



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA – CAMPO DISCIPLINARIO: MECATRÓNICA

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE FABRICACIÓN DE HIELO BAJO DEMANDA”

TESIS QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

JOSUÉ ANDRÉS HUERTA CRUZ

TUTOR:

DR. ALEJANDRO C. RAMÍREZ REIVICH FACULTAD DE INGENIERÍA

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. MX. NOVIEMBRE 2016



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Cuenca Jiménez Francisco

Secretario: Dr. González González Leopoldo A.

Vocal: Dr. Ramírez Reivich Alejandro C.

1er. Suplente: Dr. Espinosa Bautista Adrián

2do. Suplente: Dra. Corona Lira María del Pilar

TUTOR DE TESIS:

DR. ALEJANDRO C. RAMÍREZ REIVICH

Contenido

Introducción	4
Objetivos:	5
1. Antecedentes	6
1.1 Refrigeración	6
1.2 Ciclo invertido de Carnot	7
1.3 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	8
1.4 Sistemas de refrigeración en cascada	10
1.5 Principios de Transferencia de Calor	11
Transferencia de calor por conducción	12
Transferencia de calor por convección	14
Transferencia de calor por radiación.....	20
1.6 Máquinas de hielo usadas en la actualidad	22
2. Estimación del tiempo de congelación	26
2.1 Propuestas a evaluar	31
Incremento de la velocidad del aire en el evaporador	31
Disminución de la temperatura en el evaporador	33
Implementación de un molde evaporador	34
3. Fabricación de Prototipos	37
3.1 Prototipo de función crítica	37
3.2 Prototipo funcional	43
4. Pruebas y Resultados	52
5. Conclusiones	64
6. Trabajo a futuro	66
Bibliografía	68
Anexos	69

Introducción

El hielo es muy importante en la vida cotidiana de las personas; se utiliza para mantener los alimentos frescos o para enfriar bebidas entre otras cosas. Actualmente, en los refrigeradores convencionales se puede fabricar hielo para estos fines; también existen diversas máquinas comerciales cuyo único propósito es congelar agua para tener siempre hielo disponible.

El principal problema de estas máquinas (tanto los congeladores en refrigeradores domésticos como las máquinas fabricadoras de hielo) es que mantienen el producto almacenado el tiempo necesario hasta que el usuario lo requiera, que puede ser desde algunas horas hasta varios días. Durante este tiempo de almacenamiento el hielo se va contaminando con agentes externos presentes en el aire, lo que provoca que el hielo adquiera olores y sabores desagradables para los consumidores.

Una de las formas para evitar que el hielo se almacene durante períodos prolongados de tiempo es producir el hielo en el momento que el usuario lo requiera. Para ello se pretende evaluar diversos métodos existentes para fabricar el hielo y proponer nuevos métodos con el fin de encontrar aquél que pueda producir hielo en menor tiempo y con la menor cantidad de energía necesaria.

Los principales métodos a evaluar son:

- Cambiar la velocidad del aire para un sistema convencional y así mejorar el coeficiente de convección del mismo.
- El uso de un sistema de refrigeración en cascada, el cual nos puede ayudar a alcanzar temperaturas mucho menores que en un congelador convencional y así acelerar la solidificación del agua; y,

- La adaptación de un molde en el evaporador de un sistema de refrigeración con el fin de que exista transferencia de calor mediante conducción y no sólo convección entre el refrigerante y el agua.

Se evaluarán los métodos descritos mediante las ecuaciones empíricas desarrolladas por Cleland & Earle que nos permiten estimar el tiempo de congelación de una masa determinada de agua que depende del método de transferencia y la geometría de la masa a congelar.

Una vez evaluados dichos métodos se fabricará una máquina que incluya aquél con las mejores características y se realizarán pruebas de tiempo de congelación para poder comparar los tiempos obtenidos con las ecuaciones empíricas con aquellos obtenidos en los experimentos con la máquina fabricada.

Objetivos:

- Proponer y evaluar diversos métodos para reducir el tiempo de producción de hielo.
- Diseñar y fabricar un prototipo que utilice el mejor método de los evaluados previamente.
- Medir el tiempo de fabricación de hielo en el prototipo diseñado y compararlo con los tiempos calculados.

1. Antecedentes

1.1 Refrigeración

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. El proceso inverso es posible, pero no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales, llamados refrigeradores.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 1.1. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y W_{neto} es la entrada neta de trabajo al refrigerador.

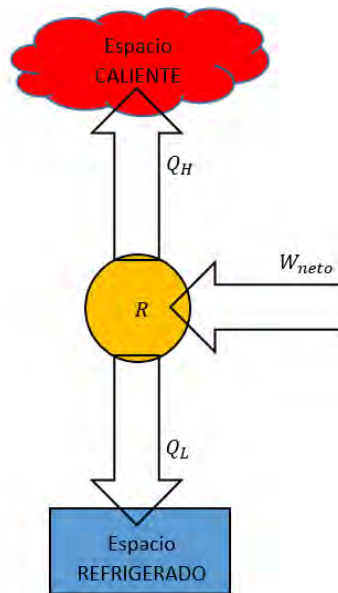


Figura 1.1 Esquema de funcionamiento de un refrigerador

1.2 Ciclo invertido de Carnot

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección anti horaria en el diagrama T-s, que se llama el **ciclo invertido de Carnot** (figura 1.2).

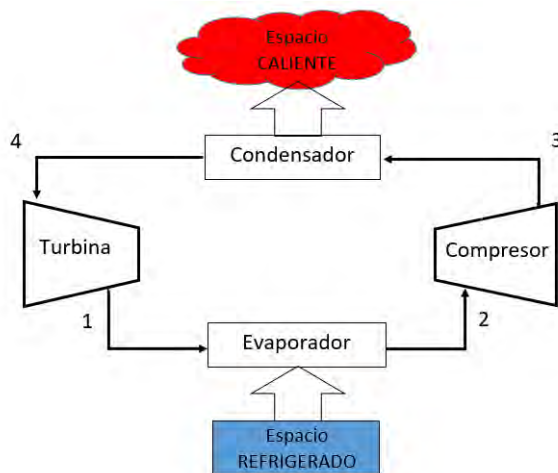


Figura 1.2 Ciclo invertido de Carnot

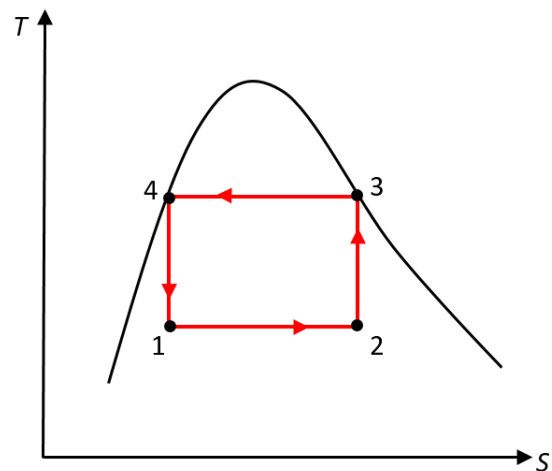


Figura 1.3 Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot

Al considerar un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante (figura 1.3). El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isentrópicamente en un sumidero de alta

temperatura en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores. Sin embargo, es un modelo inadecuado para los ciclos reales de refrigeración.

Los dos procesos isotérmicos no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

Por ello, concluimos que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los ciclos reales de refrigeración. No obstante, puede servir como un estándar contra el cual pueden compararse los ciclos de refrigeración.

1.3 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

A pesar de que el Ciclo de Carnot está asociado con algunos aspectos imprácticos, éstos pueden ser eliminados si se evapora el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento (que puede ser una válvula de expansión o un tubo capilar) se obtiene un ciclo de refrigeración por compresión de vapor que se ilustra en las figuras 1.4 y 1.5 y se compone por cuatro procesos.

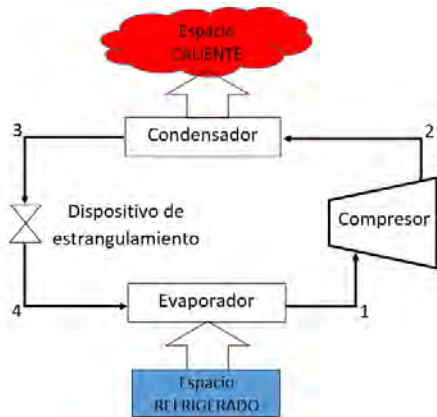


Figura 1.4 Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor

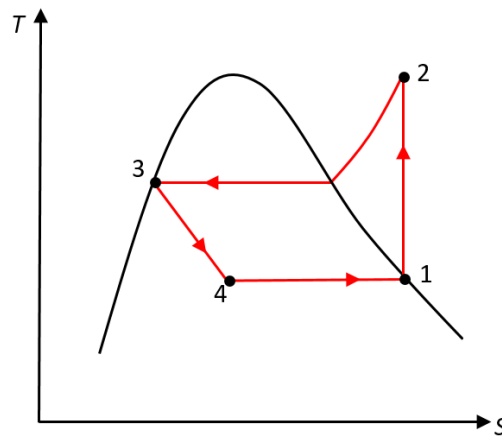


Figura 1.5 Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

1-2. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión de tal forma que llega a una temperatura mayor a la del medio circundante

2-3. El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado, por ceder calor al medio circundante baja su temperatura hasta llegar a líquido saturado.

3-4. El refrigerante líquido saturado se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o un tubo capilar.

4-1. El refrigerante entra al evaporador como vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado y vuelve a entrar al compresor completando el ciclo.

El área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor en caso de procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el

condensador. Una regla empírica es que el coeficiente de desempeño (COP, por sus siglas en inglés) mejora entre 2 y 4% por cada °C que se incrementa la diferencia entre la temperatura de condensación y de evaporación (Cengel & Boles, 2009)

1.4 Sistemas de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones requieren temperaturas inferiores a aquellas obtenidas en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Un gran intervalo de temperatura implicaría un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor reciprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operan en serie. Tales procesos se denominan ciclos de refrigeración en cascada.

En un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas, como el que se muestra en la figura 1.6, los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como el evaporador para el ciclo superior (ciclo *A*) y como el condensador en el ciclo inferior (ciclo *B*).

En el sistema ilustrado en la figura 1.6, los refrigerantes en ambos ciclos se suponen iguales. No obstante, esto no es necesario ya que no se produce mezcla en el intercambiador de calor. Por lo tanto, los refrigerantes con características más deseables pueden utilizarse en cada ciclo. En este caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama T-s resultaría distinto para cada uno de los ciclos (Cengel & Boles, 2009).

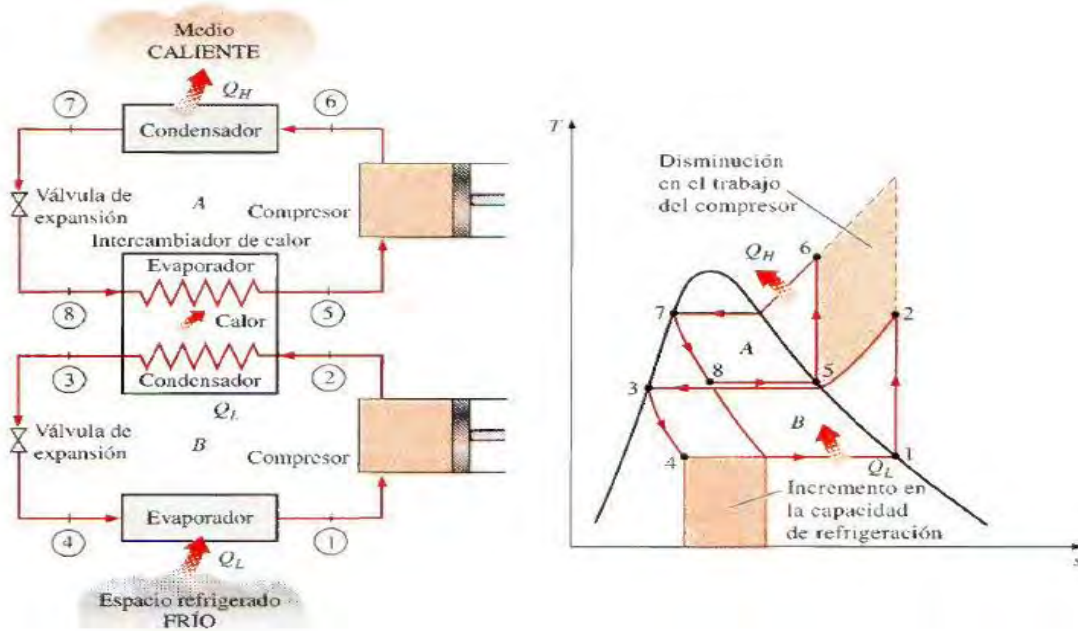


Figura 1.6 Esquema de un sistema de refrigeración en cascada (izquierda) y diagrama T-s de un sistema de refrigeración en cascada (derecha). Recuperada de Cengel, Y., & Boles, M. (2009). Termodinámica

1.5 Principios de Transferencia de Calor

La termodinámica nos enseña que la transferencia de energía entre dos cuerpos debido a una diferencia de temperaturas entre ambos se conoce como calor, y se puede utilizar para conocer la cantidad de energía para pasar de un sistema en equilibrio a otro dependiendo de las propiedades de las sustancias, su masa y la diferencia de temperaturas entre ambos; sin embargo no puede predecir el tiempo que llevará el fenómeno, ya que el sistema no está en equilibrio durante el proceso. La transferencia de calor es una ciencia que complementa a la Termodinámica al brindar reglas experimentales adicionales que se pueden utilizar para establecer la rapidez de la transferencia de energía entre dos cuerpos.

Existen tres formas de transferencia de calor conocidas: conducción, convección y radiación.

Transferencia de calor por conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres. La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que está hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él (Cengel Y. A., 2007). Los experimentos han demostrado que la razón de la transferencia de calor, \dot{Q} , a través de la pared se duplica cuando se duplica la diferencia de temperatura ΔT de uno a otro lado de ella, o bien, se duplica el área A perpendicular a la dirección de la transferencia de calor; pero se reduce a la mitad cuando se duplica el espesor L de la pared. Por tanto, se concluye que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir,

$$\frac{\dot{Q}}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial x}$$

Cuando se inserta la constante de proporcionalidad,

$$\dot{Q} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad 1.1$$

En donde $\frac{\partial T}{\partial x}$ es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor. A la constante positiva k se le llama la conductividad térmica del material, y el signo menos se inserta para que se satisfaga el segundo principio de la termodinámica, es decir, el calor deberá fluir hacia abajo en la escala de temperatura. A la ecuación 1.1 se le conoce como ley de conducción de calor de Fourier. (Holman, Transferencia de Calor, 1999).

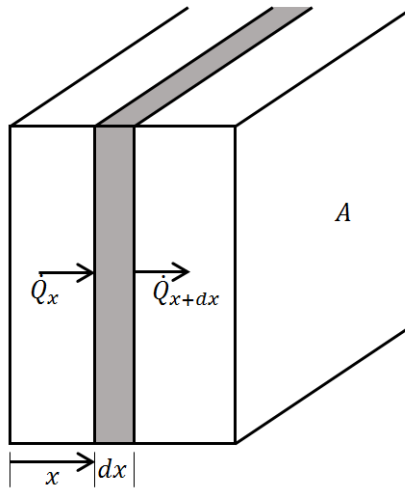


Figura 1.7 Volumen elemental para el análisis de transferencia de calor unidimensional.

Considere un elemento delgado de espesor dx en una pared plana grande, como se muestra en la figura 1.7. Suponga que la densidad de la pared es ρ y el calor específico es C . Un balance de energía sobre este elemento delgado que tiene una conductividad térmica constante, durante un pequeño intervalo de tiempo dt y en el cual no se genera calor, se puede expresar como:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 1.2$$

Y en coordenadas cilíndricas se expresa como:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 1.3$$

Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor a través de un sólido siempre es por conducción, dado que las moléculas de un sólido de este tipo permanecen en posiciones relativamente fijas. Sin embargo, la transferencia de calor a través de un líquido o gas puede ser por conducción o convección, dependiendo de la presencia de algún movimiento masivo del fluido. La transferencia de calor a través de un fluido es por convección cuando se tiene un movimiento masivo de este último y por conducción cuando no existe dicho movimiento. Por lo tanto, la conducción en un fluido se puede concebir como el caso límite de la convección, correspondiente al caso de fluido en reposo (Cengel Y. A., 2007).

Si se expusiera una placa caliente al ambiente de una habitación sin una fuente de movimiento externa, se experimentaría un movimiento del aire como resultado de los gradientes de densidad cerca de la placa. A esto se le conoce como *convección natural o libre*, en oposición a la *convección forzada*, que ocurre en el caso en que una fuente de movimiento externa (p.e. un ventilador) del aire sobre la placa.

Para expresar el efecto total de la convección, utilizamos la *Ley de enfriamiento de Newton*:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad 1.4$$

Aquí, la rapidez de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre la pared y el fluido, y el área de la superficie A . A la

cantidad h se le llama el coeficiente de calor por convección, y la Ec. 1.4 es la ecuación que lo define (Holman, Transferencia de Calor, 1999).

La experiencia muestra que la transferencia de calor por convección depende con intensidad de las propiedades viscosidad dinámica μ , conductividad térmica k , densidad ρ y calor específico C_p del fluido, así como de la velocidad del fluido V . También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido (el que sea laminar o turbulento). Por tanto, se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a su dependencia de tantas variables.

En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales.

También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor h con el número de Nusselt, que se define como

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad 1.5$$

Donde D es la longitud característica del cuerpo de transferencia de calor.

Este número recibió el nombre en honor de Wilhelm Nusselt, quien realizó contribuciones significativas a la transferencia de calor por convección durante la primera mitad del siglo XX, y se concibió como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección.

Se ha visto que se desarrolla una capa límite de la velocidad cuando un fluido fluye sobre una superficie como resultado de que la capa de fluido adyacente a la superficie tome la velocidad de ésta (es decir, velocidad cero en relación con la superficie). Asimismo, se define la capa límite de la velocidad como la región en la cual la velocidad del fluido varía desde cero hasta $0.99 V$. De modo semejante, se

desarrolla una capa límite térmica cuando un fluido a una temperatura específica fluye sobre una superficie que está a una temperatura diferente.

Considérese la placa caliente que se muestra en la figura 1.8. La temperatura de la placa es T_s y la temperatura del fluido es T_∞ . La velocidad del flujo aparecería como se muestra, siendo reducida a cero en la placa como resultado de la acción de viscosidad. Ya que la velocidad de la capa de fluido sobre la pared será cero, el calor deberá transferirse en aquel punto sólo por conducción. De este modo podríamos calcular la transferencia de calor usando la Ec. 1.1 con la conductividad térmica y el gradiente de temperatura del fluido sobre la pared que depende de la rapidez a la que el fluido conduce el calor; una velocidad alta produce un gradiente de temperatura más grande. Por lo tanto, el gradiente de temperatura sobre la pared depende del campo de flujo, y el análisis debe relacionar las dos cantidades. Sin embargo, debe recordarse que el mecanismo físico de la transferencia de calor sobre la pared es un proceso de conducción.

Como resultado, se desarrolla un perfil de temperaturas en el campo de flujo que va desde T_s , en la superficie, hasta T_∞ , suficientemente lejos de ésta. La región del flujo sobre la superficie en la cual la variación de la temperatura en la dirección normal a la superficie es significativa es la capa límite térmica. El espesor de la capa límite térmica dt en cualquier lugar a lo largo de la superficie se define como la distancia desde la superficie, a la cual la diferencia de temperatura $T - T_s$ es igual a $0.99(T_\infty - T_s)$. Nótese que para el caso especial de $T_s = 0$, se tiene $T = 0.99T_\infty$ en el borde exterior del límite térmico, lo cual es análogo a $u = 0.99V$ para la capa límite de la velocidad.

El espesor de la capa límite térmica aumenta en la dirección del flujo, ya que, corriente más abajo, se sienten los efectos de la transferencia de calor a distancias más grandes de la superficie.

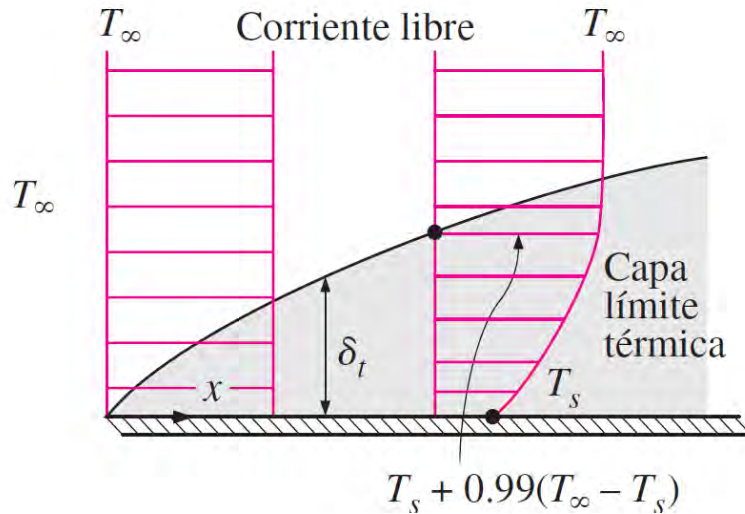


Figura 1.8. Capa límite térmica sobre una placa plana Recuperada de Cengel , Y., & Boles, M. (2009).
Transferencia de Calor y Masa

La razón de la transferencia de calor por convección en cualquier parte a lo largo de la superficie está relacionada directamente con el gradiente de temperatura en ese lugar. Por lo tanto, la forma del perfil de temperaturas en la capa límite térmica impone la transferencia de calor por convección entre la superficie sólida y el fluido que fluye sobre ella. En el flujo sobre una superficie calentada (o enfriada), tanto la capa límite de la velocidad como la térmica se desarrollan en forma simultánea. Dado que la velocidad del fluido tendrá una fuerte influencia sobre el perfil de temperaturas, el desarrollo de la capa límite de la velocidad en relación con la térmica tendrá un fuerte efecto sobre la transferencia de calor por convección (Cengel Y. A., 2007).

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular de calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad 1.6$$

Donde $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática del fluido y $\alpha = k/\rho C_p$ es una propiedad intensiva de la sustancia que relaciona la conductividad térmica con su calor específico.

Su nombre se debe a Ludwig Prandtl, quien introdujo el concepto de capa límite en 1904, y realizó colaboraciones significativas a la teoría de la capa límite. Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100 000 para los aceites pesados; es del orden de 10 para el agua y para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad.

Previamente se comentó que la transferencia de calor por convección depende también del régimen de flujo del fluido, si es laminar o turbulento; la diferencia entre ambos pueden notarse fácilmente si se enciende una vela; puede observarse que el humo se eleva en una columna suave mientras recorre los primeros centímetros y, a continuación, empieza a fluctuar al azar en todas direcciones mientras sigue elevándose (figura 1.9). Del mismo modo, una inspección cuidadosa del flujo en un tubo revela que el flujo del fluido sigue líneas de corriente suaves a velocidades bajas, pero se vuelve caótico conforme se incrementa la velocidad por encima de un valor crítico. En el primer caso, se dice que el régimen de flujo es laminar, caracterizado por líneas suaves de corriente y un movimiento altamente ordenado; en el segundo caso es turbulento y se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y un movimiento altamente desordenado.

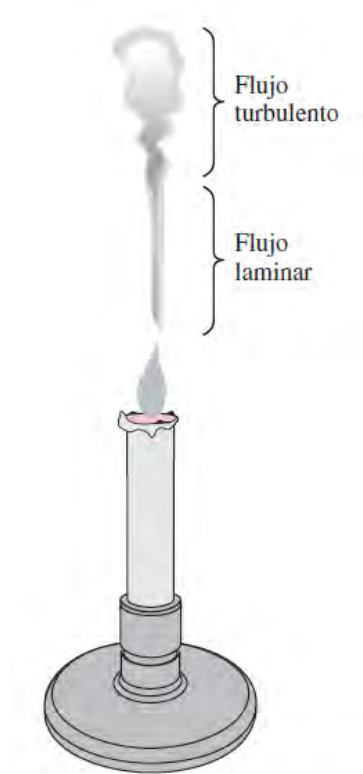


Figura 1.9. Flujo laminar y turbulento del humo en una vela. Recuperada de Cengel , Y., & Boles, M. (2009). *Transferencia de Calor y Masa*

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. Después de experimentos exhaustivos, en la década de 1880, Osborn Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu} \quad 1.7$$

Donde V es la velocidad de corriente superior (equivalente a la velocidad de la corriente libre para una placa plana) y D es la longitud característica de la configuración geométrica.

A números de Reynolds grandes, las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, como consecuencia, estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para suprimir estas fluctuaciones y mantener “alineado” el fluido. Por lo tanto, en el primer caso el flujo es turbulento, y en el segundo laminar.

Existen correlaciones empíricas entre los tres números (Re, Pr, Nu). Esta relación puede escribirse como

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad 1.8$$

Donde los parámetros m, n y C dependen del tipo de flujo y de la geometría del cuerpo de transferencia.

Transferencia de calor por radiación

En contraste con los mecanismos de conducción y convección, en donde está involucrada la transferencia de energía a través de un medio material, el calor también se puede transferir a regiones donde existe el vacío perfecto. En este caso, el mecanismo es la radiación electromagnética que es propagada como resultado de una diferencia de temperaturas; a esto se le llama *radiación térmica*.

Consideraciones termodinámicas muestran que un radiador ideal, o cuerpo negro, emitirá energía a una rapidez proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo (Holman, Thermodynamics, 1980).

Cuando dos cuerpos intercambian calor por radiación, el intercambio de calor neto es entonces proporcional a las diferencias en T^4 :

$$q = \sigma A(T_1^4 - T_2^4) \quad 1.9$$

Donde σ es la constante de proporcionalidad y se le llama constante de Stefan-Boltzmann con el valor de $5.699 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. A la ecuación 1.4 se le llama ley de radiación térmica de Stefan-Boltzmann, y se aplica sólo a los cuerpos negros. A tales cuerpos les llamamos negros porque las superficies negras, tales como un pedazo de metal cubierto con carbón negro, se aproximan a este tipo de comportamiento. Otro tipo de superficies, como una brillante superficie pintada o una placa de metal pulida, no irradian tanta energía como un cuerpo negro; sin embargo, la radiación total emitida por estos cuerpos, por lo general, sigue la proporcionalidad de T^4 . Para tomar en cuenta la naturaleza “gris” de estas superficies se debe introducir otro factor llamado emisividad ϵ , que relaciona la radiación de la superficie “gris” con la de una superficie negra ideal. Además se debe tomar en cuenta el hecho de que no todas las radiaciones que dejan una superficie alcanzarán la otra superficie, ya que la radiación electromagnética viaja en línea recta y algunas se perderán en los alrededores (Holman, Transferencia de Calor, 1999). Por consiguiente, para tomar en cuenta ambas situaciones se agregan dos factores en la ecuación 1.5.

$$q = F_\epsilon F_G \sigma A(T_1^4 - T_2^4) \quad 1.10$$

Donde F_ϵ es la función de emisividad y F_G es la función geométrica del “factor de vista”.

Los fenómenos de transferencia de calor por radiación pueden ser excesivamente complejos, y los cálculos son raras veces tan simples como lo sugiere la ecuación 1.6.

Tomando en cuenta los tres mecanismos para transferir calor entre dos cuerpos se puede deducir, ya sea por experiencia o analizando los coeficientes que intervienen en las tres, que la forma más rápida de transferencia de calor es la conducción, seguida por la convección y la menos rápida es la radiación.

1.6 Máquinas de hielo usadas en la actualidad

Existen, como en todas las industrias, máquinas que utilizan más y mejores tecnologías que otros, así también es dentro de los refrigeradores domésticos; los más sencillos tienen un sistema que realiza el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y tienen un compartimento cerca del evaporador (congelador) en donde, manualmente, se deben colocar moldes de plástico llenos de agua y esperar alrededor de una hora y media (para una charola de 18 hielos de 10g) para tener hielo disponible.

Los refrigeradores más recientes, están equipados con una máquina automática de fabricación de hielos (figura 1.11) y un dispensador de agua. El procedimiento usa el mismo ciclo de refrigeración pero el dispositivo llena los moldes con agua y, una vez congelados, los deposita en un recipiente en espera de que el usuario los necesite. Cuando el depósito está lleno, se detiene la fabricación.

Una máquina de este tipo produce, comúnmente, entre 1.5 y 2.5kg al día, lo cual se podría traducir en 83 g por hora.



Figura 1.10. Refrigerador con dispensador de hielo y agua. Recuperada de <http://www.lavadoras.cl/instalacion-de-refrigeradores-side-by-side/>

Las máquinas comerciales para fabricar hielo se encuentran comúnmente en cocinas comerciales y hoteles, utilizan el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pero, a diferencia de los refrigeradores convencionales, toda la energía absorbida en el evaporador tiene el único objetivo de congelar agua. Estas máquinas tienen un depósito donde se almacena el hielo que la máquina fabrica constantemente hasta llegar al límite de almacenamiento. Este tipo de máquinas son del tipo paquete que, por lo general, fabrican hojuelas de hielo y pueden llegar a fabricar hasta 20 kg de hielo en un día.

Las hojuelas de hielo son hechas normalmente en un cilindro vertical que está refrigerado por medio de un evaporador en el exterior (figura 1.12). Dentro del cilindro se mantiene un cierto nivel de agua. Un transportador helicoidal está girando constantemente dentro del cilindro y raspando el hielo formado en la superficie del evaporador. Este transportador helicoidal lleva al hielo hasta arriba del cilindro, para después salir de él y caer por acción de la gravedad hasta el compartimiento de almacenamiento. En algunas máquinas modernas de hojuelas de hielo, las aspas de la transportadora helicoidal aumentan la presión del hielo

aguas abajo para que el hielo sea extruido o cortado a la salida para obtener distintas geometrías de hielo y tamaños de hielo. Es posible obtener pepitas de hielo con este método.



Figura 1.11. Máquina industrial fabricante de hielo. Recuperada de <http://praim.mx/producto/fabrica-hielo-frappe-180-kg-scotsman-afe424-1/>

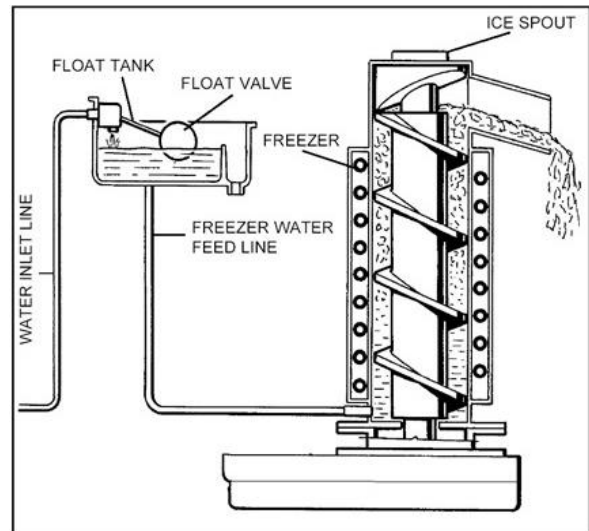


Figura 1.12. Fabricación de hielo en forma de hojuelas. Recuperada de <https://static.primasupply.com/ice-o-matic/nugget-ice-makers/pearl-ice-machine-inside-0.jpg>

Actualmente, también existen máquinas de hielo portátiles; estas máquinas utilizan una pequeña bomba para llevar el agua de un depósito a un pequeño recipiente donde el agua está en contacto directo con pequeños cilindros (señalados con una flecha en la figura 1.13) ubicados en el evaporador del ciclo de refrigeración y a través de los cuales circula refrigerante y congela el agua radialmente hacia afuera del cilindro.

El ciclo de refrigeración se mantiene funcionando aproximadamente 10 minutos, después de lo cual el ciclo de refrigeración se invierte al utilizar una válvula de tres vías y el evaporador del ciclo se transforma en el condensador y circula gas a alta temperatura por los cilindros; esto permite que la capa de hielo próxima a los cilindros se descongele y caigan los hielos por efecto de la gravedad.



Figura1.13. Máquina fabricadora de hielo portátil.

El tamaño de los hielos obtenidos depende de la temperatura inicial del agua principalmente, por lo tanto, la máquina realiza varios ciclos de enfriamiento antes de empezar a producir hielo. Una vez que el agua está cercana a los 0°C puede fabricar 8 hielos de 12 g en 15 minutos aproximadamente. El inconveniente de estas máquinas es que requieren más de una hora para enfriar el agua previamente.

2. Estimación del tiempo de congelación

El método más conocido para estimar tiempos de congelación fue desarrollado por Plank en 1913 y se basa en la resolución de una ecuación diferencial que describe el cambio de fase. En este método se considera que sólo ocurre transferencia de calor por convección entre la sustancia a congelar y el medio de enfriamiento, que la sustancia está a su temperatura inicial de congelación, que esta temperatura es constante a través del proceso de congelación y además se considera una conductividad térmica constante para la región congelada (Vargas & Bejan, 1995). El tiempo estimado de congelación se calcula con la siguiente expresión:

$$t_c = \frac{L_{vf}}{T_c - T_\infty} \left(\frac{PD}{h} + \frac{RD^2}{k_c} \right) \quad 2.1$$

Donde

L_{vf} – Entalpía volumétrica de fusión

t_c – tiempo de congelación

T_c – Temperatura de congelación

T_∞ – Temperatura del medio de convección

k_c – Conductividad térmica por debajo del punto de congelación

P, R – factores geométricos

Para una placa infinita, $P = 1/2$ y $R = 1/8$; para una esfera, $P = 1/6$ y $R = 1/24$; y para un cilindro infinito, $P = 1/4$ y $R = 1/16$.

Sin embargo, Cleland y Earle mejoraron el modelo de Plank incorporando correcciones para considerar la pérdida de calor sensible por encima del punto de congelación y por debajo de éste, así como variaciones de la temperatura durante el congelamiento (Fricke & Becker, 2006). Desarrollaron regresiones para estimar los parámetros geométricos P y R para placas infinitas, cilindros infinitos, esferas y bloques rectangulares. Los efectos de la superficie en la transferencia de calor son considerados por medio del número de Biot, el número de Plank y el número de Stefan.

El número de Biot se define de la siguiente forma:

$$Bi = \frac{hD}{k_c} \quad 2.2$$

La dimensión característica se define como el doble de la distancia más corta desde el centro térmico del objeto hasta su superficie. Para una placa infinita, D es el espesor; para un cilindro infinito o una esfera, D es el diámetro.

Mientras que los números de Plank y de Stefan se definen como:

$$Pk = \frac{C_l(T_i - T_c)}{\Delta H} \quad 2.3$$

$$Ste = \frac{C_s(T_c - T_\infty)}{\Delta H} \quad 2.4$$

Donde

C_l – Capacidad calorífica volumétrica por encima del punto de congelación

C_s – Capacidad calorífica volumétrica por debajo del punto de congelación

ΔH – Cambio volumétrico de entalpía

T_i – Temperatura inicial

El tiempo estimado de congelación, en este método, es calculado con una versión modificada de la ecuación de Plank. Los factores geométricos originales de la ecuación de Plank son reemplazados por los valores mostrados en la Tabla 2-1. Además, la entalpía volumétrica de fusión es reemplazada por el cambio volumétrico de entalpía ΔH entre la temperatura inicial y la temperatura final del centro. Por lo que la ecuación modificada queda:

$$t_c = \frac{\Delta H}{T_c - T_\infty} \left(\frac{PD}{h} + \frac{RD^2}{k_c} \right) \quad 2.5$$

La ecuación 2.5 está basada en un ajuste de información obtenida de experimentos donde la temperatura final del centro era -10°C . Cleland y Earle notaron que esta fórmula no arroja buenos resultados cuando la temperatura final es diferente de -10°C , por lo que propusieron una ecuación para diferentes temperaturas finales T_f del centro tomando $T_{ref} = -10^\circ\text{C}$:

$$t_c = \frac{\Delta H}{T_c - T_\infty} \left(\frac{PD}{h} + \frac{RD^2}{k_c} \right) \left[1 - \frac{1.65 Ste}{k_c} \ln \left(\frac{T_f - T_\infty}{T_{ref} - T_\infty} \right) \right] \quad 2.6$$

Diseño y Fabricación de una Máquina de Hielo Bajo Demanda

Tabla 2.1. Valores geométricos de P y R para la ecuación de Cleland y Earle. Recuperada de Vargas, J. V., & Bejan, A. (1995). *Fundamentals of ice making by convection cooling followed by contact melting*

Geometría	Expresiones para P y R	Rango de aplicación
Placa infinita	$P = 0.5072 + 0.2018 Pk + Ste\left(0.3224 Pk + \frac{0.0105}{Bi} + 0.0681\right)$ $R = 0.1684 + Ste(0.2740 Pk - 0.0135)$	$10 \leq f \leq 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $0 \leq D \leq 0.12 \text{ m}$ $T_f \leq 40^\circ\text{C}$ $-45 \leq T_\infty \leq -15^\circ\text{C}$
Cilindro Infinito	$P = 0.3751 + 0.0999 Pk + Ste\left(0.4008 Pk + \frac{0.0710}{Bi} - 0.5865\right)$ $R = 0.0133 + Ste(0.0415 Pk + 0.3957)$	$0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0.5 \leq Bi \leq 4.5$ $0 \leq Pk \leq 0.55$
Esfera	$P = 0.1084 + 0.0924 Pk + Ste\left(0.231 Pk - \frac{0.3114}{Bi} + 0.6739\right)$ $R = 0.0784 + Ste(0.0386 Pk - 0.1694)$	$0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0.5 \leq Bi \leq 4.5$ $0 \leq Pk \leq 0.55$
Bloque rectangular donde	$P = P_2 + P_1[0.1136 + Ste(5.766 P_1 - 1.242)]$ $R = R_2 + R_1[0.7344 + Ste(49.89 R_1 - 2.900)]$ $P_2 = P_1\left[1.026 + 0.5808 Pk + Ste\left(0.2296 Pk + \frac{0.0182}{Bi} + 0.1050\right)\right]$ $R_2 = R_1[1.202 + Ste(3.410 Pk + 0.7336)]$ $P_1 = \frac{\beta_1 \beta_2}{2(\beta_1 \beta_2 + \beta_1 + \beta_2)}$ $R_1 = \frac{Q}{2}\left[(r-1)(\beta_1-r)(\beta_2-r)\ln\left(\frac{r}{r-1}\right) - (s-1)(\beta_1-s)(\beta_2-s)\ln\left(\frac{s}{s-1}\right)\right] + \frac{1}{72}(2\beta_1 + 2\beta_2 - 1)$ $\frac{1}{Q} = 4\left[(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2\right]^{1/2}$ $r = \frac{1}{3}\left\{\beta_1 + \beta_2 + 1 + [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2}\right\}$ $s = \frac{1}{3}\left\{\beta_1 + \beta_2 + 1 - [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2}\right\}$ $\beta_1 = \frac{\text{Segunda dimensión más corta}}{\text{Dimensión más corta}}$ $\beta_2 = \frac{\text{Dimensión más larga}}{\text{Dimensión más corta}}$	$0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ $0 \leq Bi \leq 22$ $1 \leq \beta_1 \leq 4$ $1 \leq \beta_2 \leq 4$

Para geometrías irregulares, se introduce un factor geométrico de corrección llamado “dimensión equivalente de transferencia de calor” que se define como:

$$t_{geometria} = \frac{t_{placa}}{E} \tag{2.7}$$

Donde t_{placa} es el tiempo estimado de congelación de una placa calculado por método ya descrito, $t_{geometria}$ es el tiempo estimado de congelación de la geometría irregular y E es el factor de corrección. Cleland y Earle desarrollaron expresiones para determinar este factor de corrección:

$$E = G_1 + G_2E_1 + G_3E_2 \quad 2.8$$

Donde:

$$E_1 = X \left(\frac{2.32}{\beta_1^{1.77}} \right) \frac{1}{\beta_1} + \left[1 - X \left(\frac{2.32}{\beta_1^{1.77}} \right) \right] \frac{0.73}{\beta_1^{2.50}}$$

$$E_2 = X \left(\frac{2.32}{\beta_2^{1.77}} \right) \frac{1}{\beta_2} + \left[1 - X \left(\frac{2.32}{\beta_2^{1.77}} \right) \right] \frac{0.50}{\beta_2^{3.69}} \quad 2.9$$

$$X(x) = x / (Bi^{1.34} + x)$$

Y G_1 , G_2 y G_3 son constantes que se dan en la siguiente tabla:

Tabla 2.2. Valores de G dependientes de la geometría. Recuperada de Vargas, J. V., & Bejan, A. (1995). *Fundamentals of ice making by convection cooling followed by contact melting*

Geometría	G_1	G_2	G_3
Placa infinita	1	0	0
Cilindro infinito	2	0	0
Esfera	3	0	0
Cilindro cuya longitud excede su diámetro	1	2	0
Cilindro cuyo diámetro excede su longitud	2	0	1
Barra infinita	1	1	0
Bloque rectangular	1	1	1
Geometría irregular de dos dimensiones	1	1	0
Geometría irregular de tres dimensiones	1	1	1

El método anteriormente descrito de Cleland y Earle y recomendado por la ASRHAE fue el que se utilizó para predecir los tiempos de congelación de cada propuesta de solución en el presente trabajo.

2.1 Propuestas a evaluar

Incremento de la velocidad del aire en el evaporador

En los refrigeradores domésticos actuales, el calor que debe extraerse del agua para congelarla debe transferirse por convección entre el agua y el aire del congelador, por conducción entre el aire del congelador y el tubo del evaporador y por convección y conducción entre el tubo de cobre y el gas refrigerante.

Como primera propuesta se consideró incrementar la velocidad del aire dentro del congelador con el fin de incrementar el coeficiente convectivo del mismo, y así, acelerar la transferencia de calor por convección entre el agua y el aire del congelador.

Para esta propuesta se mantuvo el refrigerante R134a utilizado en la mayoría de los refrigeradores domésticos cuyo punto de evaporación está en -26°C , se consideró un hielo de 15 g y se analizó para distintas velocidades del aire en el congelador tomando en cuenta una velocidad máxima de 80 m/s que es la máxima que se puede conseguir con ventiladores pequeños de 465 W.

En el capítulo anterior se mencionó que la correlación entre los tres números adimensionales depende del tipo de flujo y de la geometría del cuerpo. En el caso de convección forzada con flujo turbulento para un paralelepípedo con sección cuadrada, la correlación se puede escribir como:

$$Nu = 0.102Re^{0.675}Pr^{1/3} \quad 2.10$$

Con el número de Nusselt puede calcularse el coeficiente convectivo como:

$$h = \frac{Nu * k}{D} \quad 2.11$$

Tomando en cuenta el coeficiente de transferencia de calor por convección ya puede calcularse el tiempo de congelación con ayuda de las ecuaciones 2.6, 2.8 y 2.9 y de las tablas 2-1 y 2-2.

A continuación se muestra una gráfica (figura 2.1) de los tiempos obtenidos variando la velocidad del aire en el congelador.

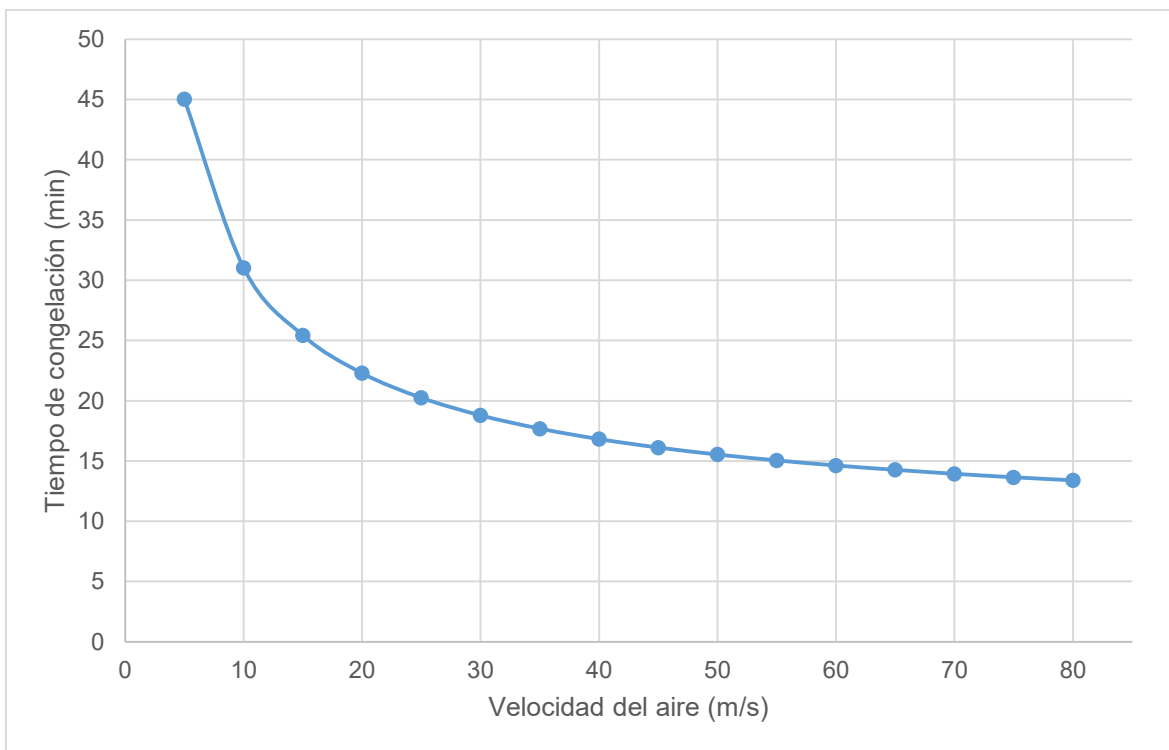


Figura 2.1. Tiempo de congelación - velocidad del aire (propuesta 1)

Puede notarse en la gráfica que el comportamiento del tiempo de congelación con esta propuesta es parecido a una forma exponencial decreciente y que a velocidades superiores a 60 m/s no tiene un impacto significativo en el tiempo de congelación.

Disminución de la temperatura en el evaporador

En la siguiente propuesta se intentó disminuir el tiempo de congelación al disminuir la temperatura en el evaporador. Para esta propuesta se consideró adaptar un sistema de refrigeración en cascada cuyo refrigerante en la segunda etapa fuera R404 cuyo punto de evaporación es -46°C o R808 cuyo punto de evaporación es de -88°C .

Utilizando el mismo método (de Cleland & Earle) y con la misma geometría que en la propuesta anterior (un hielo de 15 g) y una velocidad de 80 m/s en el congelador se calcularon tiempos de congelación para distintas temperaturas en el evaporador. Los resultados se muestran en la figura 2.2.

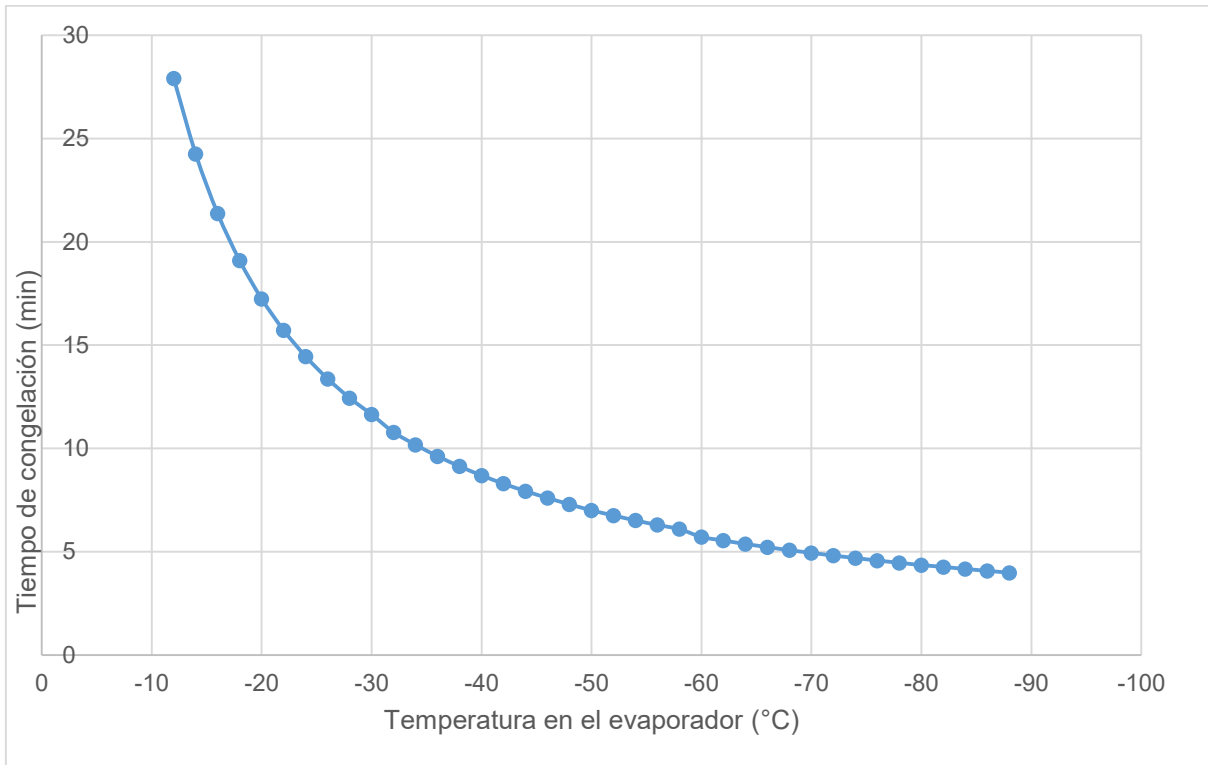


Figura 2.1.2. Tiempo de congelación – temperatura en el evaporador (propuesta 2)

Es posible notar que el comportamiento no difiere mucho de la primera propuesta, el comportamiento sigue asemejándose a una exponencial negativa, aunque sí se puede lograr un menor tiempo de congelación utilizando R808 como refrigerante en la segunda etapa del ciclo en cascada (aproximadamente 4 minutos).

El principal problema para este método es la adaptación de un sistema en cascada, lo cual representa una mayor inversión de recursos tanto financieros como humanos.

Implementación de un molde evaporador

Como tercera propuesta se pretendió disminuir el tiempo de congelación al reducir los cuerpos de transferencia de calor eliminando al aire como cuerpo intermediario

evitando así la necesidad de llevar la masa de aire en el congelador a la temperatura de evaporación del refrigerante (-26°C).

En este caso el calor fluye del agua al molde por conducción y convección y del molde al refrigerante por conducción y convección.

Para esta propuesta se diseñó un molde (figura 2.3) que fuera envuelto por el gas refrigerante sin que el gas tenga contacto directo con el agua. Se consideró un hielo cilíndrico de 15 g, con diámetro de 20 mm y altura de 50 mm y las constantes geométricas de un cilindro infinito. Se usó un hielo cilíndrico ya que es la geometría que más facilita la fabricación de un prototipo rápido de un molde- evaporador y se modeló como un cilindro infinito ya que en éste se considera que la transferencia de calor sólo ocurre de manera radial, que es el caso más cercano al molde- evaporador diseñado ya que la transferencia de calor predominante es de manera radial.

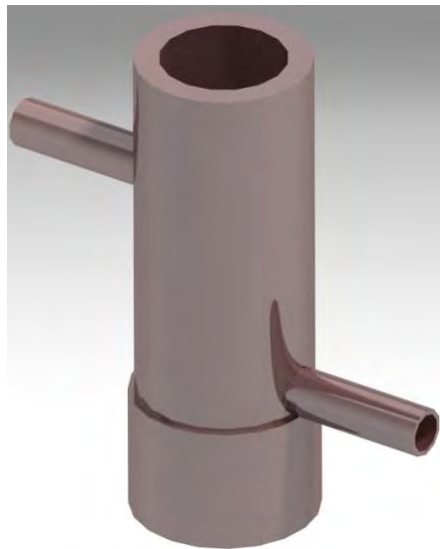


Figura 2.3 Modelo tridimensional del diseño del molde evaporador

La temperatura del fluido de enfriamiento se consideró como la temperatura de ebullición de cada refrigerante (134a, R404 y R508) a 1 atm.

El problema para encontrar el coeficiente convectivo del refrigerante en ebullición es que no existen en la literatura correlaciones empíricas para obtenerlo en flujo externo a través de cilindros, por lo que después de consultar diversas fuentes se seleccionó un coeficiente convectivo característico de $3000 \text{ W}/\text{m}^2\text{C}$.

Se realizaron los cálculos del tiempo de congelación utilizando cobre como medio de transferencia ya que es el material con el cual es más sencillo fabricar el molde evaporador.

Por su parte, el uso de un molde evaporador solo arrojó tres resultados que son los correspondientes a los tiempos calculados utilizando distintos refrigerantes como medios de transferencia.

Tiempos de congelación calculados:

- Con R134: **3.5 min**
- Con R404: **2.9 min**
- Con R508: **2.5 min**

Debe considerarse que para utilizar los refrigerantes R404 y R508 es necesario utilizar un sistema de refrigeración en cascada y es probable que el costo, tanto financiero como de tiempo, sea muy alto comparado con la diferencia en los tiempos de congelación que no es muy alta.

Dado que la intención del molde-evaporador es poder implementarlo en sistemas de refrigeración domésticos actuales y por las razones mencionadas previamente, se decidió fabricar un sistema que incluya el molde-evaporador diseñado con un sistema que utiliza refrigerante R134a y un compresor de $\frac{1}{4}$ HP que es utilizado para un refrigerador doméstico de tamaño promedio.

3. Fabricación de Prototipos

3.1 Prototipo de función crítica

Como primer prototipo se pretendió diseñar y fabricar un sistema que utilice el molde diseñado previamente y el cual solamente tenía como propósito congelar el agua en la menor cantidad de tiempo, sin considerar otros factores como materiales, desmolde o cantidad de agua congelada simultáneamente.

Para fabricar el molde diseñado (figura 2.3) se utilizaron los materiales descritos a continuación e ilustrados en la figura 3.1:

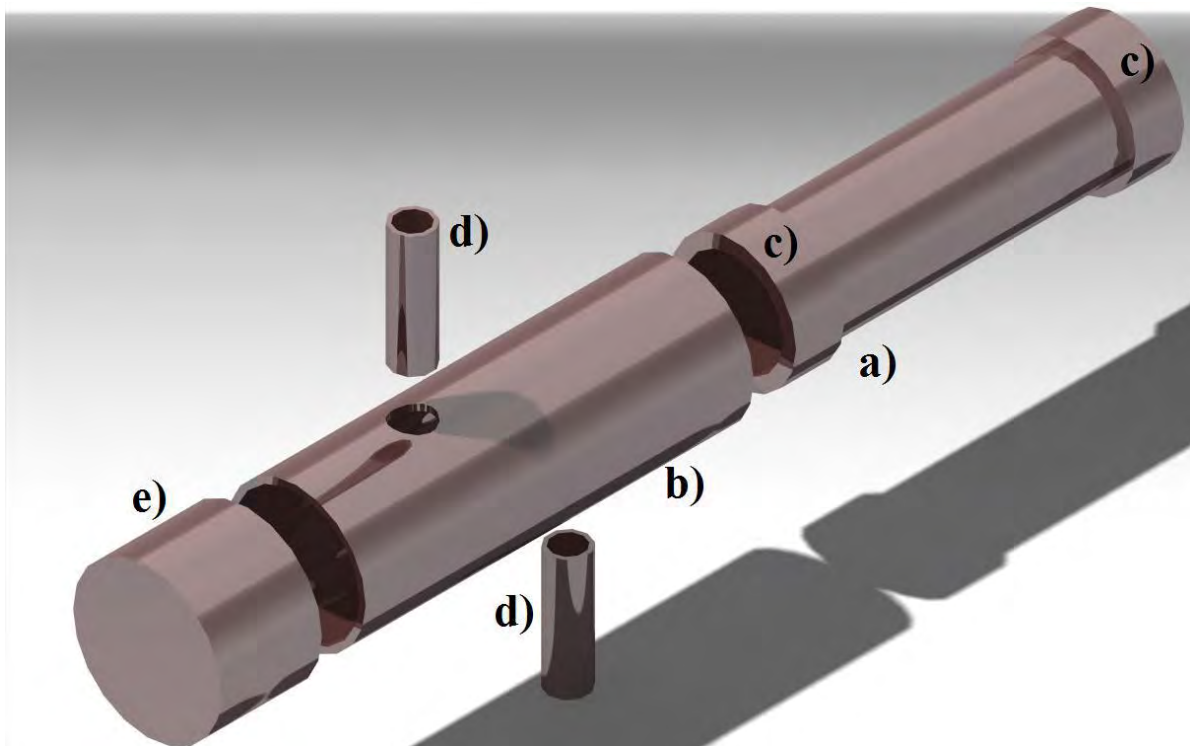


Figura 3.1. Vista explosionada del molde evaporador

- a) Un tubo de cobre rígido de 7/8" para la pared interior (que está en contacto con el agua a congelar).

- b) Un tubo de cobre rígido de 1 1/8" para la pared exterior (entre el tubo interior y el exterior circula el refrigerante del ciclo de refrigeración).
- c) Dos anillos de 1" de diámetro para que sirvan para sellar el espacio entre el tubo interior y exterior en los extremos
- d) Dos tubos de 5/16" por donde entra y sale el refrigerante al molde y;
- e) Una tapa para tubo de 1 1/8" que sirva como base del molde.

Se soldaron las piezas para evitar fugas tanto de gas refrigerante como de agua, el molde evaporador de cobre ya soldado se muestra en la figura 3.2.



Figura 3.2. Molde evaporador de cobre soldado

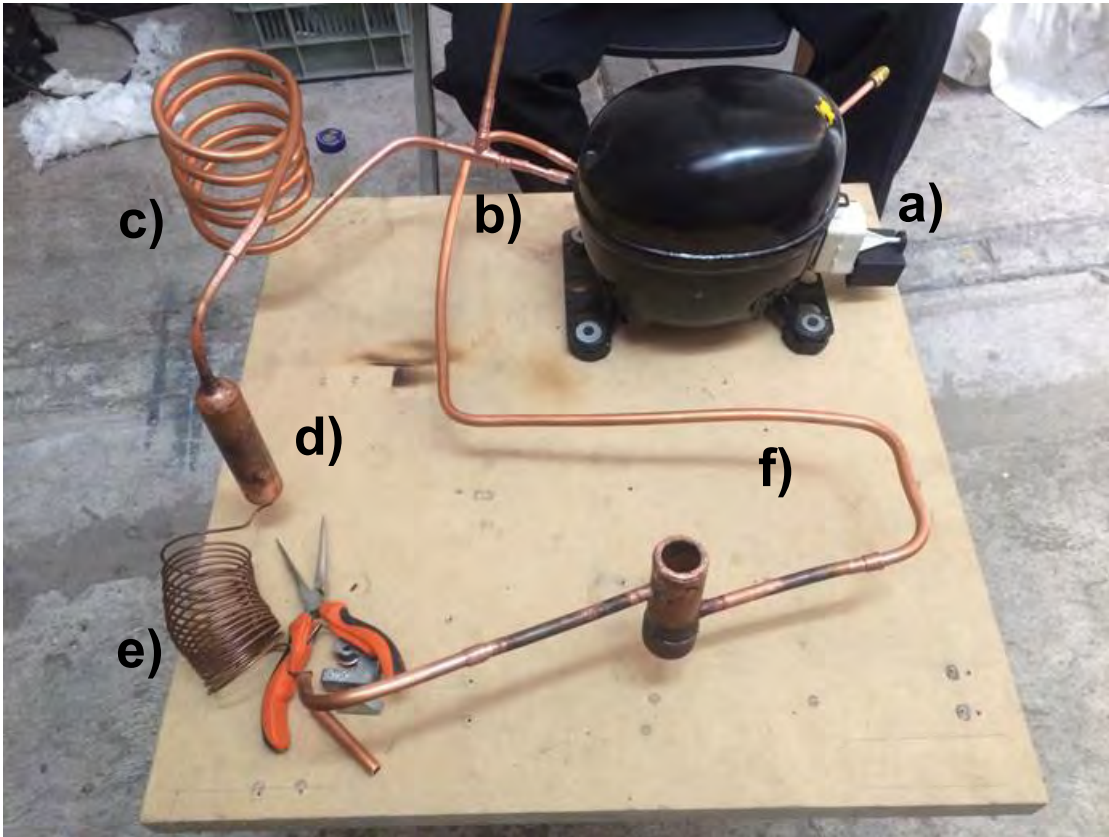


Figura 3.3. Sistema del molde evaporador de cobre acoplado

Una vez teniendo el molde se adaptó a un ciclo de refrigeración similar al utilizado en refrigeradores convencionales. Se muestra el sistema en la figura 3.3 que incluye:

- a) Un compresor de $\frac{1}{4}$ HP de 127 V @ 60Hz.
- b) Una T de cobre para medir la presión a la descarga del compresor.
- c) Un tubo de $\frac{5}{16}$ " y 1m de longitud para que funcione como condensador.
- d) Un filtro deshidratador para evitar que entren moléculas de agua en el tubo capilar.
- e) Un tubo capilar de .6 mm de diámetro y 3 m de largo y;
- f) Un tubo de $\frac{5}{16}$ " para conectar el tubo capilar con el molde y el molde con la succión del compresor

Con el fin de que el sistema no extraiga calor de otro cuerpo que no sea el agua dentro del molde, se colocó aislante para tubería en el molde y en el tubo conectado al mismo (figura 3.4).



Figura 3.4. Sistema con el tubo del evaporador aislado

Con ayuda de un registrador de temperatura (datalogger) marca Omega modelo OM-3000 (figura 3.5) se midieron simultáneamente las temperaturas del condensador y del molde evaporador mientras estaba funcionando el sistema de refrigeración.

Se encontró que a menor temperatura del condensador, se tenía una menor temperatura en el molde, situación que se esperaba, y para facilitar la disipación de calor en el condensador se colocó un ventilador para extraer calor continuamente del mismo.



Figura 3.5. Datalogger Omega OM-3000

Para poder comparar los resultados teóricos con las pruebas en el molde diseñado es necesario que la temperatura del molde sea lo más baja posible previamente a iniciar el proceso de congelamiento, para ello se midió la temperatura durante todo el tiempo tanto del condensador como del molde y se agregó el agua una vez alcanzada la temperatura de -25°C .

Poder determinar con exactitud el tiempo de congelación del agua en el molde evaporador fue un reto dado que no se tiene contacto visual con el agua durante el proceso.

Se sabe que el punto de fusión del agua es 0°C a nivel del mar, pero en un lugar como la Ciudad de México, que es donde se realizaron las pruebas y donde existe una menor presión atmosférica, el punto de fusión aumenta hasta los 1.5°C aproximadamente.

Se sabe también que, durante el cambio de fase, una sustancia permanece a temperatura de fusión hasta que está completamente congelado.

Aprovechando dicha característica, se midió la temperatura del agua mientras se congelaba y se observó durante todo el tiempo, registrando el tiempo que tardó el hielo en llegar a -10°C , que es la temperatura final considerada en los cálculos.

Se observó durante las pruebas que la temperatura del molde aumentaba drásticamente al agregarle agua hasta llegar a 8°C aproximadamente; lo cual

representa una diferencia considerable respecto a las condiciones que se tomaron en cuenta para los cálculos.

Los resultados tuvieron variaciones que dependían, sobre todo, de la temperatura inicial del agua. Variaron desde 3:45 hasta 4:20 minutos.



Figura 3.6. Hielo formado alrededor del termopar

A pesar de que los tiempos obtenidos en el primer prototipo son mayores a los obtenidos en los cálculos, no difieren demasiado y se consideraron aceptables para los propósitos de la máquina.

Sin embargo, se tuvieron otros problemas con el prototipo fabricado; sólo se puede fabricar un hielo a la vez y se tiene un problema con el desmolde ya que el hielo queda adherido al molde y se requieren varios minutos para poder separarlo.

Además, el material utilizado (cobre) no fue muy aceptado por muchos usuarios potenciales para la fabricación de hielo para consumo, dato que resaltó en algunas encuestas realizadas durante las pruebas del prototipo.

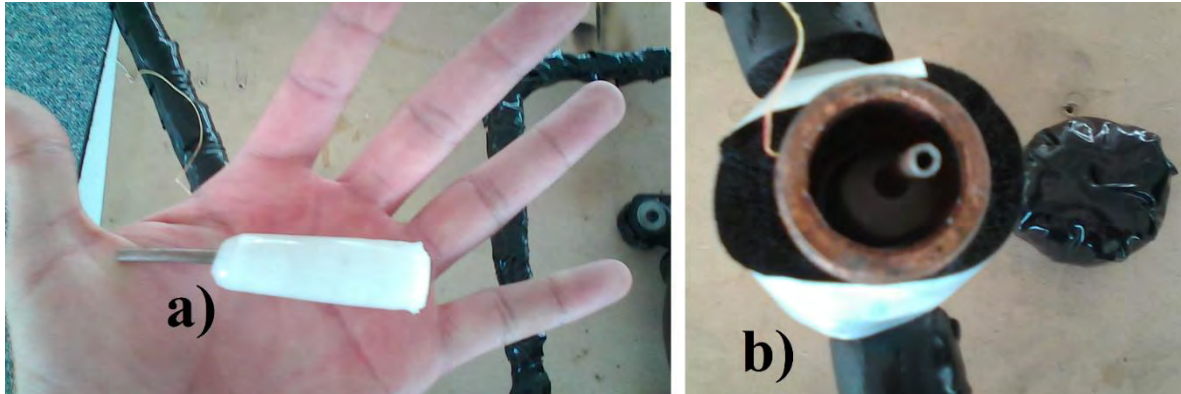


Figura 3.7. a) Hielo fabricado en la máquina. b) Hielo aún adherido a la base del molde

3.2 Prototipo funcional

Con base en estos resultados se diseñó un segundo prototipo de molde en el cual se pretendía solucionar los problemas que tenía el primero.

El principio de este nuevo prototipo es igual que en el primer molde, el gas refrigerante debe expandirse en el espacio que existe entre la parte interior del molde y la parte exterior, las diferencias más notables con el primer prototipo son las siguientes:

- El molde es más grande, con el propósito de congelar mayor cantidad de agua simultáneamente
- La parte interior del molde es cónica para facilitar el desmolde de los hielos
- Se agregó una costilla plástica con 6 compartimentos para que los hielos se fabriquen en ellos.

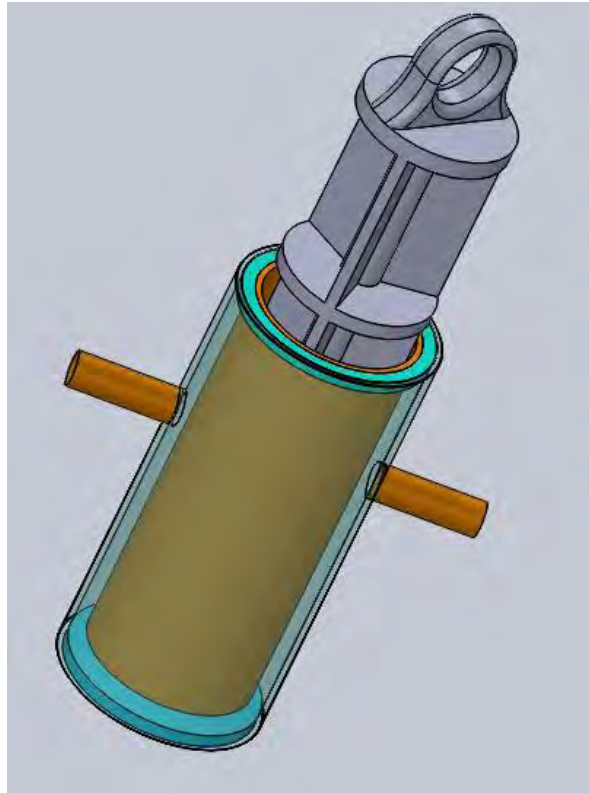


Figura 3.8. Vista isométrica del segundo diseño de molde

Se realizaron los cálculos correspondientes al tiempo de congelación con el nuevo molde (tomando en cuenta las dimensiones y el volumen ocupado por la costilla) y el tiempo que resultó fue de 7.8 min para 6 hielos de 15 g cada uno.

Para validar este resultado se construyó el segundo prototipo (figura 3.9) para adaptarlo al sistema de refrigeración que ya se tenía.



Figura 3.9. Segundo prototipo del molde evaporador

Sin embargo, la costilla no basta para solucionar el problema del desmolde, por lo que se adaptó un ciclo alternativo al primero en el cual se omiten el condensador y el tubo capilar para que el gas con alta presión y temperatura pase directamente por el evaporador y se descongele el agua que está en contacto directo con el molde.

Se usó una “T” de cobre y una válvula solenoide (figura 3.10) para elegir el ciclo que debe seguir el gas dependiendo del requerimiento instantáneo, se elige el ciclo de refrigeración para congelar y el ciclo alternativo para desmoldar.



Figura 3.10. Válvula solenoide utilizada para el desmolde

Se utilizó el circuito de conexión mostrado en la figura 3.11 para la activación de la válvula solenoide que funciona a 127 V @ 60 Hz y donde el botón “push” del circuito puede sustituirse por un control de tiempo o de temperatura para automatizar el funcionamiento de la máquina.

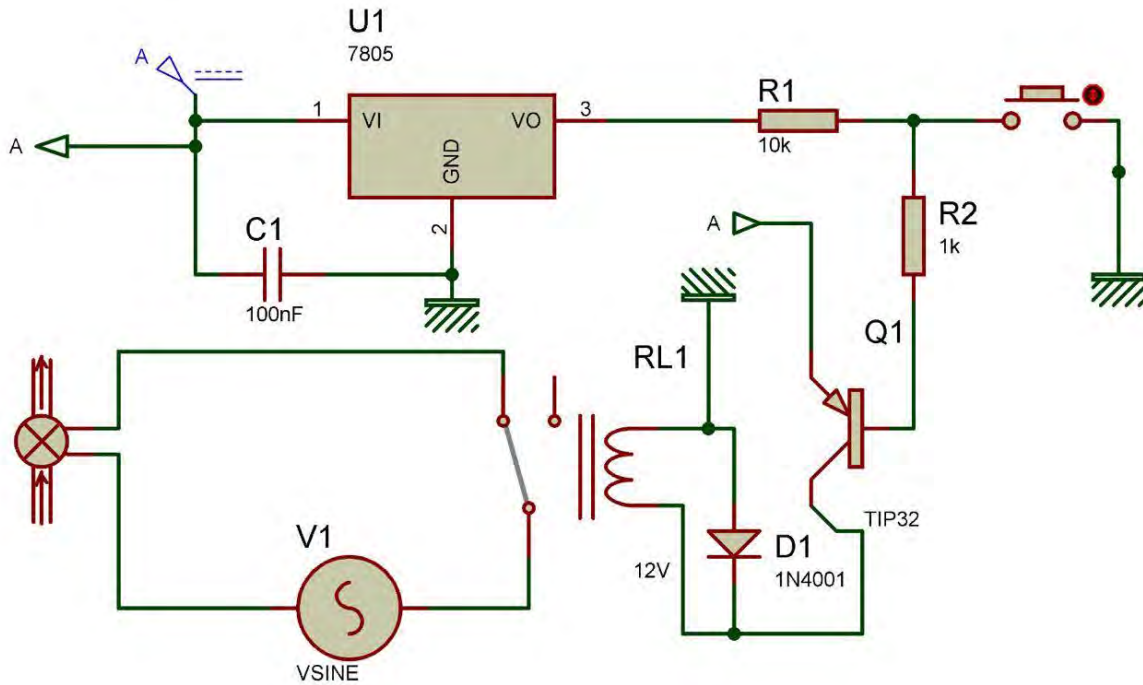
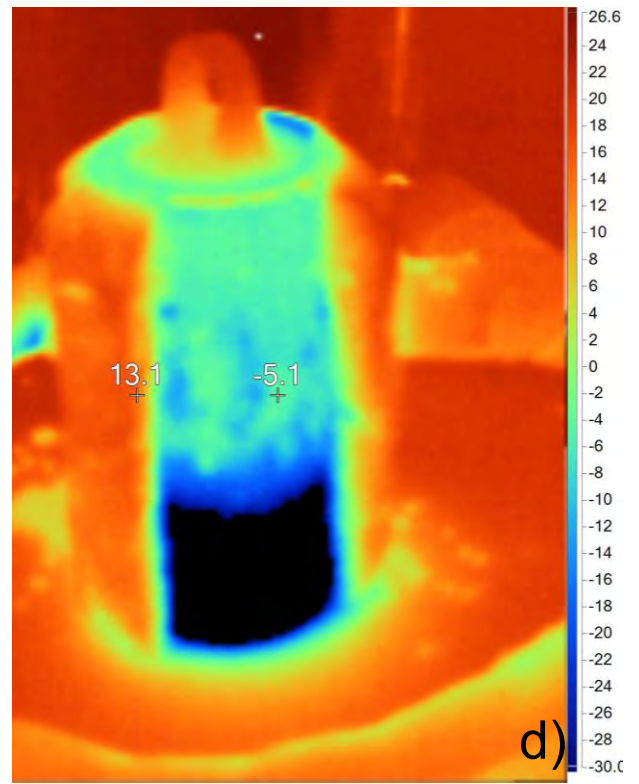
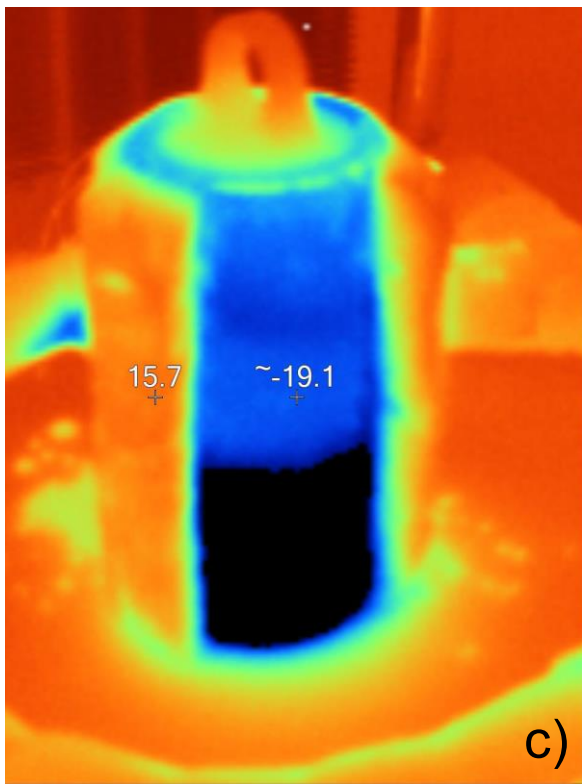
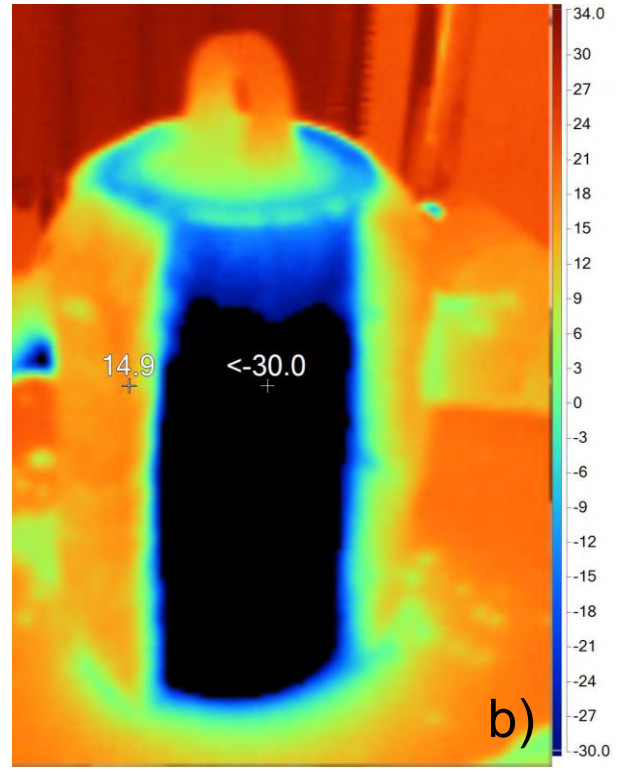
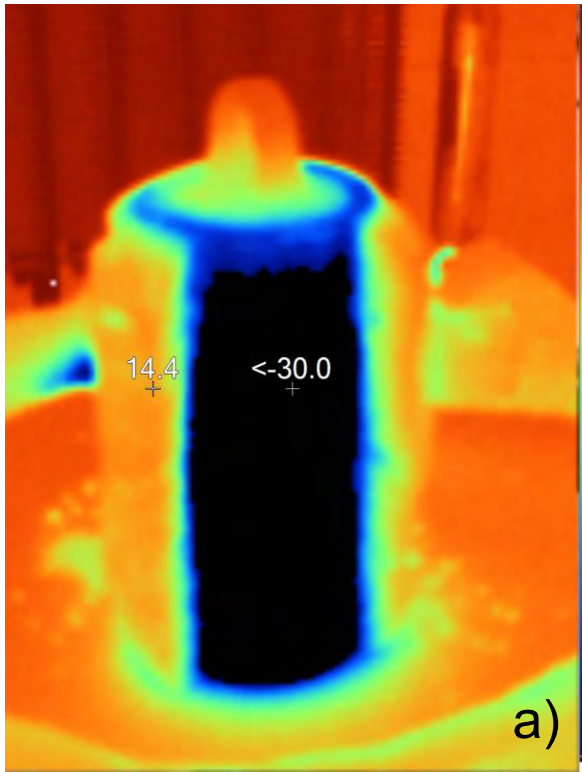


Figura 3.11. Circuito de conexión de la válvula solenoide

Por último se aislaron térmicamente el molde y la tubería del evaporador con espuma de poliuretano y con aislante térmico para tubería respectivamente.

Sin embargo, al activar el circuito alternativo en el cual el refrigerante a altas temperaturas pasa por el molde, se presenta una diferencia de densidades, el gas con mayor temperatura tiene una menor densidad, por lo tanto, el gas con menor temperatura quedó estancado al fondo del molde. Este fenómeno se comprobó al tomar fotografías con una cámara termográfica Fluke Ti125 que se muestran a continuación.



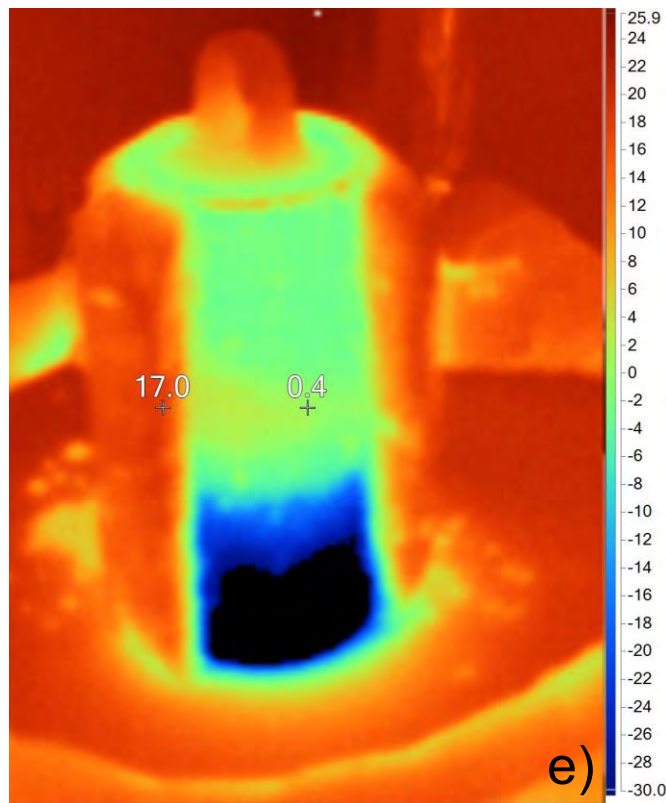


Figura 3.12. Distribución de temperaturas en el molde-evaporador.

La secuencia de imágenes de la figura 3.12 muestra las fotografías tomadas con la cámara termográfica:

- a) El sistema de refrigeración funcionando hasta llegar a la temperatura más baja (el agua ya congelada dentro del molde) y se activa el sistema alternativo para circular el gas con alta temperatura y presión por el molde.
- b) 8 segundos después de activar el sistema alternativo se puede apreciar que el gas con mayor temperatura se acumula en la parte superior del molde mientras en la parte media e inferior del molde, se acumula el gas a temperatura mínima.
- c) 15 segundos con la válvula solenoide abierta, el ciclo alternativo funcionando continuamente, se puede apreciar que la mitad superior del molde tiene una temperatura mayor a la que tiene la mitad inferior del mismo.

- d) 22 segundos después de activar el ciclo alternativo se aprecia que dos terceras partes del molde ya tienen una temperatura a la cual puede desmoldarse el hielo, sin embargo, la parte inferior del molde sigue a una temperatura menor a -20°C , por lo tanto aun no puede desmoldarse el hielo.
- e) 30 segundos con el ciclo alternativo funcionando continuamente. La parte inferior del molde aún sigue a una temperatura inferior a -20°C , por lo tanto, no se puede desmoldar el hielo.

Fue necesario casi un minuto con el ciclo alternativo funcionando continuamente para poder desmoldar el hielo y se descongeló el agua que se encontraba en la parte superior del molde dado que la temperatura en dicha sección era mayor a 0°C .

Para solucionar este problema se colocaron dos mangueras a las terminales del molde para que, una vez encendido el ciclo alternativo, pueda girar el molde de tal forma que el gas con mayor temperatura llene el fondo del molde y pueda descongelar el hielo de todas las paredes.

El sistema definitivo del segundo prototipo se ilustra en la figura 3.13.



Figura 3.13. Sistema de fabricación de hielo con el segundo prototipo de molde evaporador

4. Pruebas y Resultados

Para identificar la distribución de temperaturas del agua dentro del molde evaporador se colocaron dos termopares tipo K en distintas posiciones radiales dentro del mismo.

Se colocó uno lo más cerca de la pared del molde como fue posible y el otro, lo más alejado de ella para medir la temperatura en esas dos posiciones durante el proceso de congelación.

Con ayuda de una tarjeta de adquisición (DAQ) de National Instruments “NI 9213” (figura 4.1) conectada a un chasis “NI cDAQ-9174” y el software de programación LabView¹ se pudieron registrar las temperaturas durante todo el proceso de congelación.



Figura 4.1. Tarjeta de Adquisición para registrar las temperaturas

¹ El programa utilizado en Labview se puede revisar en los Anexos del presente trabajo

Se realizaron distintas pruebas descritas a continuación:

1. Se activó el ciclo de refrigeración en el sistema para enfriar el molde previamente y, al tener el molde a la temperatura de evaporación del refrigerante (-25°C), se llenó de agua a 20°C aproximadamente y se registraron las temperaturas durante el tiempo necesario hasta que la temperatura registrada en la zona más alejada de la pared del molde sea inferior al punto de fusión del agua.
2. Se llenó el molde con agua a 20°C aproximadamente y, posteriormente, se activó el ciclo de refrigeración y se registraron las temperaturas durante el tiempo necesario.
3. Se realizó una prueba semejante a la primera pero con sólo la mitad del molde lleno, con la intención de medir el tiempo de fabricación de tres hielos dado que el agua en la parte inferior del molde es la primera en congelarse.
4. Se realizó una prueba semejante a la segunda pero con sólo la mitad del molde lleno.
5. Por último se realizó una prueba sin los termopares, se realizó el pre enfriamiento del molde durante 10 minutos y se llenó con agua a 20°C, parecido a la primera prueba, y se dejó funcionando durante 8 minutos y se activó la válvula solenoide para retirar los hielos y ver la forma y consistencia que tienen al salir.

A continuación se muestran los resultados de cada una de las pruebas:

Para la primer prueba se colocaron los termopares en la parte superior de la costilla dado que los hielos superiores son los últimos en formarse.

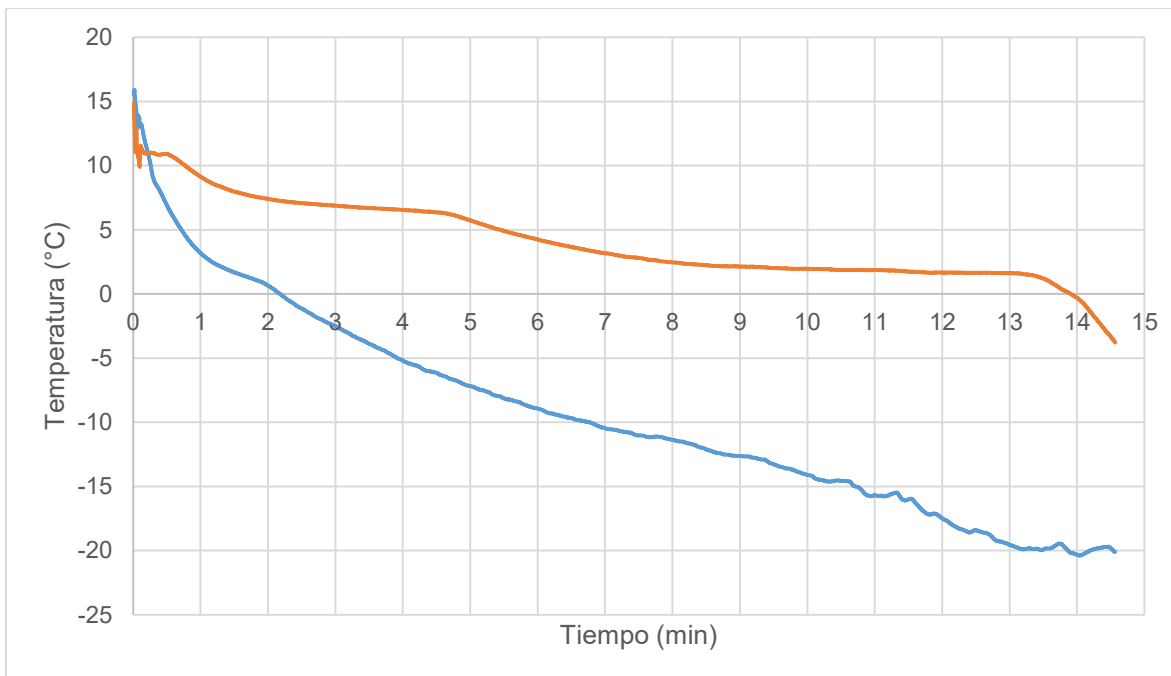


Figura 4.2. Temperatura (°C) vs tiempo (min) durante la primera prueba

En la figura 4.2 se ilustra la temperatura del agua más cercana al molde (línea azul) y la temperatura del agua más alejada del molde (línea roja) y se puede apreciar que antes de los primeros 2 minutos, el agua más cercana a las paredes del molde ya está por debajo del punto de fusión del agua (lo cual indica que ya está el hielo formado, mientras que el agua más alejada de las paredes del molde se congela a los 13.5 minutos aproximadamente. Al inicio de la prueba existe una variación brusca de la temperatura ya que el molde se encontraba ya por debajo de los -20°C y el agua se encontraba a 18°C y hubo un intercambio de calor muy rápido.

En la figura 4.3 se muestran los hielos fabricados durante la primera prueba. Se puede apreciar fácilmente que sólo tres de ellos están formados completamente; estos hielos son los que se formaron en la parte inferior del molde, mientras que los otros tres se formaron en la parte superior del mismo. Sin embargo, todos los hielos (incluso los que no estaban completamente formados) estaban sólidos y duros. Esto es congruente con los resultados en la gráfica ya que los hielos

estaban debajo del punto de fusión, por lo tanto, ya no se encontraban en el proceso de cambio de fase.



Figura 4.3. Hielos formados en el molde con pre enfriamiento durante la primera prueba

La segunda prueba se realizó parecida a la primera, con la diferencia que se llenó el molde antes de iniciar el ciclo de refrigeración; los termopares se colocaron en la misma posición que el primero.

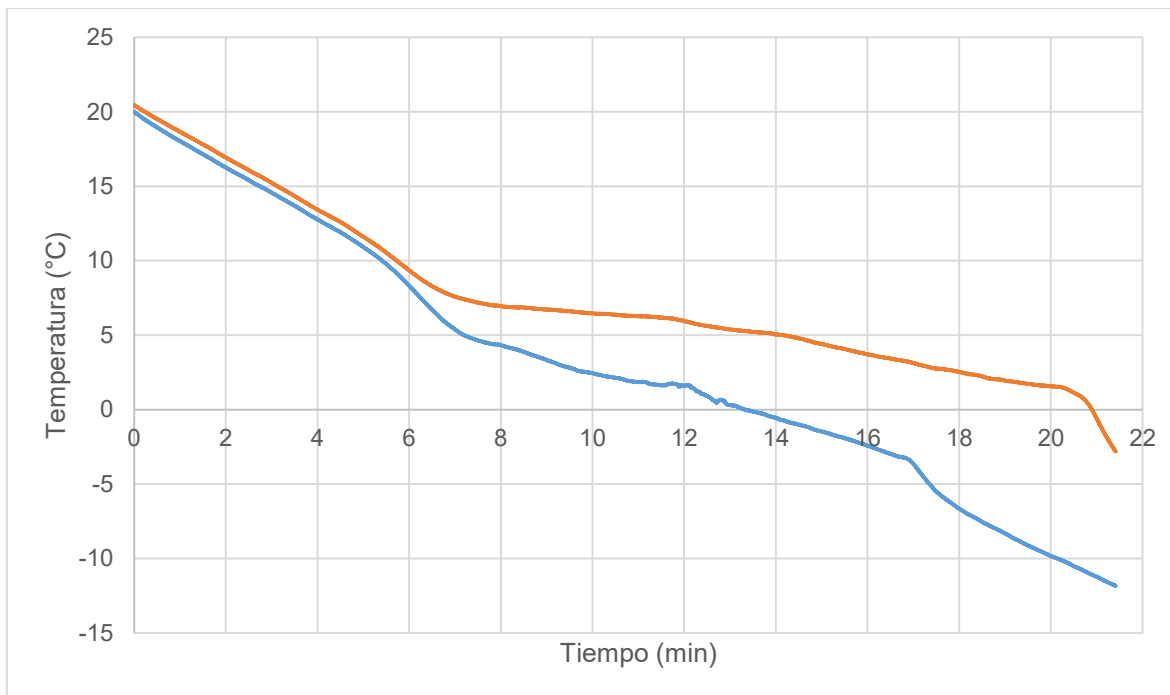


Figura 4.4. Temperatura (°C) vs tiempo (min) durante la segunda prueba

La figura 4.4 ilustra el cambio de la temperatura a través del tiempo durante la segunda prueba, una vez más, la línea azul representa la temperatura del agua más cercana a la pared del molde, mientras que la roja representa la temperatura del agua más lejana a la misma.

Al inicio de esta prueba, la temperatura del molde es igual que la temperatura del agua (20°C), por ello, las temperaturas registradas de los termopares al inicio son considerablemente mayores que durante la primera prueba. Asimismo, las temperaturas de ambos termopares son muy similares durante la primera parte de la prueba, todo esto se debe a que el molde debe enfriarse simultáneamente con el agua. Es por esa razón que el tiempo de congelación es bastante mayor que en la primera prueba. El agua cercana a la pared del molde llega a un punto inferior al de fusión en 12 minutos aproximadamente mientras que el agua más alejada de la pared del molde se tarda aproximadamente 20 minutos en congelarse.



Figura 4.5. Hielos formados en el molde sin pre enfriamiento durante la segunda prueba.

En la figura 4.5 se muestran los hielos formados durante la segunda prueba, se puede apreciar que nuevamente los hielos formados en la parte inferior del molde se forman completamente mientras que los tres hielos formados en la parte superior son más grandes que en la primera prueba pero no tienen un tamaño uniforme como deberían presentar.

La tercera prueba se realizó con un pre enfriamiento del molde (como se hizo en la primera prueba) pero llenando solamente la mitad inferior del molde y se midieron las temperaturas durante la formación de los hielos en el molde.

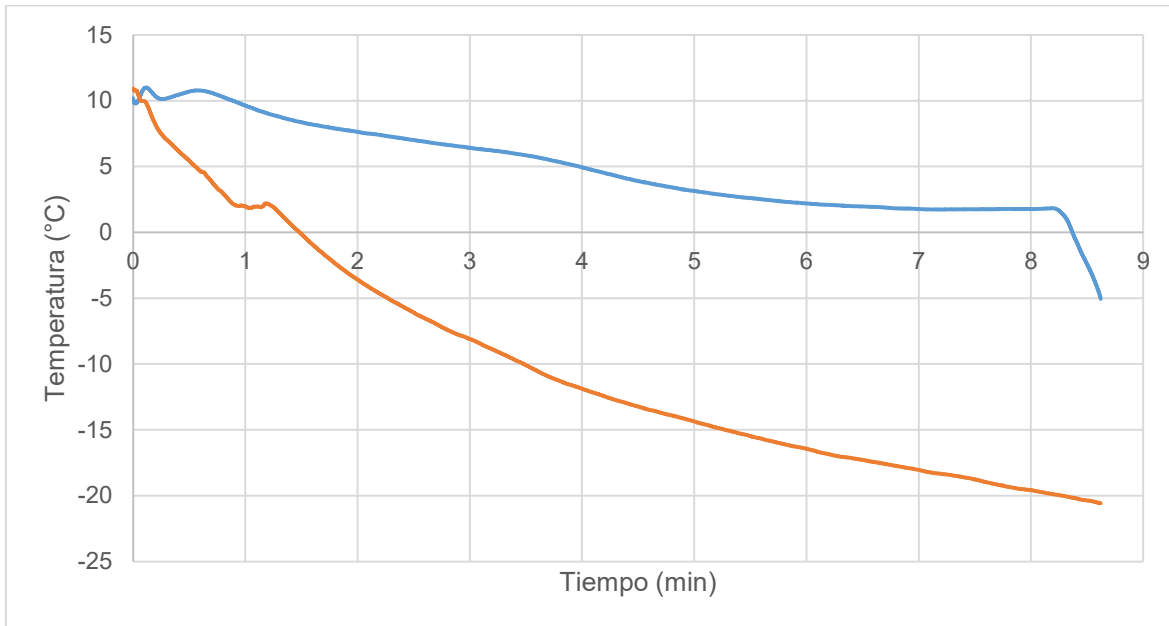


Figura 4.6. Temperatura (°C) vs tiempo (min) durante la tercera prueba

Se puede ver en la figura 4.6 que el comportamiento de la temperatura del agua se asemeja al visto en la primera prueba ya que existe una rápida fluctuación de la temperatura al inicio debido al pre enfriamiento y existe una importante diferencia entre la temperatura del agua cercana a la pared del molde y del agua lejana a la misma.

Sin embargo, puede apreciarse que el tiempo de congelación es menor que en la primera prueba, el agua cercana a la pared del molde llega a una temperatura inferior al punto de fusión en poco más de un minuto mientras que el agua más lejana a la pared del molde tarda poco más de 8 minutos en llegar a una temperatura inferior al punto de fusión.



Figura 4.7. Hielos formados en el molde con pre enfriamiento durante la tercera prueba.

En la figura 4.7 se pueden ver los hielos formados durante la tercera prueba, como era de esperarse, los tres hielos se formaron completamente y los tres tuvieron una consistencia sólida y dura.

La cuarta prueba se realizó llenando a la mitad el molde con agua y, posteriormente, se accionó el ciclo de refrigeración (igual que en la segunda prueba) y se midieron las temperaturas del agua en las mismas posiciones que en la tercera prueba.

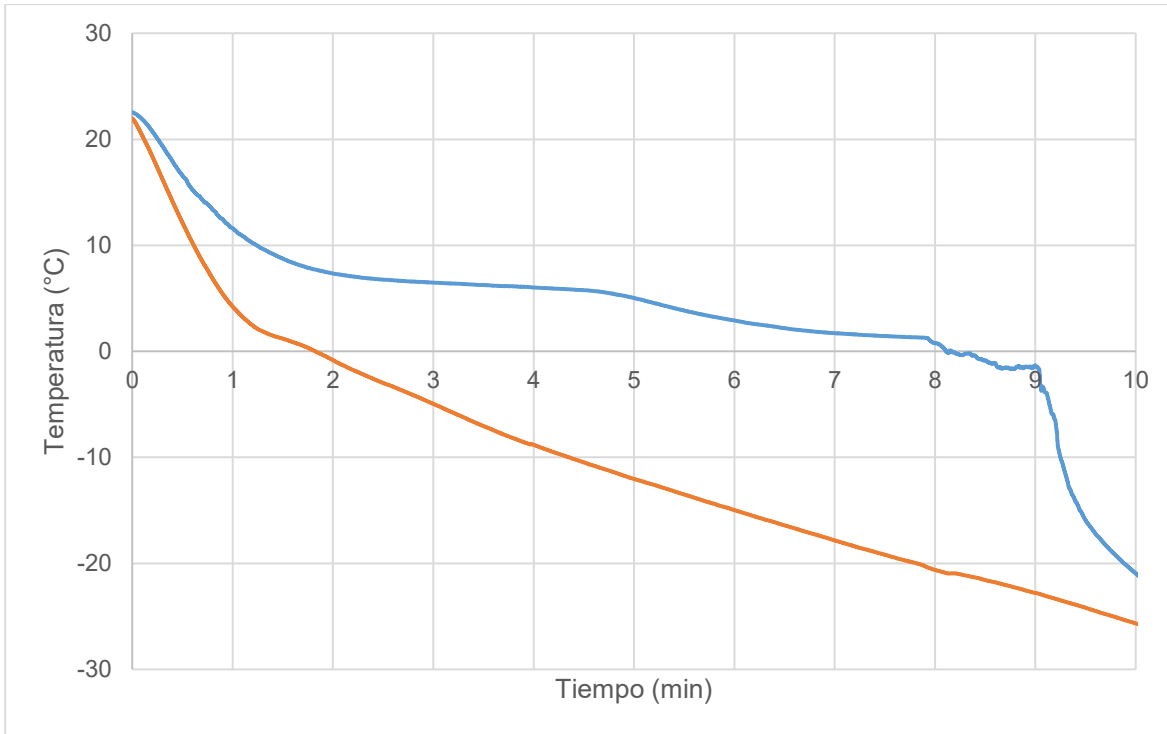


Figura 4.8. Temperatura (°C) vs tiempo (min) durante la tercera prueba.

En la figura 4.8 se puede apreciar que el tiempo de congelación del hielo es parecido al obtenido en la tercera prueba dado que es menor la cantidad de agua que debe congelarse en comparación con las primeras dos pruebas.

En similitud con la segunda prueba, al inicio la temperatura del agua en ambas posiciones es parecida pero aumenta su diferencia en un tiempo menor que en dicha prueba.



Figura 4.9. Hielos formados en el molde sin pre enfriamiento durante la cuarta prueba.

En la figura 4.9 se aprecian los hielos formados durante la cuarta prueba. Los tres hielos están completamente formados y con una consistencia igual que en la tercera prueba y con una temperatura final inferior a los -20°C .

En la tabla 4.1 se muestra un resumen de los resultados obtenidos en las diferentes pruebas realizadas.

Tabla 4.1 Resultados obtenidos en las cuatro pruebas

Prueba	Condiciones	Tiempo de congelación (min)	Consistencia de los hielos producidos
1	<ul style="list-style-type: none"> • Molde lleno (6 hielos) • Con preenfriamiento del molde 	13.3	Tres hielos completamente formados y duros y tres hielos formados al 85% aproximadamente.
2	<ul style="list-style-type: none"> • Molde lleno (6 hielos) • Sin preenfriamiento del molde 	20.2	Tres hielos completamente formados y duros y tres hielos formados al 85% aproximadamente.
3	<ul style="list-style-type: none"> • Medio molde (3 hielos) • Con preenfriamiento del molde 	7.4	Los tres hielos completamente formados y alta dureza.
4	<ul style="list-style-type: none"> • Medio molde (3 hielos) • Sin preenfriamiento del molde 	8.3	Los tres hielos completamente formados y alta dureza.

Por último se realizó la prueba sin termopares para ver las condiciones del agua o del hielo después de 8 minutos con el molde lleno, en la figura 4.10 pueden verse los hielos formados en esas condiciones.



Figura 4.10. Hielos formados en 8 minutos con pre enfriamiento del molde.

Puede verse que hay tres hielos formados casi por completo (los fabricados en la parte inferior del molde) y hay tres hielos que tienen formado solo la mitad (los fabricados en la parte superior) y en la superficie de los hielos se ve agua sin congelar.

5. Conclusiones

Para fabricar hielo para consumo humano a escala doméstica se tienen actualmente las opciones del refrigerador convencional y la máquina portátil de fabricación de hielo. En ambas opciones, para 12 hielos de 15 g aproximadamente, el tiempo de espera es mínimo de una hora dependiendo de la masa de agua a congelar, la temperatura inicial del agua y la potencia del compresor que se usa para el ciclo de refrigeración.

Se propusieron tres métodos para disminuir el tiempo de fabricación de hielo y se calculó el tiempo de congelación mediante ecuaciones empíricas desarrolladas por Cleland & Earle; los dos primeros métodos (incrementar la velocidad del aire y disminuir la temperatura en el evaporador) mostraron resultados que seguían un comportamiento exponencial, lo que resultaba en un tiempo mínimo de 5 minutos para un hielo de 15g con una temperatura de -70°C y una velocidad del aire de 80 m/s. Sin embargo, para tener temperaturas de esa magnitud es necesario implementar un sistema de refrigeración en cascada y un ventilador de alta potencia para tener dicha velocidad del aire dentro del congelador.

Se propuso un tercer método que incluye un molde-evaporador, a través del cual circule el refrigerante sin tener contacto directo con el agua, se calculó el tiempo para obtener el hielo teniendo temperaturas en el molde de -25 , -40 y -70°C y resultaron tiempos de 3.5, 2.9 y 2.5 minutos respectivamente.

Dado que para tener temperaturas de -40 o -70°C es necesaria la implementación de un sistema en cascada se decidió fabricar un prototipo que utilizara este molde evaporador y congelara 15 g de agua. Al medir el tiempo se obtuvieron 4 minutos, lo cual representa un error del 12%.

Esta diferencia entre el tiempo calculado y el tiempo obtenido se debe, en parte, a que en las ecuaciones se considera que la fuente fría está todo el tiempo a la

temperatura de evaporación del gas refrigerante (-26°C), lo cual no es real ya que al principio de las pruebas, el agua le cede suficiente calor al refrigerante para que este último incremente su temperatura por encima, incluso, de los 2°C .

En el prototipo fabricado se obtuvieron algunas dificultades como el desmolde del hielo o el hecho de que se fabrica un hielo a la vez. Para solucionar estos conflictos se diseñó y fabricó un prototipo que pueda hacer tres o seis hielos simultáneamente y que incluye un dispositivo que permite desmoldar el hielo.

Los tiempos obtenidos en este segundo prototipo fueron de 7.5 para 3 hielos y de 13.5 minutos para 6 hielos siempre y cuando el sistema se enfríe previamente.

Dados estos resultados podríamos obtener los 12 hielos en 27 minutos con el prototipo fabricado, lo cual representa menos de la mitad del tiempo que normalmente se emplea en la fabricación de hielos y no se tendría que invertir mayor cantidad de energía dado que se utiliza el mismo sistema y el mismo compresor que se usa en un refrigerador convencional.

La mitad del tiempo parece no ser una mejora importante para la fabricación de hielo, sin embargo, la principal diferencia es que en los sistemas existentes es imperativo fabricar los 12 hielos y esperar los 60 minutos o más que requiere el proceso mientras que en el prototipo fabricado podemos, incluso, fabricar 3 hielos en menos de 8 minutos, lo cual permite al usuario utilizar el hielo que necesita sin esperar a que se fabrique la charola de 12 hielos en el congelador.

6. Trabajo a futuro

El próximo paso para este trabajo podría ser integrar esta máquina de fabricación de hielo a un refrigerador convencional y, con ayuda de una válvula de tres vías, dirigir el gas refrigerante de tal forma que se alimente el sistema del refrigerador o la máquina de fabricación de hielo como se muestra en la figura 6.1.

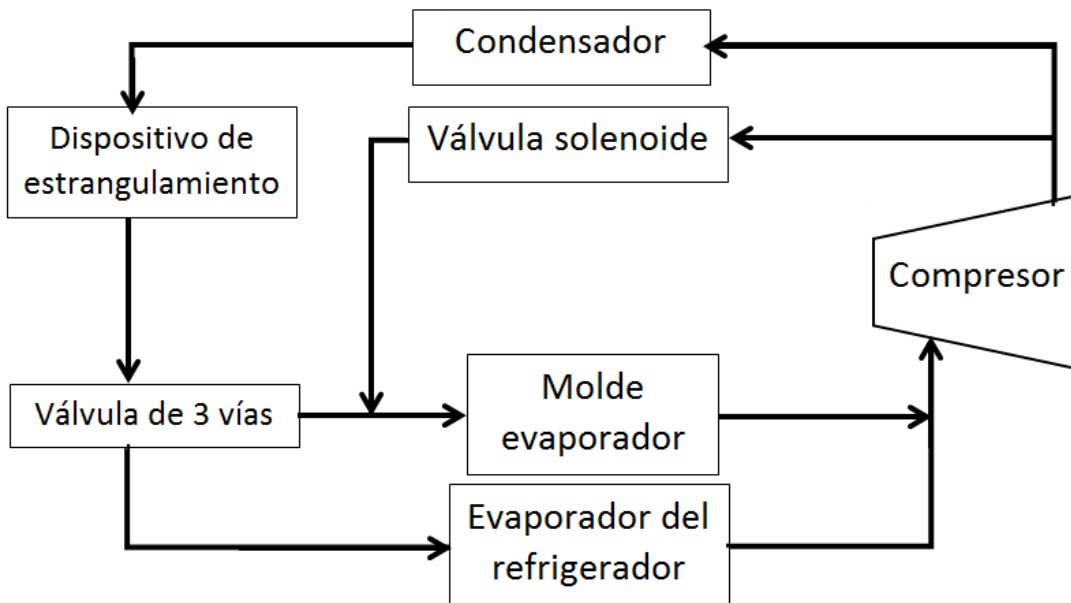


Figura 6.1 . Diagrama para acoplar el molde evaporador a un ciclo de refrigeración utilizado en un refrigerador convencional

Al incluir una máquina de fabricación de hielo bajo demanda en un refrigerador convencional el usuario podría solicitarle a su refrigerador tres o seis hielos y esperar unos minutos para obtenerlos.

Considerando que el hielo adquiere sabor y olor desagradables al estar almacenado es debido a la contaminación debido a agentes externos, se podrían

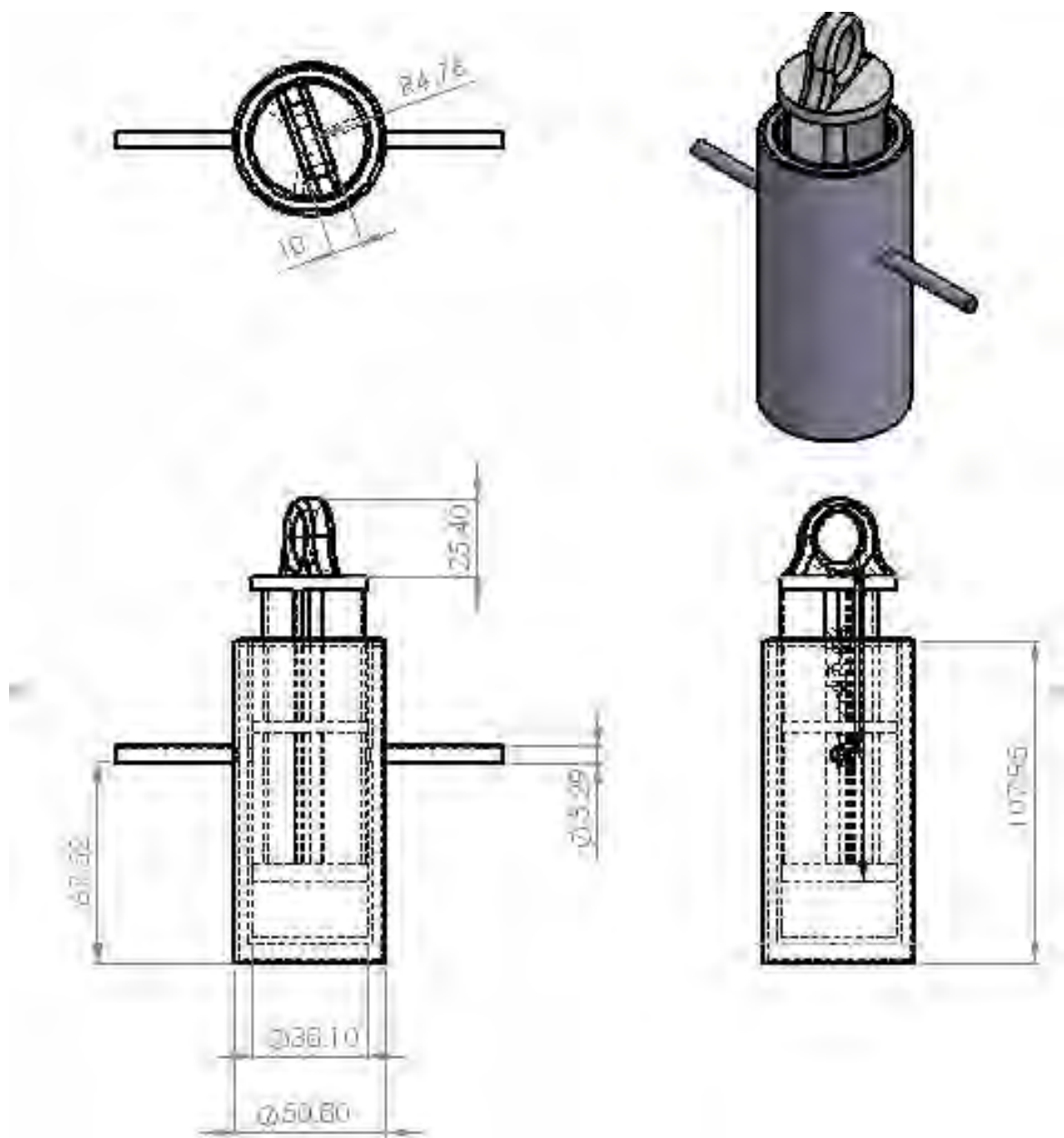
almacenar solamente 6 hielos en el molde sellándolo lo mejor posible y evitar el contacto con agentes contaminantes y así evitar los malos olores, esto evitaría que tengamos que esperar esos minutos para fabricación del hielo y, una vez solicitados los hielos por el usuario, comenzar la fabricación de otros seis hielos que estarán listos en algunos minutos.

Bibliografía

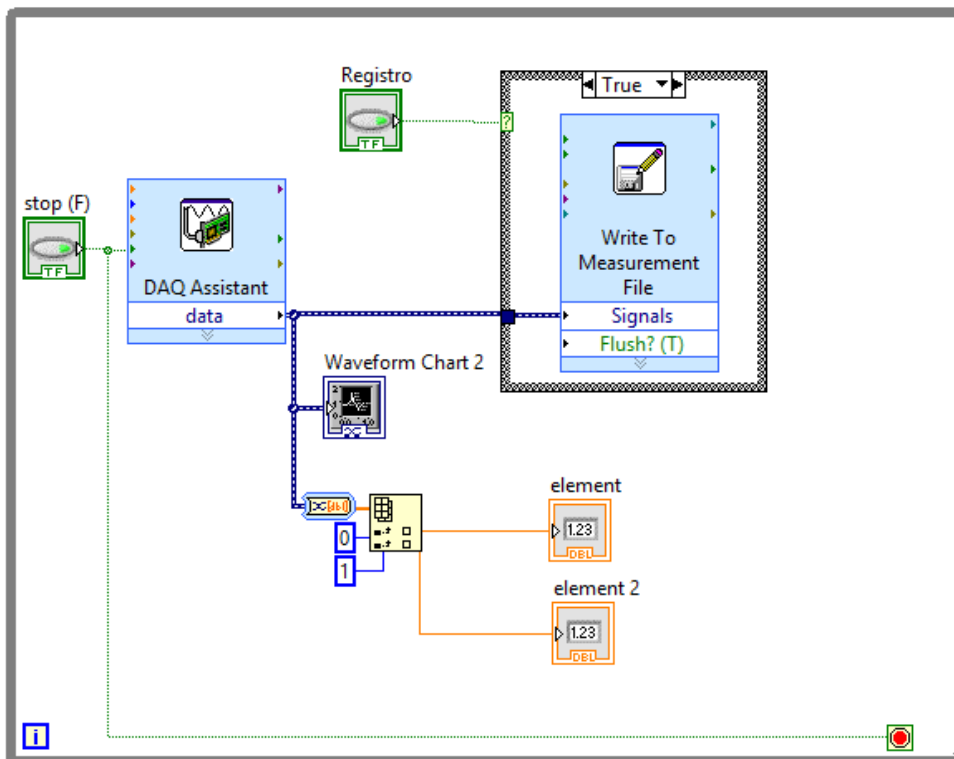
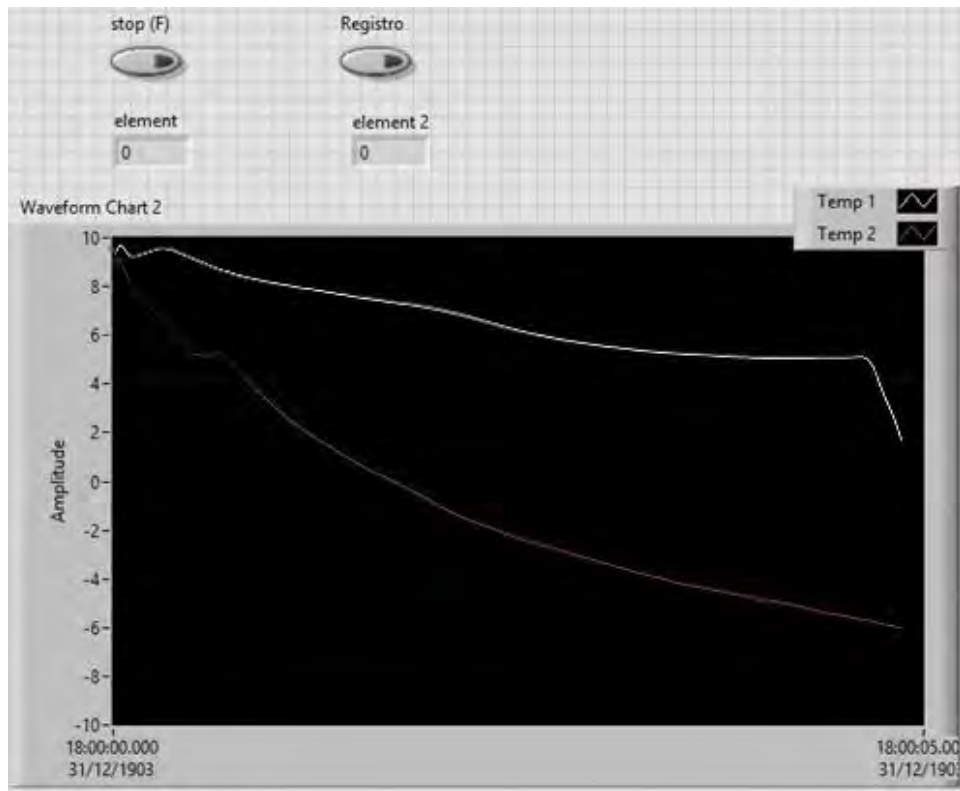
1. Cengel , Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. México D.F.: Mc Graw Hill.
2. Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. México: McGraw Hill.
3. Coronel Toro, J. F. (2014). *Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor*. Sevilla.
4. DuPont Suva. (s.f.). *Refrigerants: Properties, Uses, Storages and Handling*.
5. EMERSON Climate Technologies. (2013). *Manual Técnico de refrigeración y aire acondicionado*.
6. Fricke, B. A., & Becker, B. R. (2006). Sensitivity of freezing time estimation methods to heat transfer coefficient error. *Elsevier*, 350-362.
7. Greco, A., & Vanoli, G. P. (2005). Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a. *International Journal of Refrigeration*, 872-880.
8. Holman, J. P. (1980). *Thermodynamics*. New York: Mc Graw Hill.
9. Holman, J. P. (1999). *Transferencia de Calor*. México: Compañía Editorial Continental.
10. McDonald, A., Bscheiden, B., Sullivan, E., & Marsden, R. (2014). Mathematical simulation of the freezing time of water in small diameter pipes. *Applied Thermal Engineering*, 142-153.
11. Vargas, J. V., & Bejan, A. (1995). Fundamentals of ice making by convection cooling followed by contact melting. *Inf. J. Heat Mass Transfer*, 2833-2841.

Anexos

Anexo 1. Planos del segundo prototipo de molde evaporador



Anexo 2. Interfaz y programa utilizado para la medición de temperaturas



Diseño y Fabricación de una Máquina de Hielo Bajo Demanda

Anexo 3. Especificaciones de la Tarjeta de Adquisición NI 9213

General	
Familia de Productos	Industrial I / O
Tipo de Medida	Temperature Thermocouples
Form Factor	CompactDAQ CompactRIO
Sistema Operativo / Objetivo	Windows
Compatible con RoHS	SI
Entrada Analógica	
Canales de una sola terminal	0
Canales Diferenciales	16
Resolución de Entrada Analógica	24 bits
Velocidad de Muestreo	75 S / s
Rango de Voltaje Máximo	
Rango	-78.125 mV - 78.125 mV
Precisión	38 µV
Muestreo Simultáneo ⓘ	No
Acondicionamiento de Señales	Compensación de unión fría Thermocouples abiertos
Salida Analógica	
Número de Canales	0
E / S Digital	
Canales Bidireccionales	0
Canales de Entrada Únicoamente	0
Canales de Salida Únicoamente	0
Contadores / Temporizadores	
Contadores	0
Especificaciones Físicas	
Longitud	88.11 mm
Ancho	22.86 mm
Conector de E / S	36-position spring terminal
Temperatura de Operación	-40 °C - 70 °C

Diseño y Fabricación de una Máquina de Hielo Bajo Demanda

Anexo 4. Especificaciones de la válvula solenoide utilizada en el prototipo funcional

TYPE CODE	BF115CS	POWER CONS.	10,0 W
WEIGHT	0.297 Kg	POWER CONSUMPT. 50HZ/DC	11,0 W
ACTUATOR SIZE	13.5 mm	POWER CONSUMPT. 60HZ	13,0 W
AMBIENT TEMP.	-40 - 80 °C	POWER CONSUMPT. 50HZ	19 VA
AMBIENT TEMP.	-40 - 175 °F	POWER CONSUMPT. 60HZ	22 VA
APPROVAL	LLC CDC TYSK	PROD. GROUP	Solenoid valves
CABLE LENGTH	40,00 in	PROD. NAME	Solenoid coil
CABLE LENGTH	1,00 m	PACK QTY.	24 PC
COIL CONN.	Cable	SPARE PART CODE NO.	018F6260
COLOUR	BLUE	SUPPLY VOLT.	115 V
EAN NO.	5702428024891	SUPPLY VOLTAGE 50HZ MAX	100 V
	IP67	SUPPLY VOLTAGE 60HZ MAX	115 V
FREQ.	60 HZ	TYPE DESIGNATION	BF115CS
PACK FORMAT	Multi pack		