \quad (3.4)$$

Siendo para ambas $\dot{Q}_{alum}$ la transferencia de energía a través de la pared de aluminio por unidad de tiempo, $\dot{Q}_{agua}$ la transferencia de energía por convección del agua por unidad de tiempo, $k_{Alum.}$ el coeficiente de transferencia de calor por conducción del aluminio, s_{Lata} el espesor de pared de la lata, h_c el coeficiente de transferencia de calor por convección, A_{Lata} el área lateral de la lata, la que está en contacto con el fluido, y ΔT la diferencia de temperatura entre la ambiente y la objetivo.

Cuando comparamos ambas fórmulas, se observa que la diferencia entre ambas etapas de transferencia de energía radica en el coeficiente de transferencia, al compararlos vemos que para un h_c de $400\ W/m^2K$, que es un valor aproximado para el agua salada con convección forzada, y $k_{Alum.}$ de $236\ W/m°K$ y un espesor de 0.25mm la diferencia entre ambos es de 2000 veces mayor, por lo que para los cálculos siguientes se despreciará la

injerencia de la pared de la lata en la transmisión de calor entre ambos elementos

Al aplicar la fórmula anterior (3.4) utilizando la diferencia de temperatura en la condición límite de líquido a 4°C y medio a -10 °C, nos colocamos en la peor condición ya que cuanto mayor sea la diferencia de temperatura, más favorable es para la transferencia de temperatura. De cualquier manera, en esta condición se obtiene una transferencia de calor mayor a la potencia calculada, lo que quiere decir que si es posible realizar la extracción con dicha potencia.

Basado en estas consideraciones podemos graficar como sería la variación de temperatura considerando el medio a una temperatura estabilizada de -10 °C, simulando cómo sería la transferencia a medida de que varía la temperatura de la lata.

$$T_n = T_{n-1} - \frac{h_c \cdot A_{Lata} \cdot \Delta t}{m_{beb.} \cdot c_C} \cdot \left(T_{n-1} - T_{medio}\right) \quad (3.5)$$

Las condiciones para la simulación son las siguientes, $T_{inicial}$ es la temperatura inicial ambiente, para la cual tomamos 30 °C, T_{medio} la temperatura del medio, donde tomamos -10 °C que es la temperatura a la cual estabilizaremos el medio, h_c el coeficiente de transferencia de calor por convección, en este caso 400 W/m^2K, A_{Lata} el área lateral de la lata, 0.0325 m^2, $m_{beb.}$ la masa del contenido de la lata, 515.57 g, c_C la capacidad calorífica utilizada anteriormente $3.8\,J/gK$, y Δt el intervalo de tiempo entre ciclos, tomado como 1 s.

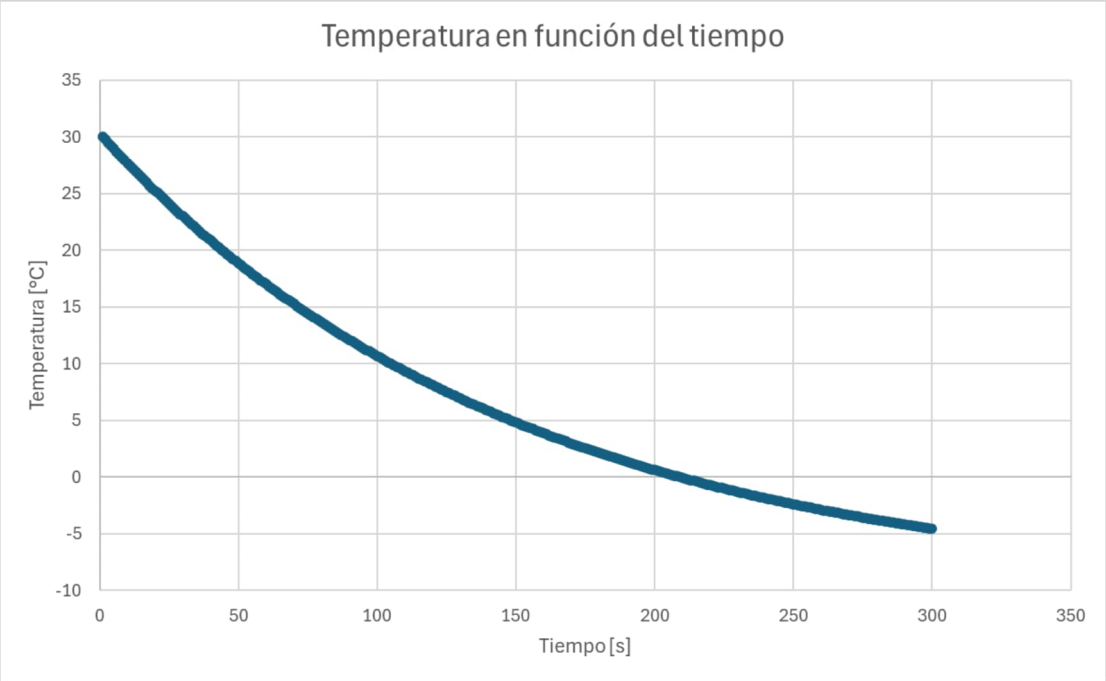


Figura 3.1: Evolución de temperatura en función del tiempo para un caso donde la T del medio está fija en .10 C°.

Se puede observar que según la simulación se logra sobrepasar la temperatura deseada, claro está, esto es considerando la mejor condición que es que el líquido del medio ya se encuentre estabilizado en -10 °C.

3.2 Dimensionamiento del medio donde circulará el agua salada

Para el diseño del medio donde se colocará el envase tenemos como condiciones, disminuir al máximo la cantidad de líquido en el mismo, para evitar tener una alta inercia térmica, ya que este líquido se encontraría a temperatura ambiente al iniciar el ciclo, sin perjudicar a su vez las capacidad

de transferencia de calor. A su vez la capacidad para transmitir el calor va a depender de las características dimensionales así como de la velocidad del fluido.

De esta manera se calcula un huelgo necesario que produzca la transmisión de calor deseada dependiendo de distintos valores de caudal

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = 0.037\, Re_L^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.6)$$

$$h = \frac{k}{L} \cdot 0.037\, Re_L^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.7)$$

donde

$$Pr = \frac{\mu \cdot \rho}{k} \quad (3.8)$$

$$Re_L = D_h \cdot U \cdot \frac{\rho}{\mu} \quad (3.9)$$

Siendo Nu el número de Nusselt, h el coeficiente de transferencia de calor por convección, L la longitud característica, k el coeficiente de transferencia de calor por conducción, Re_L el coeficiente de Reynolds, Pr el número de Prandtl, μ la viscosidad absoluta, ρ la densidad del fluido y U la velocidad de flujo.

Como necesitamos conocer la velocidad del flujo para calcular el coeficiente de Reynolds, podemos derivar el mismo a partir del caudal ($Q_b = v \cdot A_h$), dado que la sección por la que circula el fluido, $A_h = \pi \cdot \left[\frac{(D_{lata}+e)^2-(D_{lata})^2}{4}\right]$, es conocida y el caudal volumétrico es un parámetro de diseño. Por lo tanto:

$$v = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_b}{(D_{lata}+e)^2-(D_{lata})^2} \quad (3.10)$$

siendo Q_b el caudal de la bomba, D_{lata} el diámetro de la lata y e el huelgo que hay entre la lata y la pared interna del recipiente.

De estas fórmulas podemos determinar dos variables a modificar, una es el huelgo entre la lata y la pared exterior del recipiente, esta variable es libre. Y otra variable, que es la velocidad de circulación del líquido en dicho huelgo, que depende del caudal de la bomba seleccionada y del huelgo mismo.

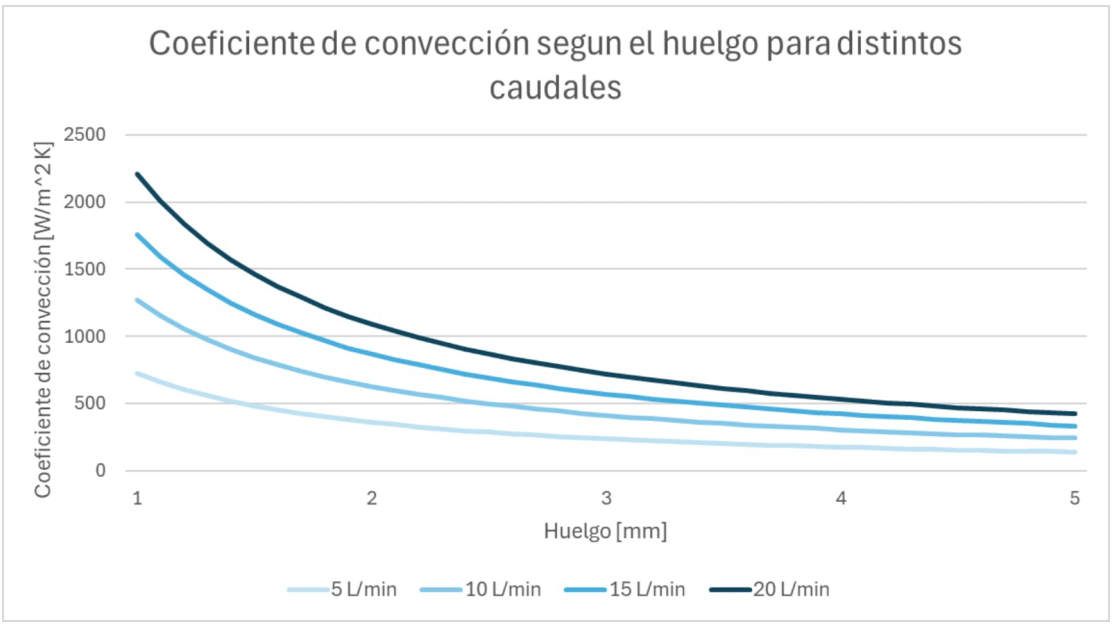


Figura 3.2: Coeficiente de convección en función del huelgo de la pared para varios valores de caudal de flujo.

Obteniendo un coeficiente de convección H igual a 413 W/m^2 K, un huelgo de 3mm, y un caudal de 10 lt/min, se obtienen unas condiciones suficientes para diseñar y seleccionar los componentes para que la transferencia de calor sea adecuada, según las fórmulas revisadas anteriormente.

De esta manera se determina que el coeficiente de transmisión es proporcional al caudal e inversamente proporcional al huelgo.

3.3 Cálculo de pérdida de carga

Para validar dicho huelgo se procede a calcular la pérdida de carga en ese tramo, de manera de seleccionar una bomba acorde.

Para calcular la pérdida de carga se utiliza la fórmula [8]

$$\Delta P = \delta \cdot f \cdot \frac{L}{D_h}\left(\frac{U^2}{2g}\right) \quad (3.11)$$

Donde ΔP es la pérdida de carga, δ la densidad del líquido, f el coeficiente de fricción, L el largo del tramo a considerar, D_h el diámetro hidráulico y U, la velocidad del fluido.

Para calcular el coeficiente de fricción, $f = 0.085 \cdot Re^{-0.25}$, con estos valores se puede calcular cuál es la pérdida de carga en el tramo de huelgo entre la pared de la lata y el recipiente.

3.4 Cálculo de aislante exterior

Una vez considerado el interior del recipiente se debe considerar el aislamiento del mismo hacia el exterior, ya que el objetivo del mismo es extraer la energía del recipiente en el interior y no extraer energía del entorno.

Idealmente se buscaría que el aislamiento sea total, lo cual es una imposibilidad tanto física como económica, por lo que se considera una pérdida del 1%, como algo completamente aceptable para este proyecto.

Luego para considerar el cálculo de la misma, al ser el recipiente una geometría compleja, se modeliza como un cilindro con capas concéntricas considerando el diámetro interno como aquél del punto más alejado al centro. De esta manera se calcula considerando las partes más externas, y las secciones más “internas” serán aún más beneficiadas.

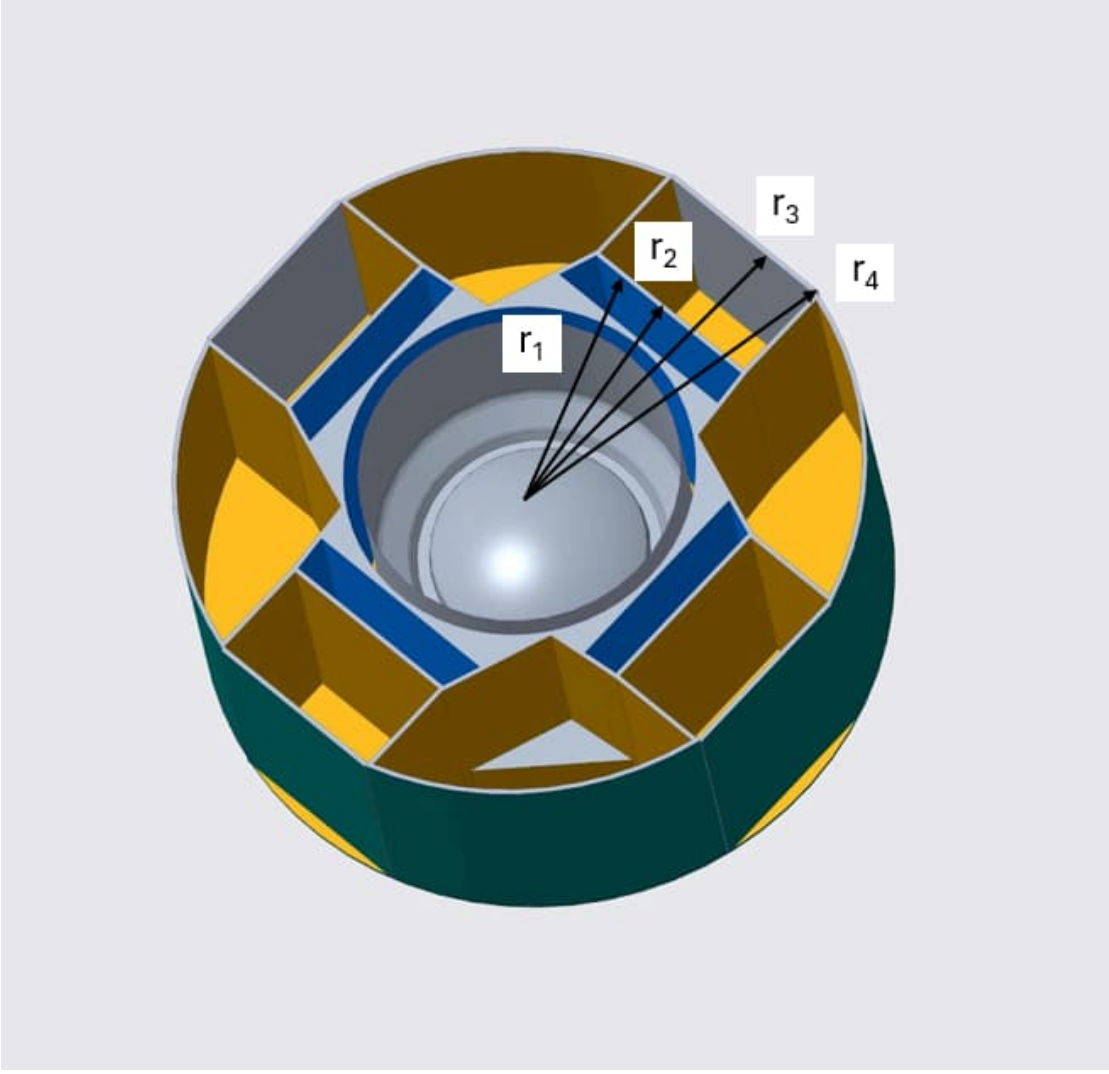


Fig 3.3: imagen en corte de la disposición de la capa aislante. r1 representa la cara interna a la cámara de retorno de agua fría. r2 representa la cara externa de la misma, a su vez la cara interna de la recámara de aislante. r3 la cara extrema de la cámara de aislante. r4 la capa externa del dispositivo.

Para calcular la transferencia de calor a través de las paredes se utiliza la siguiente fórmula

$$\dot{Q}_{perd} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{Total}} \quad (3.12)$$

donde

$$R_{Total} = R_{Conv1} + R_{Cil1} + R_{Cil2} + R_{Cil3} + R_{Conv2}$$

$$R_{Total} = \frac{1}{h_{ag} A_{int}} + \frac{ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot L_1 \cdot k_{plast.}} + \frac{ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot L_2 \cdot k_{aisl.}} \frac{ln(r_4/r_3)}{2\pi \cdot L_3 \cdot k_{plast.}} + \frac{1}{h_{aire} A_{ext}} \quad (3.13)$$

Para nuestro caso, debemos considerar las siguientes capas:

1) Convección hacia la pared interna donde circula el agua con sal
2) Conducción a través del plástico pared interna
3) Conducción a través del aislante
4) Conducción a través del plástico (terminación exterior)
5) Convección con el aire exterior

Por lo que al unir ambas ecuaciones tenemos:

$$\dot{Q}_{perd} = \frac{T_{int.} - T_{Ext}}{\frac{1}{h_{ag} A_{int}} + \frac{ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot L_1 \cdot k_{plast.}} + \frac{ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot L_2 \cdot k_{aisl.}} \frac{ln(r_4/r_3)}{2\pi \cdot L_3 \cdot k_{plast.}} + \frac{1}{h_{aire} A_{ext}}} \quad (3.14)$$

Donde $\dot{Q}_{perd}$ es la potencia perdida al ambiente, $T_{int.}$ temperatura interior, T_{Ext}, la temperatura exterior, h_{ag} el coeficiente de convección del agua salada, $k_{plast.}$ el coeficiente de conducción del plástico, $k_{aisl.}$ coeficiente de

conducción del aislante, h_{aire} coeficiente de convección del aire, A_{int} el área interna, A_{ext} el área externa, L_1 el espesor de la pared interna del plástico, L_2 el espesor del aislante, L_3 el espesor de la pared externa del recipiente, $r_1 \dots r_4$ los radios a las distintas interfases.

En base a esta ecuación se tienen todas las variables definidas a excepción del coeficiente de conducción del aislante, el cual depende del material a utilizar, y el espesor del mismo. A través de iterar con estos valores se puede encontrar el valor que se ajuste a las condiciones de borde propuestas.

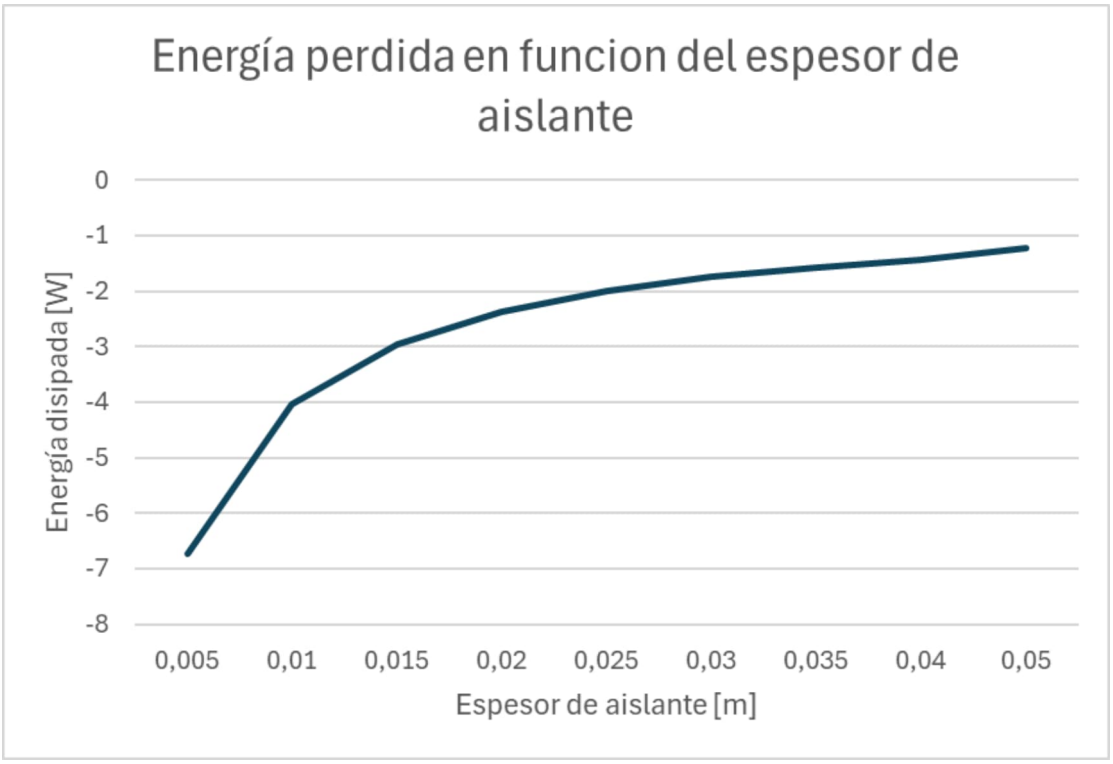


Figura 3.4: Pérdida de energía en función del valor de espesor de capa aislante.

Como se puede observar a partir del gráfico, con un espesor de aislante de 2cm se obtiene una pérdida por disipación de un 1% al momento de obtener la temperatura interna en -10 C°

3.5 Cálculo dinámico del enfriamiento

Una vez determinado los valores de diseño se puede simular como funcionaria el dispositivo partiendo desde la condición de partida de temperatura ambiente a 30 °C, y aplicando una potencia de refrigeración constante.

El volumen de agua salada que se utilizará es de 175.54 cm3, calculado según el huelgo y la morfología del equipo.

La iteración que se considerará es:

1) Masa de agua se enfría según la potencia de las celdas
2) Se calcula la potencia transmisible entre el agua y la lata en base a la diferencia de temperaturas.
3) La masa de agua intercambia energía con la lata, dando así nuevos valores de temperatura para el agua y para la lata.
4) Se vuelve a calcular el ciclo

y las fórmulas a utilizar son:

$$T_{ag\,n} = T_{ag\,n-1} - \frac{P \cdot t}{m_{ag}} \tag{3.15}$$

$$\dot{Q}_n = h_c \cdot A_{lata} \cdot \left(T_{ag\,n} - T_{lata\,n}\right) \tag{3.16}$$

$$T_{lata\,n+1} = T_{lata\,n} - \frac{\dot{Q}_n \cdot t}{m_{ag}} \tag{3.17}$$

$$T_{ag\,n} = T_{ag\,n-1} - \frac{\overline{Q_n} \cdot t}{m_{ag}} \quad (3.18)$$

Tomando las siguientes condiciones para la simulación de 300 ciclos, temperatura inicial $T_{inicial}$ como 30 °C, la temperatura del medio T_{medio} como -10 °C, el coeficiente de convección h_c como 400 W/m^2K, el área lateral de la lata A_{lata} como 0.0325 m^2, la masa de la bebida $m_{beb.}$ como 515.57 g, el calor especifico c_c como 3.8 J/gK y el intervalo de tiempos Δt como 1 segundo

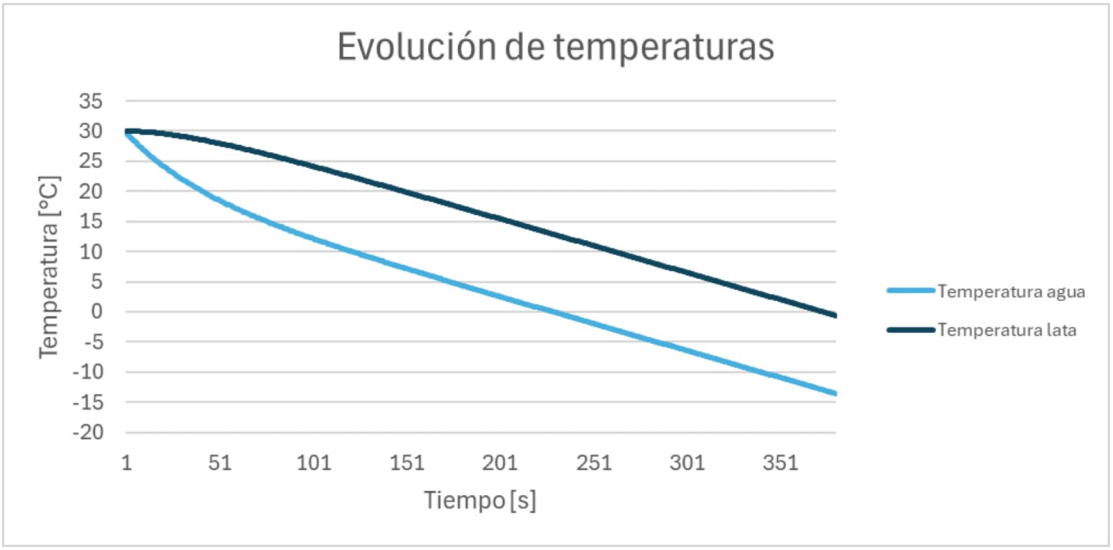


Figura 3.5: Evolución de las Temperaturas en función del tiempo de funcionamiento, partiendo de una temperatura ambiente



Figura 3.6: Evolución de la transferencia de calor durante el funcionamiento.

Si bien este análisis es una aproximación, sirve para demostrar que las variables seleccionadas y los valores elegidos producen un resultado dentro del rango deseable según las condiciones propuestas para el proyecto

Resumen de la memoria de cálculo

Variables de entrada

Variable	Magnitud	Unidad
$V = Volumen\ a\ enfriar$	473	ml
$\rho_c = Densidad\ del\ producto$	1.09	$\frac{kg}{l}$
$c_C = Capacidad\ calorífica\ de\ bebida$	3.8	$\frac{J}{g°K}$
$Ti = Temperatura\ inicial\ (ambiente)$	30	$°C$
$Tf = Temperatura\ final\ (objetivo)$	4	$°C$
$t = Tiempo\ de\ ciclo$	300	s
$k_{Alum.} = coeficiente\ de\ conducción\ del\ aluminio$	236	$\frac{W}{mK}$
$s_{Lata} = Espesor\ de\ pared\ de\ la\ lata$	0.00025	m
$h_c = Coeficiente\ de\ convección\ de\ agua\ salada\ (estimado)$	400	$\frac{W}{m^2K}$
$A_{Lata} = Área\ lateral\ de\ la\ lata$	32553.18	mm^2
$\Delta T = Diferencia\ de\ Temperatura$	14	$°C$
$T_{medio} = Temperatura\ del\ medio\ de\ enfriamient$	-10	$°C$
$m_{beb.} = Masa\ a\ enfriar$	515.57	g
$D_h = Diámetro\ hidráulico$	6	mm
$\mu = Viscosidad\ absoluta$	0.00189	$\frac{Ns}{m^2}$

Variable	Magnitud	Unidad
$k = coeficiente\ de\ conducción\ del\ agua\ salada$	0.5	$\frac{W}{mK}$
$Q_b = Caudal\ de\ la\ bomba$	10	$\frac{l}{min}$
$D_{lata} = Diámetro\ de\ la\ lata$	66	mm
$\delta = Densidad\ del\ agua\ salada$	1.028	$\frac{g}{ml}$
$T_{int.} = Temperatura\ final\ del\ agua\ salada$	-10	$°C$
$T_{Ext} = Temperatura\ exterior\ (ambiente)$	30	$°C$
$h_{ag} = coeficiente\ de\ convección\ del\ agua\ salada$	400	$\frac{W}{m^2K}$
$k_{plast.} = coeficiente\ de\ conducción\ del\ plástico$	0.3	$\frac{W}{mK}$
$k_{aisl..} = coeficiente\ de\ conducción\ del\ aislante$	0.025	$\frac{W}{mK}$
$h_{aire} = coeficiente\ de\ convección\ del\ aire$	18	$\frac{W}{m^2K}$
$A_{int} = Área\ interior\ del\ equipo$	0.0404	m^2
$A_{ext} = Área\ exterior\ del\ equipo$	0.0621	m^2
$L_1 = Espesor\ de\ pared\ interna$	0.001	m
$L_2 = Espesor\ de\ aislante$	0.02	m
$L_3 = Espesor\ de\ pared\ externa$	0.001	m
$r_1 = Radio\ de\ interfaz\ agua - pared$ int	0.041	m
$r_2 = Radio\ de\ interfaz\ pared\ int - aislante$	0.042	m
$r_3 = Radio\ de\ interfaz\ aislante - pared\ ext$	0.062	m
$r_4 = Radio\ interfaz\ pared\ ext - aire$	0.063	m

Variables Calculadas

Variable	Magnitud	Unidad
$Re_L = Número\ de\ Reynolds$	836394	-
$Pr = Número\ de\ Prandtl$	15.12	-
$Q_{obj} = Calor\ total\ a\ extraer$	50938	J
$P_{teor.} = Potencia\ teórica$	169.79	W
$\dot{Q}_{alum} = Transferencia\ de\ calor\ a\ través\ del\ aluminio$	430222	W
$\dot{Q}_{agua} = Transferencia\ de\ calor\ a\ través\ del\ agua$	182.29	W
$h = Coeficiente\ de\ transferencia\ de\ calor\ del\ agua\ salada$	413	$\frac{W}{m^2K}$
$\Delta P = pérdida\ de\ carga\ en\ la\ pared\ interna$	0.24	mca
$U = Velocidad\ del\ fluido\ en\ contacto\ con\ la\ lata$	0.256	$\frac{m}{s}$
$\dot{Q}_{perd} = Pérdida\ de\ calor\ al\ ambiente$	-2.36	W

Capítulo 4: Diseño y detalles

En el siguiente capítulo se definirán los lineamientos constructivos y la selección de componentes para el dispositivo basado en los cálculos realizados en el capítulo anterior. Teniendo en consideración la naturaleza del proyecto como un diseño prototipo o bien prueba de concepto. No se ahondará en costos o diseño de piezas estándar, ya que dicho nivel de detalle excede el concepto planteado en el ambiente académico.

4.1 Selección de componentes

En esta sección se cubre la selección de componentes principales para el funcionamiento del producto.

4.1.1 Bomba de agua salada

Para la selección de la bomba apropiada se tiene como datos determinantes, el caudal requerido de la misma, según se calculó anteriormente 10 l/min. Otro requisito para la selección de la bomba es el tipo de alimentación eléctrica, en este caso para poder unificar la misma junto con la de las placas Peltier, se considerará una corriente disponible continua de 24V, así se pueden alimentar ambos componentes con la misma fuente.

A partir de estos datos se selecciona de catálogo una bomba “*12V/24V BLDC Water Cooling Pump P4504*” del fabricante Shenpeng. Que ofrece 12 l/min máx y 9 m de elevación en su configuración de 24 V con un consumo de 31W.

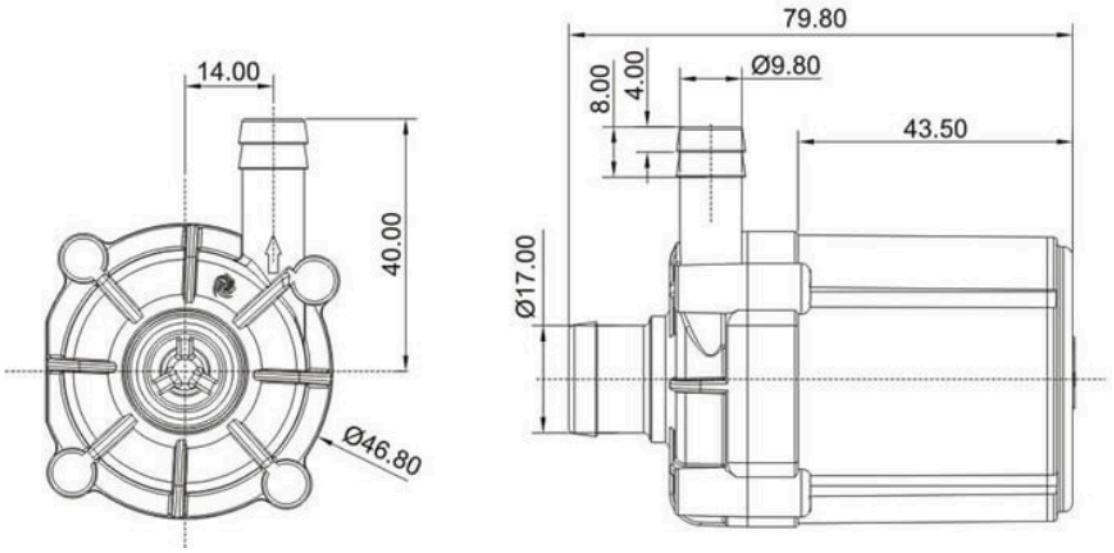


Fig 4.1 esquema dimensional de la bomba [12]

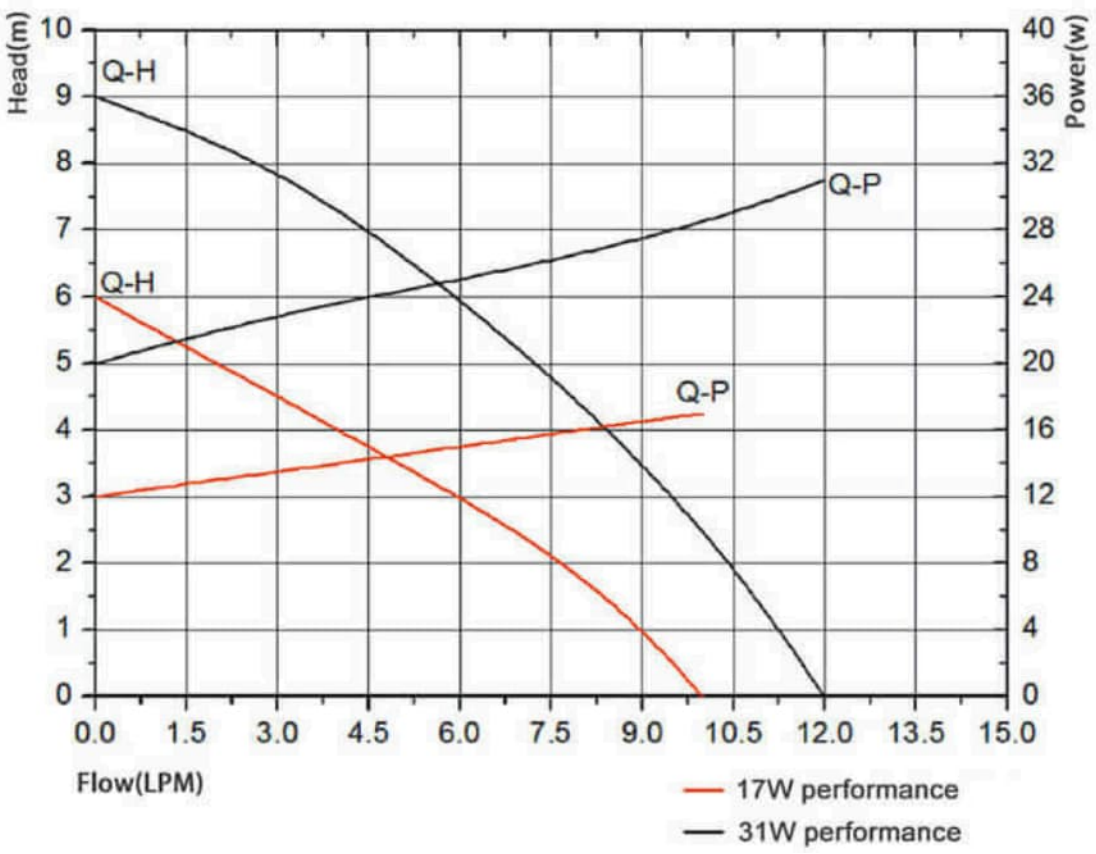


Fig 4.2 Curva de altura y potencia en función del caudal para la configuración de 12V y 24V de la bomba. [12]

4.1.2 Placa Peltier

Para la selección de la placa Peltier se tiene como requisito una potencia de extracción teórica de aprox. 170 W, sin embargo, al realizar la simulación dinámica según la figura 3.5, se obtiene una potencia requerida cuando se estabiliza el ciclo de 175 W. Por ello se divide la carga en 4 celdas buscando 35W útiles al momento de tener una diferencia de temperatura de 40 °C.

Según ello se selecciona una placa HP-199-1.4-1.5 de la firma TeTech. La misma funciona en 24V con una Imax de 6.1 A. y presenta las siguientes curvas de funcionamiento.

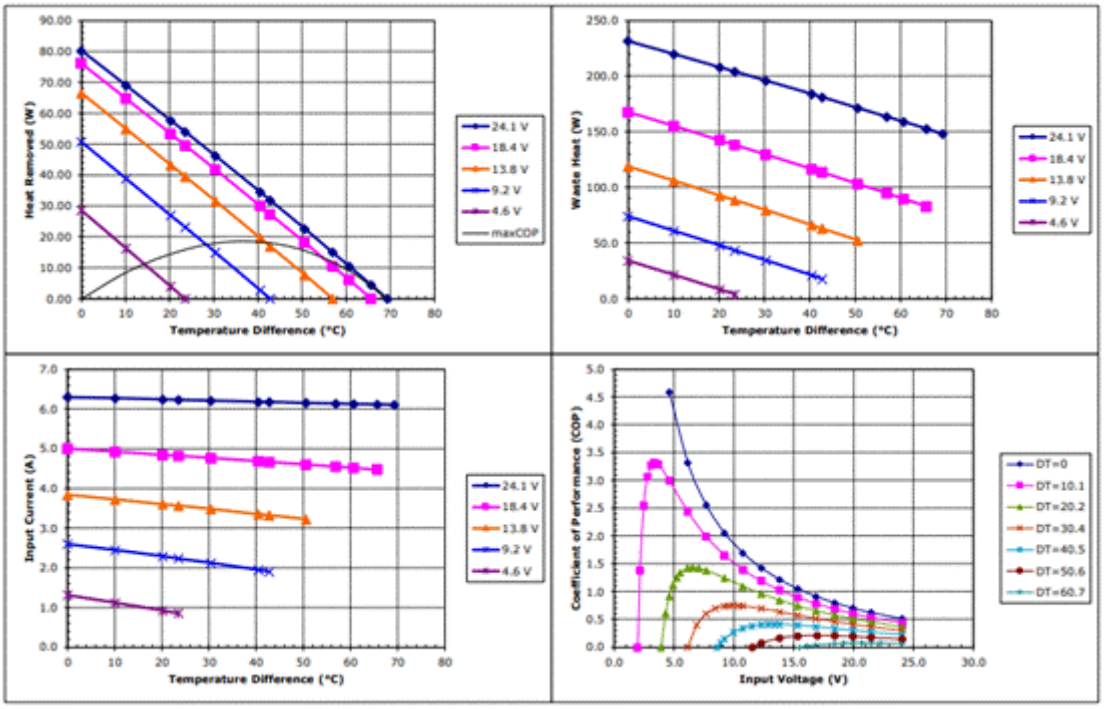


Fig 4.3 especificaciones de la placa peltier para una temperatura de lado caliente de 30°C.

[13]

Como se observa en la figura la placa presenta un rendimiento mayor al inicio del ciclo, cuando las temperaturas de ambos lados son iguales, lo cual favorece a que el equipo entre en régimen aún más rápido, logrando de esta manera acortar el tiempo de ciclo.

En cuanto a las dimensiones de esta, la placa es cuadrada de 40 mm de lado con un espesor de 4.1 mm



Figura 4.4: Imagen de referencia de la placa seleccionada. [14]

4.1.3 Fuente de alimentación

Para la selección de la fuente los requisitos son que sea de 24VDC y en cuanto a consumo sólo tenemos que sumar los componentes seleccionados, como la mayor carga se lo llevan la bomba y las celdas peltier, tendríamos así un total de 25.7 A máximos de salida.

Así se selecciona una fuente modelo S-800-24 de la firma Weho que posee una corriente de salida de 33 A y un consumo de 3.5 A en corriente de entrada de 230 V y un consumo máximo de 800 W, lo cual es completamente razonable para un electrodoméstico hogareño. Sus medidas son 291 x 132 x 68 mm. [15]

4.1.4 Disipador

Para facilitar la extracción de calor de la celda peltier se colocan disipadores a ambos lados de la placa, favoreciendo la transferencia de calor por convección, al aumentar el área útil de la misma. Estos disipadores se construyen en aluminio que tiene una muy buena transferencia de calor por conducción, es relativamente económico y fácil de fabricar.

Para el lado frío calculamos el coeficiente de convección h en los ductos de recirculación a partir de la fórmula de cálculo de la sección 3.2.

Partiendo del ancho de la celda peltier de 40 mm imaginamos un ducto de sección rectangular, donde el ancho es el de la celda y el alto es el huelgo que elijamos. Para valores chicos de huelgo el h crece, sin embargo, esto nos deja poco lugar para aumentar el área del disipador por lo que podemos buscar un coeficiente similar al del lado de la lata y buscar así un área equivalente.

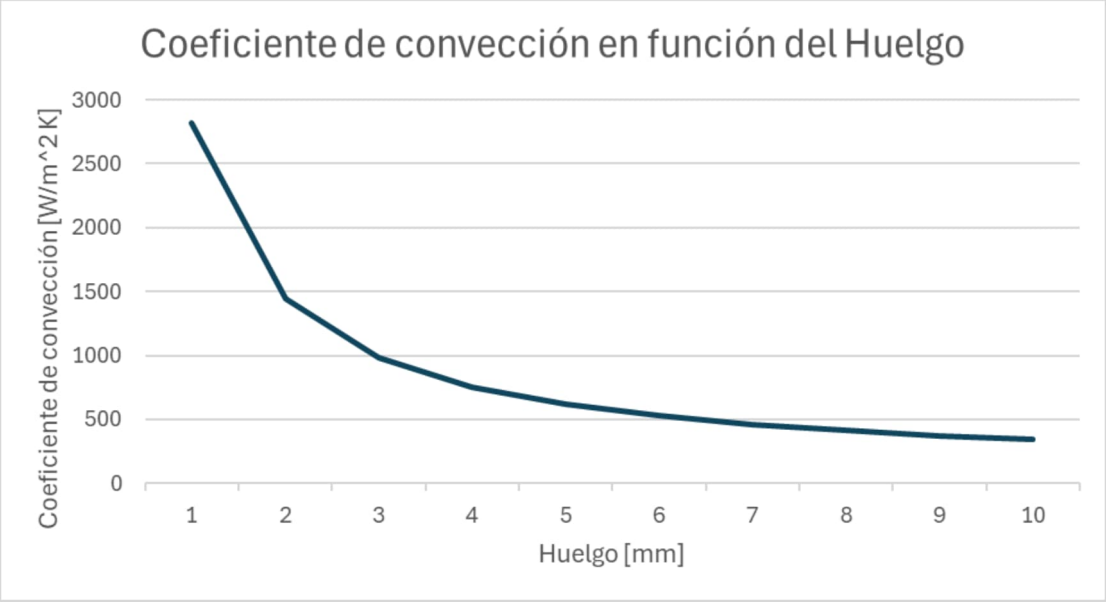


Figura 4.5: Coeficiente de convección en función del huelgo

Como se ve en la figura un huelgo de 8mm nos da un h de 412.8 W/m^2°C. Así podemos buscar igualar el área lateral de la lata en el área de contacto de los disipadores, de manera que la transferencia de calor sea consistente a lo largo de las interfases. Por ello, se busca un área de contacto de 8200 mm^2 para el disipador del lado frío.

Para el lado caliente, tenemos que considerar el coeficiente de convección del aire natural y podemos considerar que tenemos que disipar 180 W por el lado caliente según el gráfico. Si asumimos una convección natural y una diferencia de temperatura de 20 grados entre el disipador y el medio, se hace imposible lograr una superficie realista ya que se necesitan aproximadamente 0.5 m^2 para lograr disipar el calor necesario. Por lo tanto se requiere colocar un pequeño forzador para aumentar el coeficiente de transferencia de calor, tomando un valor de 150 W/m^2 °C como promedio para la convección forzada de aire a temperatura ambiente, logramos un área objetivo de 0.06 m^2.

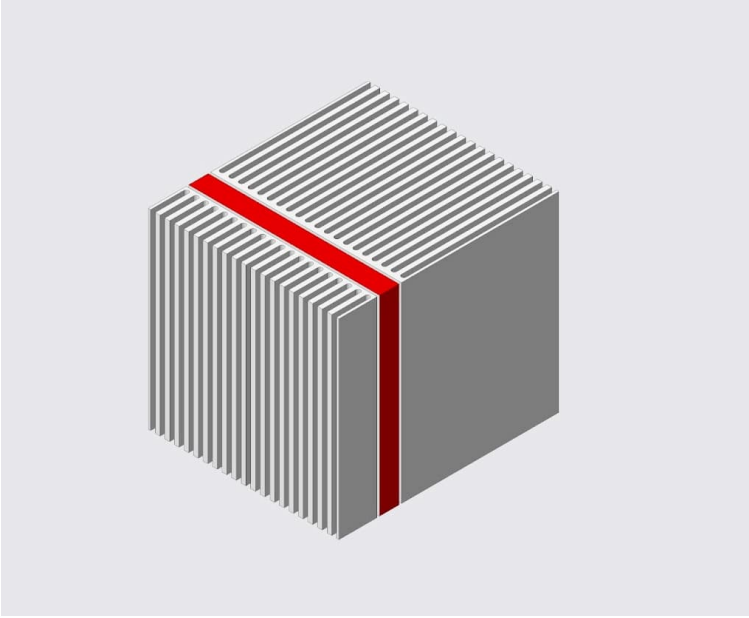


Figura 4.6: Diseño de los disipadores adicionados a la placa peltier.

4.2 Diseño constructivo del dispositivo

En esta sección se presenta el diseño constructivo del dispositivo, considerando las medidas y variables calculadas en las secciones anteriores. Vale mencionar que este prototipo define los componentes mínimos necesarios para la construcción del dispositivo. Por lo tanto, no se contemplan cuestiones relacionadas a la fabricación de cada componente.

Concepto básico

Según los cálculos realizados en el capítulo 3 para la obtención de las dimensiones críticas, el recipiente se construye a partir de un cilindro concéntrico a la lata, dejando así un huelgo de 3 mm entre la lata, que es por donde circulará el líquido frío, el retorno se realizará por los 4 conductos que de forma homogénea circularán el líquido nuevamente a través de las placas peltier con sus disipadores para una mejor extracción de energía.

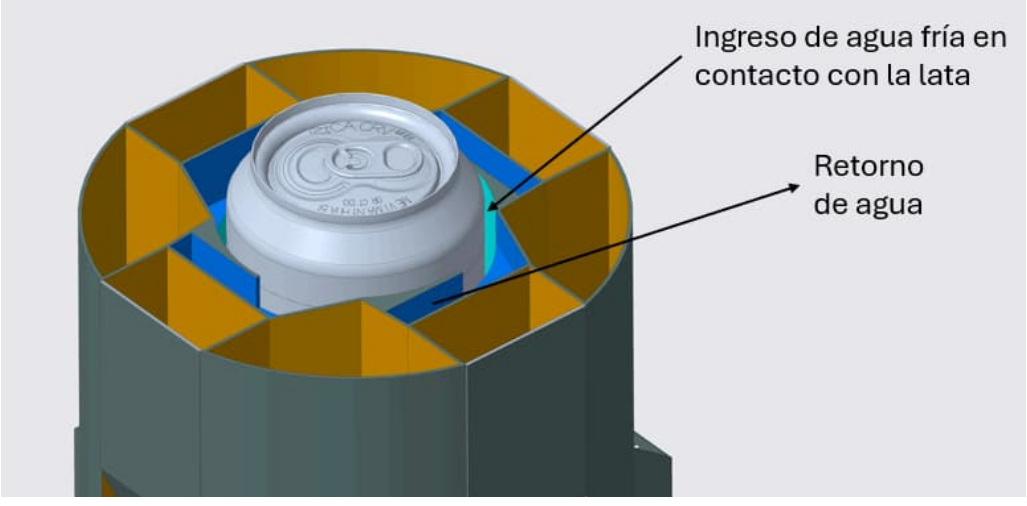


Figura 4.7: Circulación del agua entre el recinto de contacto con la lata y los ductos de retorno.

Finalmente, la reinserción del líquido frío al recipiente se hace a través de unas ventanas que se encuentran con un ángulo de ataque respecto al eje de simetría, esto beneficia al mezclado del líquido para homogeneizar su temperatura y evita que se formen zonas estancas.

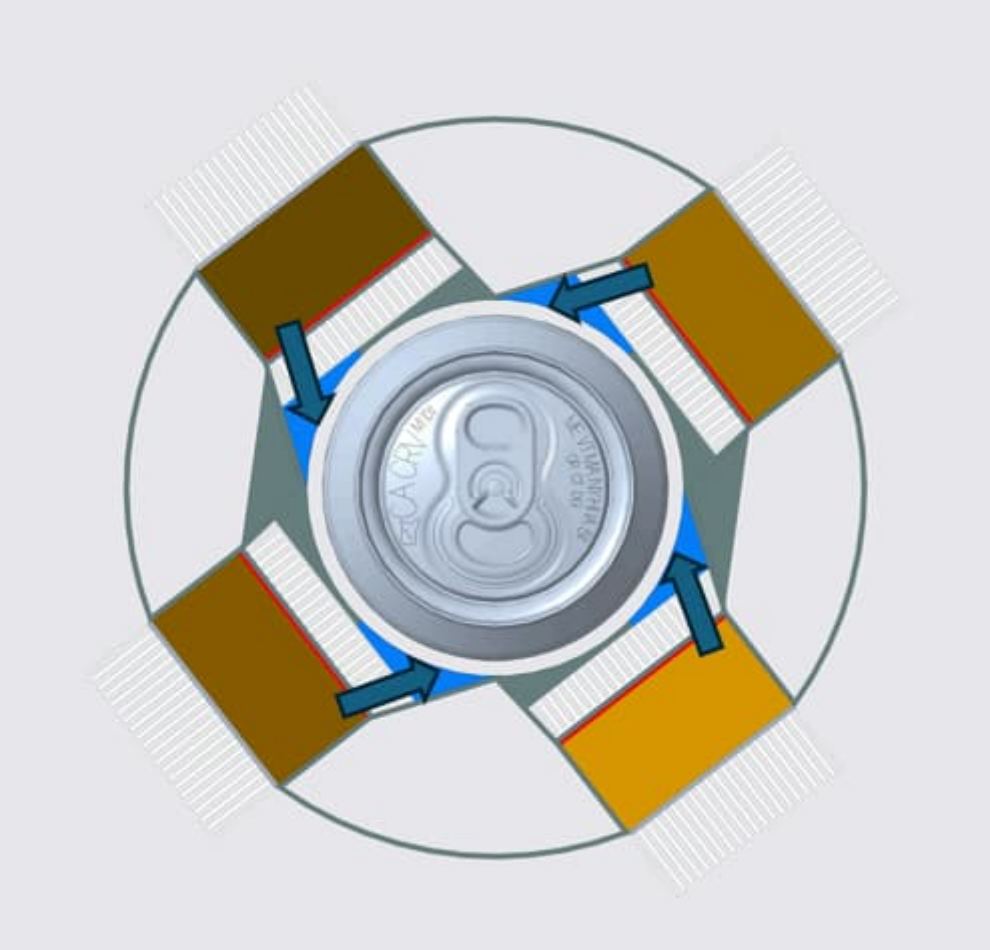


Figura 4.8: Ingreso del agua al recinto de contacto con la lata para facilitar el contacto y la homogeneización de las temperaturas.

En cuanto al material, debido a que no se encontrará sometido a exigencias mecánicas, ni térmicas, ni químicas, se tiene libertad para la selección del mismo. En situaciones como está prima la facilidad de construcción, por lo que se opta por un termoplástico que permita la construcción mediante procesos como el de inyección o termomoldeado.

Labio de sello.

Para evitar que el líquido recirculante sobresalga por fuera del recipiente, y para evitar que el mismo tenga contacto con la zona de la apertura de la lata (para evitar contaminar el contenido, se diseña un labio de goma que pueda permitir un sello, que a la vez se adapte a imperfecciones en la cilindricidad de la lata, y además que al momento de remover la lata realice un barrido sobre el lateral de manera de eliminar excedente de líquido que se pueda retener a la lata por tensión superficial.

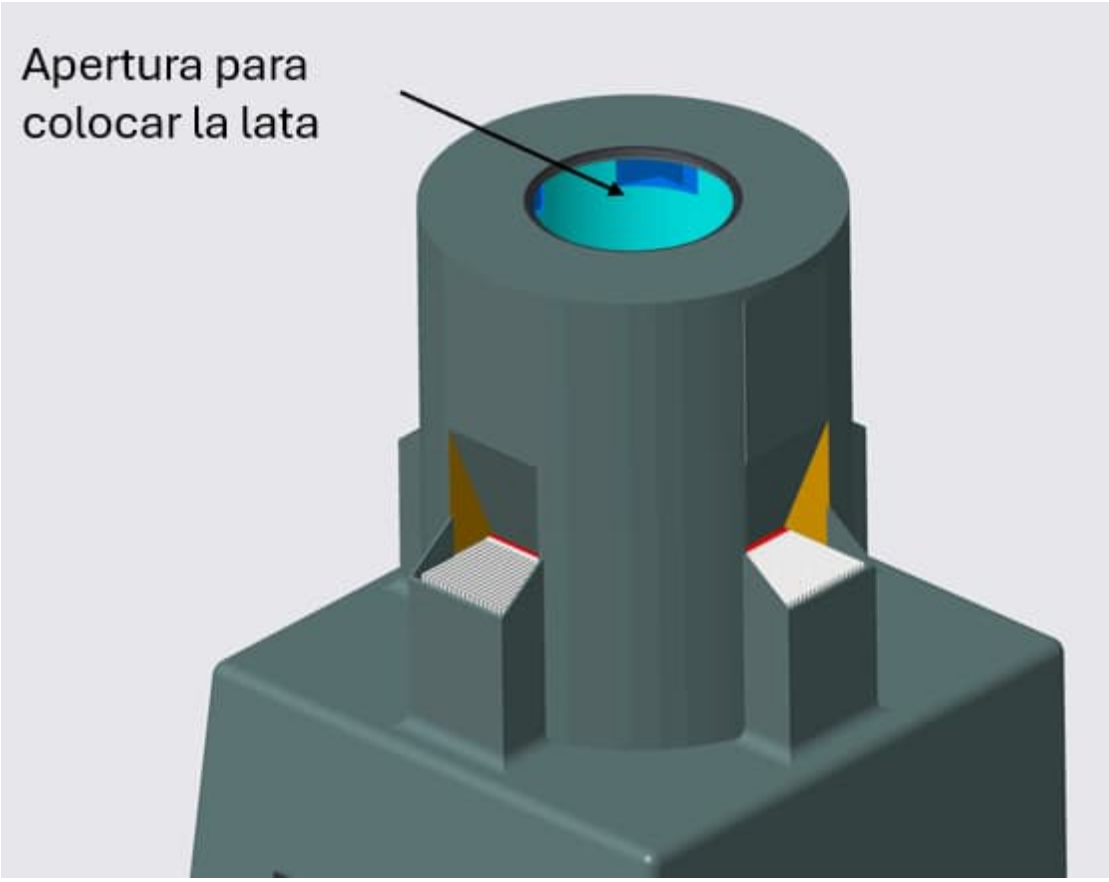


Figura 4.9: Diseño de la tapa del recipiente con la apertura para colocar la lata

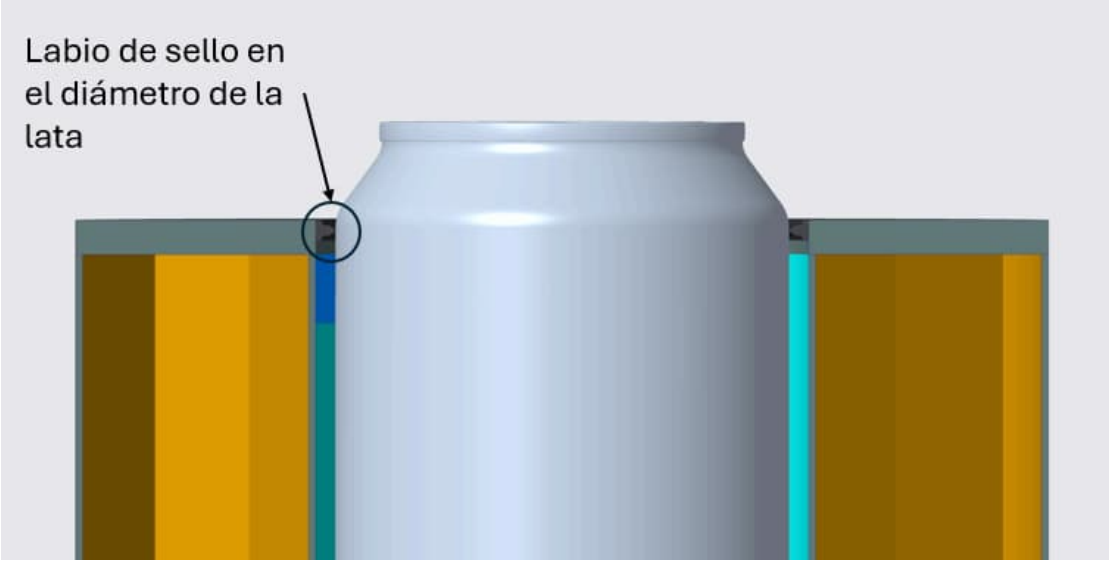


Figura 4.10: Diseño del labio para generar el sello con el exterior.

Circuito de líquido.

En la parte inferior del recipiente se colocan 3 salidas, la central será aquella por la que circulará el líquido hacia la bomba que forzará la circulación, luego de pasar por la bomba se ingresará en 2 puntos para facilitar la homogeneización del flujo, de igual manera el ingreso se realizará entre 2 de los conductos de retorno de manera de distribuir el flujo equitativamente.

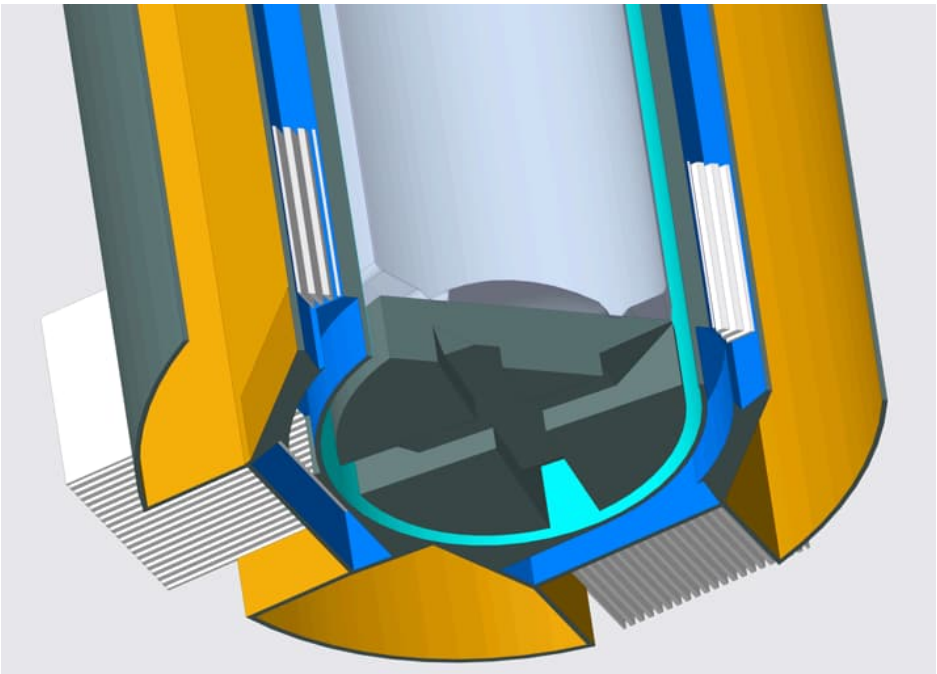


Figura 4.11: Circulación del agua al retorno.

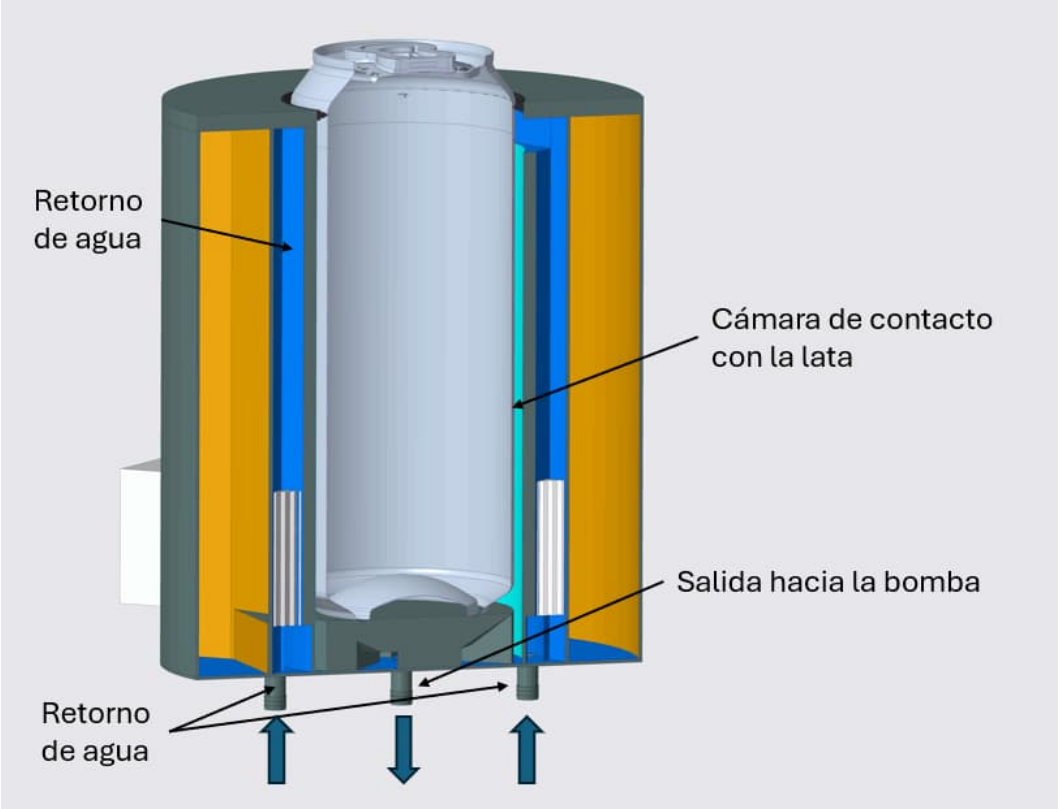


Figura 4.12: Entradas y salidas a la bomba de presión.

Ubicación de placas peltier.

Las placas se colocan de manera simétrica repartiendo en los 4 conductos para homogeneizar el aporte de energía y facilitar un perfil de temperatura más constante.

Luego se colocan cerca de la base para generar una salida forzada del aire caliente a través de un forzador ubicado en el interior de la base, de esta manera el aire contacta inmediatamente al disipador del lado caliente favoreciendo la disipación de calor.

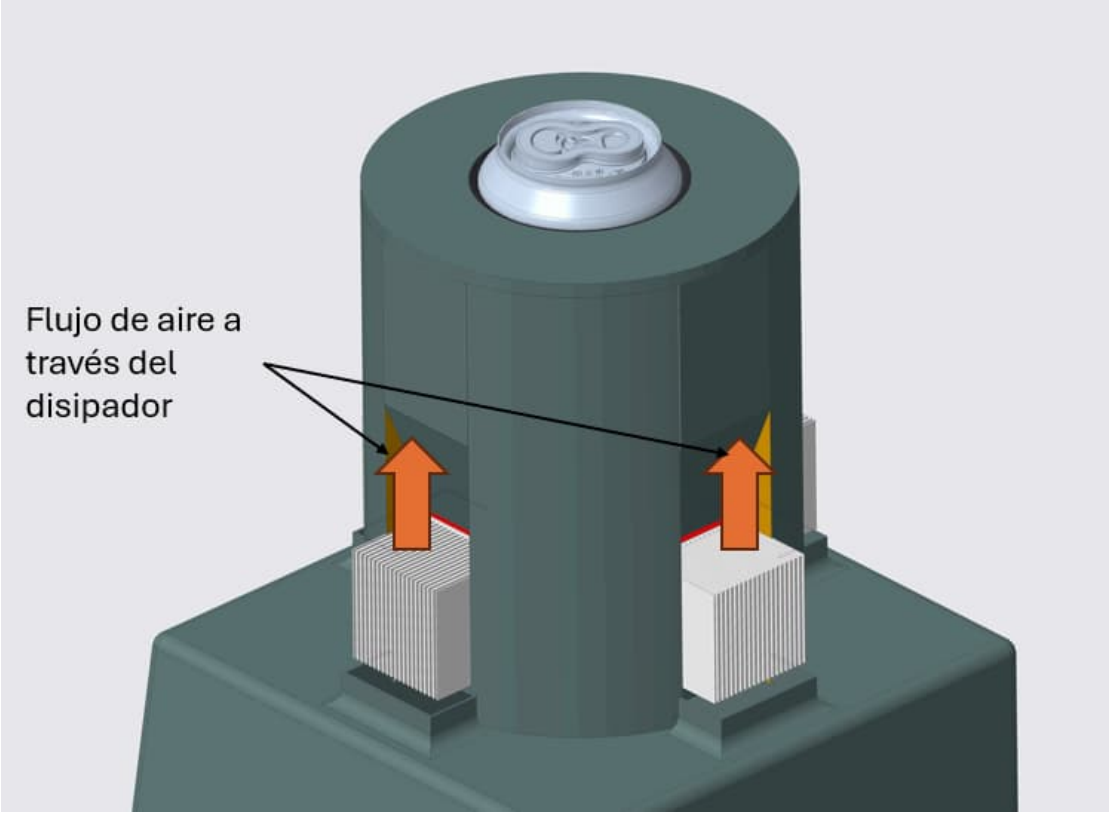


Figura 4.13: Placas peltier posicionadas en el dispositivo. Flujo forzado para facilitar la disipación de calor por medio de las placas.

Carcasa exterior.

Para definir la carcasa o exterior del recipiente se busca generar una aislación al medio, de manera que la mayor cantidad de calor sea transferido entre la lata y el líquido frío y no del exterior hacia el recipiente.

Como se calculó anteriormente, se deberá colocar una capa de 2 cm de poliestireno expandido que funciona como aislamiento al exterior, de manera de conservar el frío en el interior del mismo. Para lograr un diseño más simple, se toma la menor distancia al círculo exterior como los 2 cm, y en algunas posiciones se logra una capa de más espesor, esto no afecta al cálculo sino al contrario lo coloca en una mejor condición.

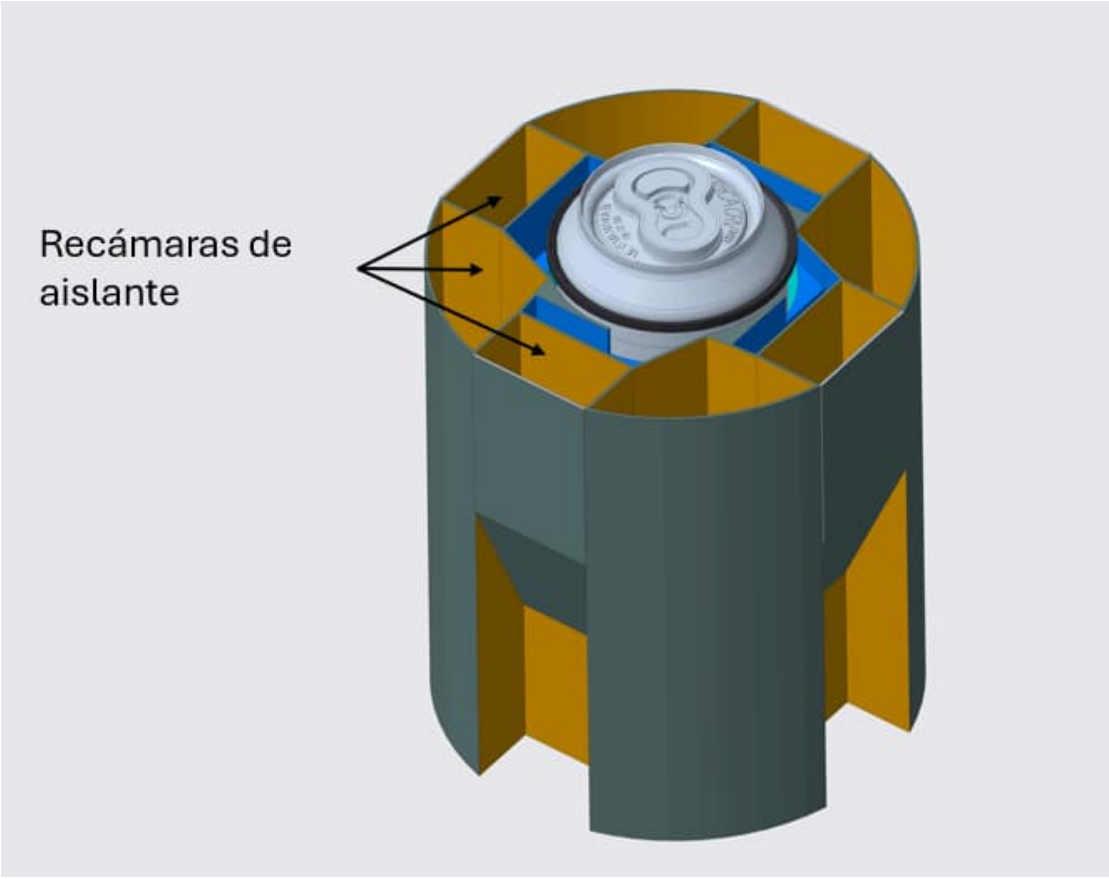


Figura 4.14: Disposición del aislante en el dispositivo: superficies marcadas en amarillo.

A su vez se incorporan 4 ductos donde se hallan los disipadores del lado caliente para forzar aire a través de dichos ductos y así mejorar la disipación de calor al medio, como se explica anteriormente en la sección 4.1.4. Quedando así el diseño completo del dispositivo.

Finalmente en la base se colocarán la bomba, el forzador y la fuente de alimentación. a su vez se diagrama donde se ubicaría un display y botones para su activación y uso.



Figura 4.15: Diseño final del dispositivo.

4.3 Ficha técnica del producto

A continuación se presenta una tabla descriptiva del producto con sus especificaciones.

Especificación	Magnitud	Unidad
Potencia consumida	800	W
Capacidad de enfriamiento	175	W
Tiempo de ciclo (partiendo de 30°)	5	min
Temperatura Objetivo	4	$°C$
Caudal recirculante	12	$\frac{l}{min}$
Dimensiones totales	200x250x370	$mm\ x\ mm\ x\ mm$

Capítulo 5: Conclusiones

El desarrollo de este proyecto muestra que la propuesta inicial es viable, arribando a la ingeniería de detalle de un primer prototipo. La solución propuesta presenta un consumo energético bajo, utiliza componentes estándar y cumple los parámetros habituales de cualquier electrodoméstico hogareño.

El diseño de este dispositivo parte del cálculo de energía total a remover, a fin de enfriar el producto, que junto al tiempo de enfriamiento permite estimar la potencia de refrigeración necesaria. Habiendo verificado que dicha potencia estaba dentro de los parámetros razonables, se describió una configuración adecuada para lograr la convección forzada que permitiese extraer el flujo de calor requerido de la geometría cilíndrica del envase. En este sentido, se emplea un medio líquido y se maximiza el coeficiente de convección optimizando el número de Nusselt en la geometría propuesta. A su vez, se selecciona una solución cuyo punto de fusión permite alcanzar una temperatura significativamente menor a la de la lata. A partir de estos parámetros y restricciones se logró cuantificar el caudal requerido de fluido térmico y dimensionar el huelgo de pared entre la lata y el recipiente.

Definidas las condiciones de funcionamiento, se procede a dimensionar el disipador que se coloca en la celda peltier para aumentar la superficie de contacto con el baño de solución salina y el espesor de la capa aislante para mantener la eficiencia del equipo minimizando el intercambio de calor con el ambiente. Finalmente, se seleccionaron componentes estándar para celdas peltier, bomba, fuente de alimentación y forzadores.

A partir de los cálculos realizados se consigue un resultado que cumple las condiciones propuestas inicialmente: un dispositivo que enfría una lata en 5 min con un consumo de energía mínimo. De esta manera, se propone un sistema que reduce el costo y tiempo para refrigerar bebidas a un ritmo razonable para el consumo doméstico. Se entiende que el proyecto es viable para su implementación como un electrodoméstico de venta al público ya que tiene un consumo máximo de potencia de 800 W, similar al de otros dispositivos hogareños como pueden ser un horno eléctrico o una tostadora. Teniendo en cuenta el resultado satisfactorio del análisis teórico, se debería avanzar a una etapa de prototipado fino para ajustar las condiciones de operación de manera empírica y adaptándose a las restricciones en cuanto a métodos de fabricación, materiales y disponibilidad de insumos en el contexto productivo actual. Dado que durante el análisis teórico se optó por emplear factores de seguridad considerable, realizando los cálculos para la condición de trabajo más exigente, se espera que en operación el equipo encuentre condiciones más favorables, logrando un desempeño mejor que el estimado.

Este estudio también replantea la manera de gestionar la refrigeración en productos que no requieren una baja temperatura para su conservación, sino sólo para su consumo. Al utilizar un método de enfriamiento rápido, como el propuesto en este trabajo, la refrigeración puede aplicarse al momento del consumo, evitando el gasto de mantener bajas temperaturas por largos períodos de tiempo. De esta manera, se evita la necesidad de contar con aislaciones de alta confiabilidad, pudiendo almacenar el producto a temperatura ambiente, aprovechando toda la energía invertida en enfriar el producto. En otras palabras, se propone una cadena de suministro para las bebidas frías que reduce a cero el costo energético para mantener stocks.

En este sentido, el concepto planteado en este proyecto es aplicable a mayores escalas. Más aún, enfriar mayores volúmenes permite reducir la superficie a aislar y utilizar bombas de calor de mayor potencia para la refrigeración, mejorando la eficiencia global del sistema. Una solución pensada para una escala mayor podría adoptarse en bares y comercios, reduciendo la inversión en heladeras “exhibidoras” regulares y realizando el enfriamiento de las bebidas según la demanda puntual del momento.

Referencias

[1] Jean Louis Flandrin, Massimo Montanari, Historia de la alimentación, Ediciones Trea, S.L., 2004

[2] Talavera K, Yasumatsu K, Voets T, et al. Heat activation of TRPM5 underlies thermal sensitivity of sweet taste. Nature. 2005;438(7070):1022-1025

[3] Our world in Data, Beer consumption per person 2019. https://ourworldindata.org.

[4] Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2014). Heat and Mass Transfer (in SI Units).

[5] Reboiras, M. D. (2006). *Química: la ciencia básica*. Editorial Paraninfo

[6] Bishop, M. L.; *et ál*. (2004). *Clinical chemistry: principles, procedures, correlations* (en inglés). Lippincott Williams & Wilkins.

[7] Jones, H. C. (2007). *The Freezing-Point, Boiling-Point, and Conductivity Methods* (en inglés).

[8] Cengel, Y., & Cimbala, J. (2013). Ebook: Fluid mechanics fundamentals and applications (si units). McGraw Hill.

[9] Rowe, D.M., ed. (2006). Thermoelectrics Handbook:Macro to Nano. Taylor & Francis

[10] C. A. Domenicali, Stationary temperature distribution in an electrically heated conductor, Journal of Applied Physics, Vol. 25 (1954), pp. 1310.

[11] Calderón, F., Navascués, E. (2002) “Aplicación de la Ingeniería del Frío a la Industria Enológica” Revista Tecnologías del Vino. Vol 102. 23-29

[12] Catálogo GuangDong Shenpeng Technology Co., Ltd. Modelo 12V/24V BLDC Water Cooling Pump P4504.

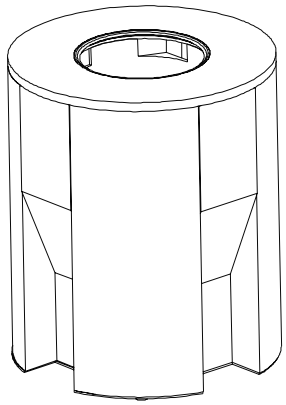
[13] Catálogo TE Technology, Inc. Modelo HP-199-1.4-1.5 Thermoelectric Module.

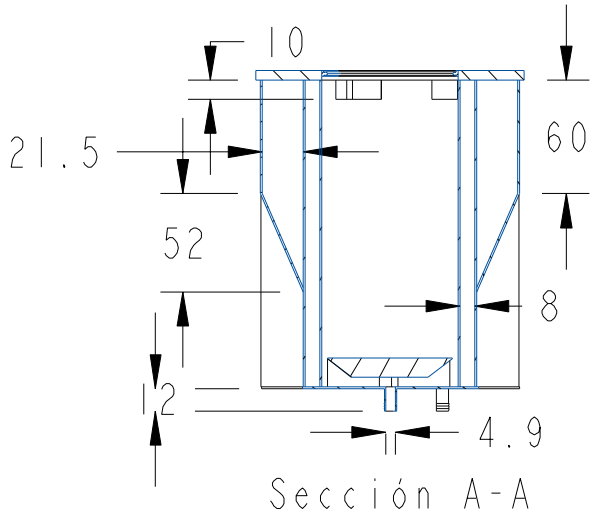
[14] Imagen extraida de la web https://tetech.com/about-te-technology/

[15] Catálogo Zhejiang Weihao Electronic Co., Ltd. Modelo S-800

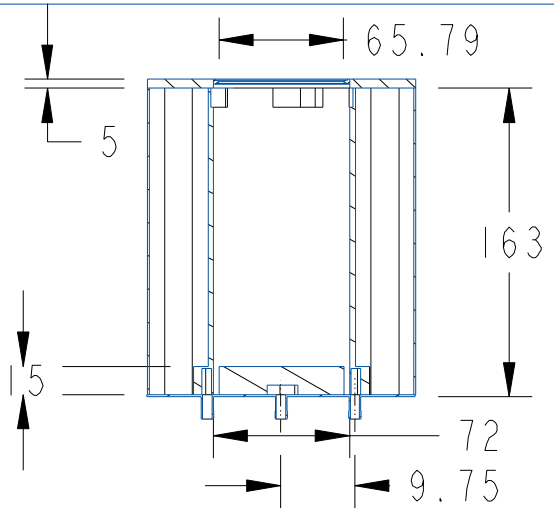
Apéndice

En el apéndice se adjuntan los planos generales del recipiente y el disipador, por considerarse los mismos aquellos cuyas dimensiones fueron obtenidas de los cálculos anteriores.

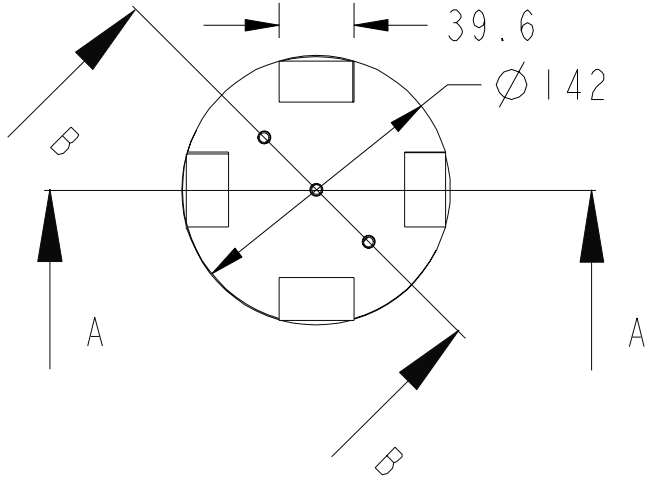




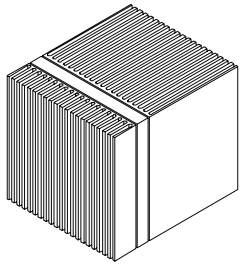
Sección A-A



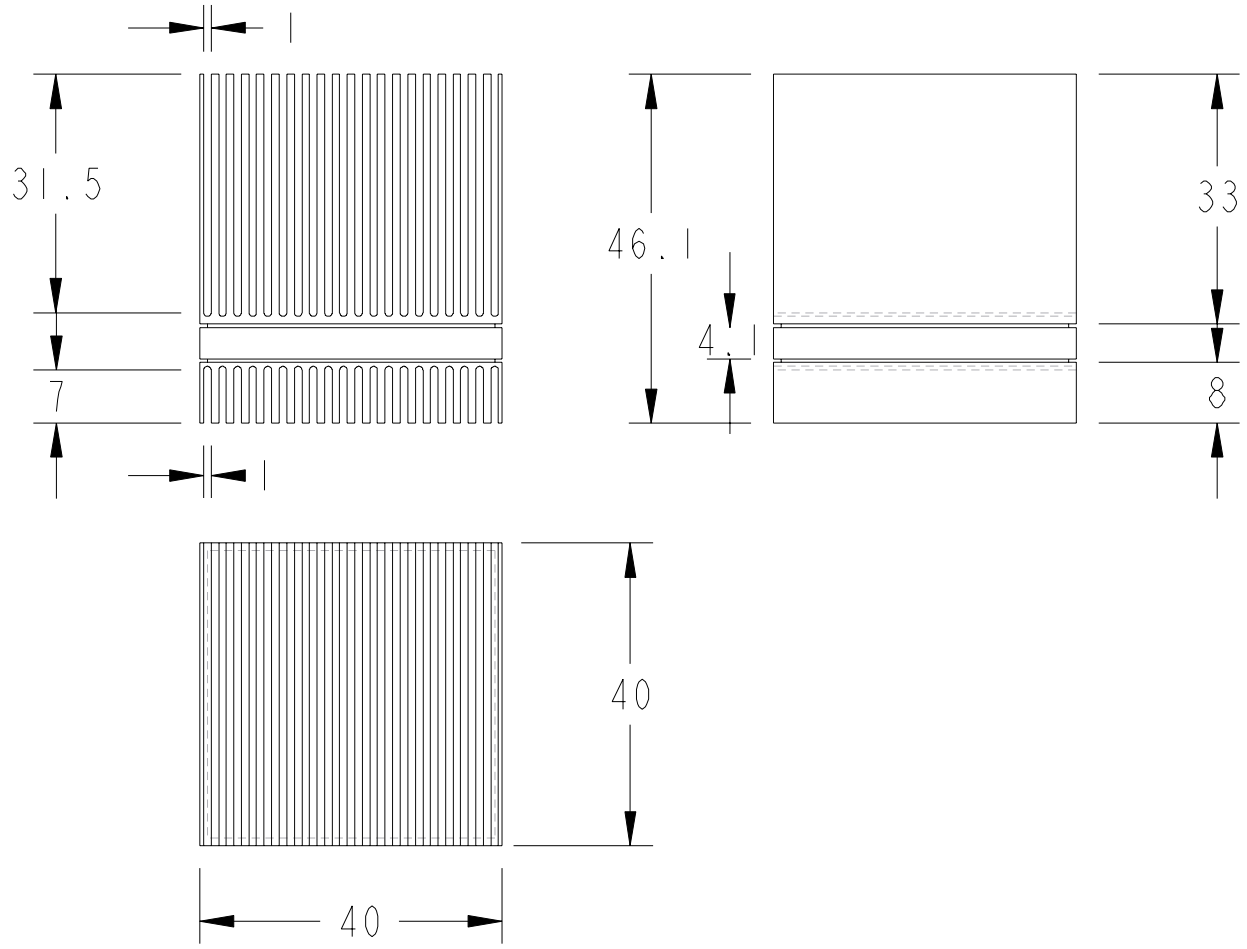
Sección B-B



UNR - FCEIA	Creador: FIORILLA, Simon
Comentarios Tol. generales segun ISO 2678 Espesores no acotados 1mm	METRIC
	Desc.: Plano general conjunto recipiente
	PROYECTO INGENIERÍA MECÁNICA
	Escala: 1:4
	Fecha: 04/06/25
	Nombre: RECIPIENTE
	Tamaño: A4



ESCALA 1:2



UNR - FCEIA	Creador: FIORILLA, Simon
Comentarios Tol. generales segun ISO 2768	METRIC
	Desc.: Disipador para placa Peltier
	PROYECTO INGENIERÍA MECÁNICA
	Escala: 1:1
	Fecha: 04/06/25
	Nombre: DISIPADOR
	Tamaño: A4