



---

---

Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

*Diseño conceptual de una máquina de  
hielo rápido*

Tesis

que para obtener el título de  
ingeniero mecánico,

presenta:

Carlos Daniel Cano Solache

Director de tesis

Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich



Cd. Universitaria, octubre 2015



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.

## **Agradecimientos**

Al Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich que me ayudó a descubrir la importancia de la creatividad y la innovación en la ingeniería.

A mis sinodales Francisco Javier Solorio Ordaz, María del Pilar Corona Lira, Vicente Borja Ramírez y Marcelo López Parra por tomarse el tiempo suficiente para revisar mi trabajo, así como darme valiosos consejos para mejorarlo.

A Andrés Huerta por enseñarme los principios técnicos de la refrigeración y ser mi compañero de tesis.

A mi primo Mauricio Cano Blanco por ser uno de los primeros acercamientos que tuve con la ingeniería mecánica, así como apoyarme durante mis estudios.

A Jesús Marini por darme consejos en cuestiones de ingeniería sobre mi tesis y algunos otros sobre mi vida profesional.

A Juan Romero por ser mi amigo y compañero durante todos los semestres en la Facultad, así como un gran ingeniero.

A Sergio Arzamendi, Erick Castañeda, Reyes Huesca, Rodolfo Toledo, Álvaro Ayala, Rolando Peralta, Isaac Ramírez, Roberto Zenit, Prudencio Cabrera, Miguel Gallegos, Mariano García, Jorge Naude, Ortiz Prado, Franciso Cuenca y Eduardo Medina por ser parte fundamental en mi formación como ingeniero.

A Marlén Verenice Carmona Márquez por ser una de las más fuertes motivaciones para superarme día a día.

A Ricardo Jiménez y Thalia López por ser mis mejores amigos.

A mis padres por sacrificar su dinero, su descanso, su tiempo, su esfuerzo, su diversión y su paciencia para apoyarme durante toda mi vida y para lograr mi sueño de convertirme en ingeniero mecánico. Además, por enseñarme tantas cosas en la vida y amarme sin pedir nada a cambio.

A mis hermanos, a los que admiro mucho, por estar siempre a mi lado y demostrarme la diversidad en los caminos de la vida que pueden llevar a la felicidad.

A Dios por darme el regalo de la vida.

# Índice

<b>1. Introducción</b>	<b>6</b>
<b>2. Descripción del problema</b>	<b>7</b>
2.1. Definición del problema	7
2.2. Objetivos	7
2.3. Alcances	7
<b>3. Marco teórico</b>	<b>8</b>
3.1. El refrigerador doméstico	8
3.2. Máquinas de hielo comerciales	15
3.3. Sistema de refrigeración en cascada	20
<b>4. Diseño conceptual</b>	<b>23</b>
4.1. Identificación de necesidades	23
4.2. Especificaciones	23
4.3. Propuestas	24
4.4. Evaluación	30
<b>5. Diseño y fabricación de un prototipo de función</b>	<b>40</b>
5.2. Diseño y fabricación del molde-evaporador	40
5.3. Fabricación del sistema de refrigeración	43
5.4. Evaluación del prototipo de función	46
<b>6. Presentación del concepto final</b>	<b>49</b>
6.1. Resumen del concepto final	49
6.2. Componentes	50
6.3. Descripción del funcionamiento	53

6.4.Producción estimada de hielo	55
<b>7. Conclusiones</b>	<b>57</b>
<b>Bibliografía y referencias</b>	<b>60</b>
<b>Anexos</b>	<b>62</b>

## Nomenclatura

$A_s$  – Área superficial

$Bi$  – número adimensional de Biot

$Cp_{vs}$  – capacidad calorífica volumétrica por encima del punto de congelación

$Cp_{vc}$  – capacidad calorífica volumétrica por debajo del punto de congelación

$D$  – Longitud característica

$f$  – coeficiente convectivo o de película

$h$  – entalpía

$\Delta H_{v10}$  – cambio volumétrico de entalpía entre la temperatura inicial y la temperatura final

$k$  – conductividad térmica

$k_c$  – conductividad térmica por debajo del punto de congelación

$L_{vf}$  – entalpía volumétrica de fusión

$L_{vb}$  – entalpía volumétrica de ebullición

$\dot{m}$  – flujo másico

$Nu$  – número adimensional de Nusselt

$P$  – factor geométrico

$Pl$  – número adimensional de Plank

$\dot{Q}$  – potencia calorífica o calor transferido por unidad de tiempo

$R$  – factor geométrico

$r$  – factor geométrico

$Re$  – número adimensional de Reynolds

$s$  – factor geométrico

$Ste$  – número adimensional de Stefan

$T_{alr}$  – temperatura de los alrededores

$T_c$  – temperatura de congelación

$T_i$  – temperatura inicial

$T_s$  – temperatura superficial

$T_\infty$  – temperatura del medio de convección

$t_c$  – tiempo de congelación

$\dot{W}$  – potencia

$\beta_1$  –  $\frac{\text{Segunda dimensión más corta}}{\text{Dimensión más corta}}$

$\beta_2$  –  $\frac{\text{Dimensión más larga}}{\text{Dimensión más corta}}$

$\varepsilon$  – emisividad

$\rho$  – densidad

$\sigma$  – constante de Stefan-Boltzmann

# 1. Introducción

Actualmente, las máquinas dispensadoras de hielo acopladas al refrigerador tienen el inconveniente que para disponer del hielo en el momento que se requiere es necesario almacenarlo durante algún tiempo, por lo cual, el hielo termina por tener un mal sabor y, si se vacían estos almacenes, tarda más de una hora en fabricarse hielo nuevo. Estos son algunos de los problemas que trato de resolver en esta tesis mediante el diseño conceptual de una máquina de hielo rápido, entendiendo por “rápido” que sea capaz de producir hielo en menos de 10 minutos.

Es necesario aclarar que esta tesis es sólo una parte de un proyecto mucho más completo, el cual planea realizar la ingeniería de detalle y la construcción de un prototipo funcional de una máquina de hielo rápida acoplada a un refrigerador. Es por eso que el ingeniero mecánico Andrés Huerta Cruz colaboró con la lluvia de ideas, así como en la construcción del prototipo rápido de función que se presenta en el capítulo 5. De aquí en adelante, al utilizar la tercera persona me refiero a actividades, juicios o ideas que realizamos en conjunto (Andrés y yo); por el contrario, al usar la primera persona me refiero a actividades, juicios o ideas que son completamente mías.

Este trabajo consta de 7 capítulos.

En el capítulo 2: expongo detalladamente el problema que trato de resolver, los objetivos planteados a lograr, los alcances y el proceso de trabajo que utilicé para realizar este trabajo.

En el capítulo 3: expongo un breve resumen de los temas relevantes de lo que considero necesario para que el lector sea capaz de entender este trabajo.

En el capítulo 4: identifico con detalle las necesidades de la máquina de hielo y con base en estas, asigno especificaciones al concepto final que si bien no son categóricas, me sirvieron de guía para el diseño; se presentan las principales propuestas consideradas para la máquina de hielo y su respectiva evaluación en cuanto al cumplimiento de las especificaciones.

En el capítulo 5: se presentan las consideraciones de diseño y los pasos fabricación de un prototipo rápido de función que se consideró necesario para corroborar la rápida congelación de la propuesta elegida, así como la evaluación y el conocimiento obtenido a partir del mismo.

En el capítulo 6: presento el concepto final de la máquina de hielo, sus componentes, su principio de funcionamiento y la producción estimada de hielo.

En el capítulo 7: presento mis conclusiones, así como algunas recomendaciones para la continuación de este proyecto.

## **2. Análisis del problema**

### **2.1. Definición del problema**

Los refrigeradores modernos no sólo se concentran en la preservación de alimentos perecederos, también aprovechan su capacidad de producir frío para dispensar agua fría y producir hielo macizo.

El hielo suele utilizarse para el enfriamiento de bebidas y un lote de 10 hielos (157g) tarda un poco más de 2 horas en producirse. Este tiempo excesivo conlleva a la necesidad de mantener una producción continua de hielo hasta llenar un contenedor de almacenamiento, esto con la finalidad de que el usuario disponga de hielo en cualquier momento. Lo anterior trae consigo los siguientes problemas:

- Mayor tamaño del refrigerador debido al contenedor de almacenamiento de hielo.
- Gasto energético para evitar que el hielo almacenado se derrita.
- Mal sabor y olor de los hielos debido a un excesivo tiempo de almacenamiento.
- Excesivo tiempo de espera para obtener hielo en caso de que el contenedor de almacenamiento se vacíe.

Estas situaciones se han identificado como oportunidades para mejorar la máquina de hielo en el refrigerador doméstico mediante un aumento drástico en la velocidad de congelación de la máquina.

### **2.2. Objetivos**

Explorar, proponer y evaluar de manera técnica y económica diversos métodos para fabricar hielo fresco a una velocidad mucho mayor que en la actualidad, para después elegir el más adecuado y diseñar de manera conceptual una máquina de hielo, acoplada a un refrigerador doméstico, que sea capaz de fabricarlo en cuestión de minutos.

### **2.3. Alcances**

El resultado de esta tesis será la generación de una propuesta a nivel conceptual de una máquina de hielo rápido capaz de acoplarse con facilidad a un refrigerador, así como la documentación que sustenta la elección de esta propuesta desde un punto de vista técnico y económico. La ingeniería de detalle queda fuera del alcance de esta tesis.



# 3. Marco teórico

## 3.1. El refrigerador doméstico

El refrigerador doméstico es un electrodoméstico que consiste en un armario aislado térmicamente que, por lo general, se compone de dos compartimientos: el compartimiento de comida fresca, con temperaturas que van de 1.7 a 4.4 °C y el compartimiento de congelación, con temperaturas que van de -17.7 a -23 °C. Su aplicación usual es la conservación de alimentos y el enfriamiento de bebidas para su consumo más agradable aunque algunas máquinas modernas tienen dispensadores de agua y son capaces de producir hielos de manera automática.

### Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Todos los refrigeradores domésticos utilizan el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En su forma ideal, este ciclo se compone de 4 procesos para un fluido de trabajo llamado refrigerante:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

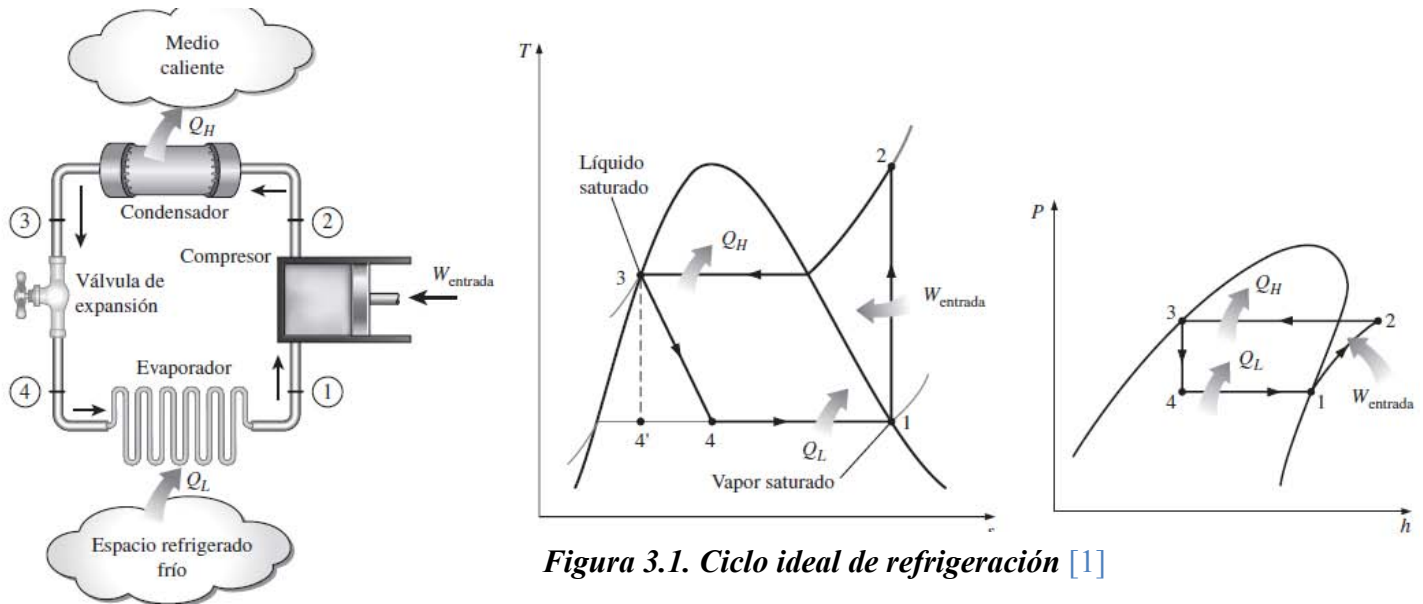


Figura 3.1. Ciclo ideal de refrigeración [1]

En un ciclo ideal, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo

capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

En la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión como para que entre al compresor como vapor saturado. En cambio, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña. [1]

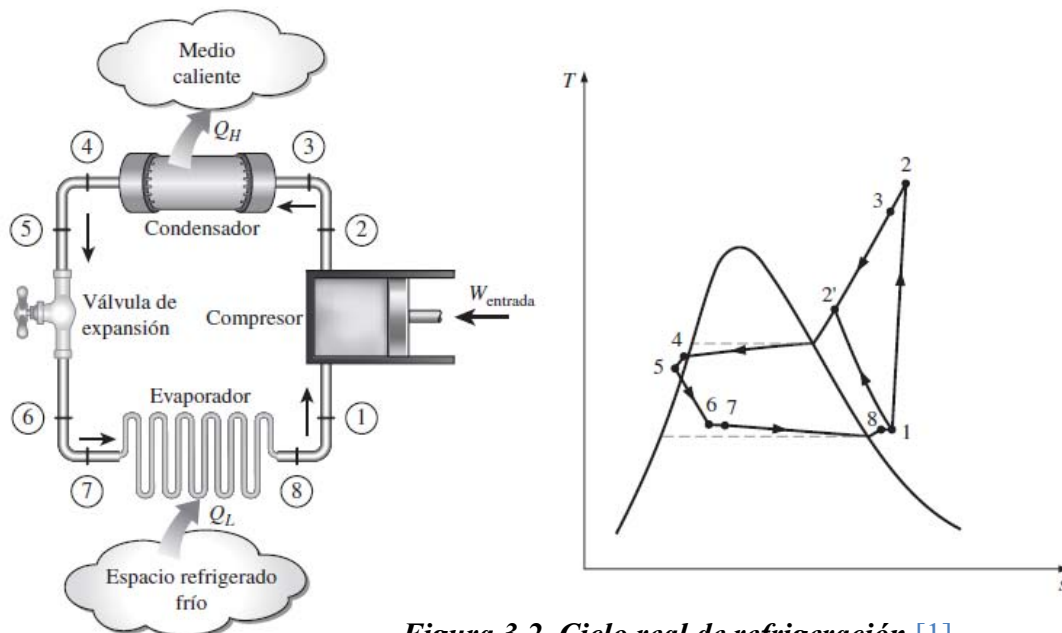


Figura 3.2. Ciclo real de refrigeración [1]

### Evaporador

El evaporador es la superficie que absorbe calor proveniente de los alimentos y puede ser de tiro natural o tiro forzado. Los evaporadores de tiro natural utilizan las corrientes de convección natural para hacer circular el aire

a través del espacio refrigerado; mientras que, los evaporadores de tiro forzado utilizan ventiladores para mover el aire a través del evaporador. El ventilador mejora la eficiencia del evaporador y permite reducir su tamaño; sin embargo, algunos evaporadores se fabrican de tiro natural por economía y simplicidad.

Los evaporadores de tiro forzado están hechos de una tubería enrollada, de cobre o aluminio, con aletas de aluminio.

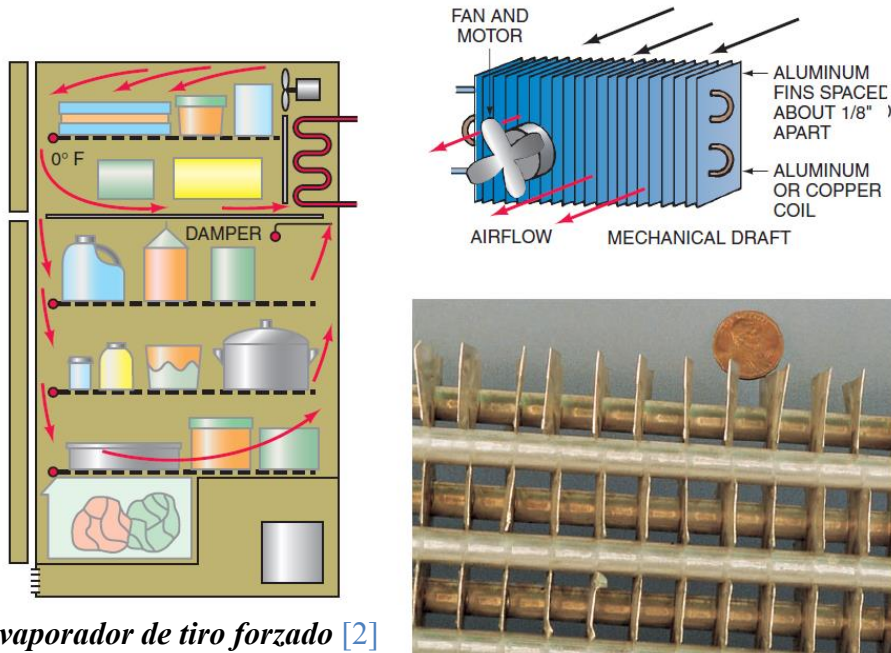


Figura 3.3. Evaporador de tiro forzado [2]

El refrigerador debe mantener dos diferentes compartimientos a dos distintas temperaturas con un solo compresor, por lo que, debe trabajar bajo condiciones para el compartimiento con la más baja temperatura. El aire fluye a través del congelador, para llegar con una temperatura más alta al compartimiento de comida fresca; otro método, consiste en tener dos evaporadores en serie, uno para el congelador y otro para el compartimiento de comida fresca.

Los evaporadores de tiro natural son, por lo general, del tipo de placa plana con tubería de acero por donde pasa el refrigerante y unido por alambre de acero para agregar resistencia. La comida en el congelador puede estar soportada por el mismo evaporador; mientras que, el aire fluye del congelador al compartimiento de comida fresca.

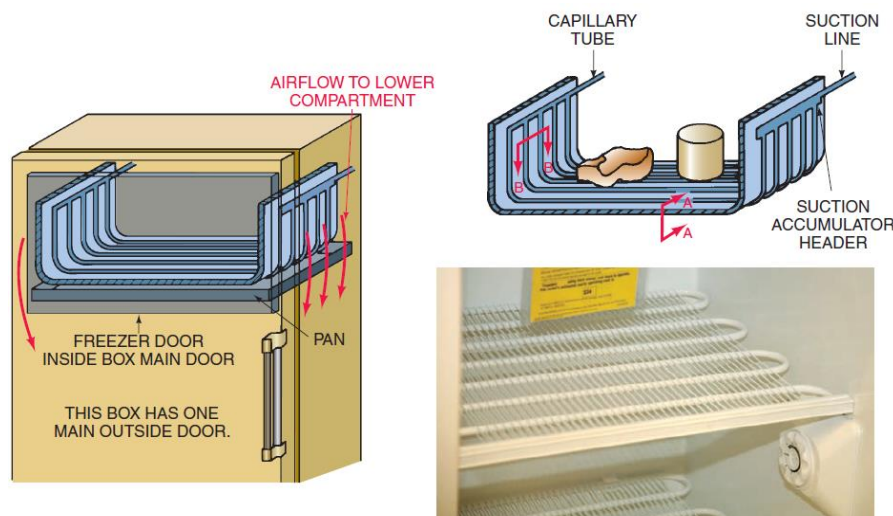


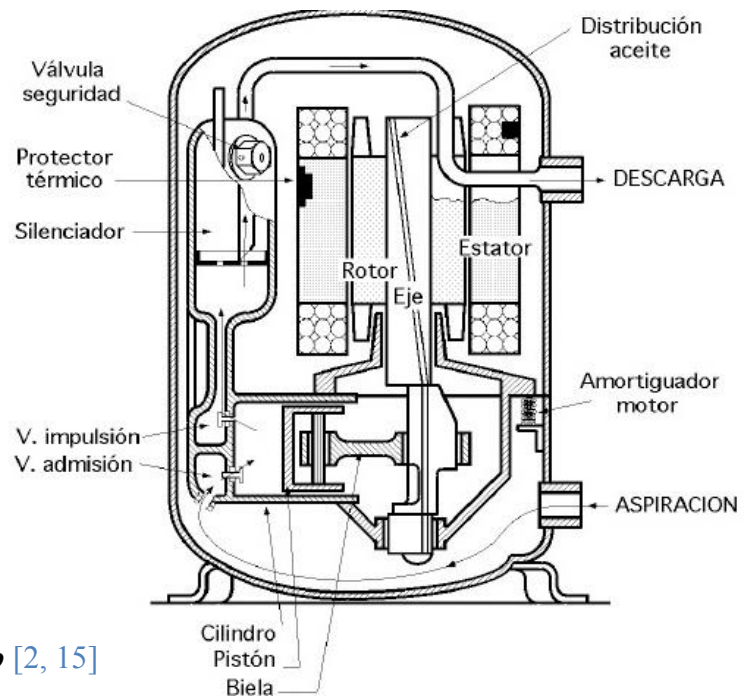
Figura 3.4. Evaporador de tiro natural [2]

Dado que el evaporador está a menor temperatura que los alrededores, la humedad del aire se condensa en él y eventualmente, se congela y se forma escarcha en el evaporador. Esta escarcha debe ser retirada pues entorpece la transferencia de calor del evaporador, lo que resulta en un sistema menos eficiente. Se puede retirar la escarcha de manera manual al apagar la unidad, retirar la comida y utilizar el calor del cuarto o algún calentador externo; sin embargo, hay refrigeradores que retiran la escarcha de manera automática mediante una resistencia eléctrica cercana al evaporador. [2]

## Compresor

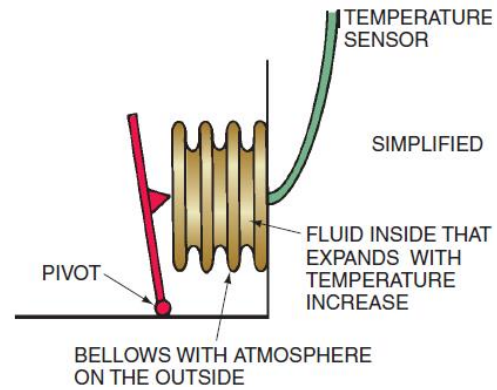
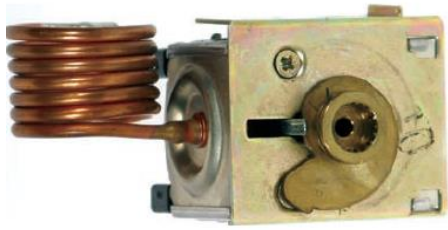
Los compresores usados en refrigeradores domésticos son de desplazamiento positivo, ya sean recíprocos o rotatorios, y están herméticamente sellados (mediante soldadura). Van de 1/10 a 1/3 HP según el tamaño del electrodoméstico. Ellos tienen tubería de cobre o acero y por lo común, tiene un diámetro exterior de 1/4, 5/16 o 3/8 de pulgada. Este tipo de compresores no requieren mantenimiento y están hechos para durar 20 años o más.

El compresor está localizado en la parte inferior del refrigerador y se puede acceder a él por detrás. Los compresores están internamente montados en resortes y externamente en unas patas de caucho para mitigar las vibraciones.



**Figura 3.5. Compresor de un refrigerador doméstico** [2, 15]

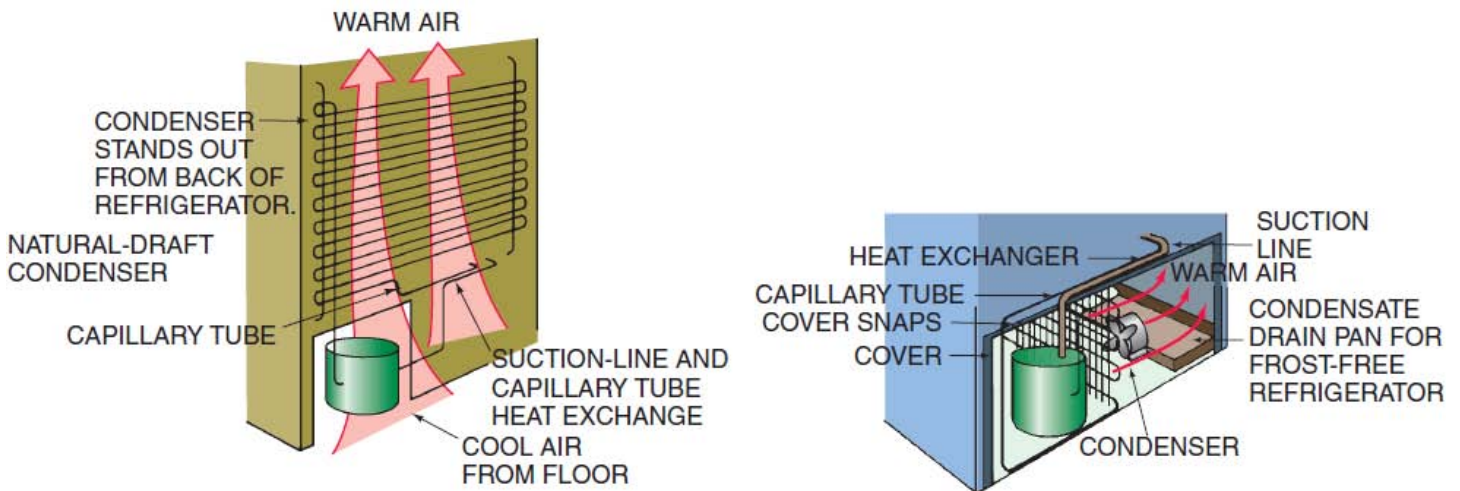
Para mantener el control de la temperatura en el refrigerador y congelador, se utiliza un termostato. Éste mide la temperatura del suministro de aire en el congelador en los refrigeradores que remueven la escarcha de manera automática; en los refrigeradores con doble evaporador, mide la temperatura en la tubería del evaporador en el compartimiento de comida fresca; y en los que la remoción de la escarcha es manual, mide la temperatura del evaporador en el congelador. Una vez que se alcanza una cierta temperatura, el termostato interrumpe la corriente eléctrica en el compresor y éste deja de funcionar. [2]



**Figura 3.6. Termostato de un refrigerador y su funcionamiento simplificado [2]**

### Condensador

Todos los condensadores de los refrigeradores domésticos son enfriados por aire. El condensador puede ser enfriado mediante convección natural o por convección forzada (ventilador). En el caso de los condensadores de convección natural, por lo general son fabricados de acero, tienen una malla de acero para agregar resistencia y están colocados en la parte trasera del refrigerador; mientras que, los condensadores de convección forzada están colocados en la parte trasera y de abajo del refrigerador, consisten en tubería aletada por la que pasa una corriente de aire que es inducida por un ventilador. [2]

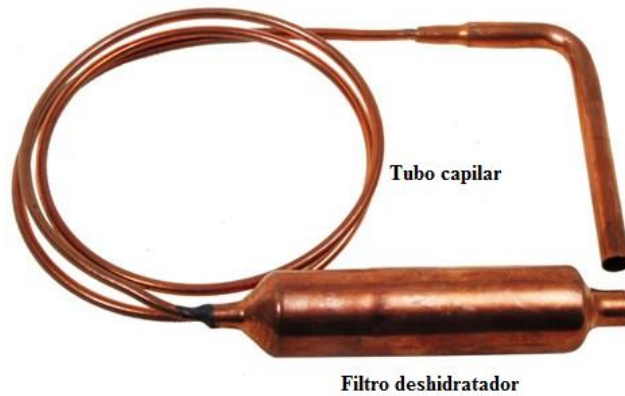


**Figura 3.7. Condensador de un refrigerador [2]**

### Tubo capilar

En lugar de utilizar una válvula de expansión, el sistema de refrigeración en un refrigerador usa un tubo capilar. Suelen ser de cobre y la cantidad de refrigerante que fluye es determinado por el diámetro y la longitud del mismo. El tubo está diseñado para que pase una cierta cantidad de refrigerante a unas condiciones típicas de habitación de 18.3 a 35 °C. [2]

Antes del tubo capilar, suele soldarse un filtro deshidratador que retiene partículas no deseadas y la humedad del refrigerante, esto con la finalidad de evitar que la humedad se congele en el tubo capilar o alguna otra partícula entre y obstruya el mismo. [3]



*Figura 3.8. Tubo capilar de cobre y filtro deshidratador [16]*

### Condiciones típicas de operación

Todos los refrigeradores modernos funcionan con el refrigerante R-134<sup>a</sup> (aunque los antiguos funcionan con el R-12 que actualmente está prohibido por el protocolo de Montreal). [2]

<b>Formula química</b>	<b><math>CH_2FCF_3</math></b>
<b>Punto de ebullición (101.325kPa)</b>	<b>-26.06°C</b>
<b>Temperatura crítica</b>	<b>101.08°C</b>
<b>Presión crítica</b>	<b>4060.3kPa (abs)</b>
<b>Entalpía de vaporización en el punto de ebullición</b>	<b>217.2kJ/kg</b>
<b>Potencial de agotamiento del ozono</b>	<b>0</b>
<b>GWP (100 años, para CO<sub>2</sub>, GWP = 1)</b>	<b>1200</b>
<b>Inflamabilidad</b>	<b>No</b>
<b>Límite de exposición (8-12 hrs)</b>	<b>1000ppm</b>

*Tabla 3.1. Características principales del R-134a [4]*

La temperatura a la entrada del evaporador por lo general es de -24.4 °C que corresponde a una presión de 108.9 kPa. La presión en el evaporador debe estar un poco por encima de la atmosférica porque en caso de una fuga, una presión menor ocasionaría la entrada de aire al sistema.

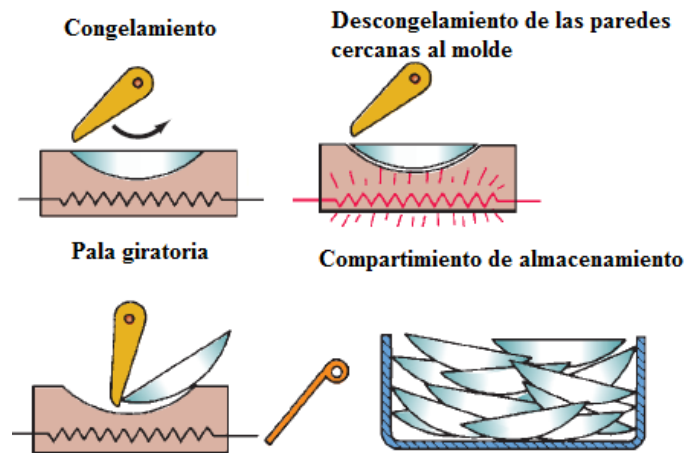
Si el condensador es de convección natural, debe ser capaz de condensar el refrigerante 16.7 y 19.4 °C por encima de la temperatura ambiente; mientras que, si es de convección forzada, debe ser capaz de condensarlo 11.1 °C por encima de la temperatura ambiente. [2]

## Fabricación de hielo en refrigeradores domésticos

En los refrigeradores más antiguos, la fabricación de cubos de hielo suele hacerse llenando un molde con agua de manera manual. Para después colocarlo dentro del congelador y esperar que se congelen.

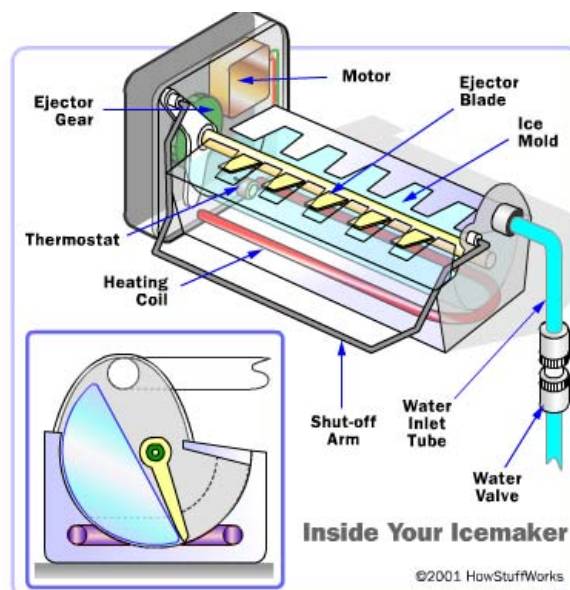
Los refrigeradores más nuevos, están equipados con una máquina automática de hielos y un dispensador de agua. Ésta máquina automática de hielos funciona comúnmente de la siguiente forma: una válvula solenoide es abierta para dejar pasar el flujo de agua a través de un filtro y posteriormente llenar un molde. Una vez que ha pasado suficiente tiempo para que se hayan formados los cubos de hielo, una resistencia eléctrica calienta el molde para que el hielo cercano al molde se derrita y así pueda removerse con facilidad. El hielo se remueve mediante una pala giratoria que retira el hielo del molde. Estos son llevados hasta un compartimento de almacenamiento, ya sea por efecto de la gravedad y a través de una rampa o mediante un mecanismo. El proceso se repite hasta que el compartimento de almacenamiento esté lleno.

*Figura 3.9. Proceso de fabricación de hielo en un refrigerador [2]*



La cantidad de hielo que una máquina de hielo de un refrigerador doméstico puede producir depende de numerosos factores como la temperatura del congelador, la carga térmica en el dispositivo, y el número de veces y el tiempo que la puerta del congelador es o permanece abierta. Una máquina de este tipo produce, por lo común, entre 3 y 5 libras de hielo por día, dependiendo del modelo y de las condiciones ya mencionadas. [2]

*Figura 3.10. Esquema de la máquina de hielo de un refrigerador [17]*



## 3.2. Máquinas de hielo comerciales

### Hojuelas de hielo

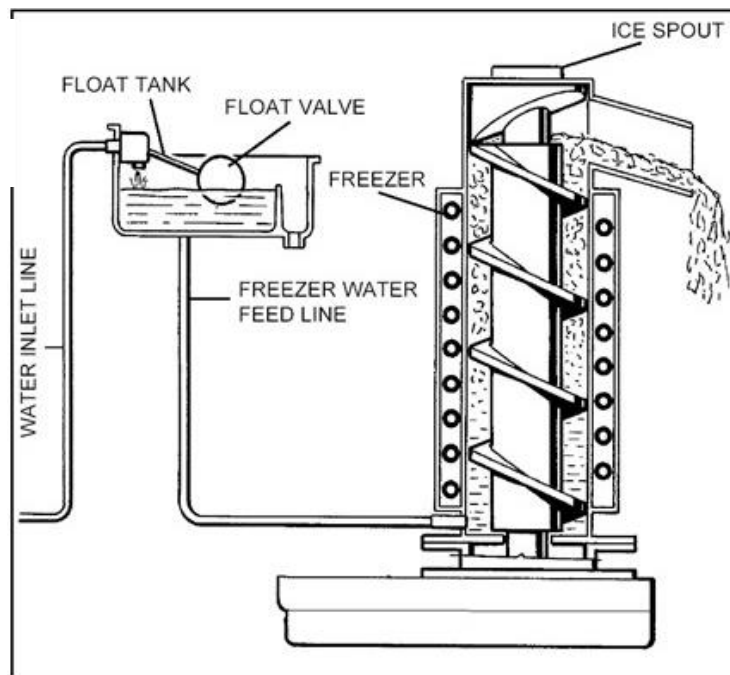
Las hojuelas de hielo son piezas de hielo muy delgadas. Tienen una mayor área superficial por volumen que el hielo macizo, por lo que se derriten más rápido que éste. Se requiere de una menor cantidad de hielo para llenar un vaso con hojuelas de hielo que con hielo macizo.



*Figura 3.11. Hojuelas de hielo [18]*

Las hojuelas de hielo son hechas normalmente en un cilindro vertical que está refrigerado por medio de un evaporador en el exterior. 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 3.12. Esquema de una máquina de hielo en hojuelas [19]*



Para mover el transportador helicoidal se usa un arreglo de engranes al que se le transmite la potencia mediante un motor eléctrico (con una reducción de 1725 a 9 o 16 rpm), que puede estar situado en la parte de arriba del

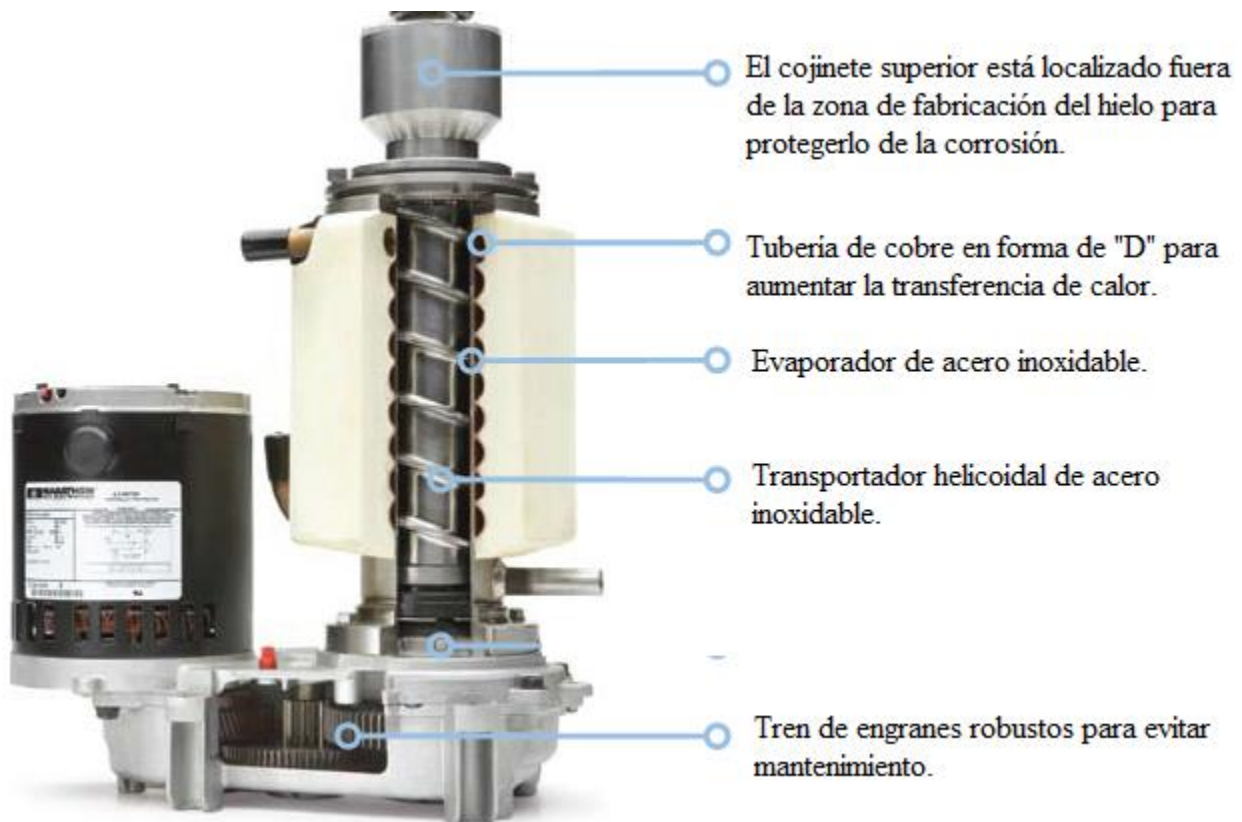


transportador o debajo de éste. Entre el eje del transportador y motor engranado, debe existir un sello. Cuando el motor engranado está en la parte de arriba, el sello evitará la entrada de aceite que contamine el hielo; por el contrario, si el motor engranado se sitúa por debajo, el sello evitará la entrada de agua a la caja de engranes.

El nivel del agua en el evaporador es determinante mediante una válvula de flotador localizada encima del evaporador.

El ciclo de refrigeración en estas máquinas es sencillo. Una válvula de expansión termostática, una válvula automática de expansión o un tubo capilar pueden ser usados. Sin embargo, las máquinas modernas incorporan válvulas de expansión termostática por cuestiones de eficiencia y capacidad. Cuando se usan este tipo de válvulas, incrementos de 3 o 4°F son comunes en el sobrecalentamiento del refrigerante.

Por lo común, el evaporador es un cilindro metálico envuelto por la tubería del refrigerante y con más de una válvula de expansión usada en paralelo para una mejor distribución del refrigerante a través del evaporador. El cilindro puede estar hecho de latón, cobre o acero inoxidable. El cilindro y la tubería están cubiertos de aislamiento rígido. El resto del sistema de refrigeración no es diferente de cualquier otro, conteniendo una línea de succión, un compresor, un condensador enfriado por aire o agua, línea de líquido, una válvula de expansión y un evaporador. Una válvula de regulación de presión en el evaporador es usada para prevenir una presión mínima en el evaporador. Una válvula automática de expansión es usada cuando se requiere una presión constante en el evaporador. [2]

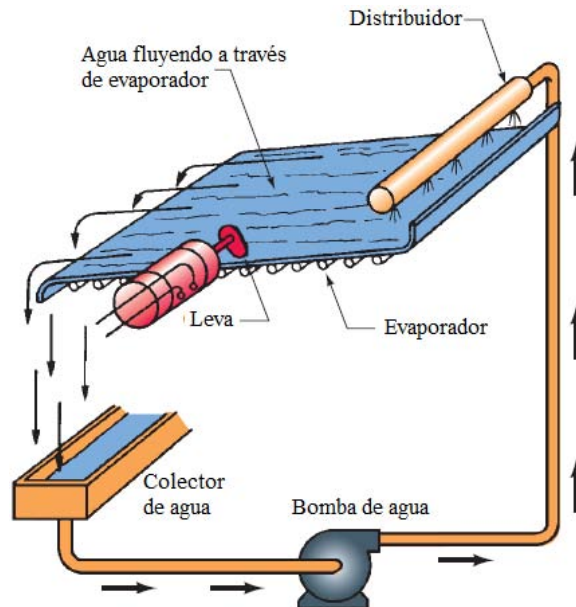


**Figura 3.13. Máquina de hielo en hojuelas [19]**

## Placa de hielo a cubos de hielo

Una manera de fabricar cubos de hielo es utilizar una lámina metálica por un evaporador en forma de placa. Los tubos por donde se evapora el refrigerante pasan por uno de los lados de la placa; mientras que, por el otro lado se mantiene circulando agua que eventualmente se congelará y se adherirá a la placa metálica. Una vez que se tiene el espesor deseado, la placa de hielo es ligeramente descongelada para que se desprege del evaporador. La placa cae o se desliza hacia una rejilla de alambres de corte. Estos cables tienen un voltaje muy bajo (aproximadamente 5V) para proveer suficiente calor para cortar el hielo con diferentes geometrías.

*Figura 3.14. Máquina de hielo [2]*

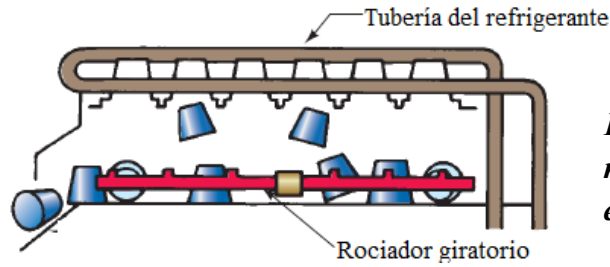
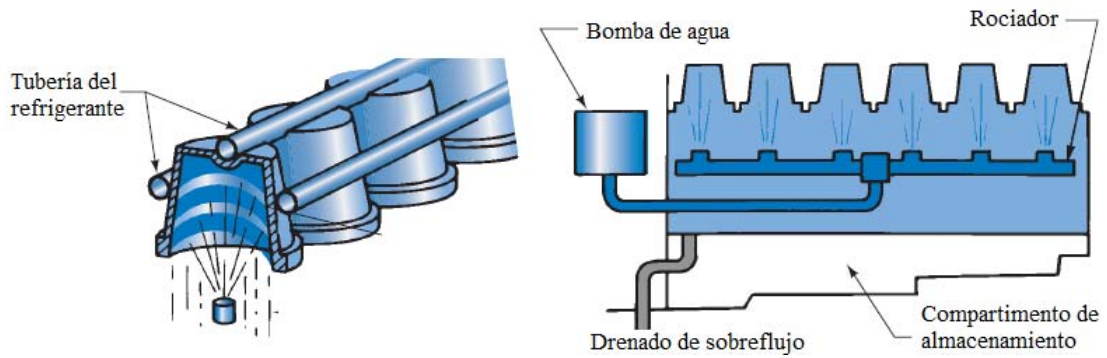


Estos sistemas ya no se fabrican, sin embargo, es posible encontrar algunos de éstos en operación. [2]

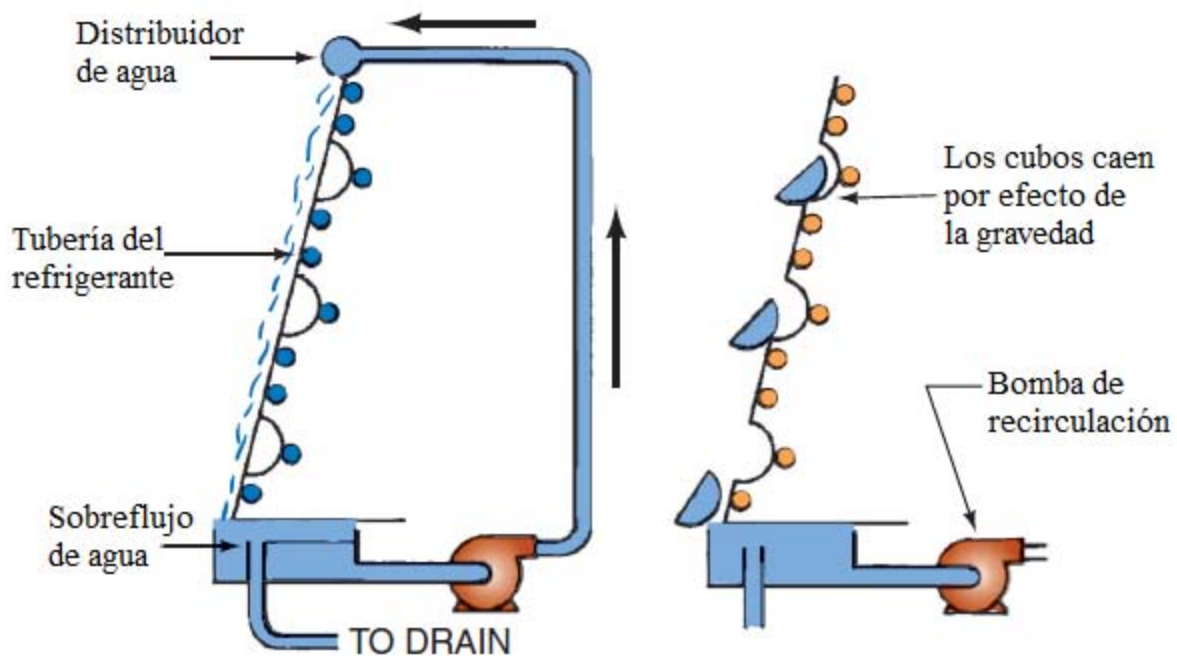
## Cubos de hielo hechos en molde

En este método, se rocía agua o se circula agua a través de un evaporador que tiene la geometría final deseada de los cubos. El agua que no se congela, cae en un colector para posteriormente ser recirculada. Una vez que el hielo está hecho, inicia el ciclo de descongelamiento y los hielos caen. El evaporador puede ser vertical u horizontal. Suele usarse el mismo refrigerante para el ciclo de descongelamiento, esto puede llevarse a cabo mediante una válvula inversora de cuatro vías.

Cuando el evaporador es horizontal el agua es rociada dentro del evaporador; mientras que, cuando el evaporador es vertical, se deja circular agua a través del evaporador. Si el flujo de agua es muy lento, los minerales pueden congelarse, lo que resultaría en un hielo nublado.

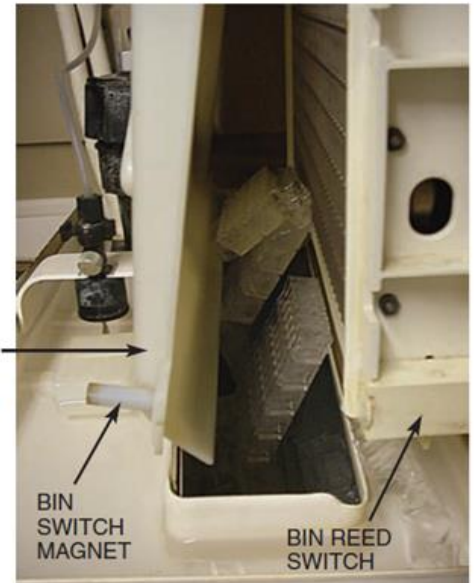
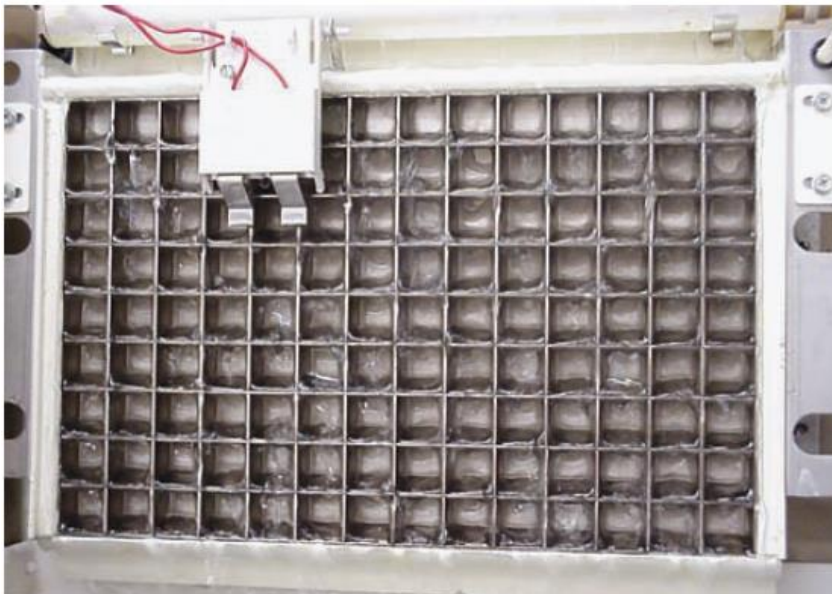


**Figura 3.15. Esquema de una máquina de cubos de hielo con evaporador horizontal [2]**



**Figura 3.16. Esquema de una máquina de cubos de hielo con evaporador vertical [2]**

En los evaporadores verticales, se tiene una pequeña abertura en cada celda para que el agua pueda circular sin ningún problema a través de toda el área superficial del molde. [2]

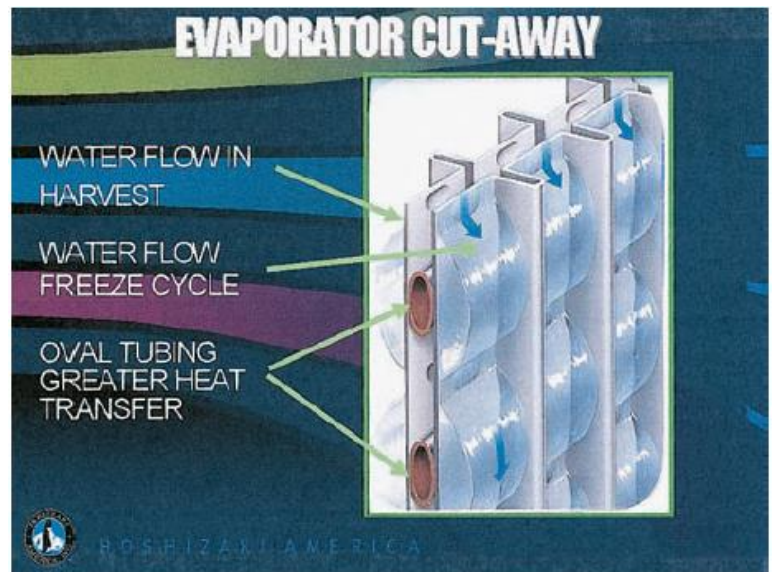


**Figura 3.17. Evaporador vertical de cubos de hielo [2]**

### **Cubos de hielo en forma de media luna**

Para fabricar hielos con esta geometría, se hace circular agua sobre la cara de un evaporador plano mientras que en la otra cara hay tubo soldado a la placa, por donde pasa el refrigerante, en intervalos regulares. El área más fría es donde el tubo de cobre está en contacto con la placa del evaporador, por lo que, aquí empieza a formarse el hielo y continua creciendo hacia el exterior en una forma de media luna.

**Figura 3.18. Esquema de un evaporador de hielos en forma de media luna [2]**



Conforme el agua se congela, el nivel del reservorio de agua va cayendo hasta que una válvula de flotador detiene la circulación del agua. Para el ciclo de descongelamiento se utiliza el mismo refrigerante de la tubería de cobre. Se puede hacer circular agua a través de la tubería de cobre para aumentar la transferencia de calor durante el ciclo de descongelamiento. [2]

## Sistema de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas y el intervalo de temperatura que involucran es demasiado grande para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un gran intervalo de temperatura significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor recíprocante. 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 con puntos de ebullición progresivamente más bajos. 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, 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). [1]

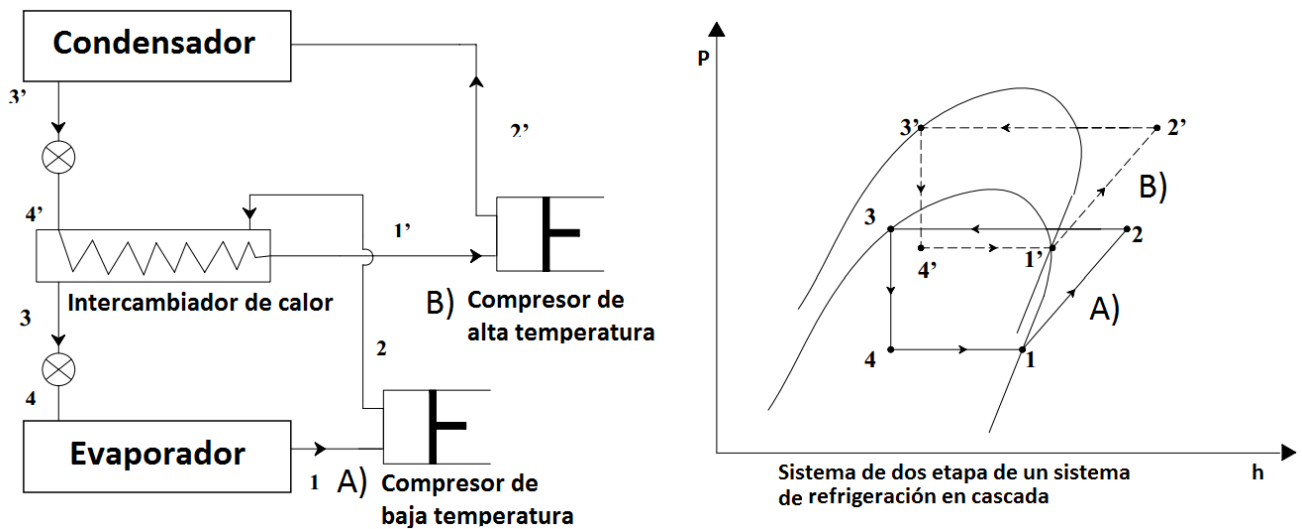


Figura 3.19. Ciclo ideal de refrigeración ideal en cascada

El sistema de temperatura más alta usa refrigerantes comerciales (R-134a, R-22, R-404a o R-717); la temperatura de evaporación es aproximadamente de  $-23$  a  $-45^{\circ}\text{C}$  y la condensación es a condiciones normalmente ambientales. Comercialmente hay compresores recíprocantes y de tornillo que operan a esas condiciones. [7]

Para el sistema de baja temperatura suele usarse R-404a y R-508b aunque es posible usar otros tipos de refrigerantes además de los citados. Todo dependerá del criterio usado por el diseñador.

Refrigerante	R-508b	R-404a
Formula química	$\text{CHF}_3/\text{CF}_3\text{CF}_3$ (46/54% en peso)	$\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_3\text{CF}_3/\text{CH}_2\text{FCF}_3$ (44/52/4% en peso)
Punto de ebullición (101.325kPa)	$-88.27^{\circ}\text{C}$	$-46.45^{\circ}\text{C}$
Temperatura crítica	$14^{\circ}\text{C}$	$72.07^{\circ}\text{C}$
Presión crítica	3926kPa (abs)	3731.05kPa (abs)
Entalpía de vaporización en el punto de ebullición	168.2kJ/kg	202.1kJ/kg
Potencial de agotamiento del ozono (R-12=1)	0	0

<b>GWP (100 años, para CO<sub>2</sub>, GWP = 1)</b>	13326	3922
<b>Inflamabilidad</b>	No	No
<b>Límite de exposición (8-12 hrs)</b>	1000ppm	1000ppm

*Tabla 3.2. Características principales del R-508b y el R-404a [5,6]*

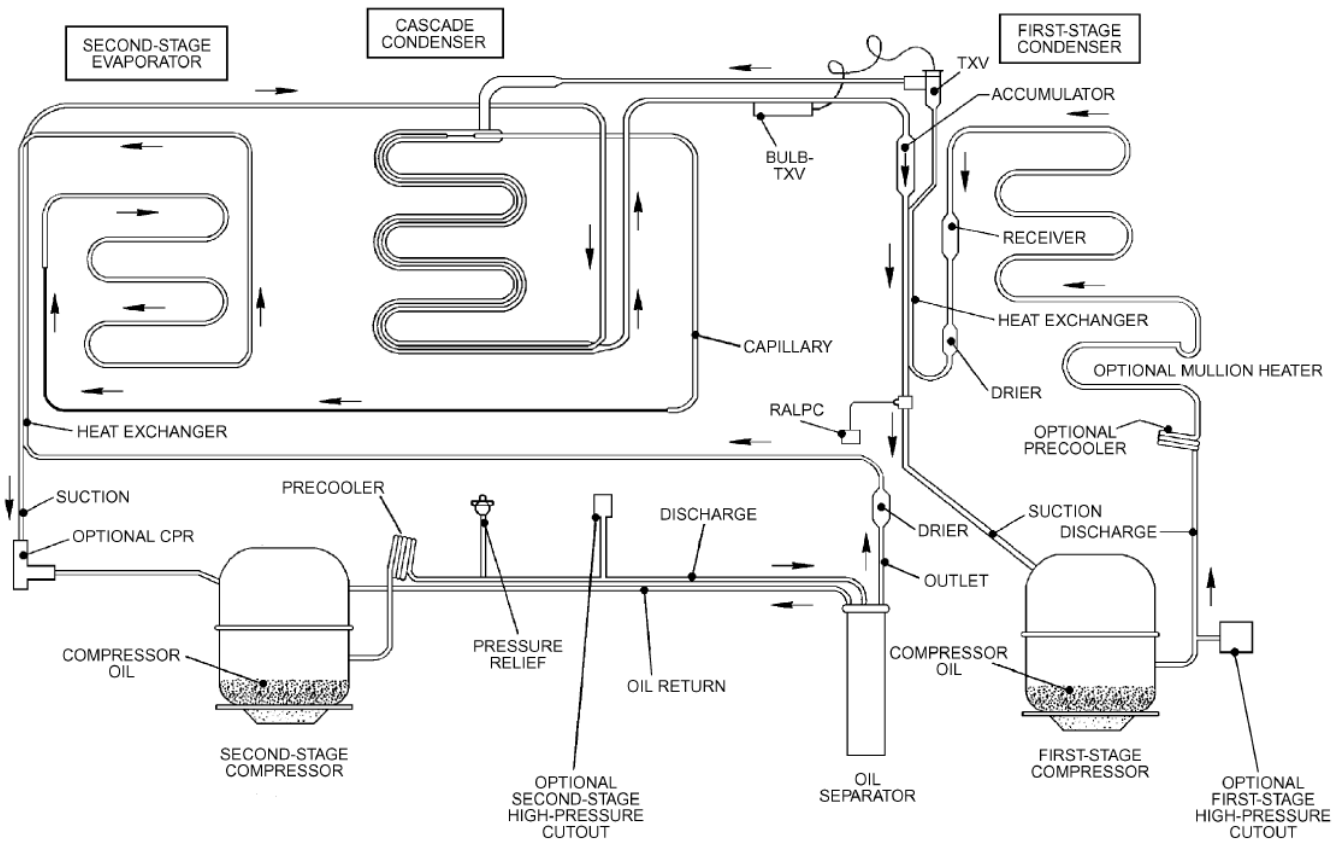
Ya que aún no se dispone de compresores diseñados específicamente para el R-508b, suelen utilizarse compresores reciprocantes diseñados para trabajar con R404a que trabajen de manera óptima en el rango de presiones con las que se va a trabajar.

Si la temperatura de evaporación en el compresor está por debajo de  $-45^{\circ}\text{C}$ , es necesario proveer un intercambiador de calor en la línea de succión para sobrecalentar el gas a por lo menos  $-43^{\circ}\text{C}$  para evitar la fragilidad del metal a bajas temperaturas.

Las razones de compresión de la etapa de alta temperatura y de la de baja temperatura deben ser aproximadamente iguales para alcanzar una máxima eficiencia.

Debido a las bajas temperaturas en que operan estos sistemas, los problemas causados por el aceite son más críticos que en los sistemas de doble etapa, ya que el aceite puede congelarse en el evaporador de la segunda etapa. Es obligado el uso de separadores de aceite para reducir al mínimo la cantidad de aceite en circulación, y lo más recomendable es instalar un separador de aceite después de cada compresor.

En sistemas que trabajan a una muy baja temperatura y después de periodos prolongados en los que el sistema deja de funcionar, la temperatura del evaporador aumenta, lo que trae consigo un incremento en la presión en la línea de succión del compresor. Como consecuencia, el motor se sobrecarga y la corriente aumenta. La operación continua bajo este tipo de condiciones puede dañar y ocasionar la falla del motor. Por esta razón, en este tipo de sistemas, es necesario utilizar una válvula de regulación de presión que limite la cantidad de refrigerante que entra al compresor.



Two-Stage Cascade System

Figura 3.20. Esquema de un sistema de refrigeración en cascada [7]

Para prevenir presiones excesivas durante periodos prolongados en los que el sistema no trabaja, un tanque de expansión debe ser utilizado para que la carga completa de refrigerante pueda existir como vapor sin exponer al cárter de compresor a presiones excesivas (normalmente la presión en sistemas sin operar debe ser de 150psig o menor). Normalmente el tanque de expansión está localizado en el lado de baja presión, con una válvula de seguridad del lado de la etapa de alta presión hacia la descarga en el tanque. [7]

## 4. Diseño Conceptual

### 4.1. Identificación de necesidades

La única necesidad obligatoria, dada por la empresa Mabe, para la máquina de hielo fue una producción de hielo más rápida que la actual. Sin embargo decidí incluir otras necesidades que consideré necesarias para lograr un éxito comercial, las cuales incluí debido a experiencias y deseos de nuestros posibles consumidores y a mi conocimiento sobre la refrigeración.

En la siguiente tabla enumero las necesidades. Usé una escala de 1 a 4 donde 1 representa a las necesidades de mayor importancia; mientras que, 4 las de menor importancia.

Número		Necesidad	Importancia relativa
1	La máquina	debe producir hielo rápido	2
2	La máquina	debe acoplarse fácilmente al refrigerador	3
3	La máquina	debe ser pequeña	3
4	La máquina	debe tener un bajo costo de producción	4
5	Los hielos	deben tener un tamaño considerable	1
6	Los hielos	deben ser frescos y no tener un mal sabor	1

*Tabla 4.1. Necesidades del proyecto*

### 4.2. Especificaciones

Considerando las necesidades ya mencionadas, Establecí las especificaciones que se muestran en la siguiente tabla. Cada especificación está respaldada por una o más necesidades, por lo que la importancia relativa de una especificación proviene de su respectiva necesidad. Además, le asigné una métrica y un valor ideal de ésta a cada especificación con el fin de tener parámetros medibles para saber si se cumplen o no las especificaciones.

Número	Especificación	Unidades	Valor ideal	Importancia relativa	Necesidad
1	Tiempo de congelación por cubo de hielo	Minutos	10	2	1
2	Elementos adicionales a una máquina actual	Elementos	3	3	2
3	Volumen máximo	Litros	12.6	3	3
4	Costo máximo	Pesos mexicanos	2000	4	4
6	Masa	Gramos	15	1	5
7	Tiempo de almacenamiento antes del consumo	Minutos	0	1	6

*Tabla 4.2. Especificaciones del proyecto*



### 4.3. Propuestas

Los mecanismos de transferencia de calor son la conducción, convección y radiación. Considerando un estado estacionario y transferencia unidireccional se pueden enunciar tres leyes básicas para la transferencia de calor:

- Ley de Fourier de la conducción del calor

$$\dot{Q} = \frac{kA\Delta T}{L},$$

- Ley de enfriamiento de Newton

$$\dot{Q} = fA_s(T_s - T_\infty),$$

donde  $f$  es el coeficiente de película o convectivo y, por lo general, éste se incrementa con un aumento de la conductividad térmica, la velocidad, la densidad, el calor específico del fluido y disminuye con un aumento en la viscosidad del fluido.

- Ley modificada de Stefan-Boltzmann

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alr}^4), [9]$$

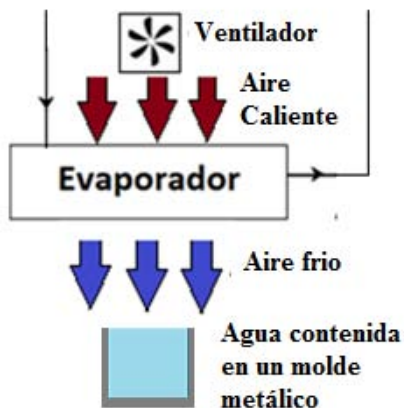
Aunque las ecuaciones anteriores tienen muchísimas restricciones, nos pueden dar una visión general de las acciones para acelerar la transferencia de calor y, por lo tanto, reducir el tiempo de congelación que es nuestro objetivo primordial. Enseguida, enuncio esas acciones para acelerar la transferencia de calor:

1. Disminuir la temperatura del medio de enfriamiento,
2. Aumentar el área superficial o de contacto,
3. Aumentar el coeficiente convectivo con una buena selección de fluido (aumento de la densidad, aumento del calor específico, aumento de la conductividad térmica y disminución de la densidad) y/o aumentando su velocidad,
4. Aumentar la conductividad térmica con una buena selección de materiales,
5. Reducir espesores que nos generen resistencias térmicas,

Tomando en cuenta estas acciones y durante numerosas sesiones de lluvias de ideas se consideraron las siguientes propuestas como métodos de congelación para la solución del problema:

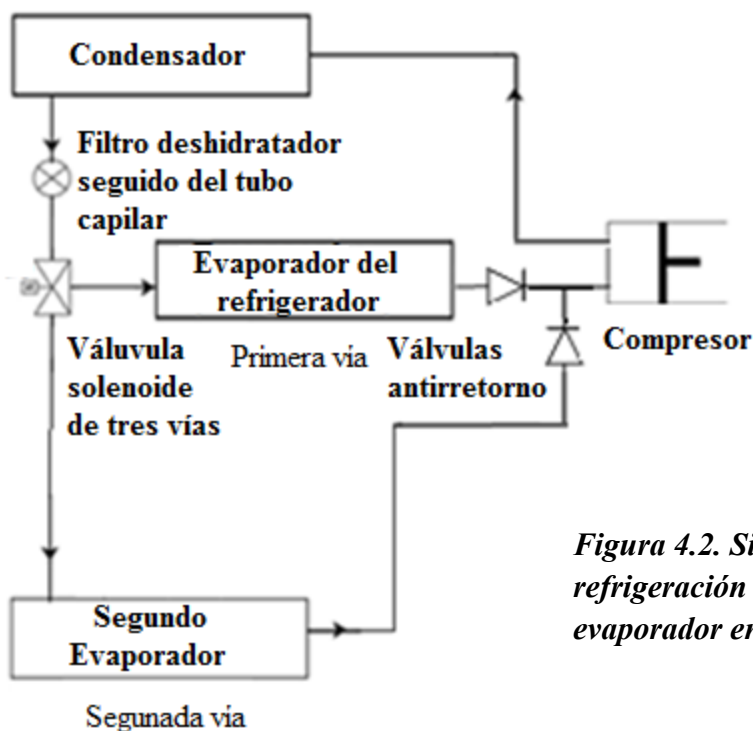
#### Propuesta I

Esta propuesta consiste en la utilización de un ventilador para mover un flujo extremadamente rápido de aire a través del evaporador, de modo que el flujo resultante de aire frío tenga un coeficiente convectivo alto y sea capaz de congelar, en poco tiempo, el agua almacenada en un molde metálico para formar hielos macizos (con forma de cubo, cilindro, media luna, etc.).



**Figura 4.1. Esquema de la propuesta I**

Este sistema utilizaría el sistema de refrigeración del mismo refrigerador doméstico (compresor, condensador, filtro deshidratador, tubo capilar, el evaporador del refrigerador y R-134a como refrigerante), sin embargo se necesitaría un evaporador adicional en paralelo en donde se produciría la transferencia de calor necesaria para fabricar los hielos; una válvula solenoide de tres vías para controlar el flujo de refrigerante cuando se requiera producir hielos en el segundo evaporador (apertura de la segunda vía y cierre de la primera), cuando se requiera enfriar el refrigerador (apertura de la primera vía y cierre de la segunda) o cuando se requieran las dos acciones anteriores al mismo tiempo (apertura de las dos vías); y dos válvulas antirretorno para evitar el regreso del refrigerante en las líneas posteriores al evaporador. Este es un sistema de refrigeración simple con dos evaporadores en paralelo.



**Figura 4.2. Sistema de refrigeración simple con un evaporador en paralelo.**

## Propuesta II

Esta propuesta consiste en la sustitución del evaporador por un “molde-evaporador” que sería un molde metálico capaz de contener el agua a congelarse y, al mismo tiempo, permitir el paso del refrigerante a través del contenedor de agua pero sin que el refrigerante esté en contacto directo con el agua o se fugue al ambiente. El método se propone debido a que el coeficiente convectivo de los fluidos en ebullición tiene un rango de  $2,500$  a  $100,000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . [9]

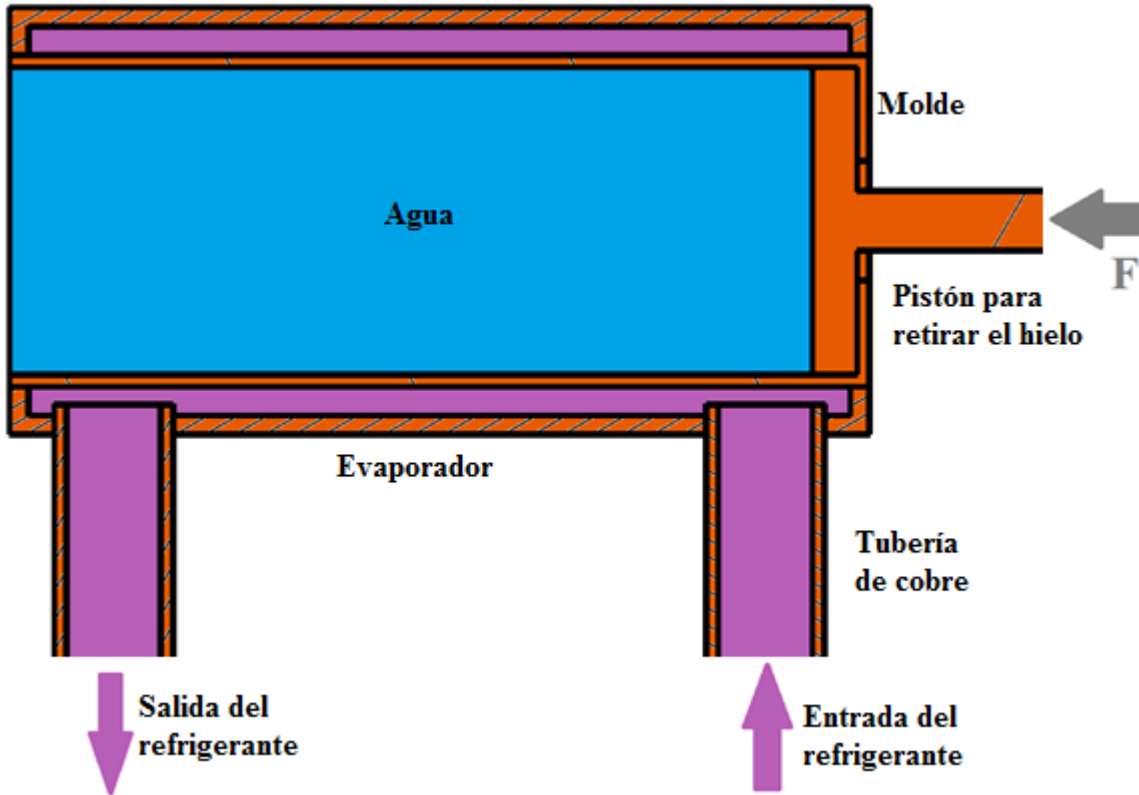
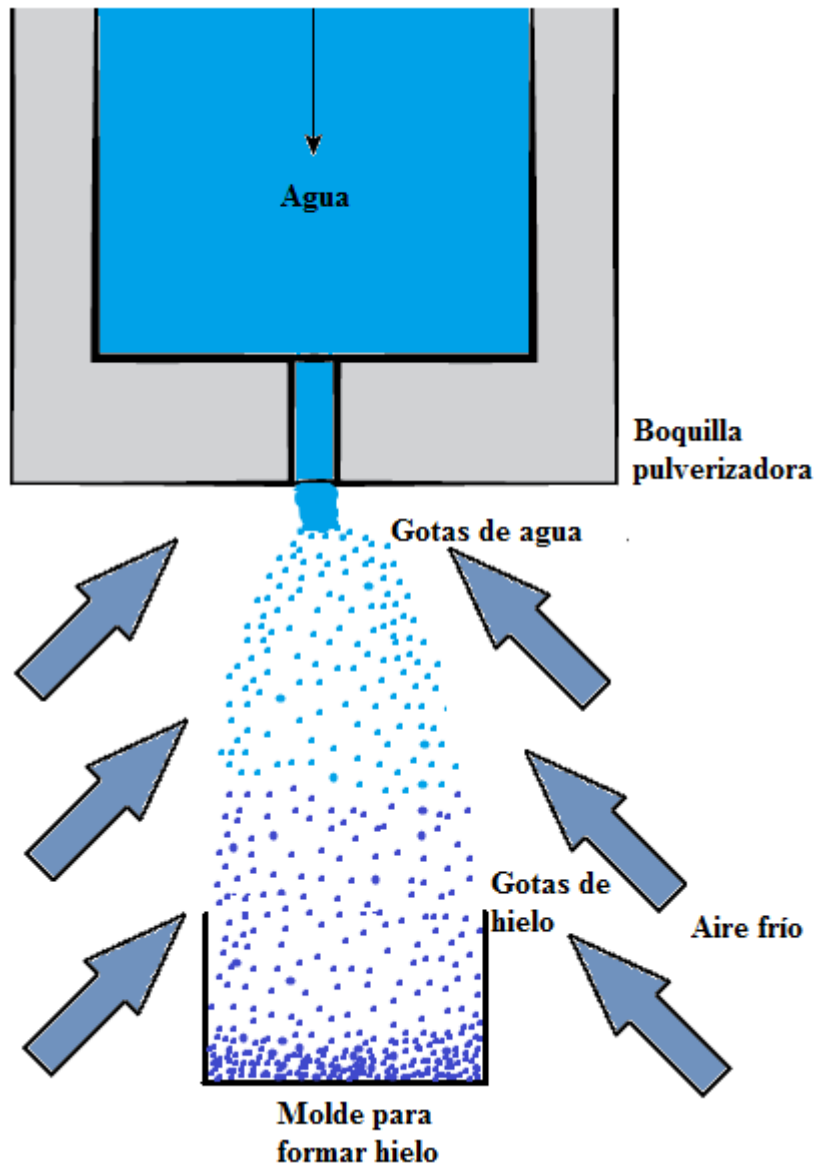


Figura 4.3. Esquema del molde evaporador

Este sistema utilizaría un sistema de refrigeración simple con dos evaporadores en paralelo como el descrito en la propuesta I.

## Propuesta III

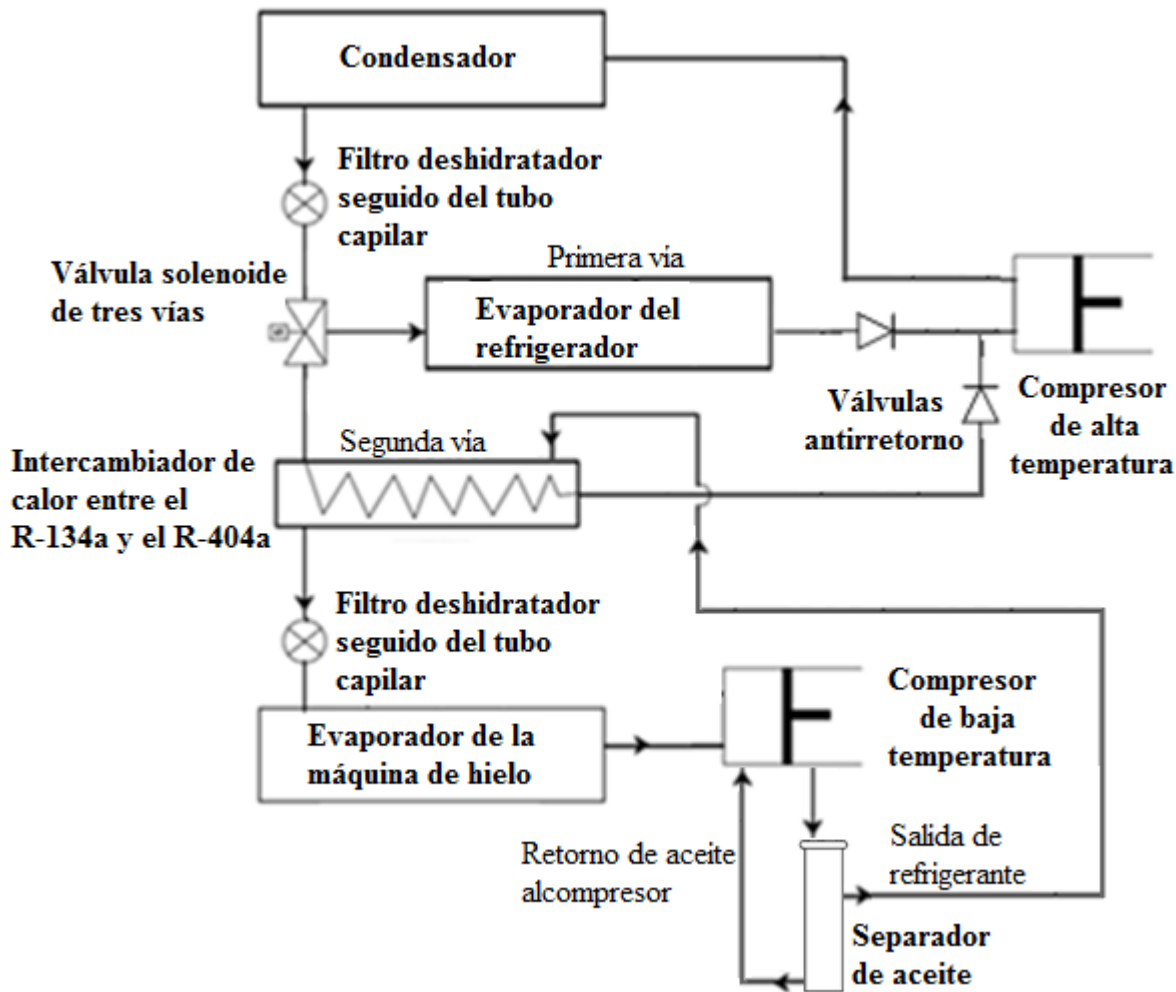
Esta propuesta consiste en la utilización una boquilla pulverizadora para formar pequeñas gotas de agua, de modo que el área superficial por volumen se maximice, y al mismo tiempo hacer pasar una corriente de aire frío para congelar estas gotas de agua. Posteriormente, las gotas congeladas de agua caerían a un molde metálico (con forma de cubo, media luna, cilindro, etc) y una vez lleno el molde, se comprimirían de manera mecánica las gotas de agua congelada para formar un hielo macizo. Esta propuesta utilizaría un sistema de refrigeración simple con un evaporador en paralelo.



*Figura 4.4. Esquema de la propuesta III*

#### **Propuesta IV**

En esta propuesta, al igual que en la I, se utiliza aire a alta velocidad para congelar el agua contenida en un molde metálico. Sin embargo, se usaría un sistema de refrigeración en cascada para lograr temperaturas mucho más bajas que en la propuesta I. La etapa de alta temperatura sería un sistema de refrigeración simple con un evaporador en paralelo y con refrigerante R-134a, muy similar al de la propuesta I, pero en lugar de que el evaporador en paralelo sirva para fabricar los hielos, se usaría para condensar el refrigerante, que en este caso sería R-404a, de la etapa de baja temperatura. Ésta etapa tendría como componentes un compresor, un separador de aceite, el ya mencionado intercambiador de calor entre el R-134a y el R-404a, un filtro deshidratador, tubo capilar y un evaporador donde se produciría la transferencia de calor necesaria para fabricar hielos.



*Figura 4.5. Sistema de refrigeración en cascada con un evaporador en paralelo.*

### Propuesta V

Esta propuesta es una combinación del sistema de refrigeración utilizado en la propuesta IV (un sistema de refrigeración en cascada con un evaporador en paralelo y refrigerante R-404a para la etapa de baja temperatura) y la propuesta II (un molde-evaporador por el que pasa refrigerante para congelar el agua contenida en un molde metálico). La idea es combinar un alto coeficiente convectivo y una gran diferencia de temperatura entre el fluido de enfriamiento y el agua.

### Propuesta VI

Esta propuesta es casi en su totalidad igual a la propuesta IV sólo que en lugar de utilizar refrigerante R-404a para la etapa de baja temperatura, se utilizaría R-508b que tiene un punto de ebullición mucho menor, lo que aumentaría la diferencia de temperaturas y, a su vez, disminuiría todavía más el tiempo de congelación.

### Propuesta VII

Esta propuesta es casi en su totalidad igual a la propuesta V sólo que en lugar de utilizar refrigerante R-404a para la etapa de baja temperatura, se utilizaría R-508b.

Debido a que el interés de Mabe es acoplar el sistema desarrollado al refrigerador casero, establecí como requisito aprovechar, como sistema de enfriamiento, el sistema de refrigeración por compresión de vapor en el refrigerador. Es por esta razón que no consideré sistemas de enfriamiento por absorción, con nitrógeno líquido, con celdas Peltier u otros métodos alternativos.

No consideré utilizar métodos basados en líquidos (aumento del coeficiente convectivo debido a las densidades superiores de los líquidos sobre los gases) como fluidos de enfriamiento pues esa alternativa ya fue analizada y desarrollada por Jesús Marini y María Flores en su respectiva tesis de licenciatura que resultó en la utilización de glicol de propileno como fluido de enfriamiento. [8]

A continuación se presenta un resumen, en forma de tabla, de las propuestas ya mencionadas:

<b>Propuesta</b>	<b>Sistema de refrigeración</b>	<b>Refrigerante(s)</b>	<b>Fluido de enfriamiento</b>	<b>Temperatura del fluido °C</b>	<b>Características adicionales</b>
I	Simple y con dos evaporadores en paralelo	R-134a	Aire a alta velocidad	-26.06	El aire entra en contacto con un molde que contiene los hielos
II	Simple y con dos evaporadores en paralelo	R-134a	R-134a	-26.06	El refrigerante entra en contacto con un molde que contiene los hielos
III	Simple y con dos evaporadores en paralelo	R-134a	Aire a alta velocidad	-26.06	El aire entra en contacto con gotas de agua que caen a un molde donde se formarán los cubos
IV	Cascada y con dos evaporadores en paralelo	R-134a y R-404a	Aire a alta velocidad	-46.45	El aire entra en contacto con un molde que contiene los hielos
V	Cascada y con dos evaporadores en paralelo	R-134a y R-404a	R-404a	-46.45	El refrigerante entra en contacto con un molde que contiene los hielos
VI	Cascada y con dos evaporadores en paralelo	R-134a y R-508b	Aire a alta velocidad	-88.27	El aire entra en contacto con un molde que contiene los hielos
VII	Cascada y con dos evaporadores en paralelo	R-134a y R-508b	R-508b	-88.27	El refrigerante entra en contacto con un molde que contiene los hielos

**Tabla 4.3. Propuestas de solución**

## 4.4. Evaluación

### Masa

Las propuestas I, II, IV, V, VI y VII cumplen puntualmente con la especificación número 6 (hielo de 15.1g) pues todas requieren de un molde metálico para fabricar hielos, por lo que el tamaño del hielo depende únicamente del diseño del molde. Por el contrario, la propuesta III no es capaz de formar un hielo macizo de 15.1g pues lo que se obtendría serían gotas de hielo (algo similar al granizo).

Una gota de lluvia en promedio tiene un diámetro de 2mm y su geometría se aproxima a la de una esfera. Por lo que haciendo un cálculo rápido de su masa:

$$m_{gota} = \rho \left( \frac{4}{3} \pi r^3 \right) = \frac{(1000) \left( \frac{4}{3} \pi \right) (0.001^3)}{1000} = 0.0042g$$

Para darnos una mejor idea de a cuánto equivale la esfera de hielo obtenida, se hace la siguiente división:

$$\frac{15.1g}{0.0042g} = 3595.24$$

La cantidad obtenida serían las esferas necesarias para tener una masa de 15.1g. Como se observa, el tamaño es tan pequeño que **preferí descartar esta propuesta** por estar extremadamente alejada de la especificación de la masa, además de que esta especificación es de vital importancia. Al ser descartada, las demás propuestas cumplen al 100% con la especificación, de modo **que no tiene sentido incluir esta especificación para continuar la evaluación de las propuestas restantes.**

Si se requiriera fabricar algo similar a la escarcha de hielo, este sería un método muy interesante para lograrlo pero ese no es el objetivo de mi tesis.

### Tiempo de almacenamiento antes del consumo

De igual forma que con la anterior especificación, se observa que en todas las propuestas restantes el hielo no tiene la necesidad de almacenarse a menos que así lo requiriera nuestro consumidor, por lo que tampoco tiene sentido incluir esta especificación para continuar la evaluación de las propuestas restantes.

### Estimación del tiempo de congelación por cubo de hielo

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 el alimento y el medio de enfriamiento, que el alimento 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. El tiempo estimado de congelación se calcula con la siguiente expresión:

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

Donde  $P$  y  $R$  son factores geométricos. Para una placa infinita,  $P = 1/2$  y  $R = 1/8$ ; para una esfera,  $P$  y  $R$  son  $1/6$  y  $1/24$ , respectivamente; y para un cilindro infinito,  $P = 1/4$  y  $R = 1/16$ . [10]

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. Regresiones fueron desarrolladas 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:

$$Bi = \frac{fD}{k_c}$$

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:

$$Pk = \frac{Cp_{vf}(T_i - T_c)}{\Delta H_{v10}}$$

$$Ste = \frac{Cp_{vc}(T_c - T_\infty)}{\Delta H_{v10}}$$

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 con valores modificados en función de los tres números adimensionales antes mencionados. Además, la entalpía volumétrica de fusión es reemplazada por cambio de entalpía volumétrica del alimento,  $\Delta H_{v10}$ , entre la temperatura inicial del alimento y la temperatura final del centro (se asume como  $-10^\circ\text{C}$ ). Por lo que la ecuación modificada queda:

$$t_c = \frac{\Delta H_{v10}}{T_c - T_\infty} \left( \frac{PD}{f} + \frac{RD^2}{k_c} \right) [7,10]$$

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

$$t_c = \frac{\Delta H_{v10}}{T_c - T_\infty} \left( \frac{PD}{f} + \frac{RD^2}{k_c} \right) \left[ 1 - \frac{1.65 Ste}{k_c} \ln \left( \frac{T_f - T_\infty}{T_{ref} - T_\infty} \right) \right]$$



Geometria	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	$P = P_2 + P_1[0.1136 + Ste(5.766 P_1 - 1.242)]$ $R = R_2 + R_1[0.7344 + Ste(49.89 R_1 - 2.900)]$	$0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ $0 \leq Bi \leq 22$
donde	$P_2 = P_1\left[1.026 + 0.5808 Pk + Ste\left(0.2296 Pk + \frac{0.0182}{Bi} + 0.1050\right)\right]$ $R_2 = R_1[1.202 + Ste(3.410 Pk + 0.7336)]$ $P_1 = \frac{\beta_1 \beta_2}{2(\beta_1 \beta_2 + \beta_1 + \beta_2)}$ $R_1 = \frac{Q}{2} \left[ (r-1)(\beta_1 - r)(\beta_2 - r) \ln\left(\frac{r}{r-1}\right) - (s-1)(\beta_1 - s)(\beta_2 - s) \ln\left(\frac{s}{s-1}\right) \right] + \frac{1}{72}(2\beta_1 + 2\beta_2 - 1)$ $\frac{1}{Q} = 4 \left[ (\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2 \right]^{1/2}$ $r = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 + [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\}$ $s = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 - [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\}$ $\beta_1 = \frac{\text{Segunda dimensión más corta}}{\text{Dimensión más corta}}$ $\beta_2 = \frac{\text{Dimensión más larga}}{\text{Dimensión más corta}}$	$1 \leq \beta_1 \leq 4$ $1 \leq \beta_2 \leq 4$

**Tabla 4.4. Factores geométricos usados en el método de Cleland y Earle [7,10]**

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

$$t_{geometria} = t_{placa}/E$$

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:

$$E = G_1 + G_2 E_1 + G_3 E_2,$$

donde

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

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

$$X(x) = x / (Bi^{1.34} + x) [7,10]$$

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

<b>Constantes geométricas para determinar E</b>			
<b>Geometría</b>	$G_1$	$G_2$	$G_3$
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

**Tabla 4.5. Constantes geométricas para determinar la “dimensión equivalente de transferencia de calor” [7,10]**

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

Para las propuestas que utilizan aire como fluido de enfriamiento, consideré un cubo de hielo de 15.1 gr y usé las constantes geométricas del bloque rectangular; mientras que, para las propuestas que utilizan refrigerante como fluido de enfriamiento consideré un cilindro de hielo de 15.1 gr, con diámetro de 20 mm, una altura de 5 mm y las constantes geométricas de un cilindro infinito. Usé un hielo cilíndrico ya que es la geometría que más facilita la fabricación de un prototipo rápido de un molde- evaporador aunque esto se detalla a fondo en el capítulo cinco. Además, lo modelé como un cilindro infinito porque en éste se considera que la transferencia de calor sólo ocurre de manera radial, que es el caso más cercano en el molde- evaporador ya que el refrigerante no fluye a través de las caras circulares superior e inferior, por lo que la transferencia de calor predominante se da de manera radial.



**Figura 4.6. Representación de hielo cúbico y cilíndrico de 15.1 gr en un vaso pequeño de 63 mm de diámetro y una altura de 112 mm**

La temperatura del fluido de enfriamiento, la consideré como la temperatura de ebullición del refrigerante que cada propuesta utilizaría a 1 atm. Esta es la temperatura mínima recomendable cuando se trabaja con sistemas de refrigeración ya que una temperatura menor, implicaría una presión menor a la atmosférica y en caso de una fuga, entraría aire y humedad al sistema.

Las propiedades del aire, del agua, del hielo y de los refrigerantes de cada propuesta se obtuvo de las siguientes fuentes: [4, 5, 6, 7, 9].

La velocidad del aire en las propuestas que utilizan el mismo como fluido de enfriamiento, la consideré de 81 m/s que es la velocidad máxima alcanzable con ventiladores comerciales pequeños de 466 Watts. [14]

Para obtener el coeficiente convectivo del aire utilicé la correlación empírica para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindro cuadrado en flujo cruzado:

$$Nu = 0.102Re^{0.675}Pr^{1/3},$$

Donde el número de Nusselt se define como:

$$Nu = \frac{fD}{k} \quad [9]$$

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 consulté diversas fuentes y seleccioné un coeficiente convectivo característico de 3000 W/m<sup>2</sup>°C. [11,12]

A continuación presento unas hojas de Excel donde realicé los cálculos para cada propuesta de congelación:

## Tiempo de congelación-cilindro de agua

Características geométricas				Temperaturas					
m [kg]	D[m]	V[m <sup>3</sup> ]	A[m <sup>2</sup> ]	Ti[°C]	Tc[°C]	Tf[°C]	T <sub>∞</sub> 404a[°C]	T <sub>∞</sub> 508b[°C]	T <sub>∞</sub> 134a[°C]
0.015	0.020	0.0000165	0.00322	25.000	0.000	-4.00	-46.45	-88.27	-26.06
<b>L[m]</b>									
0.050									
<b>Propiedades agua @ 25°C</b>				<b>Propiedades hielo @ -10 °C</b>					
k[W/m*K]	ρ[kg/m <sup>3</sup> ]	Cp[Kj/kg*K]	m[Pa*s]	h [kJ/kg]	k[W/m*K]	ρ[kg/m <sup>3</sup> ]	Cp[Kj/kg*K]	h [kJ/kg]	
0.611	1001.775	4.177	0.00089	104.929	2.292	918.203	2.002	-19.905	
<b>Propiedades agua @ 0°C</b>				<b>Propiedades hielo @ 0 °C</b>					
0.571	998.362	4.176	0.00179	0.000	2.219	916.896	2.062	0.111	
<b>Propiedades aire @ -26.06°C</b>									
k[W/m*K]	ρ[kg/m <sup>3</sup> ]	Cp[kJ/kg*K]	m[Pa*s]	v[m/s]	Pr	Re	Nus	f[W/K*m <sup>2</sup> ]	
0.022	1.430	1.007	1.59E-05	81.280	0.723	149557.1	354.946	3000	
<b>Propiedades aire @ -46.45 °C</b>									
0.021	1.561	1.007	1.481E-05	81.280	0.727	175359.7	404.183	3000	
<b>Propiedades aire @ -88.27 °C</b>									
0.017	1.924	1.010	1.245E-05	81.280	0.738	257041.8	552.727	3000	
<b>Método de Cleland y Earle</b>									
<b>Usando R134a como refrigerante y aire como fluido de transporte</b>									
ΔHv10[kJ/m <sup>3</sup> ]	Bi	PI	Ste						
429658.924	26.792	0.243	0.111						
			P	R	t [min] @ Tf= -10°C	F. corrección	<b>t [min] @ Tf= -4°C</b>		
			0.345	0.059	3.588	0.975	3.496		
<b>Usando R404a como refrigerante y aire como fluido de transporte</b>									
Bi	Ste	P	R		t [min] @ Tf= -10°C	F. corrección			
26.792	0.199	0.303	0.094		2.966	0.978			
							<b>t [min] @ Tf= -4°C</b>		
							2.901		
<b>Usando R404a como refrigerante y aire como fluido de transporte</b>									
Bi	Ste	P	R		t [min] @ Tf= -10°C	F. corrección			
26.792	0.378	0.216	0.167		2.589	0.980			
							<b>t [min] @ Tf= -4°C</b>		
							2.537		

### Tiempo de congelación-cubo de agua

Características geométricas				Temperaturas							
m [kg]	c[m]	V[m3]	A[m2]	Ti[°C]	Tc[°C]	Tf[°C]	T∞ 404a[°C]	T∞ 508b[°C]	T∞ 134a[°C]		
0.015	0.025	0.0000164	0.0038801	25.00	0.00	-4.00	-46.45	-88.27	-26.06		
β1	β2	a[m]	b[m]								
1.000	1.000	0.025	0.025								
Propiedades agua @ 25°C				Propiedades hielo @ -10 °C							
k[W/m²K]	ρ[kg/m3]	Cp[Kj/kg²K]	m[Pa²s]	h [kJ/kg]	k[W/m²K]	ρ[kg/m3]	Cp[Kj/kg²K]	h [kJ/kg]	Lf [kJ/kg]		
0.611	1001.775	4.177	0.00089	104.929	2.292	918.203	2.002	-19.905	-		
Propiedades agua @ 0°C				Propiedades hielo @ 0 °C							
0.571	998.362	4.176	0.00179	0.000	2.219	916.896	2.062	0.111	333.550		
Propiedades aire @ -26.06°C											
k[W/m²K]	ρ[kg/m3]	Cp[kJ/kg²K]	μ[Pa²s]	v[m/s]	Pr	Re	Nus	f[W/K²m2]			
0.022	1.430	1.007	0.0000159	81.280	0.723	185801.7	329.828	287.226			
Propiedades aire @ -46.45 °C											
0.021	1.561	1.007	0.0000148	81.280	0.727	217857.5	367.889	296.774			
Propiedades aire @ -88.27 °C											
0.017	1.924	1.010	0.0000125	81.280	0.738	319334.9	478.697	320.474			
Método de Cleland y Earle											
Usando R134a como refrigerante y aire como fluido de transporte											
ΔHv10[kJ/kg]	Bi	Pl	Ste	β1	β2	Q	r	S	Pl		
429658.924	3.186	0.243	0.111	1.000	1.000	2500.000	1.000	1.000	0.167		
R1	P2	R2	P	R	t [min] @ Tf= -10°C	F. corrección	t [min] @ Tf= -4°C				
0.042	0.198	0.057	0.211	0.084	11.662	0.975	11.365				
Usando R404a como refrigerante y aire como fluido de transporte											
Bi	Ste	P2	R2	P	R	t [min] @ Tf= -10°C	F. corrección				
3.292	0.199	0.200	0.063	0.210	0.087	6.545	0.978				
								t [min] @ Tf= -4°C			
								6.403			
Usando R404a como refrigerante y aire como fluido de transporte											
Bi	Ste	P2	R2	P	R	t [min] @ Tf= -10°C	F. corrección				
3.555	0.378	0.205	0.075	0.206	0.092	3.441	0.980				
								t [min] @ Tf= -4°C			
								3.372			

La propuesta I no cumple con la especificación número 1 ya que congelaría en 11.36 min que es más de 10min, sin embargo, se seguirá contemplando en el análisis de costos y volumen puesto que excede por muy poco dicha especificación.

### Elementos adicionales, volumen y costos

Enlisto en las siguientes tablas los elementos que contienen cada propuesta, el costo total de cada uno, el costo total, y el número adicional de componentes con respecto a una máquina de hielo actual. El molde y el molde- evaporador no se cuentan como componentes adicionales puesto que en la máquina de hielo actual también es necesario un molde; por el contrario, para los costos sí se considera puesto que el molde es de aluminio o acero inoxidable, que son materiales mucho más caros que el plástico utilizado para el molde de una máquina de hielo actual.

<b>Propuesta I</b>	
<b>Elementos adicionales</b>	<b>Costo [pesos mexicanos]</b>
Válvula de 3 vías	380
2 Válvulas antirretorno	394
Tubería de cobre 5/16" (1m)	53
Molde	200 aluminio 362 (acero inoxidable)
Ventilador	800
<b>Total componentes adicionales</b>	5
<b>Total costo</b>	<b>1827 (con molde de aluminio)</b> <b>1989 (con molde acero de inoxidable)</b>

*Tabla 4.6. Componentes y costos de la propuesta I*

<b>Propuesta II</b>	
<b>Elementos adicionales</b>	<b>Costo [pesos mexicanos]</b>
Válvula de 3 vías	380
2 Válvulas antirretorno	394
Tubería de cobre 5/16" (1m)	53
Molde-Evaporador	300 aluminio 543 (acero inoxidable)
<b>Total componentes adicionales</b>	4
<b>Total</b>	<b>1127 (con molde de aluminio)</b> <b>1370 (con molde acero de inoxidable)</b>

*Tabla 4.7. Componentes y costos de la propuesta II*

<b>Propuesta IV</b>	
<b>Elementos adicionales</b>	<b>Costo [pesos mexicanos]</b>
Intercambiador de calor de placas	1152
Válvula de 3 vías	380
2 Válvulas antirretorno	394
Tubería de cobre 5/16" (3m)	159
Ventilador	800
Molde	200 (aluminio) 362 (acero inoxidable)

Filtro deshidratador	114
Evaporador	767
Compresor 1/4 HP	3442
Separador de aceite	536
Carga de R-404a (200gr)	36
<b>Total componentes adicionales</b>	11
<b>Total</b>	<b>7980</b> (con molde de aluminio) <b>8142</b> (con molde de acero inoxidable)

*Tabla 4.8. Componentes y costos de la propuesta IV*

<b>Propuesta V</b>	
<b>Elementos adicionales</b>	<b>Costo [pesos mexicanos]</b>
Intercambiador de calor de placas	1152
Válvula de 3 vías	380
2 Válvulas antirretorno	394
Tubería de cobre 5/16" (3m)	159
Molde-evaporador	300 (aluminio) 543 (acero inoxidable)
Filtro deshidratador	114
Compresor 1/4 HP	3442
Separador de aceite	536
Carga de R-404a (200gr)	36
<b>Total componentes adicionales</b>	9
<b>Total</b>	<b>6513</b> (con molde de aluminio) <b>7749</b> (con molde de acero inoxidable)

*Tabla 4.9. Componentes y costos de la propuesta V*

<b>Propuesta VI</b>	
<b>Elementos adicionales</b>	<b>Costo [pesos mexicanos]</b>
Intercambiador de calor de placas	1152
Válvula de 3 vías	380
2 Válvulas antirretorno	394
Tubería de cobre 5/16" (3m)	159
Ventilador	800
Molde	200 (aluminio) 362 (acero inoxidable)
Filtro deshidratador	114
Evaporador	767
Compresor 1/4 HP	3442
Separador de aceite	536
Carga de R-508b (200gr)	700
<b>Total componentes adicionales</b>	11
<b>Total</b>	<b>8644</b> (con molde de aluminio) <b>8806</b> (con molde de acero inoxidable)

*Tabla 4.10. Componentes y costos de la propuesta VI*

<b>Propuesta VII</b>	
<b>Elementos adicionales</b>	<b>Costo [pesos mexicanos]</b>
Intercambiador de calor de placas	1152
Válvula de 3 vías	380
2 Válvulas antirretorno	394
Tubería de cobre 5/16" (3m)	159
Molde-evaporador	300 (aluminio) 543 (acero inoxidable)
Filtro deshidratador	114
Compresor 1/4 HP	3442
Separador de aceite	536
Carga de R-508a (200gr)	700
<b>Total componentes adicionales</b>	9
<b>Total</b>	<b>7177</b> (con molde de aluminio) <b>8413</b> (con molde de acero inoxidable)

*Tabla 4.11. Componentes y costos de la propuesta VII*

### **Selección final**

En la evaluación anterior, se observa que sólo las propuestas I y II cumplen con las especificaciones de costo. Las demás propuestas tienen valores muy por encima de las especificaciones, por lo que las descarté para su selección final.

En cuanto al número de componentes, los costos y el tiempo de congelación, la propuesta II tiene un mejor desempeño con respecto a las especificaciones, de modo que esta fue la propuesta a seguir desarrollando para el proyecto.

La especificación de volumen, será algo que se analizará sólo en la presentación del concepto final.

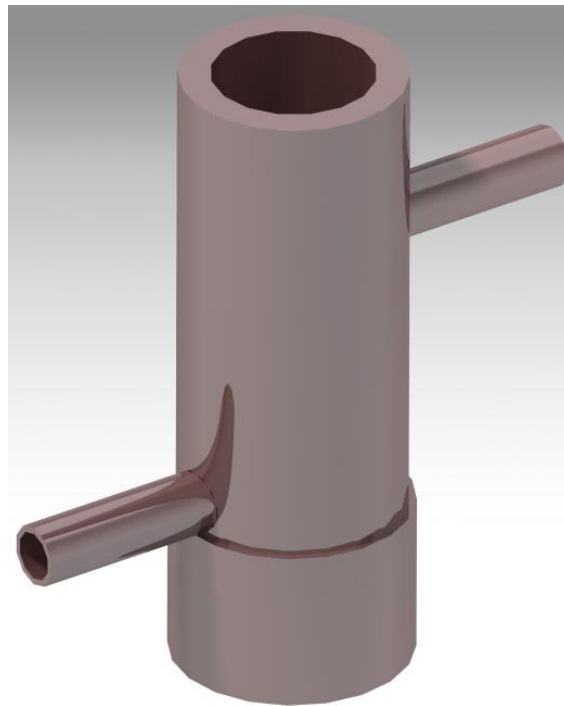


## 5. Prototipo de función

A pesar haber estimado el tiempo de congelación mediante el método de Cleeland y Earle para la propuesta II (capítulo 4.4), se requiere una validación experimental puesto que tomé demasiadas consideraciones para obtener estos cálculos, por lo que decidí construir un prototipo funcional con el principal objetivo de corroborar un tiempo de congelación pequeño antes de seguir con la ingeniería de detalle. Además de que se puede obtener otro tipo de información valiosa.

### 5.1. Diseño y fabricación del molde evaporador

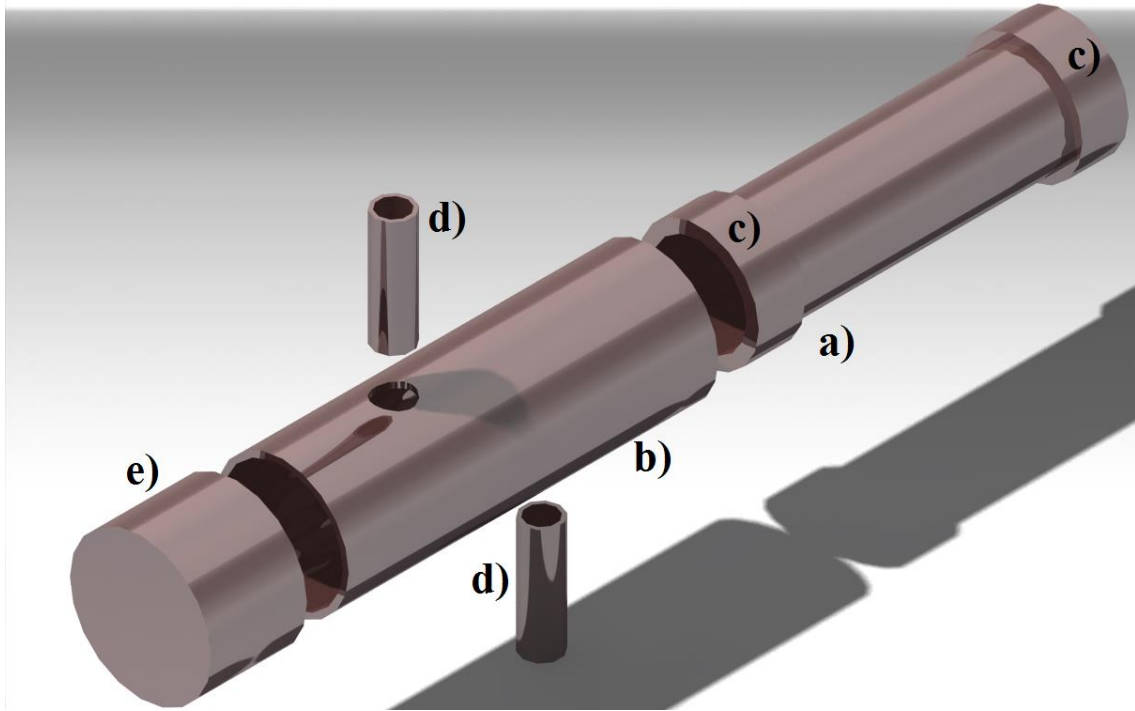
Decidí fabricar un hielo cilíndrico porque esta geometría facilitaba la construcción del molde-evaporador, ya que es posible utilizar tubería y accesorios estándar de cobre para fabricar un prototipo rápido. En la siguiente imagen se muestra un render del molde-evaporador hecho en CATIAV5:



*Figura 5.1. Render del molde-evaporador*

Se compone de los siguientes elementos:

- a) Molde-tubería de cobre de  $7/8''$
- b) Evaporador- tubería de cobre de  $1\ 1/8''$
- c) Anillos de sello del refrigerante-corte de dos coples de cobre.
- d) Entrada y salida-tubería de cobre  $3/16''$
- e) Tapa del molde-Tapón capa de cobre para tubo de  $1\ 1/8''$



**Figura 5.2. Vista explotada del molde- evaporador**

Seguimos el siguiente proceso de fabricación:

1. La tubería de cobre y los anillos de sello se cortaron con un cortador de disco para tubería de cobre.



**Figura 5.3.  
Cortador de disco  
para tubería de  
cobre**

2. Se hicieron dos barrenos, mediante un taladro de banco, al evaporador donde después se colocarían los tubos de 3/16" para la entrada y salida del refrigerante.
3. Se retiraron las rebabas de la tubería y accesorios mediante una lima metálica para evitar la posible obstrucción del tubo capilar del sistema de refrigeración.
4. Se lijaron las partes de la tubería que posteriormente se unirían mediante soldadura con la finalidad de que esta se adhiera a los poros del cobre con facilidad.

**Figura 5.4.**  
**Componentes listos para soldarse.**



5. Mediante un soplete que utiliza propileno como combustible y aporte de soldadura (aleación de cobre, plata y fósforo) se soldaron todas las piezas. Soldar el molde evaporador fue muy complicado, por lo que estuvo mucho tiempo en contacto con la flama y esto ocasionó una excesiva formación de escoria en el interior y exterior del mismo.



**Figura 5.5.** **Tanque de propileno y boquilla para soldar de encendido automático**

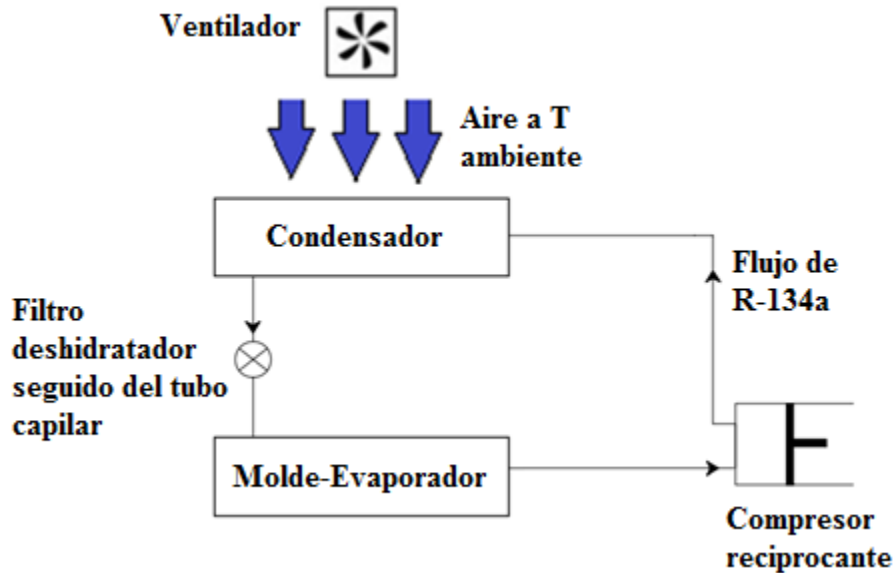


**Figura 5.6.** **Molde-evaporador.**

6. Mediante un compresor, se hizo pasar un flujo de aire por el interior del molde-evaporador con la finalidad de retirar toda la escoria y/o partículas que pudiera tener dentro.

## 5.2. Fabricación del sistema de refrigeración

Debido al limitado número de materiales y herramientas con las que cuenta el CDMIT, al nulo presupuesto que tuvimos y que el principal interés de este prototipo es corroborar sólo el tiempo de congelación, decidimos fabricar un sistema simple de refrigeración con un prototipo rápido del molde- evaporador acoplado a dicho sistema. En la siguiente tabla se presenta un esquema del sistema de refrigeración construido:



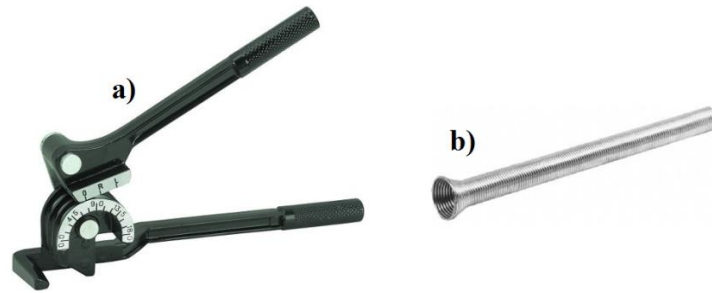
*Figura 5.7. Esquema del sistema de refrigeración del prototipo de función*

Seleccionamos un compresor embraco usado para refrigeración doméstica. En la siguiente tabla se muestran sus principales características:

<b>Modelo</b>	EM3D60HLT
<b>Tipo</b>	Compresor recíprocante
<b>Refrigerante</b>	R-134a
<b>Voltaje</b>	115 – 127V
<b>Frecuencia nominal</b>	60Hz
<b>Rango de temperatura de evaporación</b>	-35°C para -5°C
<b>Potencia</b>	1/4HP
<b>Máxima presión de operación</b>	16.2 kgf/cm <sup>2</sup>
<b>Desplazamiento</b>	5.19 cm <sup>3</sup>
<b>Diámetro</b>	21mm
<b>Carrera</b>	15mm
<b>Carga de aceite</b>	150ml
<b>Tipo de aceite</b>	ESTER/ISO10
<b>Peso (con carga de aceite)</b>	7.6kg

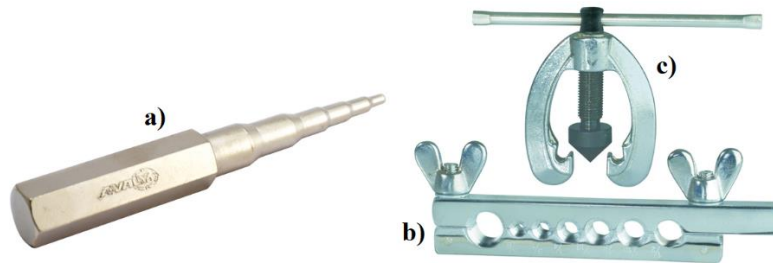
*Tabla 5.1. Características del compresor utilizado [14]*

El condensador se fabricó utilizando tubería flexible de cobre de 3/16". Mediante un doblador para tubos de cobre de gusano y uno de palanca se hizo una espiral de tubería. Mientras que, el tubo capilar y el filtro deshidratador se consiguieron del tipo que usualmente se usa para refrigeración doméstica.



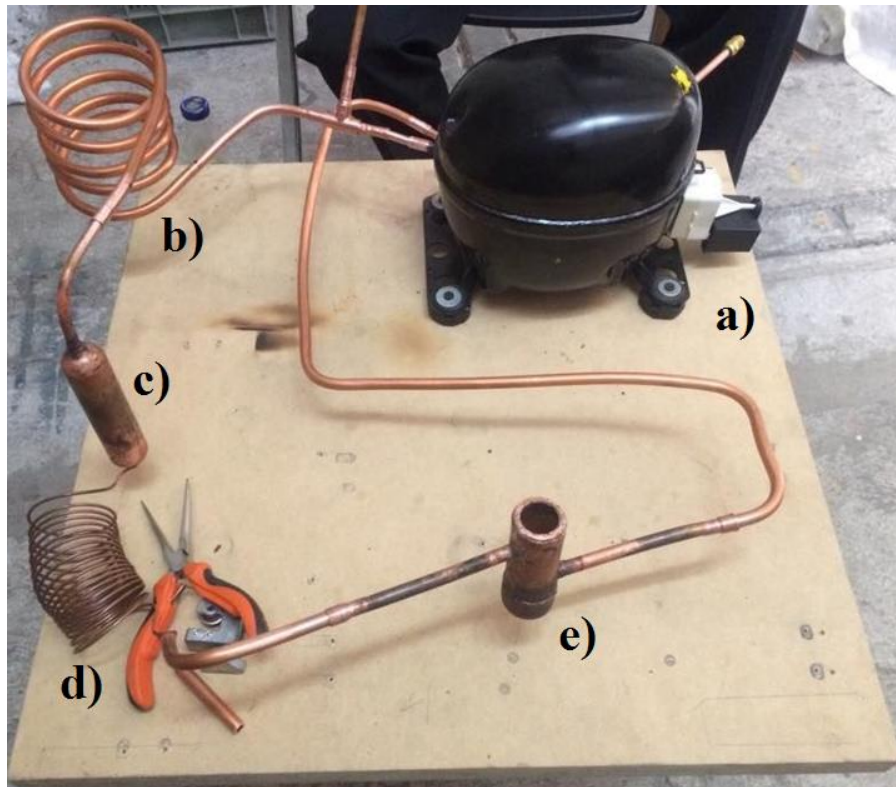
**Figura 5.8. a) Doblador para tubos de cobre de palanca y b) doblador de tubo de gusano**

De igual manera que en el molde evaporador, se cortaron tubos de 3/16" y algunos tramos de 1/4" con un cortador de disco; se removieron las rebabas con la lima de plástico; se doblaron los tubos con el doblador de palanca o el de gusano; se expandieron algunos tramos de la tubería, utilizando un expansor universal, una prensa para avellanar y un martillo de cabeza plana, con la finalidad de unir diferentes tramos de tubería; se lijaron todas las partes que posteriormente se soldarían; y se soldaron los componentes con el mismo soplete de propileno y aporte de soldadura.



**Figura 5.9. a) Expansor universal, b) prensa para avellanar y c) avellanador.**

Después del proceso ya mencionado, el sistema de refrigeración quedó como se muestra en la siguiente imagen:

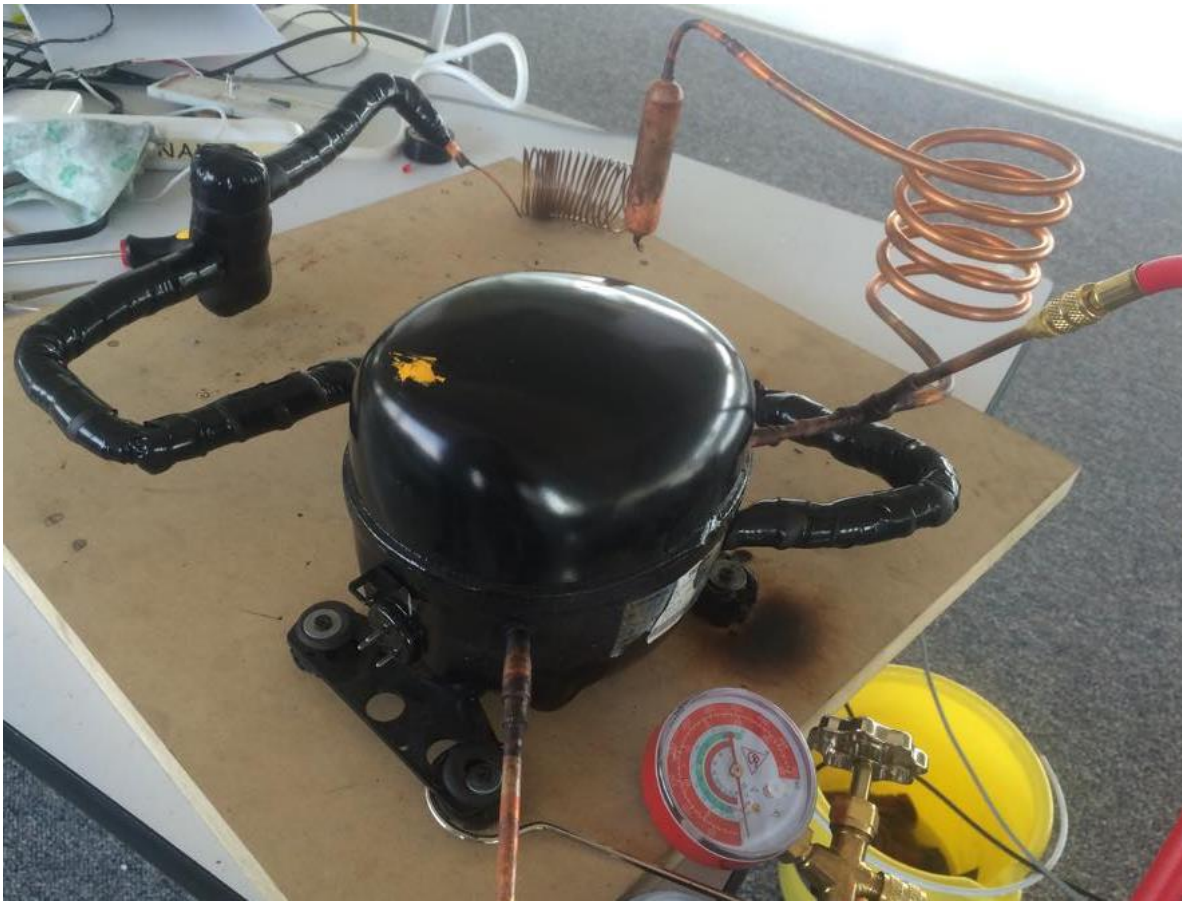


**Figura 5.10. Sistema de refrigeración sin aislar y sin ventilador: a) Compresor recíprocante, b) condensador, c) filtro deshidratador, d) tubo capilar y e) molde- evaporador.**

Posteriormente, se colocaron dos manómetros para monitorear la presión entre el condensador y la salida del compresor, la manguera del manómetro de alta presión (color rojo) se conectó a una unión en T previamente instalada en el sistema; y para monitorear la presión a la entrada del compresor, la manguera del manómetro de baja presión (color azul) se conectó al tubo de fábrica previsto para llenar de refrigerante el compresor.

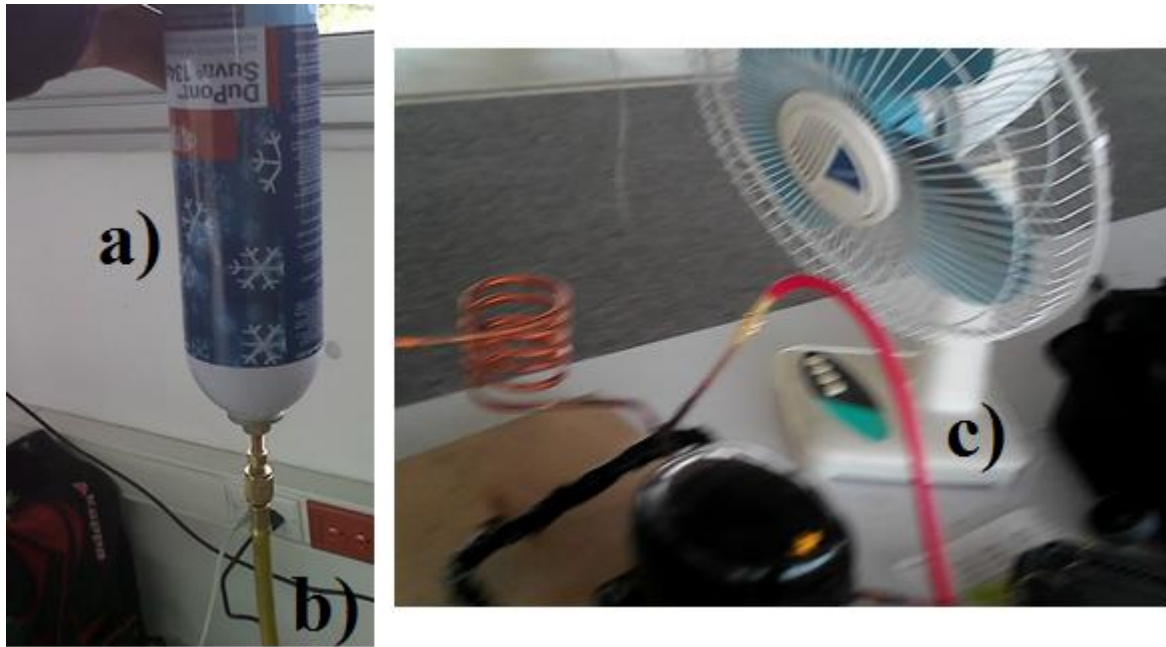
Para detectar fugas en el sistema construido, lo presurizamos con aire comprimido y untamos jabón en las conexiones soldadas de la tubería. Encontramos que se formaban burbujas en una de las conexiones del filtro deshidratador, por lo que se reforzó la soldadura en esa conexión. Se repitió la presurización del sistema pero esta vez no se encontraron fugas. De todas formas, el sistema se dejó presurizado un día entero para verificar que no había caída de presión en el manómetro y cerciorarse que no existía la menor fuga.

Para evitar la entrada de calor del ambiente al sistema de refrigeración en la línea de baja presión (salida del tubo capilar y entrada del compresor), se cubrió dicha línea con aislante térmico y cinta de aislar.



***Figura 5.11. Sistema de refrigeración aislado y con el manómetro conectado.***

Después, se inyectó el R-134a a través de una tercera manguera conectada a los manómetros (color amarillo). La cantidad inyectada se iba aumentando, mientras el compresor y ventilador estaban en funcionamiento, hasta alcanzar aproximadamente una temperatura de  $-25^{\circ}\text{C}$  en la pared del molde evaporador (la temperatura fue medida con un termopar). De igual forma, se tuvo cuidado de que el manómetro de baja presión marcara un valor por encima de 0 psig (encima de la presión atmosférica).



*Figura 5.12. a) Tanque de R-134a marca DuPont, b) tercera manguera de los manómetros y c) ventilador utilizado para enfriar el condensador.*

### 5.3. Evaluación del prototipo

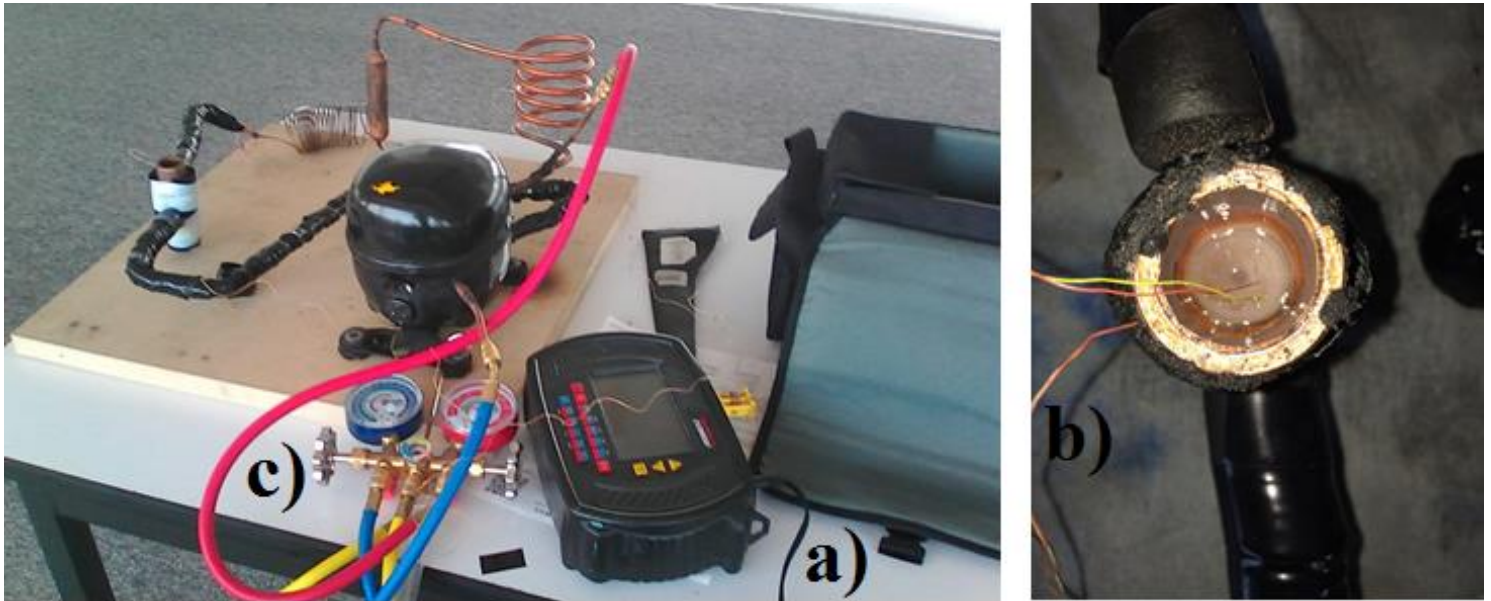
Se realizaron diversas pruebas físicas para medir el tiempo en el que nuestro prototipo era capaz de transformar una cierta cantidad de agua en un hielo macizo. Para ello se midió la masa del hielo, la temperatura del condensador, del evaporador, la temperatura ambiente (misma que la temperatura inicial del agua) y la temperatura final del hielo por medio de un termopar, así como el tiempo de congelación con un cronómetro. Primero se dejó preenfriar el sistema hasta alcanzar temperaturas prácticamente constantes en el molde-evaporador y en el condensador ( $1^a$ ); después, se inyectó el agua al molde-evaporador y súbitamente su temperatura y la temperatura del condensador aumentaron ( $2^a$ ); posteriormente, la temperatura del condensador, molde-evaporador y la temperatura del agua comenzaron a descender hasta llegar a un valor final ( $3^a$ )

A pesar de haber realizado más de una prueba, sólo presento un resultado por considerarlo el más confiable en cuanto a las mediciones:

$m[g]$	15
$T_{ambiente} [^{\circ}C]$	25.1
$1^a T_{condensador} [^{\circ}C]$	22.8
$1^a T_{molde-evaporador} [^{\circ}C]$	-25.8
$2^a T_{condensador} [^{\circ}C]$	43.9
$2^a T_{molde-evaporador} [^{\circ}C]$	9.6
$3^a T_{condensador} [^{\circ}C]$	42.1
$3^a T_{molde-evaporador} [^{\circ}C]$	-22.3
$T_{final\ hielo} [^{\circ}C]$	0 a -22.3
$t_{congelación}$	4.7

*Tabla 5.2. Mediciones del experimento más confiable*

No existe una sola temperatura final del hielo, en realidad existe un gradiente de temperatura en el hielo. Se trató de medir la temperatura final del centro pero no se logró una gran exactitud, sin embargo, muy cerca del centro se alcanzaron temperaturas cercanas a los  $-4^{\circ}\text{C}$  y en la superficie del hielo se alcanzaron temperaturas cercanas a los  $-22.3^{\circ}\text{C}$ . Cabe destacar que el hielo comienza a formarse en las paredes internas del molde- evaporador



**Figura 5.13. Sistema de refrigeración con el termopar: a) Termopar, b) molde evaporador con cables del termopar y c) manómetros.**

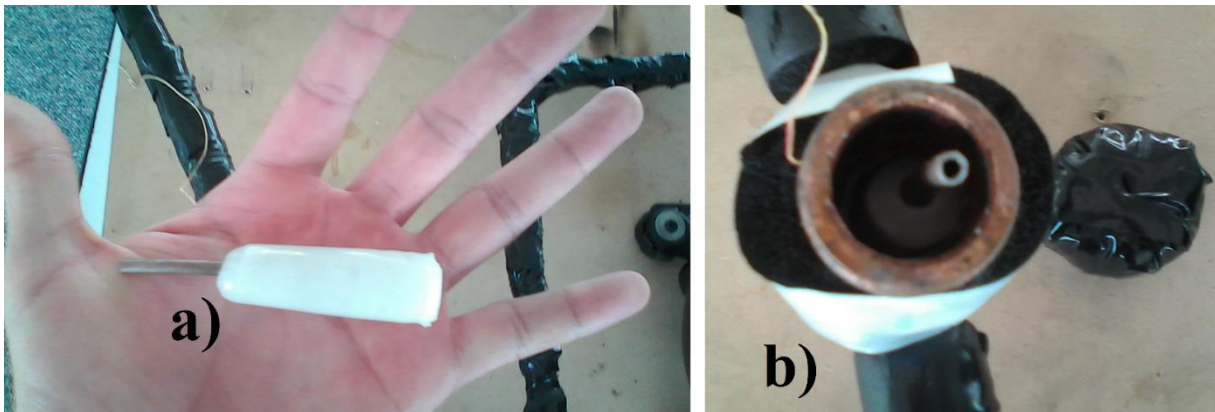
A pesar de no tener las mediciones precisas, se observó que la velocidad de congelación del sistema aumentaba conforme la temperatura ambiente era menor. Esto se debe a que la tasa de enfriamiento del condensador es mucho mayor ya que el aire ambiente está más frío. Además, la temperatura del agua será más baja y, por lo tanto, se tendrá que retirar un poco menos de calor para congelarla.

El menor tiempo de congelación, aunque no se midieron todos los parámetros, fue de  $1.5 \text{ min}$  con un hielo de  $10 \text{ g}$ . Se observa que la masa era menor, comparándola con la del “experimento más confiable”, aunque también se debe destacar que la temperatura ambiente era también menor (no se tiene el dato).

Posterior a estas pruebas, se insertó un delgado tubo de acero en el centro del molde evaporador con la finalidad de retirar el hielo del mismo. Al tratar de retirar el hielo del molde-evaporador, a pesar de haberse derretido cerca de las paredes de cobre, seguía pegado en el fondo, lo que podría indicar que en el fondo queda atrapado refrigerante líquido que sigue evaporándose, y por lo tanto, mantiene fría y congelada esa parte del hielo a pesar de que el compresor no esté en funcionamiento. Lo anterior es algo que debe considerarse a futuro, pues podría ocasionar algunos problemas para retirar el hielo recién formado.



Sería interesante cuantificar, quizás en un prototipo más cercano al concepto final y acoplado al refrigerador, el gasto energético del sistema para fabricar hielo y compararlo con el gasto energético de las máquinas actuales para fabricarlo y mantenerlo frío hasta su consumo.

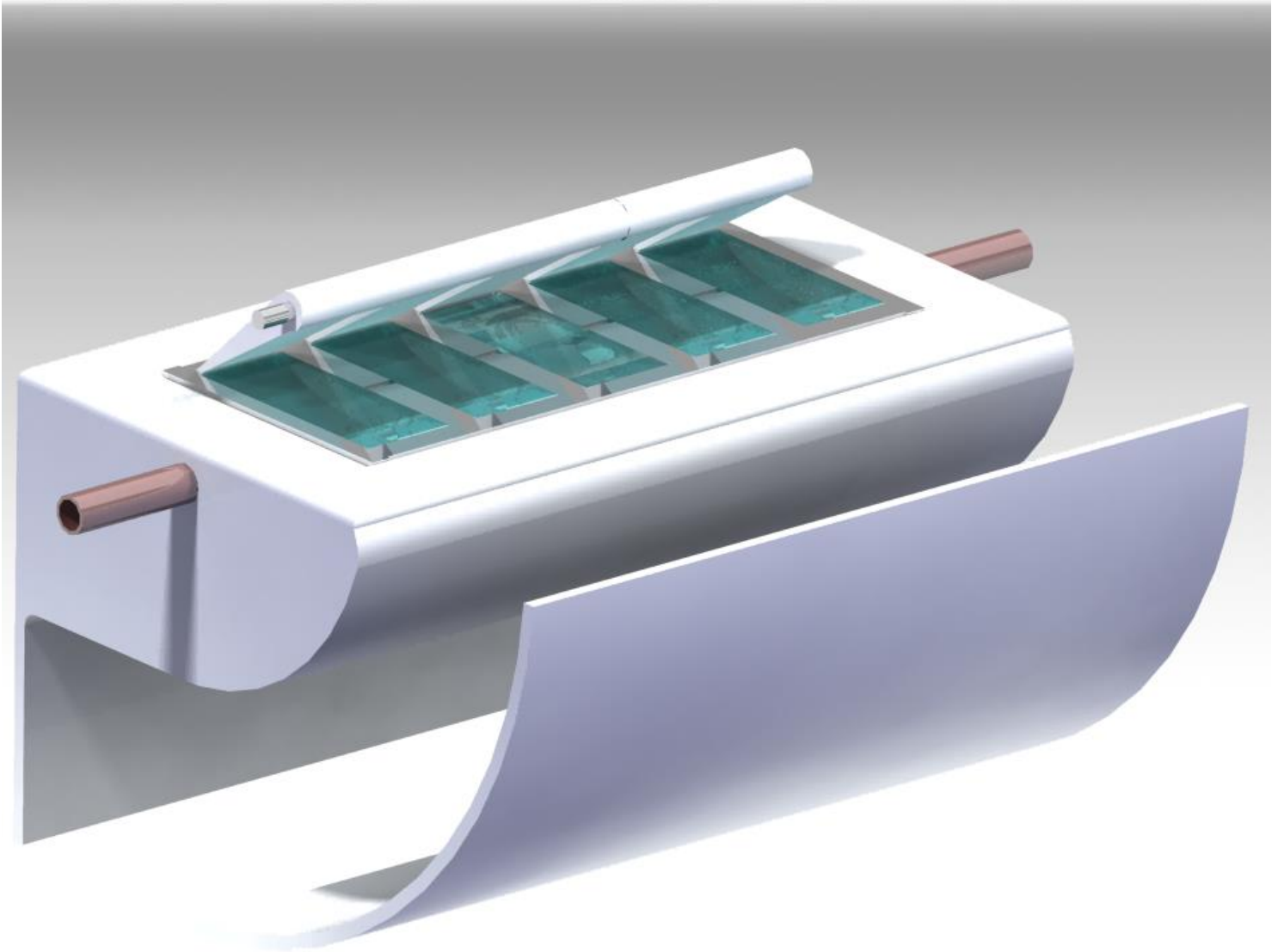


*Figura 5.14. a) Hielo de 15 g en una mano y b) hielo de 15 g todavía pegado en el fondo.*

# 6. Presentación del concepto final

## 6.1. Resumen del concepto final

La máquina presentada es una máquina de hielo rápido capaz de funcionar por si sola o estar acoplada a un refrigerador. Se estima que es capaz de producir, cuando menos, 5 hielos (15 g cada uno) en menos de 5 minutos. Sin embargo, dependiendo de la potencia del compresor y aumentando el número de compartimientos para hielos, la máquina sería capaz de producir hasta 15 hielos al mismo tiempo (esto se detalla mejor en el capítulo 6.4).



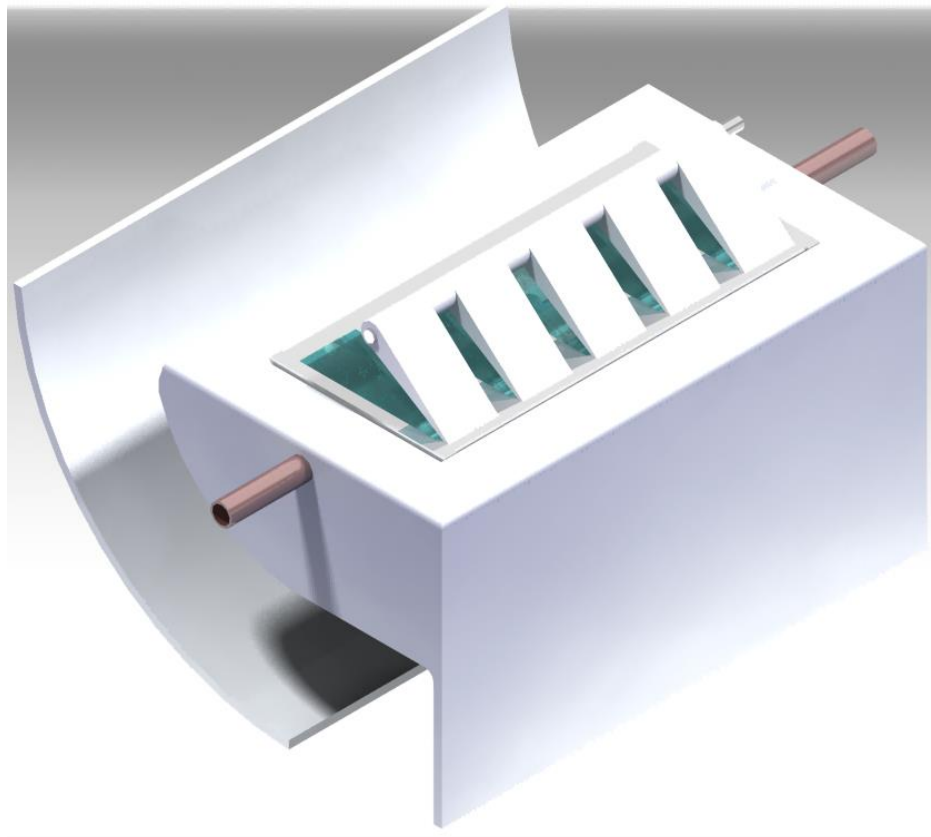
*Figura 6.1. Render del concepto final de la máquina de hielo rápido*

El concepto presentado se enfoca principalmente en el método para congelar el agua, por lo que otras cuestiones como el llenado de agua del molde, retiro del hielo, su posible almacenamiento o la forma de despacharlo podrían variar o no se explican a profundidad.

A continuación, presento una tabla con las especificaciones aproximadas de la propuesta final:

<b>Especificación</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor</b>
Tiempo de congelación por cada 5 cubos de hielo	Minutos	5
Elementos adicionales a una máquina actual	Elementos	4
Volumen aproximado	Litros	1
Costo adicional a una máquina de hielo actual	Pesos mexicanos	1127
Masa del hielo	Gramos	15
Tiempo de almacenamiento del hielo antes del consumo (el usuario podría decidir almacenarlo)	Minutos	0

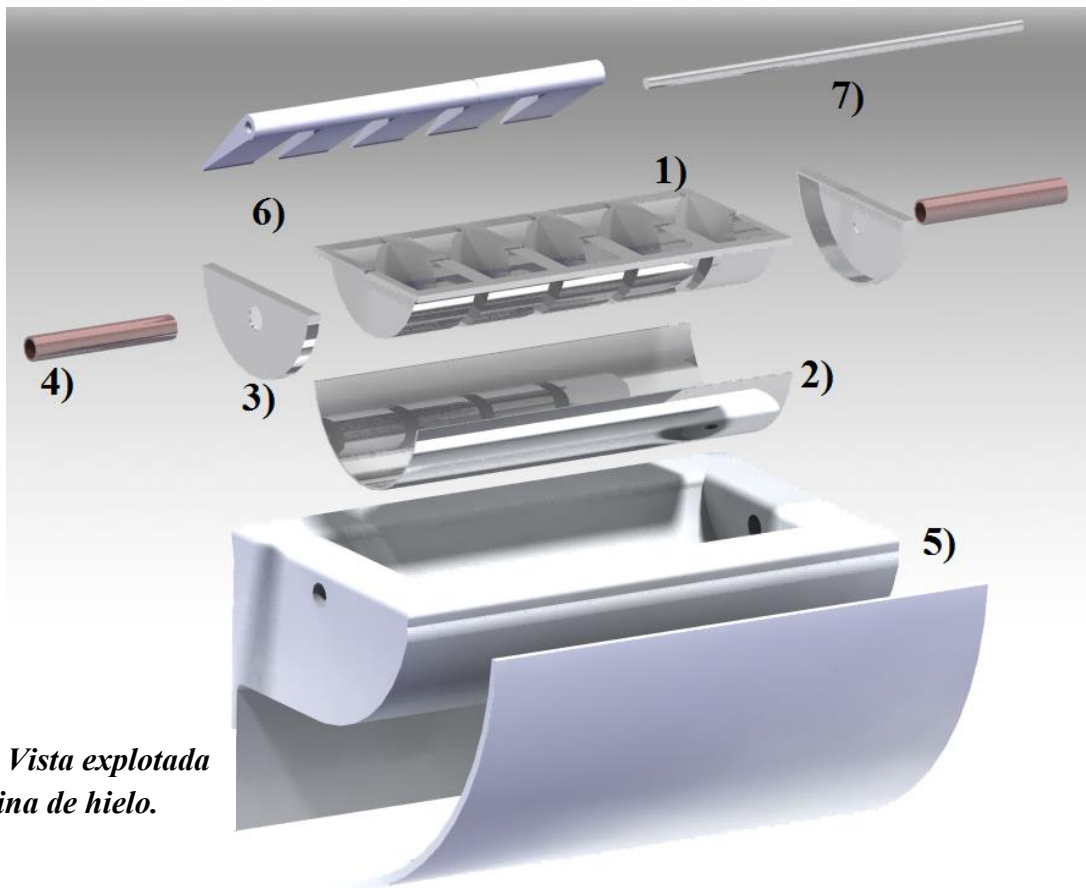
*Tabla 6.1. Especificaciones aproximadas de la propuesta final.*



*Figura 6.2. Render del concepto final de la máquina de hielo rápido*

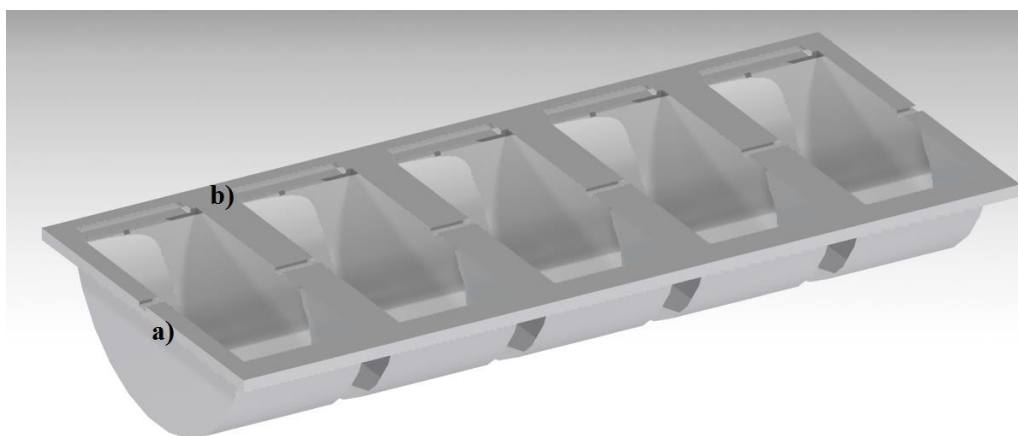
## **6.2. Componentes**

A continuación presento un render con vista explotada donde enlisto los componentes de la máquina de hielo y más adelante se explica a detalle cada uno de ellos:



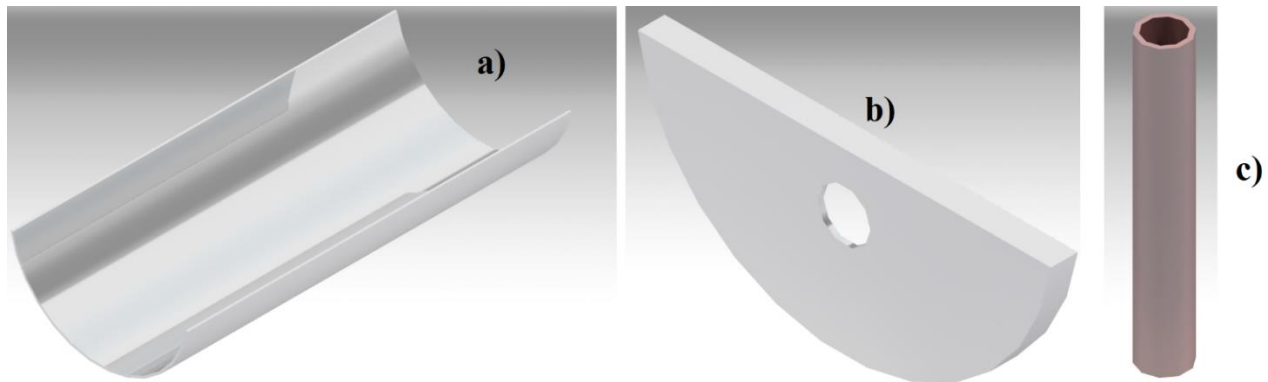
*Figura 6.3. Vista explotada de la máquina de hielo.*

- 1) **Molde:** es el componente encargado de contener el agua que será congelada y por el que fluirá el refrigerante para transferir el calor. Propongo utilizar aluminio para el molde por su alta conductividad térmica, así como por su compatibilidad con los alimentos. Tiene capacidad para 5 hielos aunque podría modificarse hasta para 15 hielos (dependiendo de la potencia del compresor utilizado). Tiene dos tipos de ranuras, unas en el centro para facilitar el llenado de agua del molde en caso de utilizar una sola manguera de llenado; y unas en el costado donde la pala, para retirar los hielos, descansaría para tener una mayor área de contacto para retirar los mismos.



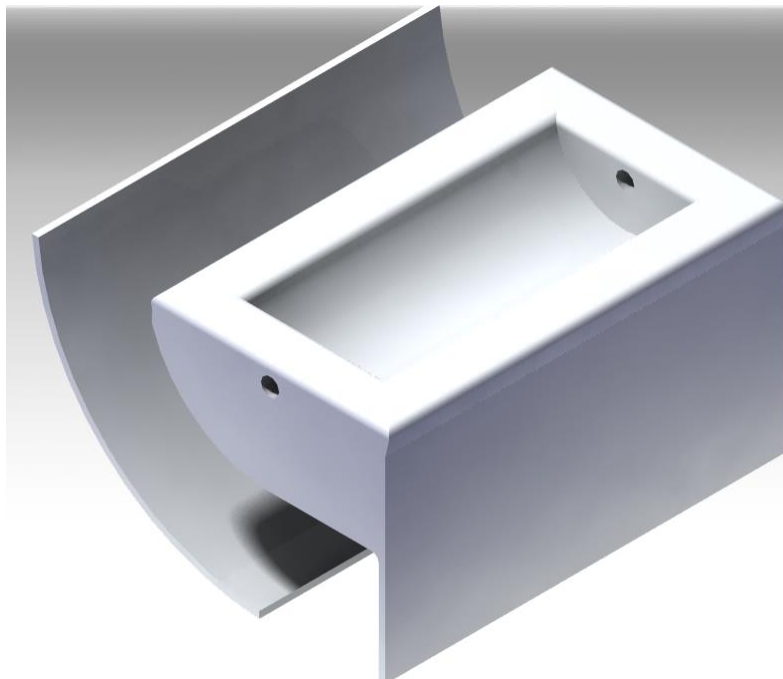
*Figura 6.4. Render del molde. a) Ranura central y b) ranura en el costado*

- 2) **Capa:** es uno de los componentes encargados de evitar que el refrigerante escape al ambiente. Es de aluminio e iría soldado al molde.
- 3) **Tapón-capa:** es uno de los componentes encargados de evitar que el refrigerante escape al ambiente. Es de aluminio e iría soldado al molde, se requieren dos tapones-capas, uno en la parte frontal y otro en la trasera del molde. Junto con la capa y molde forman lo que llamo “molde-evaporador”.
- 4) **Tubo de cobre:** Se requiere uno para la entrada y salida de refrigerante al molde evaporador, son de cobre de 5/16” y van soldados a los tapones-capa.



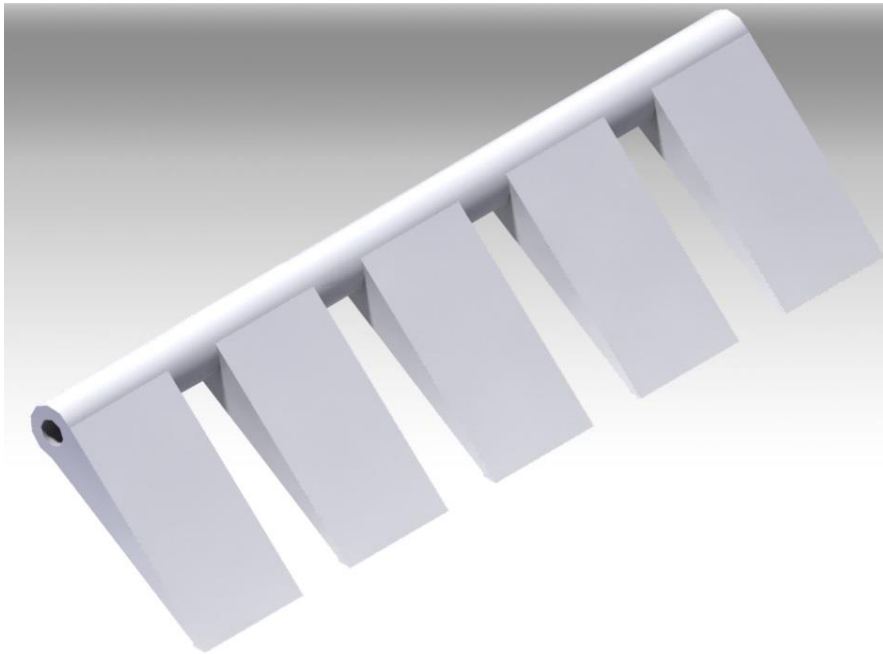
*Figura 6.5. Render de a) capa, b) tapón-capa y c) tubo de cobre*

- 5) **Cubierta aislante:** se encarga de mantener aislado el molde-evaporador para evitar que las cargas térmicas exteriores afecten el funcionamiento del mismo, le da soporte al molde-evaporador, además sirve de compartimiento para despachar el hielo. La pieza podría reducirse drásticamente de volumen y sufrir cambios si la máquina de hielo se encontrara acoplada dentro del congelador porque las mismas paredes del congelador servirían para aislar el sistema. La cubierta sería de polipropileno.



*Figura 6.6. Render de la cubierta aislante*

- 6) **Pala:** Se encarga de retirar el hielo del molde-evaporador y está sostenida por un eje de acero inoxidable. Está hecha de polipropileno.



*Figura 6.6. Render de la pala.*

- 7) **Eje:** se encarga de transmitir el movimiento de un motor eléctrico a la pala para retirar el hielo. Es de acero inoxidable.

### 6.3. Descripción del funcionamiento

El concepto final, si se quiere incorporar a un refrigerador, utilizaría el sistema de refrigeración del mismo refrigerador doméstico (compresor, condensador, filtro deshidratador, tubo capilar, el evaporador del refrigerador y R-134a como refrigerante), sin embargo se necesitaría un evaporador adicional en paralelo en donde se produciría la transferencia de calor necesaria para fabricar los hielos; una válvula solenoide de tres vías para controlar el flujo de refrigerante cuando se requiera producir hielos en el segundo evaporador (apertura de la segunda vía y cierre de la primera), cuando se requiera enfriar el refrigerador (apertura de la primera vía y cierre de la segunda) o cuando se requieran las dos acciones anteriores al mismo tiempo (apertura de las dos vías); y dos válvulas antirretorno para evitar el regreso del refrigerante en las líneas posteriores al evaporador.

A continuación, presento ambos sistemas de refrigeración a los que estaría conectada la propuesta final por medio de la tubería de cobre:

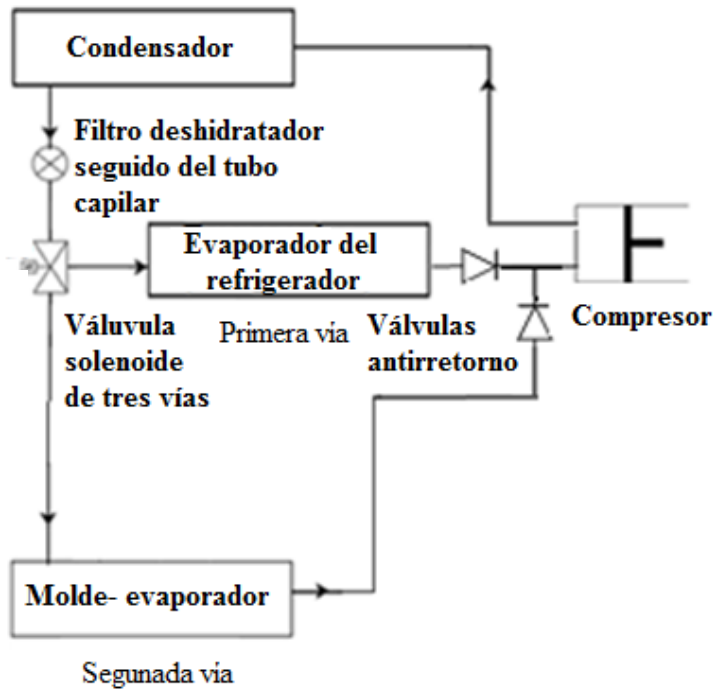


Figura 6.7. Esquema del sistema de refrigeración de la máquina acoplada a un refrigerador.

Aunque, si el concepto final quiere utilizarse como una máquina de hielo independiente del refrigerador, sólo requeriría de un sistema simple de refrigeración.

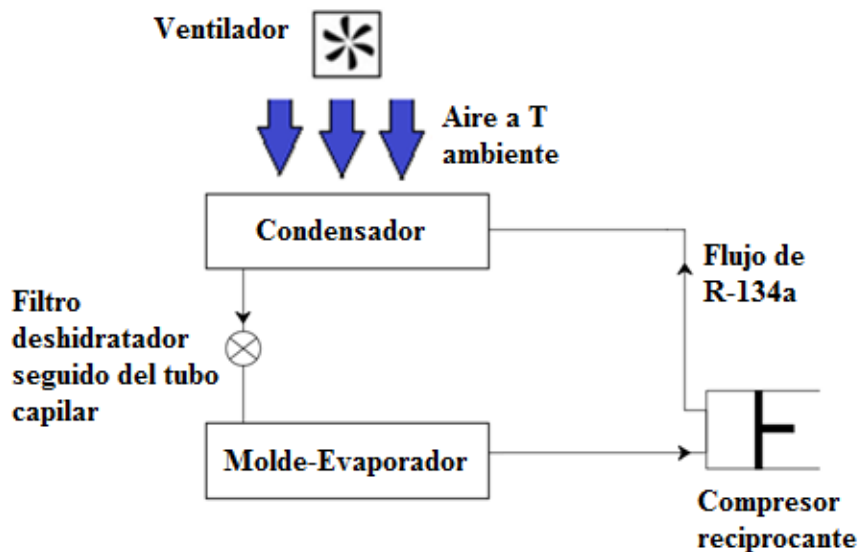


Figura 6.8. Esquema del sistema de refrigeración de la máquina sin acoplar a un refrigerador.

- 1) El molde-evaporador estaría conectado, por medio de los tubos de cobre, a un sistema de refrigeración. Una manguera de plástico llenaría de agua uno de los compartimientos del molde hasta que, alcanzada cierta altura, el agua fluiría a través de las ranuras centrales del molde hasta llenar los demás compartimientos.
- 2) El compresor entraría en funcionamiento, lo que haría fluir el refrigerante a través del tubo de cobre de entrada, luego a través del molde y saliendo finalmente por el tubo de cobre de salida. Este flujo de refrigerante absorbería el calor del agua a una tasa increíble (esto debido a su alto coeficiente convectivo), lo que congelaría el agua.

3) Si el sistema de refrigeración puede invertirse (esto se hace por medio de una válvula de 4 vías), el refrigerante fluiría al revés y calentaría los hielos sólo lo necesario para que puedan ser retirados del molde por la pala de polipropileno; por el contrario, si el sistema de refrigeración no puede invertirse se requeriría una resistencia eléctrica que calentara un poco el refrigerante para, a su vez, calentar los hielos y facilitar el retiro de los mismos con la pala.

4) Los hielos caen a un pequeño espacio de almacenamiento o directo al usuario (a consideración del objetivo del producto final).

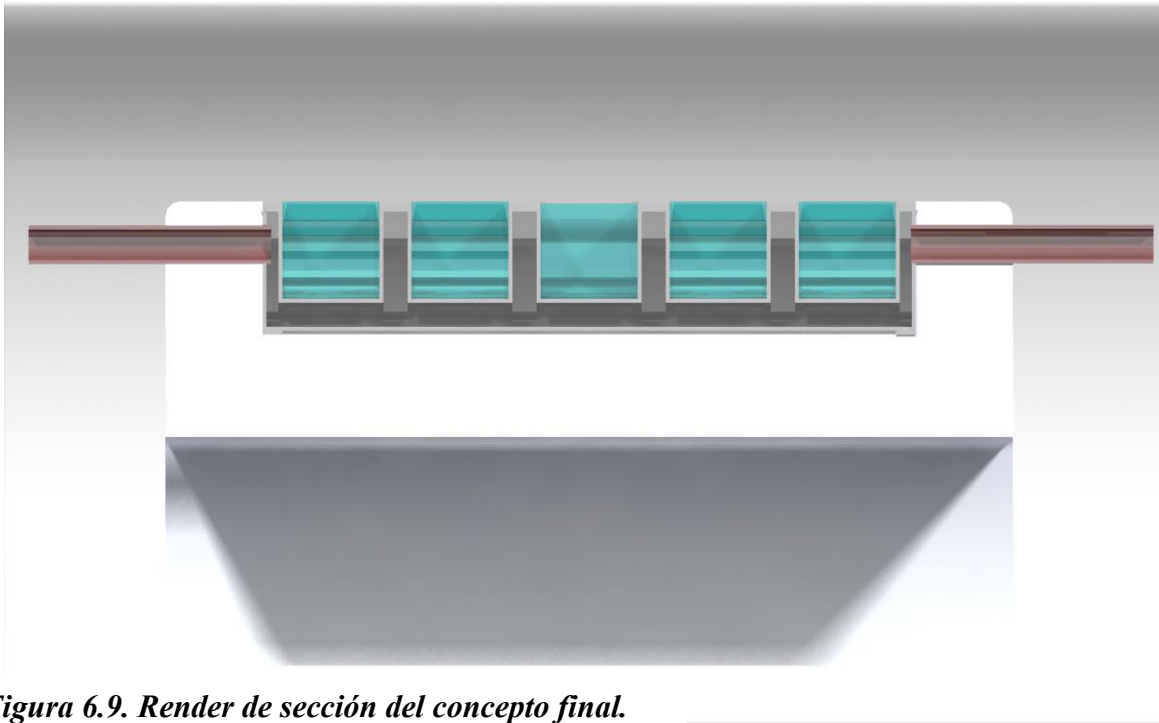


Figura 6.9. Render de sección del concepto final.

### 6.3. Producción teórica estimada

A pesar de tener tiempos de congelación muy pequeños, es necesario saber cuál es la capacidad promedio de un refrigerador doméstico para retirar calor en un determinado tiempo. Lo cual será un indicador teórico de la cantidad máxima de hielos que podrían producirse al mismo tiempo utilizando el concepto final.

Para calcular la producción máxima teórica de la propuesta elegida acoplada a un refrigerador doméstico sería capaz de alcanzar, partí de la siguiente ecuación:

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{Q}_{hr}}$$

Donde el  $\dot{Q}_{max}$ , representa el calor máximo por unidad de tiempo que es capaz de absorber el flujo de refrigerante promedio en un refrigerador doméstico; mientras que, el  $\dot{Q}_{hr}$  es el calor por unidad de tiempo que se requiere para que 15.1gr de agua líquida a 25°C se congele hasta -4°C.

Se sabe que:



$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{prom} L_{bR134a}$$

Donde  $\dot{m}_{prom}$ , es el flujo másico que es capaz de manejar un compresor de potencia promedio usado en un refrigerador doméstico. Y  $L_{bR134a}$  es la entalpía de evaporización del refrigerante R-134a a  $1atm$ . El flujo másico promedio se obtuvo de un catálogo electrónico de compresores [13] considerando los compresores recíprocos de 1/10 y 1/3 HP, que trabajan con 127V a 60Hz, con una temperatura de  $-26^{\circ}C$  en el evaporador y que usan R-134a. El flujo promedio obtenido fue de  $1.0588 \times 10^{-3} kg/s$ .

Mientras que:

$$\dot{Q}_{hr} = \frac{m_{ice}(L_{fH2O} + Cp_{H2O}\Delta T_1 + Cp_{ice}\Delta T_2)}{t_c}$$

Donde  $m_{ice}$  es la masa del hielo,  $L_{fH2O}$  es la entalpía de fusión del agua,  $Cp_{H2O}$  y  $Cp_{ice}$  son el calor específico del agua líquida y del hielo respectivamente,  $\Delta T_1$  es la diferencia de temperatura de 25 a  $0^{\circ}C$  y  $\Delta T_2$  la diferencia de temperatura de 0 a  $-4^{\circ}C$  y  $t_c$  es el tiempo de congelación calculado para dicha propuesta. Sustituyendo los datos tenemos:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{prom} L_{bR134a} = 1.0588 \times 10^{-3} * 217.2 = 0.22997 kJ/s$$

$$\dot{Q}_{hr} = \frac{0.015(333.55 + 4.1774(25) + 2.0015(4))}{5(60)} = 0.0223 kJ/s$$

Haciendo la división se obtiene:

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{Q}_{hr}} = \frac{0.223}{0.022463} = 10.31 \approx \mathbf{10 hielos}$$

El resultado significa que acoplada esta propuesta a un refrigerador doméstico promedio sería capaz de producir hasta 10 hielos al mismo tiempo.

Si se repite el procedimiento anterior con el flujo másico promedio de un compresor de 1/10HP, que es  $1.8366 kg/h$ , se obtiene que con este compresor la propuesta sería capaz de producir 4 hielos al mismo tiempo; por el contrario, si se repite considerando el flujo másico de un compresor de 1/3 HP, que es  $5.7866 kg/h$ , se obtiene que con este compresor el sistema sería capaz de producir 15 hielos al mismo tiempo. Aunque la propuesta final tiene capacidad para 5 hielos, sería posible modificarla para una mayor cantidad de hielos.

Las consideraciones anteriores parten de que sólo está pasando refrigerante a través del molde- evaporador. Si el refrigerador necesitara enfriarse al mismo tiempo que alguien requiriera producir hielos, es posible que la máquina no tuviera el mismo rendimiento. Esto debe cuantificarse por medio de un prototipo a futuro.

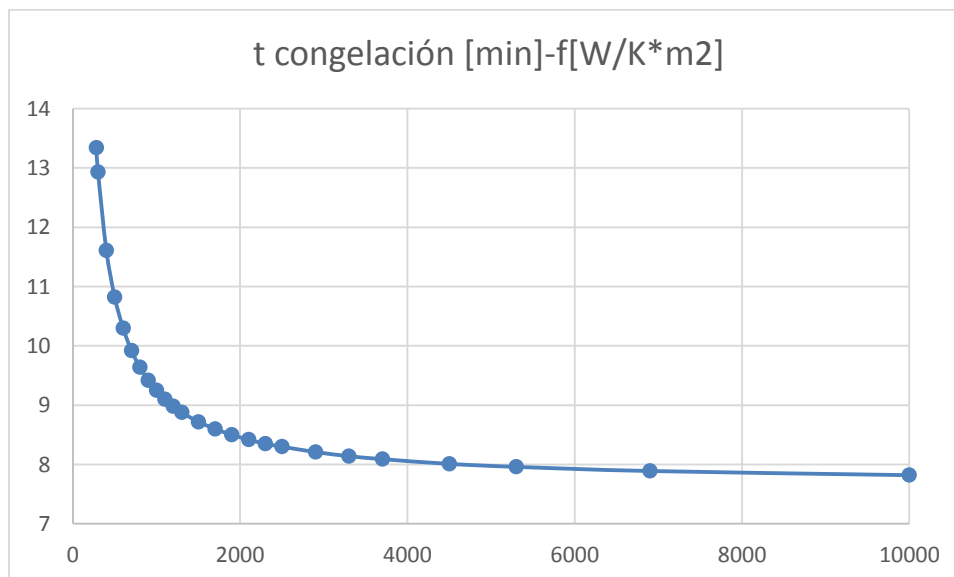
## 7. Conclusiones

Los objetivos de mi tesis se cumplieron a cabalidad: exploré y propuse diversos métodos de fabricar hielo rápido, esto mediante una investigación extensa de los métodos utilizados actualmente para enfriar, una comprensión del problema desde el punto de vista de la transferencia de calor y una lluvia de ideas que generó 7 propuestas; evalué las propuestas en cuanto a la facilidad de acoplamiento con un refrigerador, el tamaño de hielo producido, la velocidad de congelación, el costo, etc.; con la evaluación anterior, elegí la propuesta que mejor cumplía con las especificaciones y se comprobó el congelamiento rápido mediante un prototipo rápido de función; y finalmente desarrollé a nivel conceptual la propuesta elegida.

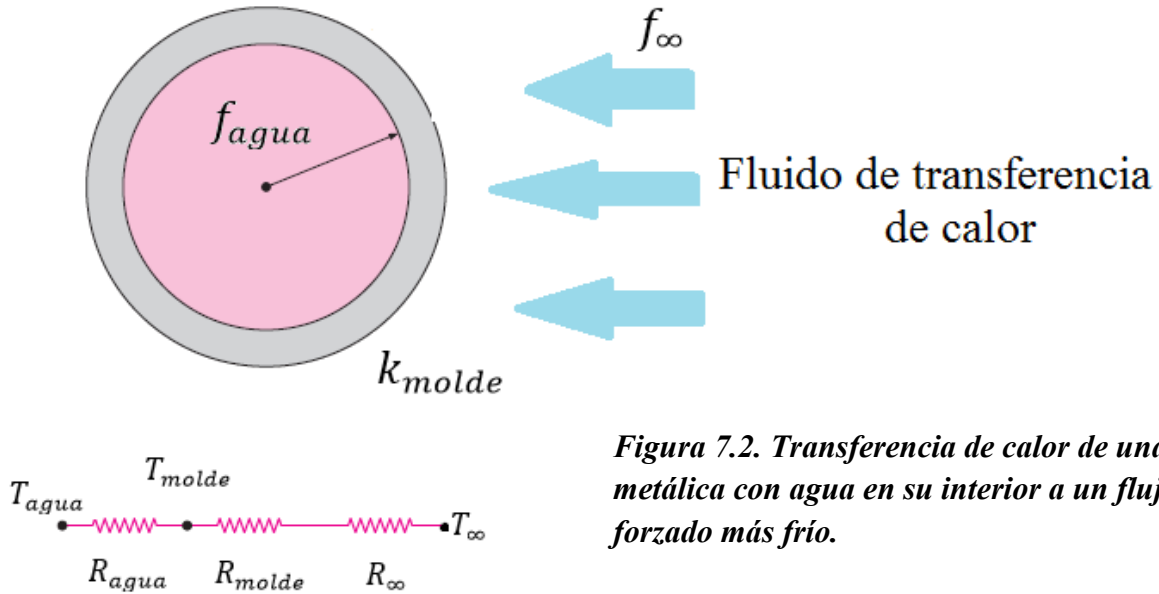
En cuanto a la necesidad de reducir el tiempo de espera del usuario para obtener hielo, este se reduce drásticamente de más de 2 horas a menos de 5 minutos. De esta forma, los hielos no necesitan ser almacenados pues el usuario tiene que esperar una fracción pequeña de tiempo para tenerlos. Sin embargo, 5 minutos podrían ser molestos para ciertos usuarios, por lo que podría analizarse la opción de tener un compartimiento de hielo y que el usuario decida si la máquina estará trabajando hasta llenar el compartimiento o sólo trabajará cuando el usuario requiera hielos. En caso que la máquina de hielo como producto final tuviera un compartimiento de almacenamiento de hielo, habría posibilidades de reducir su tamaño pues al no requerir de un tiempo de espera tan largo para producir hielo, la máquina podría trabajar en la producción de hielo mientras los usuarios consumen los pocos hielos en el compartimiento. Los hielos serán frescos, sin mal olor y mal sabor siempre y cuando el usuario los produzca en el momento de su consumo o con poco tiempo de anticipación a su consumo.

A pesar de que no lo incluí como objetivo, planteé la posibilidad de que la máquina fuera capaz de reducir el gasto energético del refrigerador, ya que al producirse el hielo en el momento de su consumo, no se requeriría almacenarlo y mantenerlo frío durante horas o días. Esto sólo puede comprobarse midiendo el gasto energético de un prototipo funcional acoplado a un refrigerador y comparándolo con el gasto energético de producir y almacenar hielo en un refrigerador doméstico común.

Una de las conclusiones, respecto al aumento del coeficiente convectivo para disminuir el tiempo de congelación, es que hay un cierto valor en el que ya no se obtiene gran beneficio de continuar aumentándolo. Lo anterior lo muestro en la siguiente gráfica que calculé a través del método de Cleland y Earle, considerando un hielo cúbico de 20g y una temperatura del fluido de enfriamiento de  $-26.06^{\circ}\text{C}$  pero variando el coeficiente convectivo:



**Figura 7.1. Tiempo de congelación de un cubo de hielo de 20 g con respecto al coeficiente convectivo**  
 Se observa claramente que aumentar el coeficiente convectivo de 4000 a 1000, no hace disminuir el tiempo de congelación ni siquiera medio minuto; por el contrario, en el rango de 0 a 2000 se observa que el tiempo de congelación disminuye de más poco más de 13 minutos a poco más de 8 minutos. Esto puede explicarse si se considera un sencillo modelo de transferencia de calor unidimensional en estado estable como el de la siguiente figura (es sólo una analogía sencilla para comprender mejor el fenómeno):



**Figura 7.2. Transferencia de calor de una esfera metálica con agua en su interior a un flujo forzado más frío.**

Si el ejemplo de la figura se modela como la analogía de las resistencias eléctricas, la potencia calorífica queda como:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{agua} - T_{\infty})}{R_{agua} + R_{molde} + R_{\infty}}$$

Si las resistencias se expresan en función de factores de forma (depende de la geometría), áreas, conductividades térmicas y coeficientes convectivos, la ecuación queda:

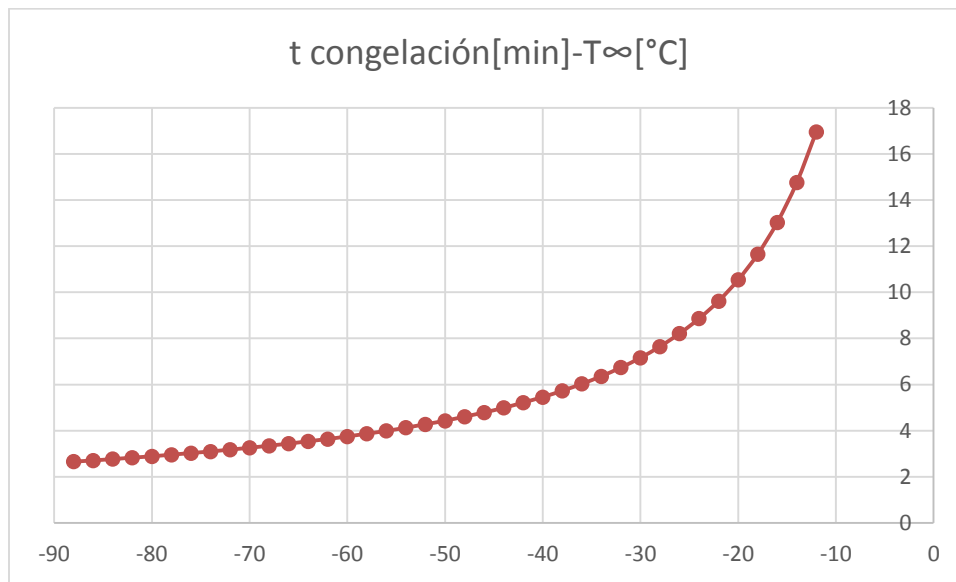
$$\dot{Q} = \frac{(T_{agua} - T_{\infty})}{\frac{1}{A_i * f_{agua}} + \frac{1}{s * k_{molde}} + \frac{1}{A_e * f_{\infty}}}$$

Si nosotros, aumentamos indefinidamente el coeficiente convectivo ( $f_{\infty}$ ) del fluido de transferencia de calor (en nuestro caso es el refrigerante), sería el equivalente a obtener el límite de:

$$\lim_{f_{\infty} \rightarrow \infty} \frac{(T_{agua} - T_{\infty})}{\frac{1}{A_i * f_{agua}} + \frac{1}{s * k_{molde}} + \frac{1}{\infty}} = \frac{(T_{agua} - T_{\infty})}{\frac{1}{A_i * f_{agua}} + \frac{1}{s * k_{molde}} + 0}$$

Como se observa en la ecuación anterior, aun aumentando infinitamente el coeficiente convectivo de nuestro fluido de transferencia, sólo eliminamos una resistencia térmica ligada a ese mismo fluido; sin embargo, todavía tenemos la resistencia térmica del molde y de la mezcla cambiante de hielo y agua. La resistencia del molde, para el caso de mi diseño, es insignificante debido a la alta conductividad térmica del aluminio y al pequeño espesor del molde.

Concluyo entonces, que la única manera de aumentar más la transferencia de calor, y por tanto disminuir el tiempo de congelación, es disminuir la resistencia térmica de la mezcla cambiante de hielo y agua o disminuir la temperatura del refrigerante. Sin embargo, disminuir mucho la temperatura del refrigerante no resulta costeable por el sistema de refrigeración en cascada que se requiere, además en la siguiente gráfica se muestra un comportamiento similar, aunque mucho menos marcado, al del coeficiente convectivo:



**Figura 7.3. Tiempo de congelación de un cubo de hielo de 20 g con respecto a la temperatura del refrigerante.**

La gráfica la construí mediante el método de Cleland y Earle, considerando un hielo cúbico de 20 g, un coeficiente convectivo de  $3000 \text{ W/K} * \text{m}^2$  pero variando la temperatura del refrigerante.

Por otro lado, disminuir la resistencia térmica de la mezcla cambiante de hielo y agua es muy complicado. Se requeriría un hielo con un área de transferencia de calor máxima, espesores mínimos o mantener en movimiento la mezcla de agua y hielo. Sin embargo, si el hielo tiene un área de transferencia muy grande o espesores grandes, el hielo se derretirá con mucha rapidez en un vaso; por otro lado, mantener en movimiento una mezcla de hielo y agua es mecánicamente complejo.

En cuanto al costo adicional del concepto final (1127 pesos), se necesita un mejor análisis pues la estimación rápida que hice fue basada en componentes comerciales, no en la fabricación directa de los componentes que podría abaratar los costos de la máquina de hielo. Para hacer esta estimación sería necesario adentrarse en el proceso de manufactura para obtener dichos componente.

## Bibliografía y referencias

- [1] Cengel, Y. & Boles, M. (2012). *Termodinámica (7ª Ed.)*. México: McGraw-Hill.
- [2] Whitman, W., Johnson, W., Tomczyk, J. & Silberstein E. (2012). *Refrigeration and Air Conditioning Technology (7ª Ed.)*. United States of America: DELMAR CENGAGE Learning.
- [3] (2013). *Manual técnico de refrigeración y aire acondicionado*. EMERSON Climate Technologies. Versión en internet por:  
<http://www.emersonclimate.com/es-LA/Resources/Documents/Emerson-ManualTecnico2013.pdf>
- [4] (2004). *DuPont HFC-134a Properties, Uses, Storage and Handling*. E.I. du Pont de Nemours and Company. Versión en internet por:  
[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US/assets/downloads/h45945\\_hfc134a\\_push.pdf](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h45945_hfc134a_push.pdf)
- [5] (2004). *DuPont HP Refrigerants Properties, Uses, Storage and Handling*. E.I. du Pont de Nemours and Company. Versión en internet por:  
[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US/assets/downloads/h47122\\_SuvaHP\\_push.pdf](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h47122_SuvaHP_push.pdf)
- [6] (2004). *Thermodynamic Properties of DuPont Suva 95 Refrigerant (R-508B)*. E.I. du Pont de Nemours and Company. Versión en internet por:  
[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US/assets/downloads/h65139\\_Suva95\\_thermo\\_prop\\_si.pdf](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h65139_Suva95_thermo_prop_si.pdf)
- [7] (2010). *2010 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Versión en internet por:  
<http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAE82/ashrae-handbook-refrigeration-3>
- [8] Flores, María & Marini, Jesús. (2014). *Desarrollo de un producto innovador para la producción de hielo en el refrigerador doméstico*. Tesis (licenciatura en ingeniería mecatrónica). México, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería.
- [9] Cengel, Y. & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa (4ª Ed.)*. México: McGraw-Hill.
- [10] Fricke, B. & Becker B. (2005). *Sensitivity of freezing time estimation methods to heat transfer coefficient error*. Elsevier B.V. Versión en internet por:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110500222X>
- [11] Grecko, A. & Banolli, G. (2005). *Flow Boiling of R22, R134a, R507, R404a and R410 inside a smooth horizontal tube*. Elsevier B.V. Versión en internet por:  
[http://www.researchgate.net/publication/245052809\\_Flow-boiling\\_of\\_R22\\_R134a\\_R507\\_R404A\\_and\\_R410A\\_inside\\_a\\_smooth\\_horizontal\\_tube](http://www.researchgate.net/publication/245052809_Flow-boiling_of_R22_R134a_R507_R404A_and_R410A_inside_a_smooth_horizontal_tube)

[12] Mastrullo, R., Mauro, A., Rosato A. & Vanoli, G. (2005). *Comparison of R744 and R134a heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube*. European Association for the Development of Renewable Energies, Environment and Power Quality. Versión en internet por: <http://www.icrepq.com/ICREPQ%2709/436-mastrullo.pdf>

[13] *Product electronic catalog-compressors*. Embraco. Versión en internet por: <http://www.embraco.com/catalog/Default.aspx>

### Referencias electrónicas de imágenes

[15] [http://1.bp.blogspot.com/-sKoGH3TIMK8/UOxoGxSAwxI/AAAAAAAAAFg/JliRnGUK4FY/s400/compresor\\_hermetico.jpg](http://1.bp.blogspot.com/-sKoGH3TIMK8/UOxoGxSAwxI/AAAAAAAAAFg/JliRnGUK4FY/s400/compresor_hermetico.jpg)

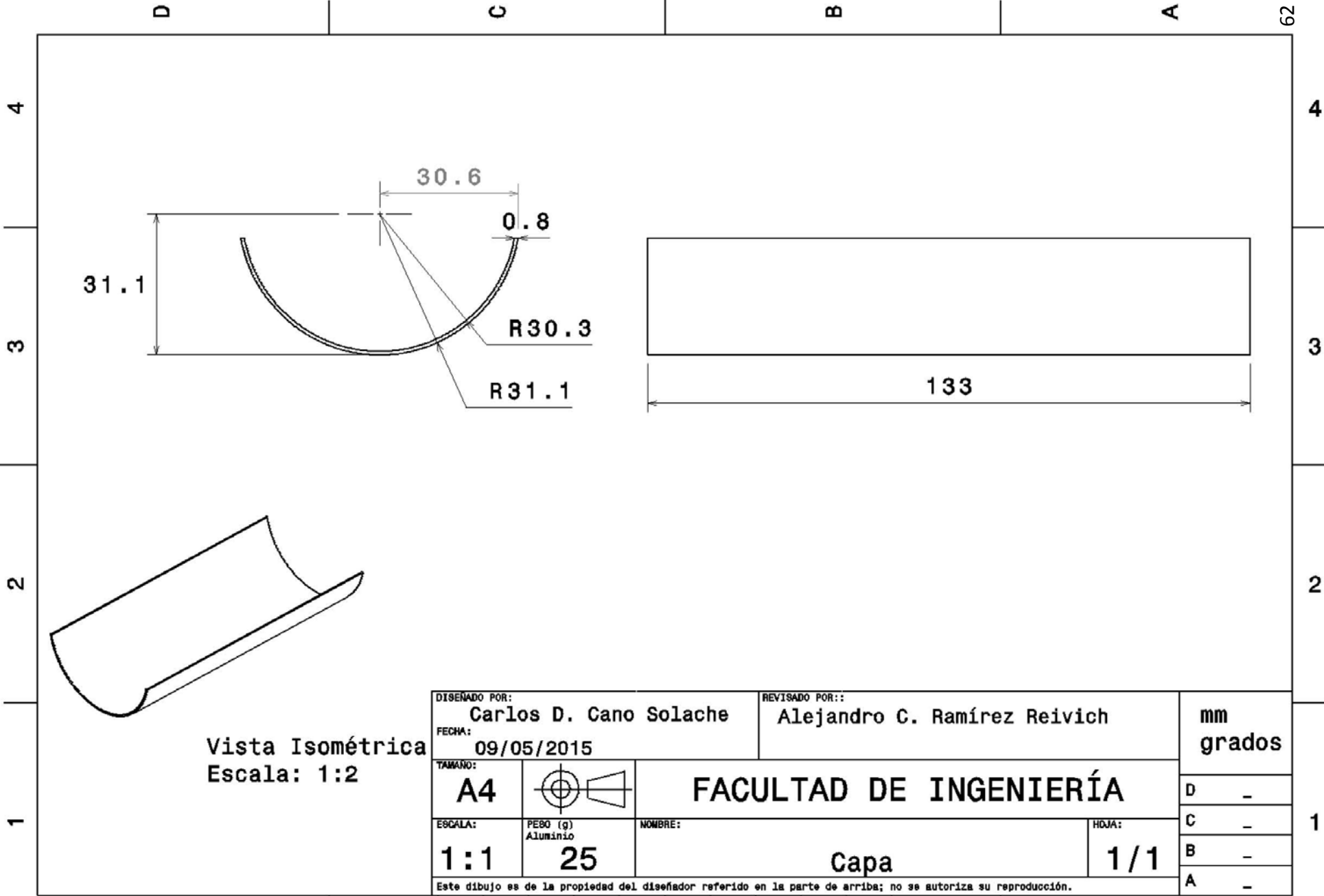
[16] <http://www.innerco.com/esp/products.asp?cataID=159&CataUpper=154>

[17] <http://home.howstuffworks.com/icemaker.htm>

[18] <http://www.yeskey.com/uploadfile/s1/start20111441/product/ice-machines/commercial-flake-ice-machine-1312420163-1.jpg>

[19] <https://static.primasupply.com/ice-o-matic/nugget-ice-makers/pearl-ice-machine-inside-0.jpg>

[20] [http://www.labfreez.com/image/data/ice-maker/fim40\\_2.jpg](http://www.labfreez.com/image/data/ice-maker/fim40_2.jpg)

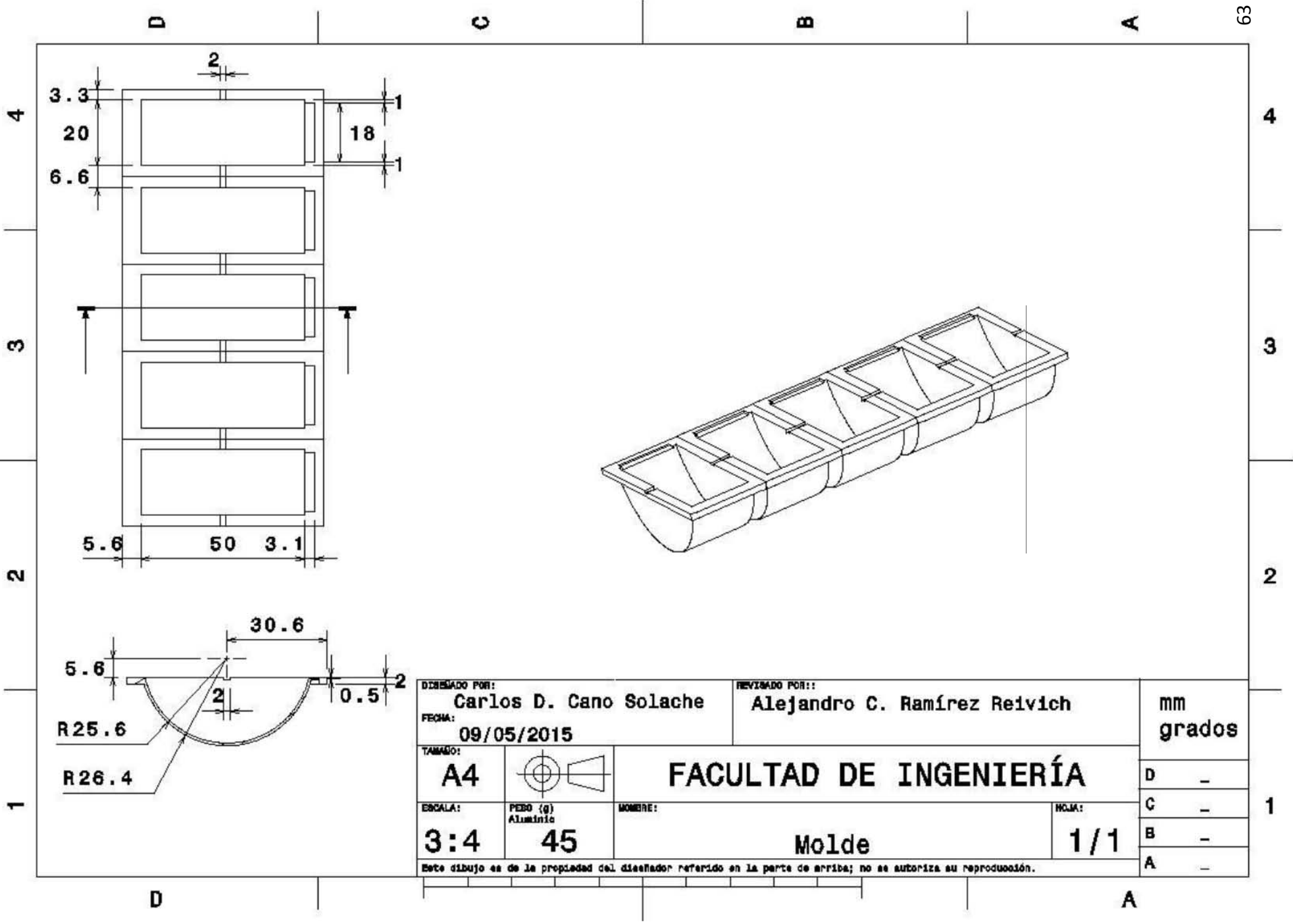


Vista Isométrica  
Escala: 1:2

DISEÑADO POR: <b>Carlos D. Cano Solache</b>		REVISADO POR: <b>Alejandro C. Ramírez Reivich</b>		mm grados
FECHA: <b>09/05/2015</b>				
TAMAÑO: <b>A4</b>		<b>FACULTAD DE INGENIERÍA</b>		D -
ESCALA: <b>1:1</b>	PESO (g) Aluminio <b>25</b>			NOMBRE: <b>Capa</b>
Este dibujo es de la propiedad del diseñador referido en la parte de arriba; no se autoriza su reproducción.				B -
				A -

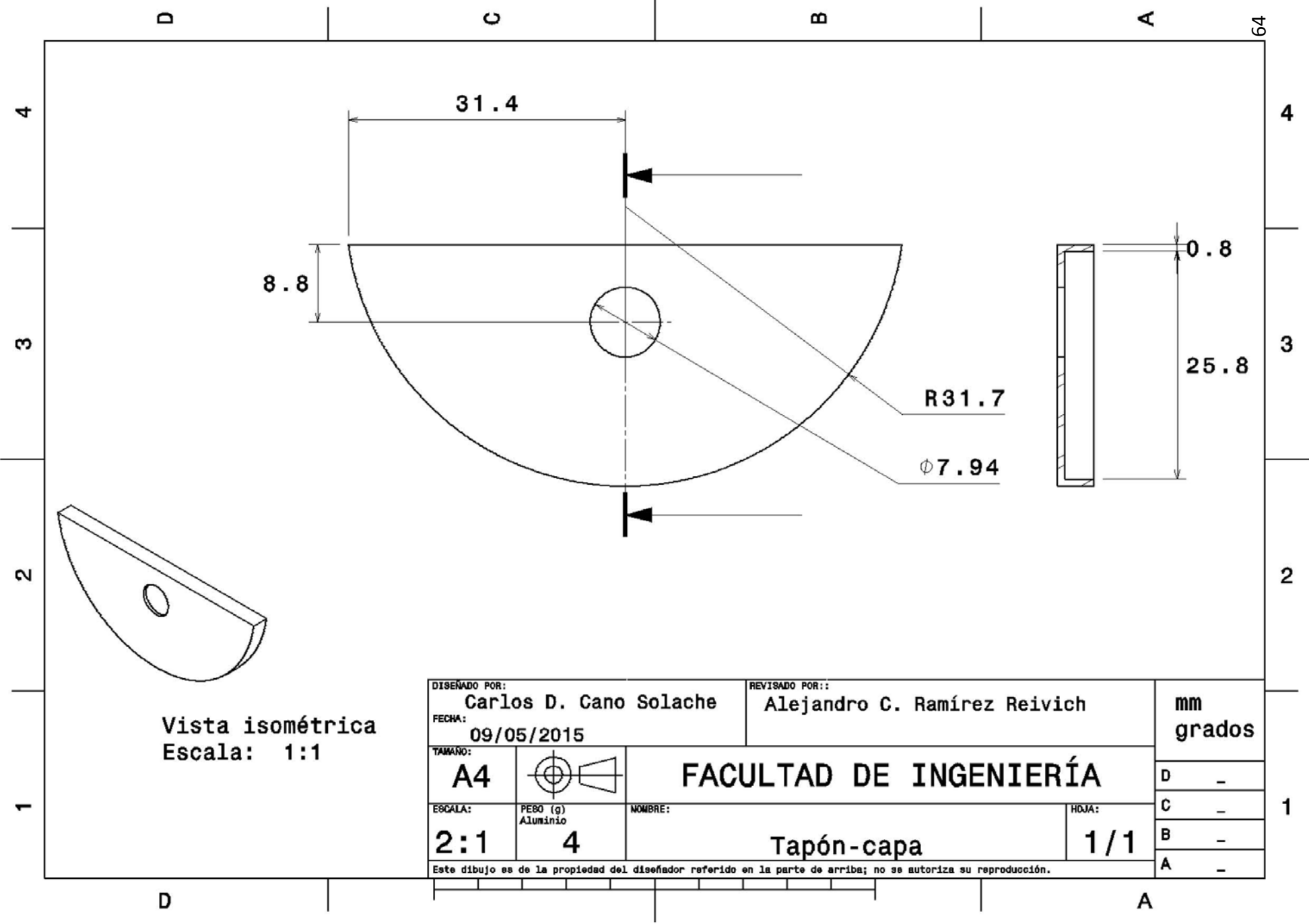
D

A



DISEÑADO POR: <b>Carlos D. Cano Solache</b>		REVISADO POR: <b>Alejandro C. Ramírez Reivich</b>		mm grados
FECHA: <b>09/05/2015</b>				
TAMAÑO: <b>A4</b>		<b>FACULTAD DE INGENIERÍA</b>		D -
ESCALA: <b>3:4</b>	PESO (g) <b>45</b> Aluminio	NOMBRE: <b>Molde</b>	NÚMERO: <b>1/1</b>	C -
Este dibujo es de la propiedad del diseñador referido en la parte de arriba; no se autoriza su reproducción.				B -
				A -





Vista isométrica  
Escala: 1:1

DISEÑADO POR: <b>Carlos D. Cano Solache</b>		REVISADO POR: : <b>Alejandro C. Ramírez Reivich</b>		mm grados
FECHA: <b>09/05/2015</b>				
TAMAÑO: <b>A4</b>		<b>FACULTAD DE INGENIERÍA</b>		D -
ESCALA: <b>2:1</b>	PEBO (g) Aluminio <b>4</b>	NOMBRE: <b>Tapón-capa</b>	HOJA: <b>1/1</b>	C -
Este dibujo es de la propiedad del diseñador referido en la parte de arriba; no se autoriza su reproducción.				B -
				A -