



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA RESISTENCIA DE DESHIELO PARA REFRIGERADORES
CON R600A

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
LUIS ENRIQUE GAYTAN CAMARENA

TUTOR
DR. JORGE ALFREDO FERRER PÉREZ

UNIDAD DE ALTA TECNOLOGÍA

JURIQUILLA, QUERETARO
JULIO 2021



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.

RESUMEN

El presente proyecto se enfoca en la necesidad existente en las empresas productoras de refrigeradores de renovar las actuales tecnologías en producción, debido a la migración a refrigerante R600a y las nuevas regulaciones por parte de agencias gubernamentales dadas las propiedades de inflamabilidad del mismo. Dichas propiedades, condicionan a un sellado hermético al sistema refrigerante, limitan el uso de ciertos componentes en el diseño de los refrigeradores (los cuales pudieran generar chispa durante la operación) y limita también las temperaturas máximas que pueden llegar a alcanzarse en cualquier punto de la unidad, durante cualquier instante de tiempo en el uso normal de la unidad.

Este último punto es de especial interés para el proyecto, dado que existe un componente en los refrigeradores domésticos con función de deshielo automático, cuyo desempeño depende en gran porcentaje de las temperaturas máximas alcanzadas por el componente, denominado como "resistencia de deshielo". Este componente tiene como principal función, eliminar el hielo y escarcha residual en la superficie del evaporador, que son creados mediante la acumulación de humedad por condensación en la superficie, a lo largo de los ciclos de trabajo de la unidad refrigerante.

Debido a la naturaleza inflamable del fluido refrigerante, las temperaturas de operación deben estar restringidas a valores inferiores a 360°C de acuerdo a la norma aplicable (UL 60335). Esto representa un reto técnico para el proyecto, pues se busca una propuesta de diseño que cumpla el parámetro de seguridad mencionado (prueba de temperaturas superficiales), pero que además cumpla con los estándares de desempeño actuales (prueba de evaporador saturado) sin sacrificar el funcionamiento de la unidad.

Durante el proceso de diseño, se explican los fenómenos físicos involucrados en el deshielo, así como las variables de entrada que afectan la respuesta del elemento en cuanto a temperaturas superficiales. Se desarrollan análisis de los diseños actuales en el mercado, y se realizan pruebas en los productos de línea base de la compañía (producción actual de refrigeradores modelos "Side by Side"). Todo lo anterior, con la finalidad de obtener los datos necesarios para generar conceptos y propuestas de diseño que puedan cumplir los objetivos iniciales. Además de lo mencionado, los datos analizados son también usados para generar un modelo inicial predictivo de temperaturas superficiales a lo largo del tiempo para una resistencia de deshielo de tipo Calrod.

Una vez obtenidos los conceptos e ideas iniciales, se procede a una selección de la mejor, considerando diferentes aspectos. El concepto de diseño seleccionado, es utilizado para prototipar el diseño final de la resistencia que cumple con los requisitos planteados. Se realiza también una segunda prueba para corroborar los resultados iniciales en los prototipos.

Finalmente, se obtiene y valida el diseño final propuesto que será introducido al mercado como un producto para el usuario final. Se obtiene también un modelo que predice el comportamiento de un diseño propuesto de resistencia, que podrá ser utilizado como base para la creación de una herramienta de diseño que permitirá ahorrar tiempos de desarrollo en los proyectos y brindará a la empresa una ventaja competitiva notable ante los competidores.

ÍNDICE

RESUMEN	i
SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS.....	vi
I. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Funciones básicas de una resistencia de deshielo.	2
1.2 Conceptos actuales de resistencias de deshielo.	5
1.2.1. Resistencia radiante.	5
1.2.2. Resistencias Calrod Fibra de Vidrio.	5
1.1.3 Resistencias Calrod MgO.	6
1.3 Identificación de la necesidad.	7
1.4 Planteamiento del problema.	7
II. OBJETIVOS	8
2.1. Objetivos generales.....	8
2.2. Objetivos específicos.....	8
III. MARCO DE REFERENCIA.....	9
3.1 El fenómeno físico de deshielo.	10
3.1.1 Ley de Joule (efecto Joule):	10
3.1.2 Hipótesis inicial.....	11
3.1.3 Criterio de aceptación en seguridad.	14
3.1.4 Criterio de aceptación en desempeño.	14
3.1.5 Modelo básico del fenómeno físico.	15
3.2 ESTADO DEL ARTE	24
3.2.1 Revisión de patentes.	24
3.2.2 Conclusión de la investigación de patentes	32
3.3 MÉTODO DE PRUEBA	33
IV. PRUEBAS EN LÍNEA BASE.....	33
4.1 Hipótesis.....	36
3.4 Variación en el proceso.	40
3.5 Modelo teórico contra experimental.....	43
3.6 Porcentaje de error, modelo teórico contra experimental en línea base.	48
IV. CONCEPTOS DE DISEÑO	49
4.1 Propuesta de diseño 1.....	49
4.2 Propuesta de diseño 2.....	50

4.3	Pruebas realizadas en prototipos.....	52
5.3.1	Instrumentación de las muestras.....	52
4.3.2	Ensamble del prototipo.....	52
4.4	Prueba de Temperaturas.....	54
4.5	Prueba Evaporador saturado	56
V.	ANÁLISIS DEL DISEÑO	58
VI.	RETROALIMENTACIÓN AL DISEÑO	61
VII.	VALIDACIÓN	62
VIII.	RESULTADOS	63
8.1	Análisis de los resultados.	65
8.1.1	Cambio en la masa del elemento	65
8.1.2	Pendiente en la asíntota cuando el tiempo tiende a infinito.....	65
8.1.3	Valor obtenido del coeficiente de convección	66
IX.	CONCLUSIONES	67
X.	REFERENCIAS.....	69

TABLA DE FIGURAS.

Figura 1. Ejemplo de un modelo de refrigerador tipo Side by Side	2
Figura 2. a) Compartimiento congelador. b) Compartimiento refrigerador. c) Ambiente	3
Figura 3. Ejemplo de formación de hielo en un evaporador.....	4
Figura 4. Principales conceptos de diseño utilizados en resistencias de deshielo.....	5
Figura 5. Fotografía del interior de una resistencia tubular	6
Figura 6. Ejemplo de un evaporador modelo Side by Side.	9
Figura 7. Ejemplo de resistencia tubular en operación.....	12
Figura 8. Ejemplo de posicionamiento de una resistencia tubular en un evaporador.	12
Figura 9. Fotografías en diferentes tiempos de un proceso de deshielo.....	13
Figura 10. Imagen de la posición de un termistor.....	14
Figura 11. Imagen representativa del volumen de control para el análisis.	15
Figura 12. Gráfica típica obtenida de temperaturas superficiales.....	17
Figura 13. Diferencia entre punto más caliente y más frío de la resistencia.	17
Figura 14. Área de contacto entre soporte y resistencia. a) Imagen isométrica del ensamble. b) Detalle del ensamble. c) Detalle área de contacto, $2.64 \times 10^{-5} \text{ m}^2$	19
Figura 15. Capacidad calorífica del acero inoxidable con respecto al cambio de temperatura.	20
Figura 16. Eje longitudinal ("X") de la resistencia, y vista de la sección transversal.....	21
Figura 17. Área superficial de transferencia (radiación y convección).	22
Figura 18. Diagrama de la pieza descrita en " US 2819858"	24
Figura 19. Diagrama del evaporador descrito en "US 4369350"	25
Figura 20. Imagen de la resistencia descrita en "US 5545878"	26
Figura 21. imagen de la cubierta protectora descrita en la patente " US 6140623"	26
Figura 22. Diagrama del proceso de control de la resistencia, descrito en "US 6415616".....	27
Figura 23. algoritmo general de control descrito en la patente "US 6631620 B2"	28
Figura 24. Imágenes de la configuración de los intercambiadores y resistencias	29
Figura 25. Diagrama del subensamble mencionado en JP2019027652A.	30
Figura 26. Colocación de termopares	34
Figura 27. Posición de los puntos de prueba en línea base.	34
Figura 28. Fotografía de la nevera utilizada.....	35
Figura 29. Representación de "densidad de potencia".....	36
Figura 30. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 115V.	37
Figura 31. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 127V.	37
Figura 32. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 132V.	38
Figura 33. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 138V.	38
Figura 34. Gráfica de la relación temperatura, tiempo y densidad de potencia.	39
Figura 35. Regresión lineal de temperatura contra densidad de potencia.....	40
Figura 36. Análisis de la capacidad de proceso para manufactura de la resistencia de deshielo.....	41
Figura 37. Comparación a 310 W de la curva teórica con los resultados experimentales.	43
Figura 38. Curva teórica contra experimental de potencia 380 W..	44
Figura 39. Curva teórica contra experimental de potencia 453 W.	45
Figura 40. Modelo teórico contra experimental (310 W) considerando el término de la radiación 46	

Figura 41. Modelo teórico contra experimental (380 W) considerando el término de la radiación	46
Figura 42. Modelo teórico contra experimental (453 W) considerando el término de la radiación	47
Figura 43. Gráfica error contra tiempo de modelo teórico contra experimental.....	48
Figura 44. Imagen de la resistencia y un bracket de la propuesta 1.....	49
Figura 45. Imagen del montaje de la propuesta 1 en CAD.....	50
Figura 46. Imagen de la resistencia y brackets de la propuesta 2	50
Figura 47. Imagen del montaje de la propuesta 2 en CAD.....	51
Figura 48. Fotografía del montaje del prototipo.....	53
Figura 49. Prueba de temperatura máxima (primeros 20 min)	54
Figura 50. Prueba de temperatura máxima (80 min de deshielo)	54
Figura 51. Comparación de los primeros 20 minutos.	55
Figura 52. Resultado del evaporador con la propuesta de diseño.	56
Figura 53. Ejemplo de prueba fallida.	57
Figura 54. Gráfica de temperaturas en Evaporador Saturado con 3 deshielos (A, B y C).....	57
Figura 55. Diseño concepto 1 de resistencia.....	58
Figura 56. Ejes coordenados en la geometría 3D.....	59
Figura 57. Propuesta de diseño para evitar fallas por fatiga.	61
Figura 58. Segunda prueba de temperatura máxima (primeros 20 min).	62
Figura 59. Segunda prueba de temperatura máxima (primeros 80 min).	63
Figura 60. Imagen CAD del subensamble final propuesto	64
Figura 61. Asíntota generada en la prueba de temperaturas, línea verde continua.	66

SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

A_s	Área superficial de convección del volumen de control.
A_{rad}	Área superficial de radiación del volumen de control.
A_{tr}	Área total de la sección transversal.
C_p	Capacidad calorífica de un material.
<i>CFC</i>	Clorofluorocarbonos.
ρ_{pot}	Densidad de potencia.
GWP	Potencial de calentamiento global (Global Warming Potential).
m	Masa.
<i>MgO</i>	Óxido de Magnesio.
ODP	Potencial de destrucción de la capa de Ozono.
P	Potencia.
P_{inf}	Potencia inferior.
P_{sup}	Potencia superior.
<i>R134a</i>	hidrofluorcarbono (refrigerante).
<i>R600a</i>	Isobutano (refrigerante).
<i>SXS</i>	Side by Side.
T	Variable temperatura.
t	Variable tiempo.
U	Diferencia de potencial eléctrico.
V	Volumen de un cuerpo.
Q	Cantidad de calor total.
\dot{Q}	Cantidad de calor por unidad de tiempo (flujo de calor).
\dot{q}	Cantidad de calor por unidad de tiempo y de masa.
J	Densidad de corriente eléctrica.

I. INTRODUCCIÓN

El refrigerante R600a o Isobutano, es un posible sustituto para otros refrigerantes usados actualmente, los cuales tienen un considerable impacto ambiental, a través de los refrigeradores domésticos [8], como ejemplos se encuentra el actual fluido refrigerante usado en unidades comerciales, el R134a, cuyo potencial de calentamiento global (GWP) es de 1410. Este coeficiente, representa el efecto de calentamiento integrado a lo largo del tiempo que produce hoy una liberación instantánea de 1kg del gas en cuestión, en comparación con el causado por el dióxido de carbono (CO₂), en otras palabras, el refrigerante actual R134a produce 1410 veces más daño (con respecto al efecto invernadero) que una cantidad equivalente de CO₂.

El Isobutano, tiene un potencial de destrucción de ozono (ODP) de cero y un (GWP) de 3 puntos, lo que indica que no afecta la capa de Ozono y que es alrededor de 470 veces menos perjudicial para el calentamiento que el refrigerante R134a. Además, es una sustancia que forma parte de gases de petróleo provenientes de fuentes naturales, por lo que se le puede considerar un refrigerante natural. El refrigerante R600a ha sido utilizado en el pasado, en congeladores hasta finales de los años 1940, y en estos momentos es ampliamente utilizado en los refrigeradores y congeladores domésticos en Europa, especialmente en Alemania, donde más del 90% de los refrigeradores son de R600a. En todo el mundo se ha discutido la posibilidad de utilizar el R600a como sustituto para los clorofluorocarbonos (CFC) [8].

En la Tabla 1, se puede observar una comparación de 3 refrigerantes, con respecto a algunas de sus propiedades de mayor interés para las industrias:

Tabla 1. Comparación de refrigerantes

Refrigerante	R600a	R134a	R12
Nombre	Isobutano	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	Dicloro-Fluorometano
Fórmula	(CH ₃) ₃ CH	CF ₃ -CH ₂ F	CF ₂ Cl ₂
Temperatura crítica (°C)	135	101	112
Peso molecular (kg/kmol)	58.1	102	120.9
Punto de ebullición (°C)	-11.6	-26.5	-29.8
Presión (bar) a -25°C (absoluto)	0.58	1.07	1.24
Densidad del líquido a -25°C (kg/l)	0.6	1.37	1.47
Densidad vapor a -25/+32°C (kg/m ³)	1.3	4.4	6
Capacidad volumétrica a -25/32°C (kJ/m ³)	373	658	727
Entalpía de vaporización a -25°C (kJ/kg)	376	216	163
Presión (bar) a +20°C (absoluto)	3.0	5.7	5.7

De la Tabla 1 se puede observar, que existen características del Isobutano que cambian significativamente con respecto al Tetrafluoroetano, algunas de ellas brindando ventajas en cuanto sistemas de refrigeración. Por ejemplo, se observa que la presión generada por los fluidos (en las mismas condiciones) es casi la mitad en el caso del Isobutano, lo que permite tener presiones de trabajo inferiores a lo actual, en los compresores para refrigeradores comerciales. Nótese también que la entalpía de vaporización (cantidad de energía necesaria para que una unidad de masa de una sustancia pase completamente del estado líquido al estado gaseoso) son notablemente superiores para el Isobutano, es decir, si se desea evaporar el líquido, como en el caso de un evaporador, es necesaria una mayor cantidad de energía térmica para conseguir el mismo resultado en masa. Lo que indica, que al utilizar Isobutano como sustituto de otros refrigerantes, la cantidad de fluido que circula en una unidad comercial, será inferior (generando menos residuos y daño al ambiente).

Actualmente, en varias partes del mundo se están realizando regulaciones para forzar a las compañías productoras de refrigeradores, a migrar al refrigerante R600a (como en el caso de países europeos).

Una de las principales diferencias entre los refrigerantes, radica en la flamabilidad del R600a, razón por la que, existen varios componentes de un refrigerador de los cuales se debe asegurar su funcionamiento sin generación de chispa o arco eléctrico y por debajo de la temperatura especificada por la norma UL 60335 y por el cliente.

El presente trabajo involucra el desarrollo de una resistencia tubular de deshielo, que pueda funcionar con las nuevas implicaciones del cambio de refrigerante a R600a, que será implementada en refrigeradores del tipo Side by Side (Figura 1).



Figura 1. Ejemplo de un modelo de refrigerador tipo Side by Side

1.1 Funciones básicas de una resistencia de deshielo.

En los sistemas que cuentan con unidades refrigerantes (aires acondicionados, cavas de vino, neveras, congeladores comerciales, intercambiadores, refrigeradores industriales), el punto más frío del sistema es siempre el evaporador. Con base en lo anterior, se deduce que los puntos más

fríos de un refrigerador comercial se encuentran también en el evaporador, el cual, es básicamente un intercambiador de calor que lleva un fluido refrigerante a baja temperatura, absorbiendo calor del aire que circula a través de él (aire proveniente del compartimiento interno, donde es almacenada la comida). El calor que es absorbido por la unidad refrigerante proviene en esencia de tres puntos, que son; el ambiente, la carga (o alimentos introducidos) y los componentes internos que generan calor. El intercambio es justo lo que se busca para mantener el aire del interior de la unidad a una temperatura baja, para conservación de alimentos. Sin embargo, un fenómeno físico implícito no deseado es presentado: la condensación de humedad que el aire, dentro del compartimiento produce. Nótese, que el flujo de aire que pasa a través del evaporador, proviene de la circulación y recirculación de 3 lugares principales, el compartimiento “congelador” (con temperaturas en el aire de alrededor de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$), el compartimiento “refrigerador” (con temperaturas en el aire de alrededor de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$), y el ambiente (cuyas temperaturas pueden rondar los $25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

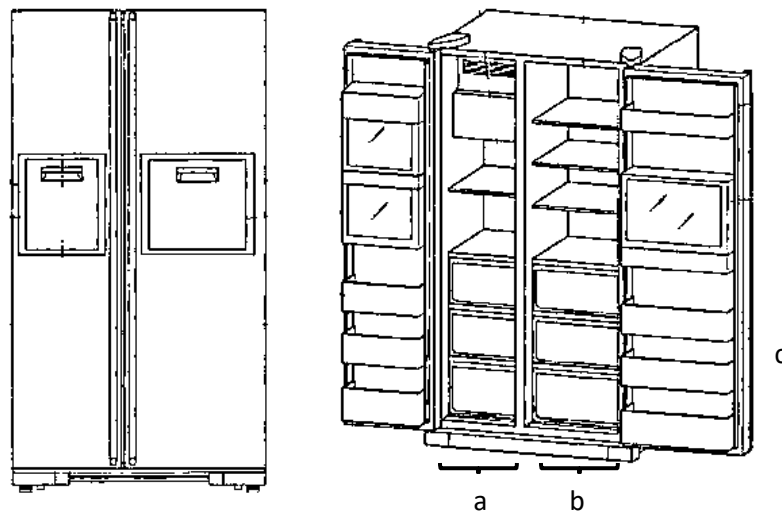


Figura 2. a) Compartimiento congelador. b) Compartimiento refrigerador. c) Ambiente

Para 2 de los 3 volúmenes descritos, la temperatura del punto de rocío con las condiciones de entrada, puede variar entre $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, dependiendo de la humedad relativa del aire en el instante. Lo anterior indica, que al hacer contacto el aire de entrada con la superficie del evaporador (cuya temperatura ronda los $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$), se condensará la humedad existente en su superficie, formando gotas de agua en el mismo. Dicho proceso es repetido con el tiempo de trabajo de la unidad, y la humedad es incrementada con cada apertura de puertas de la unidad.

Una vez que la humedad es condensada en la superficie del intercambiador, comienza el proceso de solidificación de la misma, por la transferencia de calor al refrigerante. De esta manera, paulatinamente es creada una capa de hielo sólido que puede llegar a cubrir gran parte del evaporador (Figura 3). A pesar de estar a 0 °C, el hielo reduce la transferencia de calor que existe entre la superficie del intercambiador, y el aire que fluye a través de él.



Figura 3. Ejemplo de formación de hielo en un evaporador.

Estos efectos, pueden generar consumos de energía elevados en las unidades (parámetro regulado por agencias en todos los países), desempeño insuficiente (compartimentos calientes, que producen descomposición en los alimentos, incapacidad de la unidad para congelar del lado “congelador”), o incluso puede generar un bloqueo total del aire que entra al evaporador, evitando por completo el intercambio de calor, resultando en quejas de los usuarios, insatisfacción del cliente, llamadas de servicio y desprestigio de la marca.

Para evitar estos efectos negativos de la humedad en el interior, se añade un sistema que, cada determinado tiempo (de acuerdo al algoritmo de control de cada fabricante), introduce una cantidad de calor en el sistema, permitiendo retirar todo, o la mayor parte, del hielo existente en el evaporador, proceso conocido como “deshielo”. Al componente cuya función es realizar el proceso descrito, se le denomina “resistencia de deshielo”, su función básica de desempeño, es introducir energía térmica suficiente para limpiar el evaporador, pero limitar la misma energía en el momento preciso, para evitar sobrecalentar el interior del compartimento y descomponer la carga de alimentos en su interior.

1.2 Conceptos actuales de resistencias de deshielo.

Existen actualmente en el mercado (para refrigeradores de uso doméstico) principalmente 2 diferentes tipos de resistencias (Figura 4).

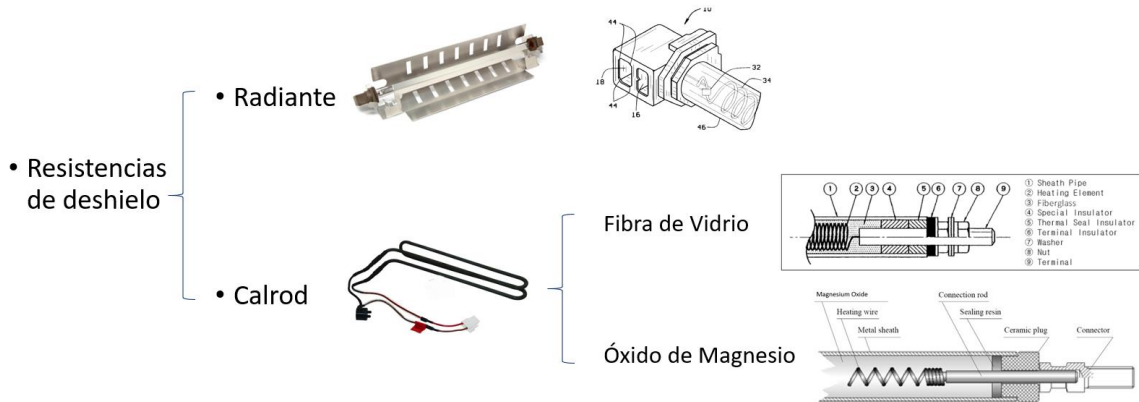


Figura 4. Principales conceptos de diseño utilizados en resistencias de deshielo [1] y [2].

1.2.1. Resistencia radiante.

Su construcción está basada en el uso de Ni-Cr para el elemento resistivo o filamento interno, contienen una longitud de pin "frío", requerida para evitar dañar los componentes que unen el filamento con partes plásticas y arneses.

La cubierta está hecha de vidrio o cuarzo y no hay aislamiento de un material sólido. Durante el funcionamiento, el elemento calefactor se ilumina en naranja o rojo y gran parte del calor se transfiere a las superficies cercanas por radiación. Los calentadores radiantes son típicamente rectos, mientras que los calentadores de calrod a menudo se forman con diferentes geometrías (como es posible observar en la Figura 3).

Dentro de las características de una resistencia radiante, se encuentran las temperaturas del elemento calefactor o filamento interno, las cuales, pueden llegar hasta 800 °C, con la finalidad de incrementar la transferencia por radiación. Esta característica es de especial interés para el presente proyecto, dado que limita por completo su uso con el refrigerante R600a por su baja temperatura de ignición.

1.2.2. Resistencias Calrod Fibra de Vidrio.

El filamento del calentador de nicromo se enrolla alrededor de un núcleo hecho de filamentos de fibra de vidrio. El material aislante entre el filamento y la funda de acero inoxidable consta de varias capas de fibra de vidrio firmemente tejida.

La conexión al cable del calentador se realiza insertando un filamento de cobre dentro del núcleo de fibra de vidrio para lograr una zona fría; Este cable está diseñado para una corriente significativamente mayor que el cable del calentador.

1.1.3 Resistencias calrod MgO.

El elemento aislante que se encuentra entre el núcleo y la cubierta de la resistencia, está compuesto de Óxido de Magnesio (Figura 5), que permite conducir calor pero aislar eléctricamente. Comúnmente, debido a las características del MgO, los diámetros mínimos y radios de curvatura de diseño, son mayores que los de las resistencias de Fibra de Vidrio.

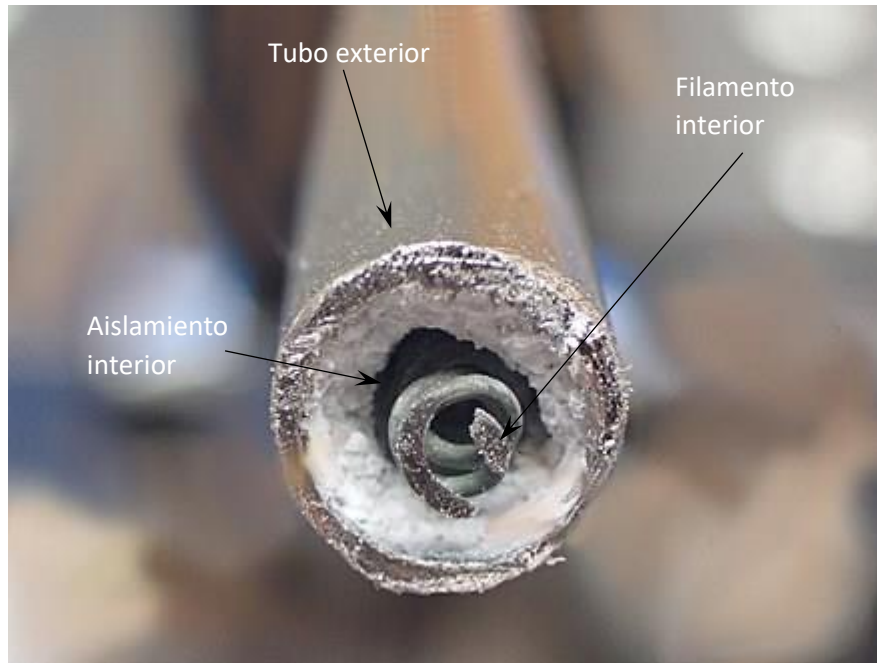


Figura 5. Fotografía del interior de una resistencia tubular [4].

Composición:

- Acero tubular: El material externo de las resistencias de calrod es comúnmente de alguna aleación de acero inoxidable, para ayudar a evitar la corrosión que, de otra manera se produciría a los pocos ciclos de vida del elemento, por las temperaturas alcanzadas y los niveles de humedad a los que son sometidos los productos [5].

Entre las funciones del material externo se encuentran, el dar estructura y rigidez al diseño (geometría) requerido. Permitir la compresión del polvo del material aislante que se encuentra entre el tubo y el filamento. Evitar la entrada de humedad a los materiales internos y permitir transferencia de calor a los alrededores [5].

- Filamento: Compuesto de una aleación Níquel-Cromo (80 -20), que permite la generación de calor mediante el efecto Joule. Su geometría en espiral, su composición, diámetros transversales y longitud, definen el valor Óhmico total del elemento, que a su vez define la cantidad de potencia que es capaz de disipar la resistencia. Dado que las temperaturas del filamento pueden superar los 700°C, es requerida una protección adicional que impida el flujo de gas al interior de la camisa protectora, para los casos en donde es utilizada la resistencia en sistemas con refrigerantes flamables (como los el R600a). Al ser un material cuya función es transformar energía eléctrica en térmica, circulan a través de este filamento, corrientes eléctricas del orden de los 3 Amperes

(variando dependiendo de su construcción y condiciones de diseño), por lo cual, por motivos de seguridad, es requerido un material no conductor (eléctrico) que mantenga separado el filamento de cualquier otra parte conductora de electricidad [6].

- Aislamiento interno: Utilizado el polvo de Óxido de Magnesio en diferentes porcentajes de pureza (dependiendo de la aplicación requerida). Entre sus funciones principales se encuentran, evitar el contacto del filamento con la camisa externa para evitar generar arco eléctrico, por lo cual, el material debe ser un buen aislante eléctrico. Permitir el paso del calor generado del filamento a la camisa exterior, debido a esto, el material también debe ser buen conductor de calor. Las propiedades de este material, delimitan el radio mínimo de curvatura que la resistencia puede tener, para evitar que la separación entre filamento y acero tubular pueda disminuir lo suficiente como para generar un riesgo en la seguridad del usuario. Otra característica importante del material de aislamiento, es la pureza del mismo, de la cual depende la velocidad de degradación del material (rondando el 95% de pureza comúnmente).

1.3 Identificación de la necesidad.

Los cambios en regulaciones en diferentes países alrededor del mundo, generan una necesidad en las compañías que comercializan en su territorio, a realizar cambios de diseño, o lanzar nuevas plataformas al mercado para cumplir los cambios en las normas.

En el desarrollo de un producto, existen diferentes características que este debe cumplir, y en primer lugar de prioridad se encuentra el cumplimiento de seguridad para el usuario. Se espera que, en los próximos años, cambien las normas con respecto a la comercialización y producción de refrigeradores en América, siendo el principal cambio esperado, la introducción del refrigerante R600a, que tiene un potencial de destrucción de ozono (ODP) de cero, es decir, no afecta la capa de Ozono de la tierra al ser liberado al medio ambiente una vez inutilizado el producto, además tiene un potencial de calentamiento global (GWP) de 3 puntos, indicando que es alrededor de 470 veces menos perjudicial para el calentamiento que el R134a, dado que éste último cuenta con un GWP de 1410 puntos (siendo el GWP la relación con respecto al impacto que tendría la misma cantidad de masa de dióxido de carbono sobre el efecto invernadero, en otras palabras, una ppm de R134a produce el equivalente a 1410 ppm de CO₂). Debido a lo anterior, es vital para las empresas tener lista la tecnología necesaria para producir en masa, antes del lanzamiento de la regulación. Se espera entonces que los nuevos cambios en las regulaciones, forzarán a migrar a refrigerante R600a a las empresas productoras de refrigeradores, lo que genera nuevas especificaciones de seguridad más estrictas que las anteriores, debido a la naturaleza inflamable del fluido refrigerante [6].

1.4 Planteamiento del problema.

Existe en el mercado actual norteamericano, una necesidad de tener listas tecnologías de deshielo que sean compatibles con materiales explosivos (como el R600a), debido a los futuros cambios en regulaciones y cuyo desempeño sea el necesario para brindar al usuario final un producto de calidad.

II. OBJETIVOS

2.1. Objetivos generales

- Desarrollar un diseño de resistencia de deshielo, que permita cumplir con los niveles de desempeño y seguridad en refrigeradores, requeridos para mercado norteamericano en unidades con refrigerante R600a, mediante el análisis de los fenómenos termodinámicos involucrados en el proceso de deshielo, comparando datos analíticos y experimentales.

2.2. Objetivos específicos

- Realizar una descripción de los principales fenómenos de transferencia de calor involucrados en el deshielo de un evaporador.
- Desarrollar una investigación de conceptos actuales en mercado.
- Desarrollar un análisis de línea base.
- Describir el fenómeno mediante las ecuaciones físicas que gobiernan el comportamiento del sistema.
- Obtener una curva de respuesta del sistema mediante experimentos.
- Desarrollar conceptos de diseño.
- Realizar pruebas y análisis de conceptos de diseño desarrollados.
- Validar de los resultados con corridas y pruebas de confirmación (reproducción del proceso de prueba en un segundo prototipo con el diseño final).

III. MARCO DE REFERENCIA

Existe un conjunto de componentes en los refrigeradores, que son afectados directamente por el desempeño de la resistencia de deshielo, entre ellos se encuentra el evaporador (Figura 6), los arneses que conectan a la resistencia, el liner (forro plástico interior, comúnmente de un color claro, blanco o gris), la charola de deshielo, el termistor que sensa la temperatura de corte de la resistencia y los compartimentos (anaqueles y parrillas) presentes en todos los refrigeradores comerciales. Además de lo anterior, la prueba de energía [9] involucra un ciclo con deshielo, por lo cual también afecta la eficiencia del sistema completo. Sin un sistema de deshielo, la humedad existente en el aire de entrada a la unidad, se depositaría sobre las superficies más frías (condensación), siendo principalmente el evaporador, reduciendo eficiencia, sin embargo, también será depositada sobre los alimentos, perjudicando el tiempo de vida de los mismos, y el desempeño en general de la unidad. Es deseable entonces, que un sistema de deshielo, no solo permita liberar la superficie de transferencia de calor del intercambiador (evaporador), sino, además eliminar del interior de la unidad la mayor cantidad de agua posible existente debido a las aperturas de puertas y a las condiciones ambientales que existan en lugar donde el usuario haga uso del producto.

Existe también, un software en la tarjeta principal de la unidad, que se encarga mediante algoritmos programados de mandar señales de control a la unidad (entre ellas, el encendido o apagado de la resistencia, la definición del tiempo adecuado para el próximo ciclo de deshielo).

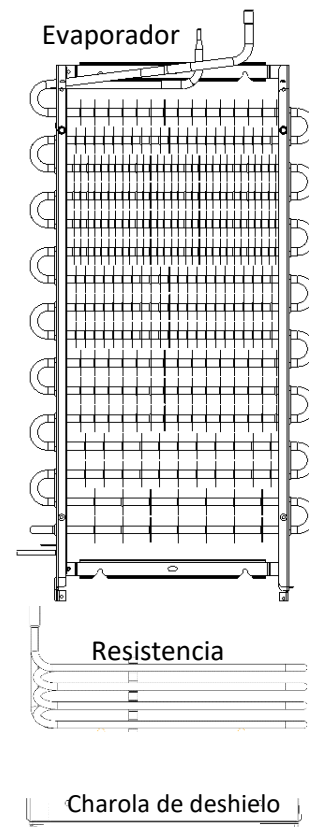
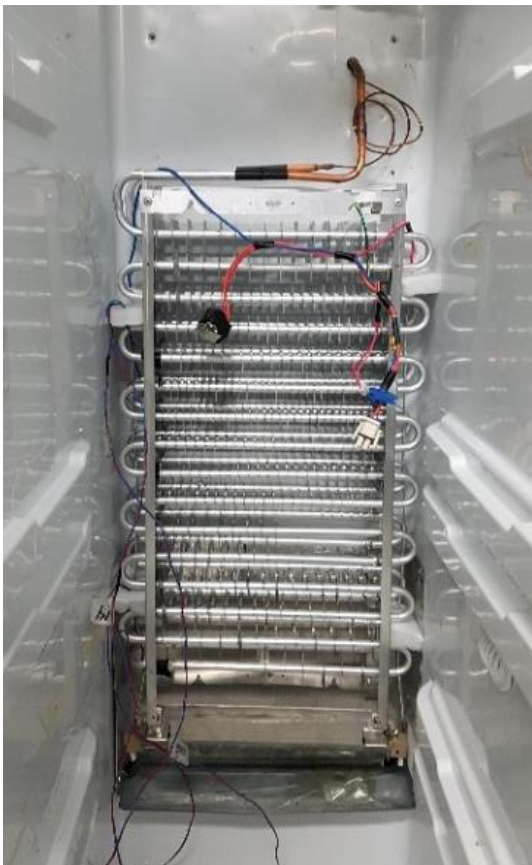


Figura 6. Ejemplo de un evaporador modelo Side by Side.

Debido a lo mencionado, el diseño del elemento no solo involucra la parte dimensional, geométrica, eléctrica, mecánica y térmica, sino la definición de especificaciones de manufactura, parámetros de control de la unidad, conexiones con arneses, la interacción con otros componentes (como el evaporador y charola de deshielo), tiempos de operación y la afectación al flujo de aire al interior de la unidad.

3.1 El fenómeno físico de deshielo.

Uno de los principales factores que afectan el desempeño de un refrigerador, es la formación de hielo en el evaporador, ya que un exceso de escarcha disminuye la potencia de enfriamiento del sistema por el aislamiento térmico (disminuye la constante de conductividad térmica del material en contacto) que produce el hielo depositado en la superficie de transferencia. Debido a esto, para eliminar el hielo que se forma en los evaporadores, es necesario un aporte de calor que permita la fusión del hielo, el cual puede darse tanto desde el interior del evaporador como desde el exterior de él. Es poco común el uso de válvulas para permitir que el propio refrigerante, funcione como el medio para realizar el deshielo, sin embargo, existen sistemas actuales que realizan esa función. Comúnmente se utilizan en el mercado, elementos externos al evaporador que permiten la transferencia de calor al mismo.

En el mercado es posible encontrar productos con diferentes tipos de deshielo para el refrigerador. Su clasificación se da de acuerdo a los siguientes parámetros:

- Automático: En los refrigeradores con deshielo automático se encuentra una resistencia montada sobre las tuberías del serpentín de evaporación (evaporador). Esta resistencia de manera automática (sin el requerimiento de presionar un botón, accionar un mecanismo, o indicar a la unidad de alguna manera el inicio del ciclo) se encarga de liberar al evaporador de la escarcha que se forma en él durante el ciclo de enfriamiento.
- Semi-automáticos: Sistemas en donde se presiona un botón (o cualquier mecanismo de activación) cuando se desea deshielar el equipo, sin que sea forzoso tener que esperar a que el reloj de deshielo lo haga cuando su sistema lo indique.
- Manual: en algunos productos (comúnmente en refrigeradores de gama baja), existe el deshielo manual, en el cual se tiene que desconectar la unidad, para esperar a que la temperatura del evaporador suba lo suficiente para limpiar de escarcha, y posteriormente comenzar el ciclo de encendido de nuevo.

Para el presente caso de análisis, se cuenta con unidades con deshielo automático, que utilizan una resistencia radiante en las que, como su nombre indica, el fenómeno de transferencia de calor se da principalmente por radiación.

3.1.1 Ley de Joule (efecto Joule):

James Prescott Joule fue un físico inglés, quien, a partir de observaciones, mediciones y experimentación, formuló una ecuación que describe el fenómeno irreversible que lleva su nombre [10].

La ley de joule establece que la cantidad de calor (Q) que desarrolla una corriente eléctrica (I) al pasar por un conductor es directamente proporcional a la resistencia (R), al cuadrado de la intensidad de la corriente (I) y el tiempo que dura la corriente (t) [11].

Lo anterior queda expresado de la siguiente manera:

$$Q = R \cdot I^2 \cdot t \quad (1)$$

De igual forma, se puede expresar en términos de la potencia disipada:

$$\dot{Q} = R \cdot I^2 \quad (2)$$

La ecuación (2) expresa la cantidad de calor liberada por instante de tiempo, de un elemento conductor por el cual circula una corriente eléctrica, que es transformada en su totalidad en energía térmica, produciendo como efecto resultante el incremento de la temperatura del elemento conductor y sus componentes que lo conforman.

3.1.2 Hipótesis inicial.

Basado en el trabajo realizado por Joule, y en los fenómenos de transferencia implicados en la resistencia de deshielo, se plantea la siguiente hipótesis:

“Existe un parámetro para cualquier resistencia de deshielo, basado en cantidad de potencia liberada, con el cual, puede predecirse la temperatura máxima superficial de la misma en cualquier instante de operación”.

La ley de Joule, con base en (2), indica entonces, que siempre existirá un porcentaje de la energía suministrada, desperdiciado en generación de calor (siempre que R sea mayor a 0 en el material conductor, existiendo solo en el caso de los materiales superconductores una resistencia nula), como en el caso de los procesadores, donde se trata de aprovechar la mayor cantidad de energía eléctrica para aumentar el rendimiento del sistema. En tales casos, el efecto Joule es un resultado no deseado que se trata de evitar con la definición de los parámetros de diseño en el circuito, dado impide el aprovechamiento de la máxima cantidad de energía de una corriente eléctrica que alimenta a un sistema, además de generar calor en el sistema que puede llegar a dañar los mismos componentes, o que, en algunos casos, implica el uso de un sistema de enfriamiento.

Sin embargo, el efecto Joule es también algo deseado en algunos productos, como lo son algunos electrodomésticos; hornos, estufas, calefactores, y para el caso de análisis, refrigeradores, en los cuales, se busca la generación de calor mediante una diferencia de potencial, para ser aprovechado con diferentes fines.

En el caso de las resistencias tubulares (es mostrado un ejemplo en la Figura 7), las cuales son comúnmente utilizadas en refrigeradores para realizar el deshielo automático, los principales parámetros de diseño son: la longitud total de calentamiento (zona caliente), el diámetro de la

carcasa o tubo exterior, el espesor del material de protección, el material de aislamiento incluyendo las dimensiones del mismo y el valor óhmico del elemento resistor que se encuentra en el centro de la tubería.

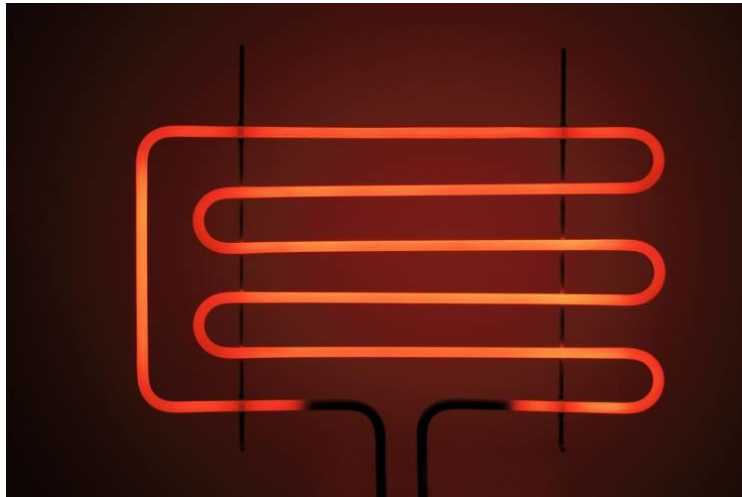


Figura 7. Ejemplo de resistencia tubular en operación.

El proceso de deshielo de los productos con este tipo de resistencias tubulares, se da principalmente por convección, debido a que las temperaturas superficiales alcanzadas por en el tubo exterior (Figura 5), suelen ser más bajas que las resistencias radiantes, como la que se muestra en la Figura 4 (por sus características como área superficial y material de aislamiento), además del hecho que, en algunos diseños, el área que puede ser radiada por el elemento, es solo la parte inferior del intercambiador, como se muestra en la Figura 8.



Figura 8. Ejemplo de posicionamiento de una resistencia tubular en un evaporador.

La Figura 9 muestra un ejemplo del proceso que se lleva durante un ciclo de deshielo. El tiempo máximo para limpiar toda la superficie, está en función de la capacidad del sistema, los fenómenos de transferencia involucrados y las geometrías del evaporador.

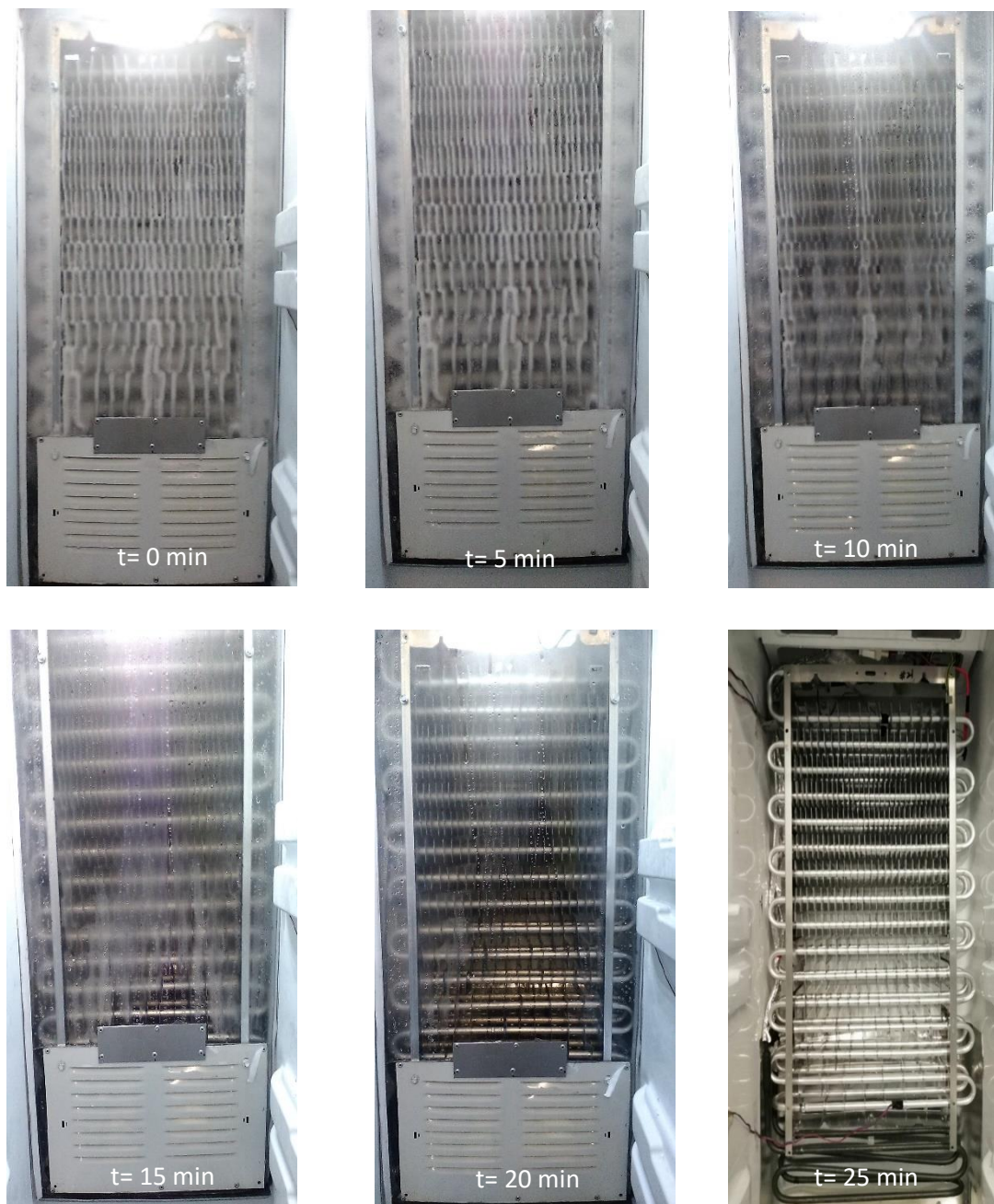


Figura 9. Fotografías en diferentes tiempos de un proceso de deshielo.

Control de deshielo en un refrigerador:

El deshielo de los modelos de análisis, es controlado mediante la tarjeta electrónica de la unidad, que registra la temperatura del termistor (mostrado en la Figura 10), y una vez alcanzada la

temperatura definida, detiene el ciclo de deshielo. Dicho proceso es definido como un “ciclo de deshielo normal”.

Por parámetros de seguridad, la unidad debe contar con un dispositivo (un termofusible para el caso de análisis), que permita cortar la corriente de alimentación a la resistencia, en caso de existir un fallo en la tarjeta o el termistor y la resistencia se mantenga energizada por tiempo indefinido.

Para el presente trabajo, el punto máximo de temperatura superficial alcanzada por la resistencia, debe ser considerado como el máximo valor registrado justo antes de accionar el termofusible, en el punto más caliente de su superficie. Esto define el criterio de aceptación para la prueba de seguridad, en aquellos sistemas en donde la temperatura del elemento no llega a tener una asíntota horizontal (puede seguir aumentando la temperatura si se mantiene energizado el elemento).



Figura 10. Imagen de la posición de un termistor.

3.1.3 Criterio de aceptación en seguridad.

El proceso consiste básicamente en, un elemento a baja temperatura (hielo) y un elemento a alta temperatura (superficie de la resistencia), de manera que se pueda realizar la transferencia de calor entre ambos. Sin embargo, el objetivo de diseño desde el aspecto de seguridad, es mantener un rango de temperatura que está definido por debajo del punto de ignición del refrigerante (con un margen de seguridad de 134°C de acuerdo a la norma UL 60335 [6]) con la finalidad de anular cualquier posibilidad de generar una explosión en caso de fuga en tuberías. Para el presente proyecto el punto máximo de temperatura está definido como 360 °C, es decir, el diseño propuesto debe ser capaz de mantener temperaturas superficiales inferiores al límite por lo menos 40 minutos (tiempo de deshielo).

3.1.4 Criterio de aceptación en desempeño.

De acuerdo a lo explicado en 3.1.1, el diseño debe tener la capacidad de calentamiento, tal que permita el funcionamiento de la unidad en condiciones normales, para definir lo anterior, se seguirá

un procedimiento denominado prueba de evaporador saturado, y como criterio de aceptación se considerará el resultado de la evaluación.

3.1.5 Modelo básico del fenómeno físico.

Partiendo de un análisis general de energía, y considerando como volumen de control el cuerpo de un elemento (tomado de la línea base del presente proyecto), comprendido entre las superficies del acero del cual está construido, se puede definir la siguiente ecuación básica:

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} + \dot{E}_{generada} = \Delta\dot{E}_{cuerpo} \quad (3)$$

El volumen de control, está delimitado como se muestra en la Figura 11.

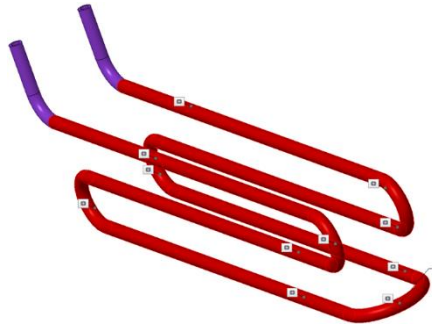


Figura 11. Imagen representativa del volumen de control para el análisis.

Dado que la energía térmica del sistema, fluye del centro de la resistencia hacia los alrededores, se puede deducir que el término de energía de entrada al sistema, es cero, reduciendo la ecuación a la siguiente expresión:

$$\Delta\dot{E}_{cuerpo} = \dot{E}_{generada} - \dot{E}_{salida} \quad (4)$$

El cambio en la energía térmica del cuerpo (primer término de la ecuación 4) está definido por la siguiente expresión:

$$mC_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

La ecuación 5, expresa que el cambio en la energía interna depende de la cantidad de masa del cuerpo, considerando la masa del objeto constante, la capacidad calorífica del objeto como una variable en el tiempo y el cambio propio de la temperatura en un instante de tiempo.

Los fenómenos de transferencia de calor asociados a las pérdidas de energía térmica en el cuerpo, son los 3 medios de transferencia de calor existentes, conducción, convección y radiación. Debido a lo anterior, la energía que sale del volumen de control está definida por:

$$-\dot{E}_{salida} = -\dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{cond} \quad (6)$$

De acuerdo a lo explicado en el capítulo anterior, la transferencia de calor total de un cuerpo a sus alrededores dependerá principalmente del tipo de resistencia en análisis, del diseño y de sus características de construcción (materiales, espesores, potencias, convección natural o forzada, entre otros), por lo tanto, existen en el sistema diferentes porcentajes de contribución de cada fenómeno de transferencia.

Con respecto al término de energía generada, se presentan en el elemento principalmente 2 fenómenos involucrados, el efecto Joule (descrito y explicado anteriormente) y el efecto Thomson. El efecto Thomson se define como la conversión de la diferencia de temperatura a voltaje eléctrico (y viceversa), esto indica que un elemento termoeléctrico puede crear un voltaje cuando hay una diferencia de temperatura a cada lado del mismo, por lo cual, es esperado que en el sistema en análisis existan corrientes generadas por el efecto Thomson, que a su vez se traducen a la generación de mili volts dentro del mismo. Se puede entonces decir que:

$$\dot{E}_{generada} = \frac{J^2 V}{\sigma} + \mu \vec{J} \cdot \nabla(\alpha T) \quad (7)$$

En la ecuación 7, el segundo término del lado derecho de la ecuación representa el efecto Thomson, mientras que el primer término representa el efecto Joule. Nótese que, para el caso de análisis, se tiene un conductor eléctrico (filamento interior), una corriente eléctrica (generada como efecto de la diferencia de potencial suministrado a la resistencia) y una diferencia de temperaturas entre diferentes puntos de la resistencia en el mismo instante de tiempo. De acuerdo a la definición, se deduce que el término en la ecuación denominado como efecto Thomson, representa una generación de calor añadido al efecto Joule, en el fenómeno de deshielo, es decir, ambos fenómenos forman el total de energía generada dentro del volumen de control.

La Figura 12 fue obtenida de una prueba de temperaturas superficiales realizada a una resistencia tubular con características similares a la línea base. Cada una de las líneas representa la serie de datos obtenidos de un sensor (termopar) colocado en la superficie, y distribuidos en diferentes puntos del elemento. Se puede observar que, la máxima separación entre puntos de la resistencia en el mismo instante de tiempo, comúnmente no supera los 20°C, como se muestra en la Figura 13 (resultante de la resta del punto más caliente, menos el punto más frío), por lo que, para el desarrollo del modelo básico, para el efecto Thomson se puede asumir que:

$$\mu \vec{J} \cdot \nabla(\alpha T) \rightarrow 0 \quad (8)$$

Es decir, se asume que la distribución de temperatura a lo largo de la resistencia es totalmente uniforme y la resultante no tiene como variable independiente un término espacial.

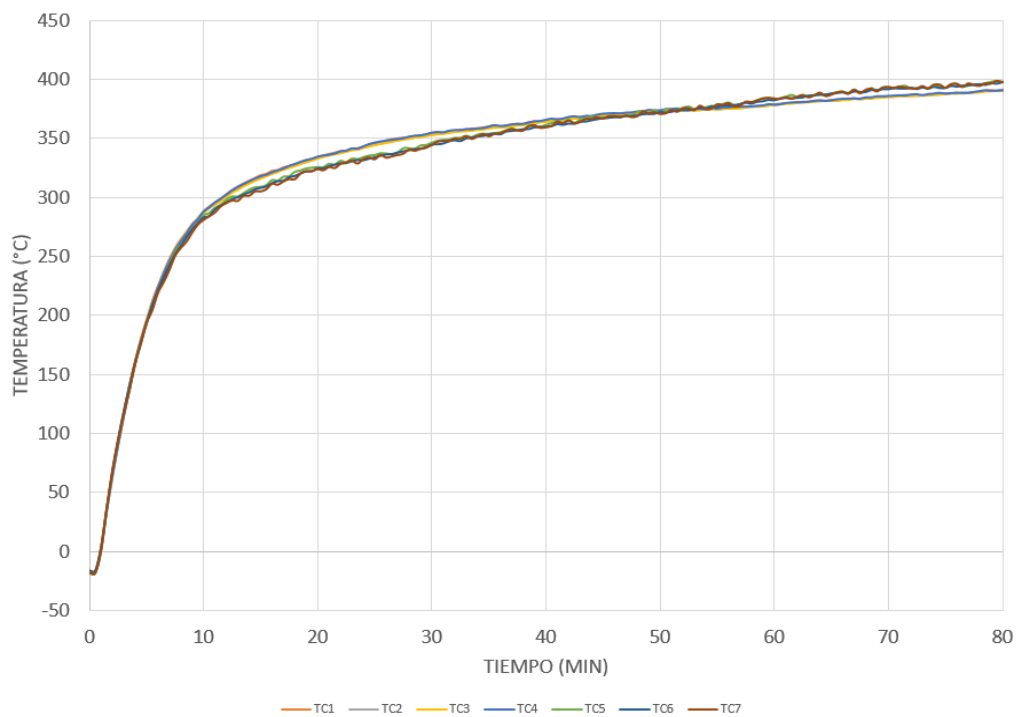


Figura 12. Gráfica típica obtenida de temperaturas superficiales.

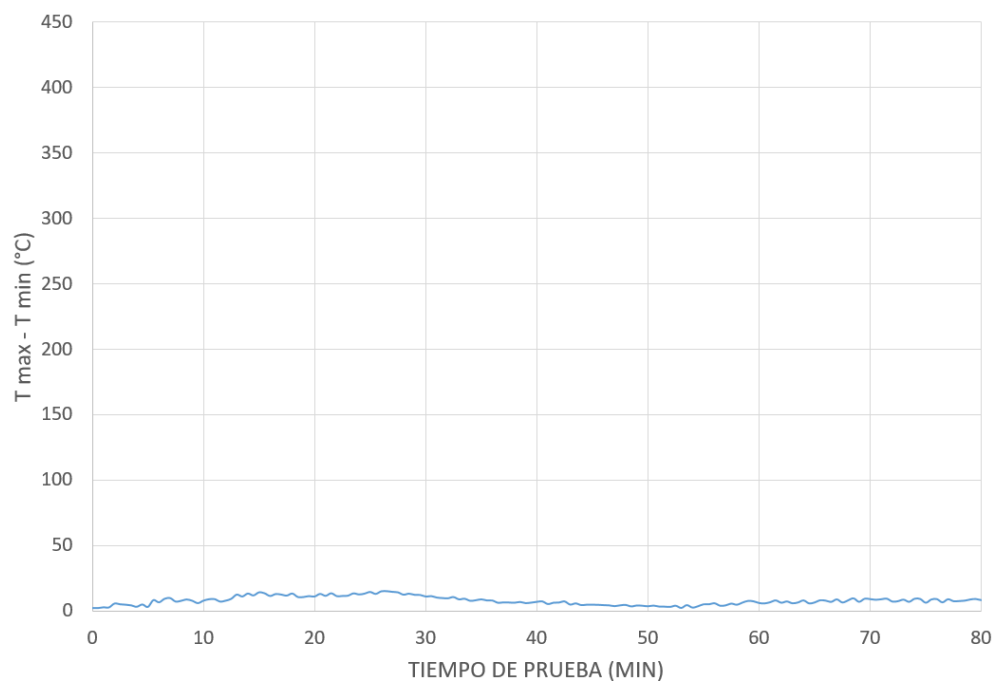


Figura 13. Diferencia entre punto más caliente y más frío de la resistencia.

Con respecto al término del efecto Joule, en la ecuación 7, σ representa la conductividad eléctrica del material, J es la densidad de corriente eléctrica en el elemento y V es el valor del volumen total del elemento (sección de análisis).

Por lo tanto, la ecuación 4 se reescribe:

$$mC_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{J^2 V}{\sigma} + \mu \vec{J} \cdot \nabla(\alpha T) - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{cond} \quad (9)$$

Nótese que, dado que la conductividad es el inverso de la resistividad, se puede también expresar el efecto Joule de la siguiente manera:

$$\frac{J^2 V}{\sigma} = J^2 \cdot V \cdot \rho_{el} = J^2 \cdot A_{tr} \cdot l \cdot \rho_{el} \quad (10)$$

donde A_{tr} representa el área total de la sección transversal del elemento, y l la longitud total (el volumen es representado como el resultado de la multiplicación de área por longitud). De la misma manera, se puede expresar la densidad de corriente en términos del área transversal y la corriente total (i) que circula por el elemento, obteniendo:

$$J^2 \cdot A_{tr} \cdot l \cdot \rho_{el} = \left(\frac{i}{A_{tr}}\right)^2 \cdot A_{tr} \cdot l \cdot \rho_{el} \quad (11)$$

$$\left(\frac{i}{A_{tr}}\right)^2 \cdot A_{tr} \cdot l \cdot \rho_{el} = \frac{i^2}{A_{tr}^2} \cdot A_{tr} \cdot l \cdot \rho_{el} = \frac{i^2}{A_{tr}} \cdot l \cdot \rho_{el} \quad (12)$$

Tomando de la definición de resistencia de un elemento la fórmula para su obtención:

$$R = \frac{l \cdot \rho_{el}}{A_{tr}} \quad (13)$$

Sustituyendo la ecuación 13 en la ecuación 12 (que describe el efecto Joule) se obtiene:

$$\frac{i^2}{A_{tr}} \cdot l \cdot \rho_{el} = i^2 \cdot R = \frac{U^2}{R} \quad (14)$$

donde “U” representa el valor de la diferencia de potencial existente entre los puntos de conexión de la resistencia.

Dado que la Resistencia es montada en el ensamble mediante brackets de aluminio, con espesores que rondan los 0.8 mm (Figura 14) para evitar la pérdida de calor por conducción, se puede despreciar entonces este término de la ecuación.

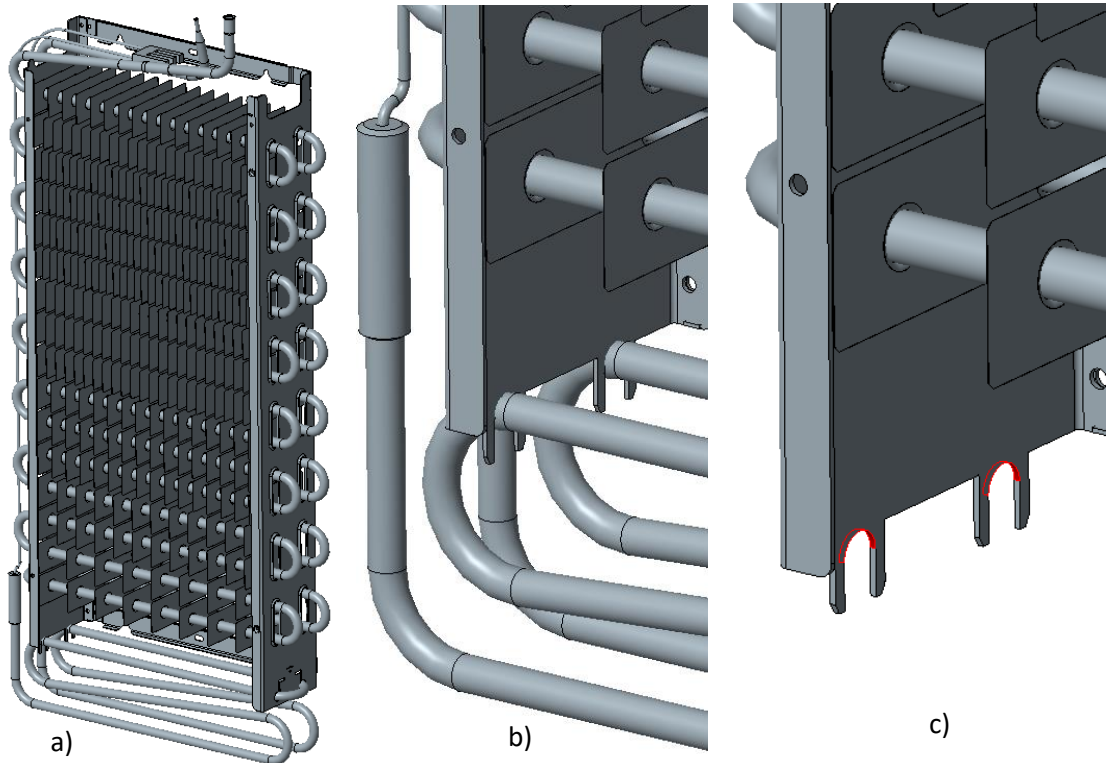


Figura 14. Área de contacto entre soporte y resistencia. a) Imagen isométrica del ensamble. b) Detalle del ensamble. c) Detalle área de contacto, $2,64 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.

Con lo anterior, se puede reescribir la ecuación 9:

$$mC_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{U^2}{R} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{conv} \quad (15)$$

La ecuación escrita depende solamente de una variable temporal simplificando su análisis al no introducir variables espaciales.

$$mC_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{U^2}{R} - A_{rad} \sigma_r \varepsilon(t) (T^4 - T_\infty^4) - h_c A_s (T - T_\infty) \quad (16)$$

En la expresión definida por la ecuación 16, “ h_c ” representa el coeficiente de transferencia de calor por convección. Como se observa en la ecuación 16, la capacidad calorífica del material es descrita como una variable que depende de la temperatura del material. Para la resistencia de línea base, el material de construcción es acero inoxidable AISI 321, el cual presenta una capacidad calorífica casi constante conforme se varía la temperatura [14] tal como se muestra en la Figura 15.

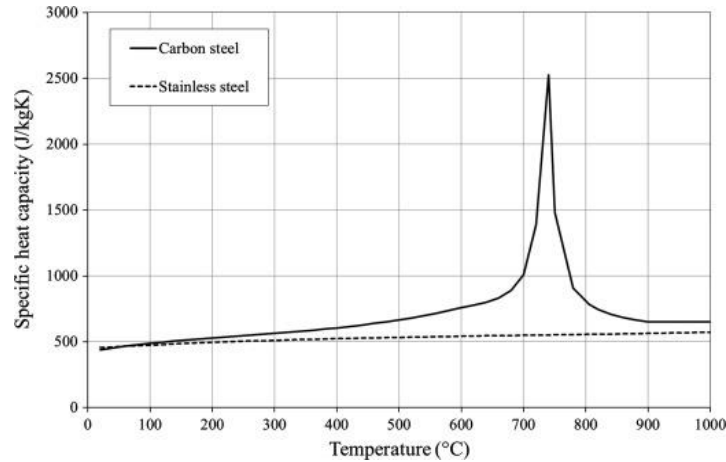


Figura 15. Capacidad calorífica del acero inoxidable con respecto al cambio de temperatura.

Por lo anterior, se puede justificar el hecho de considerar la capacidad calorífica del material como constante. De la misma manera, dado que se trata de un elemento donde el material es un conductor térmico y la separación entre puntos en el mismo instante de tiempo no es considerable (Figura 12), se puede asumir que la variación de la temperatura cambia solamente con respecto al tiempo (comparado con la variación de la temperatura con respecto a los ejes transversales y longitudinales), permitiendo cambiar de derivada parcial a derivada total.

$$\frac{\partial T}{\partial t} \rightarrow \frac{dT}{dt} \quad (17)$$

Considerando los cambios anteriores, la ecuación (16) resulta:

$$mC_p \frac{dT}{dt} = \frac{U^2}{R} - A_{rad} \sigma_r \varepsilon(t) (T^4 - T_\infty^4) - h_c A_s (T - T_\infty) \quad (18)$$

De acuerdo al análisis realizado en [15], en donde se utiliza el resultado de un modelo similar, la ecuación obtenida (18) puede ser utilizada para la predicción de temperaturas en la superficie de la resistencia y las pérdidas generadas por el sistema. El hecho de tener solamente dependencia de la variable temporal y no dependencia espacial, es esperado en las ecuaciones, debido a la naturaleza

circular de la sección transversal diseño (Figura 16) y la uniformidad en la densidad de corriente a lo largo del eje longitudinal (eje X), de cuya geometría se puede deducir que la temperatura cambia de igual manera al moverse una distancia ΔY del origen de coordenadas, con respecto a un ΔZ del mismo punto, dado que ambos ejes ortogonales representan un incremento en el radio de la sección transversal.

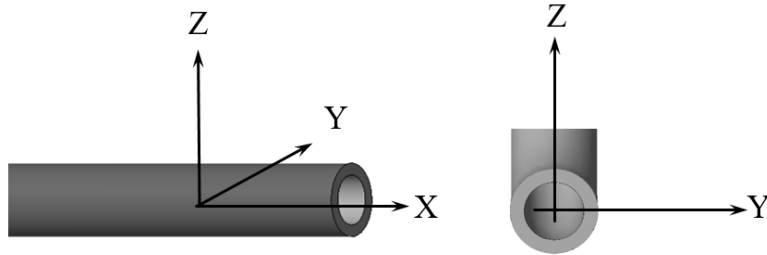


Figura 16. Eje longitudinal ("X") de la resistencia, y vista de la sección transversal.

Para resolver la ecuación anterior (18), se reescribirá agrupando las pérdidas por radiación y convección, mediante el coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente, puede ser obtenido como se describe a continuación [16].

Para incrementos pequeños de temperatura, y asumiendo que el coeficiente de emisividad del material es aproximadamente constante y no depende del tiempo, se puede aplicar una expansión mediante series de Taylor al término correspondiente de la radiación para el punto de análisis, obteniendo una simplificación de la expresión:

$$Q_{rad} = A_{rad} \sigma_r \varepsilon (T^4 - T_{\infty}^4) \quad (19)$$

$$Q_{rad} = A_{rad} \sigma_r \varepsilon 4(T_{\infty}^4)(T - T_{\infty}) \quad (20)$$

Cuando la resistencia es energizada en lugares con paredes lejanas, con un volumen de aire mucho mayor que la capacidad de calentamiento de la resistencia, o en condiciones donde se mantiene constante la temperatura de los alrededores mediante fuentes externas (como en el caso del método de prueba de la Figura 28), la temperatura de los alrededores (T_{∞}) puede considerarse constante. Si se considera lo descrito en la ecuación (20):

$$Q_{rad} = A_{rad} h_r (T - T_{\infty}) \quad (21)$$

En donde la constante “ h_r ” describe el coeficiente de transferencia por radiación:

$$h_r = \sigma_r \varepsilon 4(T_\infty^4) \quad (22)$$

Sustituyendo (22) se puede reescribir la ecuación (18) de la siguiente forma:

$$mC_p \frac{dT}{dt} = \frac{U^2}{R} - A_{rad} h_r (T - T_\infty) - h_c A_s (T - T_\infty) \quad (23)$$

Nótese que, en la ecuación 23, h_r y h_c son términos constantes que podrían agruparse, mientras que A_{rad} y A_s para el caso de análisis, representan la misma superficie de la resistencia (tal como se observa en la Figura 17) dado que el área de contacto con el fluido es la misma que el área que emite calor a los alrededores.

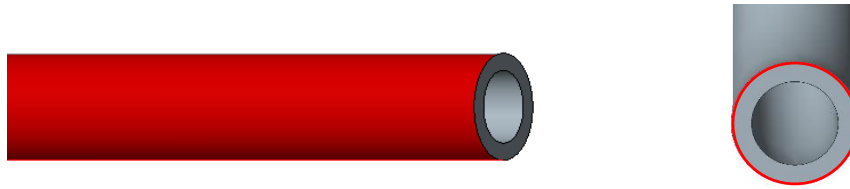


Figura 17. Área superficial de transferencia (radiación y convección).

Por lo tanto, se puede expresar:

$$A_{rad} = A_s \quad (24)$$

Agrupando h_r con h_c se obtiene:

$$mC_p \frac{dT}{dt} = \frac{U^2}{R} - h_t A_s (T - T_\infty) \quad (25)$$

Donde h_t representa el coeficiente global de transferencia de calor.

$$h_t = h_c + h_r \quad (26)$$

Reordenando la ecuación 23:

$$-h_t A_s T - m C_p T' + \frac{U^2}{R} + h_t A_s T_\infty = 0 \quad (27)$$

Mediante transformada de Laplace se llega a la siguiente función:

$$L(s) = \frac{-T(0)mC_p}{(-h_t A_s - m C_p s)} - \frac{\left(\frac{U^2}{R} + h_t A_s T_\infty\right)}{s(-h_t A_s - m C_p s)} \quad (28)$$

Donde L(s) representa la transformada de Laplace de la función T(t). Aplicando una transformada inversa y resolviendo para T(t) se obtiene finalmente:

$$T(t) = \left(-\frac{\frac{U^2}{R}}{h_t A_s} - T_\infty + T(0)\right) e^{-\frac{h_t A_s}{m C_p} t} + \left(\frac{\frac{U^2}{R}}{h_t A_s} + T_\infty\right) \quad (29)$$

Dentro de la ecuación que describe el fenómeno, se pueden encontrar diferentes términos, cada uno correspondiente a diferentes parámetros y condiciones físicas. El último término del lado derecho de la ecuación 29, define la asíntota a la cual la temperatura se acerca cuando el tiempo tiende a infinito, quedando definido por el efecto Joule (directamente relacionado con la potencia disipada, lo cual es esperado), la temperatura de los alrededores y de la velocidad de extracción de calor (convección y área superficial).

En la ecuación 29, el primer término del lado derecho de la igualdad (término exponencial y sus coeficientes) definen la rapidez con la cual la resistencia alcanza el estado estacionario (tendencia asíntótica). En este mismo término, la masa y la capacidad calorífica afectan inversamente a la rapidez con la que la resistencia llega al estado estacionario, nótese que ambos coeficientes forman parte de denominador en el exponente que acompaña al número “e”, es decir, mientras más masa y capacidad calorífica tenga el elemento calefactor, más tardará la temperatura superficial en alcanzar el punto máximo en un determinado tiempo.

En cuanto al segundo término del lado derecho de la ecuación 29, este define el límite máximo que alcanzaría la temperatura superficial de la resistencia, en un periodo de tiempo muy largo (cuando el tiempo “t” tienda a infinito). Lo anterior, debido a que, para valores de “t” muy grandes, el primer término se puede considerar cero, o lo suficientemente pequeño como para ser despreciable, dejando como límite asíntótico el segundo término de la ecuación. Esto indica, que el valor máximo depende principalmente de 4 variables, la temperatura de los alrededores (T_∞), la potencia suministrada (U^2/R), el coeficiente de transferencia global (h_t) y el área superficial (A_s).

3.2 ESTADO DEL ARTE

Como parte de la revisión de conceptos actuales en el mercado, se realizó una investigación de patentes, que además tiene como finalidad asegurar que cualquier diseño de propuesta solución, no interfiera con la propiedad intelectual de alguna de las compañías o desarrolladores independientes.

3.2.1 Revisión de patentes.

- US 2819858: "Clip for defrost-heaters".
Fecha de Publicación: 14 de Enero de 1958.
Titular de la patente: AVCO Manufacturing Corporation.
Lugar de protección de la patente: Estados Unidos.

Se describe el diseño de un clip para permitir el ensamble de un tipo específico de evaporadores (placas con evaporador soldado, conocidos como "rolled bonded"). El tener 2 placas estampadas, generalmente de aluminio, genera un riesgo en seguridad por hecho de utilizar tornillos debido a la resistencia del material.

La finalidad de la patente es proteger una forma de fijar la resistencia tubular de deshielo al evaporador "rolled bonded", mediante un clip flexible que puede ser forzado para realizar el clamp con la resistencia al evaporador (Figura 18).

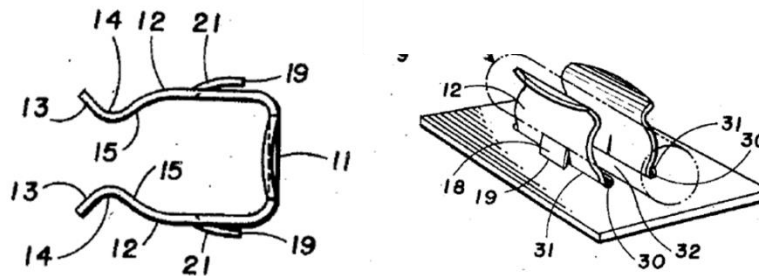


Figura 18. Diagrama de la pieza descrita en " US 2819858"

- US 4369350: "Electric defroster heater mounting arrangement for stacked finned refrigeration evaporator".
Fecha de Publicación: 18 de Enero de 1983.
Titular de la patente: Hitachi, Ltd.
Lugar de protección de la patente: Estados Unidos.

Se clama la propiedad del diseño de un ensamble para un refrigerador (tipo side by side), que comprende un evaporador con aletas rectangulares y una resistencia de deshielo. Las aletas que componen al subensamble evaporador tienen dobleces a los extremos (en forma de "J") para poder realizar la función de soporte de la resistencia.

Esto, además de fijar la posición, permite un flujo de calor más eficiente entre la resistencia y el hielo circundante, debido a que, al estar en contacto las aletas con la superficie del elemento, el mecanismo principal de transferencia es la conducción (Figura 19).

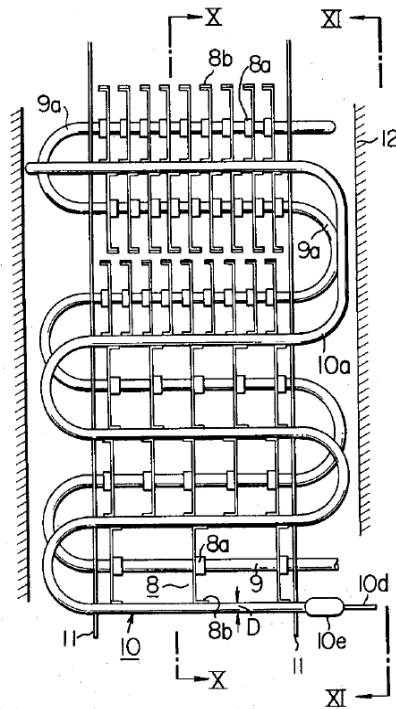


Figura 19. Diagrama del evaporador descrito en "US 4369350"

- US 5545878: "Defrost heater with spiral vent".
Fecha de Publicación: 13 de Agosto de 1996.
Titular de la patente: Wirekraft Industries, Inc.
Lugar de protección de la patente: Estados Unidos.

Se describe un diseño de los componentes internos de una resistencia, utilizada para realizar el deshielo de cualquier unidad que cuente con uno o más evaporadores.

El diseño consiste básicamente en un tubo de vidrio que contiene en su interior la resistencia (Figura 20). En su interior se encuentra una ventila en forma de espiral que recorre toda la longitud del elemento, permitiendo una mejor transferencia de calor y evitando la entrada de humedad del exterior.

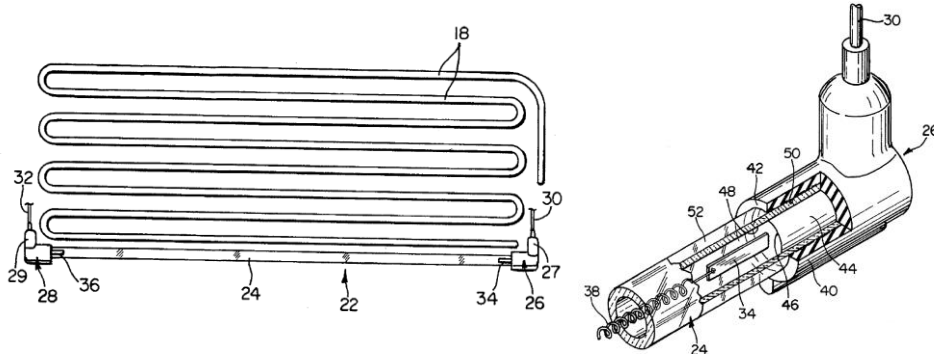


Figura 20. Imagen de la resistencia descrita en "US 5545878"

- US 6140623: "Defrost heater end cap".
Fecha de Publicación: 31 de Octubre de 2000.
Titular de la patente: Wirekraft Industries, Inc.
Lugar de protección de la patente: Estados Unidos.

En la patente se innova un diseño de cubierta para una resistencia de deshielo (resistencia de cuarzo). El diseño mostrado (Figura 21) permite reducir la humedad en contacto y simplifica el ensamble reduciendo costos de manufactura y del producto en general.

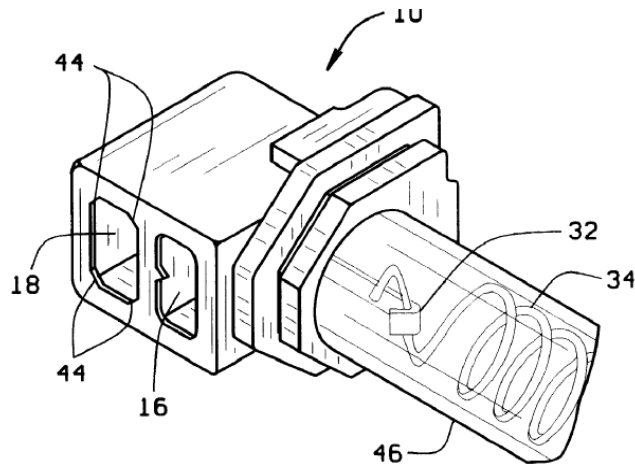


Figura 21. imagen de la cubierta protectora descrita en la patente " US 6140623"

- US 6415616: "Method for controlling defrost heater of refrigerator".
Fecha de Publicación: 09 de Julio de 2002.

Titular de la patente: LG Electronics.

Lugar de protección de la patente: Estados Unidos.

La información, describe el proceso y algoritmo para controlar un calentador de deshielo en un refrigerador. La lógica, sigue en esencia los siguientes pasos (resumido en Figura 22):

- Acumulación de tiempo de trabajo de compresor.
- Revisar si el tiempo de trabajo ha superado el especificado para empezar deshielo, si es así, comienza deshielo.
- Si es primer deshielo desde inicio de operación, enciende deshielo, y apaga al alcanzar temperatura.
- Si no es el primer deshielo, entra a un ciclo de control con ciclos de trabajo de máximo 2 minutos.
- Una vez alcanzada la temperatura, apaga y continúa con ciclo de refrigeración.

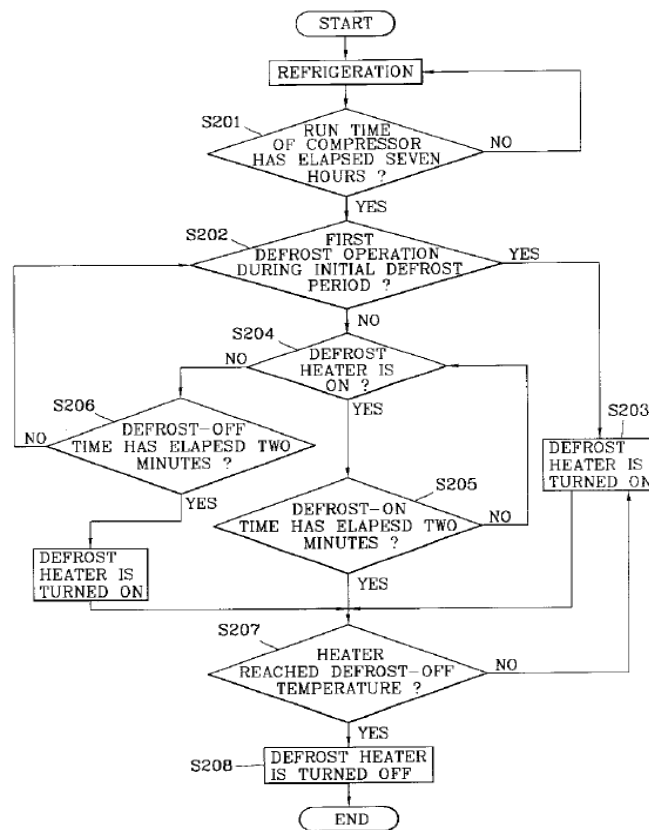


Figura 22. Diagrama del proceso de control de la resistencia, descrito en "US 6415616".

- US 6631620 B2: "Adaptive refrigerator defrost method and apparatus".

Fecha de Publicación: 14 de Octubre de 2003.

Titular de la patente: General Electric Company.

Lugar de protección de la patente: Estados Unidos.

Se menciona un método y dispositivo para descongelar un evaporador de un sistema de refrigeración que incluye un calentador (resistencia) de descongelación o deshielo y un controlador conectado al evaporador.

La patente describe el proceso, como un monitoreo constante de la temperatura, en donde se definen un punto de temperatura mínima del evaporador (en el cual, la resistencia inicia el ciclo de deshielo) y una temperatura máxima, en la que se corta la energía a la resistencia. La Figura 23 muestra el algoritmo general de control descrito en la patente.

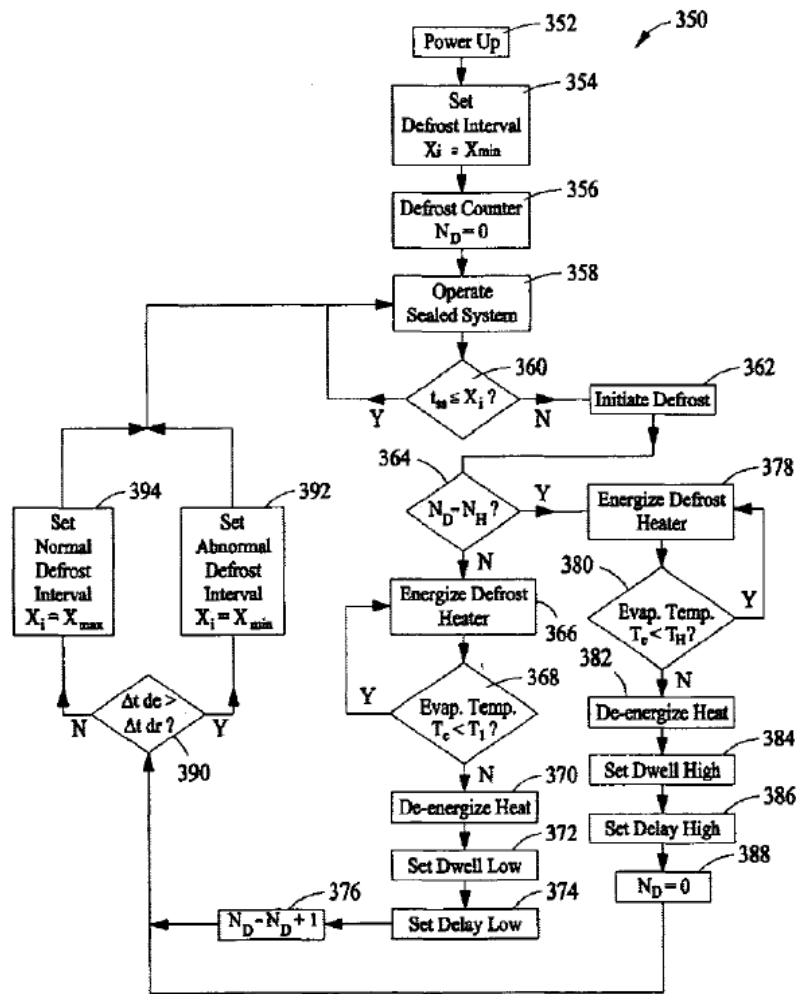


Figura 23. algoritmo general de control descrito en la patente "US 6631620 B2"

- CN208704263U: "Refrigerator evaporator defros component".

Fecha de Publicación: 4 de Mayo de 2019.

Titular de la patente: Changhong meiling Co Ltd.

Lugar de protección de la patente: China.

El modelo de utilidad describe una forma de sensado y control de 2 elementos resistivos que permiten crear el deshielo en el evaporador. Una resistencia se encuentra en la parte media del evaporador, y la segunda en la parte inferior del mismo. Mediante un sensor, cada resistencia puede operar independientemente, lo que permite reducir el consumo de energía en el proceso de deshielo (Figura 24).

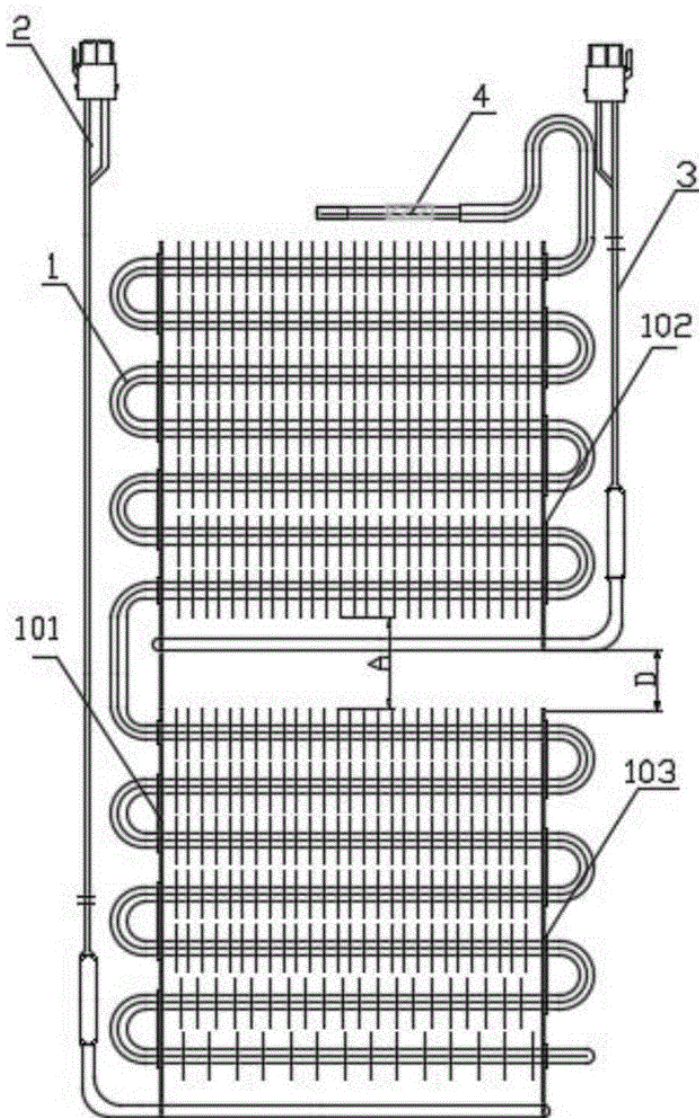


Figura 24. Imágenes de la configuración de los intercambiadores y resistencias, patente "CN208704263U"

- JP2019027652A: "Refrigerator".
Fecha de Publicación: 21 de Febrero de 2019.
Titular de la patente: Hitachi Appliances Inc.
Lugar de protección de la patente: Japón.

Un método para mejorar la eficiencia de un refrigerador involucrando el proceso de deshielo del mismo. Para la solución al planteamiento, describe una resistencia al fondo del evaporador, con un recipiente que recolecta el agua proveniente del deshielo, para después ser bombeada por un canal. El diseño de la charola, permite que el aire de proceso pase por una serie de ductos (que conectan con el canal) para crear un intercambio de calor con el agua a 0°C, (Figura 25).

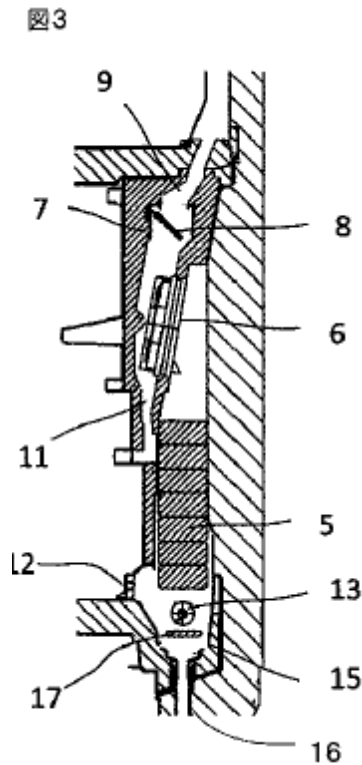
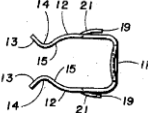
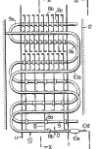
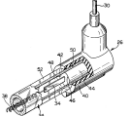
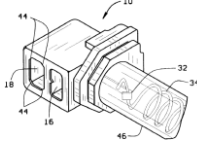


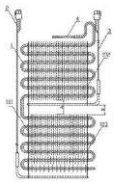
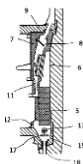


Figura 25. Diagrama del subensamblado mencionado en JP2019027652A.

La Tabla 2, muestra los puntos destacables de las patentes involucradas.

Tabla 2. Resumen de patentes "Sistemas de deshielo en refrigeradores"

Artículo / Patente	Imagen representativa	Aportación principal al estado del arte	Uso como marco de referencia
CILP FOR DEFROSTER-HEATERS		Innovación en el proceso de ensamblaje.	Método de sugestión para el elemento calefactor
ELECTRIC DEFROSTER HEATER MOUNTING ARRANGEMENT FOR STACKED FINNED REFRIGERATION EVAPORATOR		Desarrollo de un diseño que mejora tiempos y eficiencia en deshielo.	Información general sobre la tecnología
DEFROST HEATER WITH SPIRAL VENT		Se crea un diseño mejorado en cuanto a resistencia de cuarzo.	Información general sobre la tecnología
DEFROST HEATER END CAP		Nuevo diseño que evita la entrada de humedad.	Información general sobre la tecnología
METHOD FOR CONTROLLING DEFROST HEATER OF REFRIGERATOR		Se describe un algoritmo de control del encendido y apagado de la resistencia.	Conocimiento del algoritmo, del cual algunas partes pueden ser utilizadas en el diseño.
ADAPTIVE REFRIGERATOR DEFROST METHOD AND APPARATUS		Se desarrolla un algoritmo de control del encendido y apagado de la resistencia.	Conocimiento del algoritmo, del cual algunas partes pueden ser utilizadas en el diseño.
REFRIGERATOR EVAPORATOR DEFROST COMPONENT		Desarrollo de un diseño con 2 elementos resistivos para hacer más eficiente el proceso de deshielo.	Información general sobre la tecnología
REFRIGERATOR		Se inventa un método para reutilizar el agua de deshielo proveniente del evaporador.	Información general sobre la tecnología

3.2.2 Conclusión de la investigación de patentes

Los diferentes diseños mostrados en la sección anterior, comparten algunos conceptos básicos para la operación del sistema, entre los cuales se encuentran los siguientes:

Ubicación: De los conceptos mostrados en las patentes, la mayoría presenta el sistema de generación en la parte inferior del evaporador, con excepción de los casos en los que utilizan la conducción mediante las aletas del intercambiador.

Geometrías: En todos los casos analizados, las resistencias de tipo calrod cuentan con más de un paso, o espira realizadas con la finalidad de aumentar la potencia, sin incrementar las temperaturas, debido a que esta característica es una de las principales por las cuales son utilizadas a diferencia de las resistencias de cuarzo.

Sistema de control: El algoritmo para definir el término del ciclo y los parámetros de medición son las características añadidas al sistema que determinan el desempeño y eficiencia del deshielo, razón por la cual existen diversos desarrollos, investigaciones y patentes al respecto. Para el modelo en el cual se enfoca el presente trabajo, existe ya un algoritmo y parámetros definidos, los cuales no serán modificados debido a los objetivos del proyecto.

Montaje y ensamble: Como se observa en las descripciones, la mayoría de las patentes tienen como finalidad la mejora de un producto o proceso mediante la aplicación de un concepto innovador, el cual se clama como propiedad intelectual. Por la naturaleza de los componentes, los subensambles que componen al sistema están formados por varias piezas cuya complejidad al momento de montar en la unidad puede llegar a ser alta o a ser poco ergonómica. Al realizar un cambio que mejore cualquier aspecto de ensamble, representa un beneficio tanto en costo como en tiempo para las líneas de producción.

Se considerarán los aspectos mencionados para la propuesta de diseño final, resultado del presente proyecto, que, en conjunto con los datos arrojados por el modelo teórico y las pruebas, permitirán obtener un diseño satisfactorio.

3.3 MÉTODO DE PRUEBA

El proyecto requiere que el diseño generado, sea capaz de cumplir con diferentes pruebas de seguridad y eficiencia. Entre los más importantes se encuentran los descritos a continuación con base en los requerimientos especificados en [5] y [6] que describen el proceso de evaluación para desempeño y seguridad respectivamente:

- **Evaporador Saturado:**

La unidad se lleva a estabilización (es conectada a partir de la temperatura ambiente, y posteriormente energizada trabajando a una temperatura cercana a los 39°F en el refrigerador y a los 0°F en el congelador), posteriormente se genera una pequeña apertura para permitir el paso de humedad al interior de la unidad. Mediante un proceso natural de condensación, la humedad es depositada en las superficies más frías del refrigerador, es decir, sobre el evaporador. Las temperatura y humedad ambiente se mantienen altas (para facilitar la saturación del evaporador).

Una vez que el interior del gabinete alcance cierto valor especificado de la temperatura, se considera que la saturación de hielo en las superficies del evaporador, son suficientes para iniciar la prueba, la unidad es cerrada e inspeccionada 3 días después del inicio de la prueba. La unidad debe recuperarse y regresar a condiciones normales de operación después de los tres primeros días, mediante deshielos automáticos. En esta prueba, no solo es involucrada la capacidad de la resistencia para deshielar, sino la geometría y diseños del evaporador y la combinación de parámetros de control del programa con el elemento. Se busca que la combinación de estas partes, pueda ser capaz de limpiar el evaporador después del periodo especificado. El criterio de aceptación, está basado en, regresar a la condición normal de operación (temperaturas promedio antes de iniciar la prueba) y mantener libre de hielo el intercambiador.

- **Temperatura máxima:**

Esta prueba se realiza con la finalidad de validar que no existe un riesgo de explosión para el usuario en ninguna condición. Por lo tanto, es probada en la condición más extrema de operación, con un ensamble de línea de producción, sobre la unidad a evaluar. Esto indica, que se prueba a un sobrevoltaje (10% sobre el valor nominal) para validar el comportamiento en una condición extrema que se pudiera llegar a presentar en campo. La unidad se mantiene energizada, mientras es forzado un deshielo y se miden las temperaturas superficiales de los puntos más calientes del elemento durante toda la prueba.

El criterio de aprobación, se basa en no superar la especificación de temperatura, antes de la apertura de los termofusibles.

IV. PRUEBAS EN LÍNEA BASE

Se realizaron pruebas en 5 muestras de los diseños actuales de producción (línea base), variando el voltaje de alimentación para obtener temperaturas a diferentes potencias. La colocación de los termopares se puede observar en la Figura 27. Los termopares fueron soldados a las superficies de la resistencia y fijados con cables para evitar desprendimiento en el manejo del elemento durante la prueba (Figura 26).

Para las condiciones de prueba, se simuló un ambiente de operación normal de la unidad, manteniendo una temperatura ambiente controlada de 0°F en una hielera comercial.

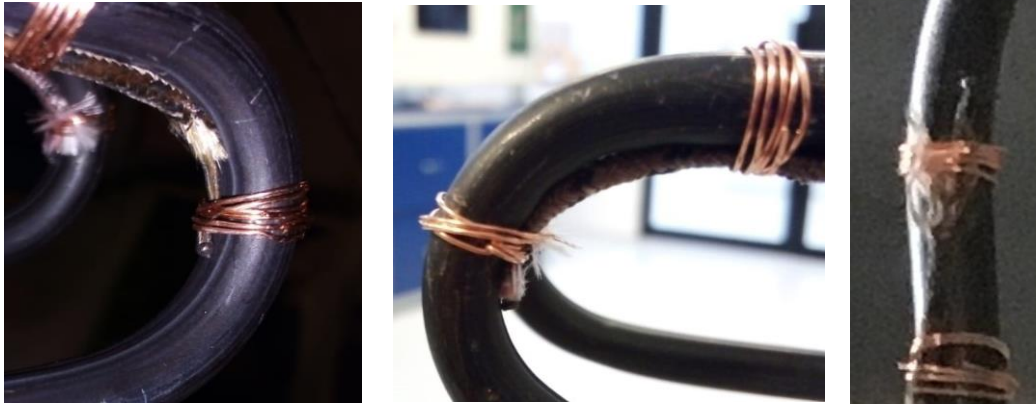


Figura 26. Colocación de termopares

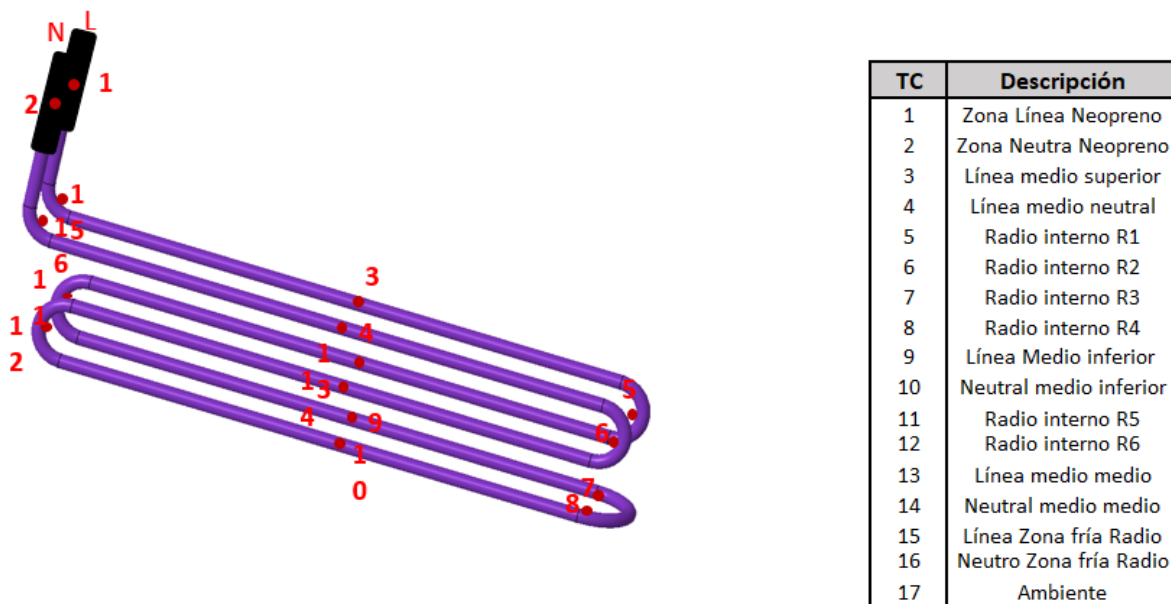


Figura 27. Posición de los puntos de prueba en línea base.

En la Figura 28 se observa el congelador utilizado para las pruebas en la línea base, con la finalidad de mantener la temperatura ambiente de prueba a 0°F.

El resultado de la prueba, se puede observar en la Tabla 3 y Tabla 4, representados solo los puntos máximos alcanzados en la prueba. Estos datos serán analizados con dos principales objetivos, los cuales son:

1.- Encontrar si existe alguna relación (lineal o no lineal), entre la potencia suministrada y la temperatura alcanzada.

2.- Obtener un valor de referencia del producto actual, contra el cuál se puede comparar la propuesta de diseño final.



Figura 28. Fotografía de la nevera utilizada.

Tabla 3. Resultados de temperaturas máximas para 125 y 127 V

TC	Temp -17.8 °C @115v					Temp -17.8 °C @127v				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Zona Línea Neopreno	60	48	60	49	50	75	58	72	58	62
Zona Neutra Neopreno	50	37	78	56	57	65	47	92	66	69
Línea medio superior	286	287	298	302	294	332	324	329	333	336
Línea medio neutral	285	294	308	291	288	329	331	338	321	332
Radio interno R1	287	285	310	300	303	329	325	344	333	348
Radio interno R2	296	278	301	299	301	340	318	335	334	343
Radio interno R3	281	267	295	291	274	323	304	330	320	310
Radio interno R4	282	282	290	292	286	324	320	325	323	325
Línea Medio inferior	294	279	302	292	284	333	315	333	323	325
Neutral medio inferior	296	283	296	302	299	338	321	328	334	341
Radio interno R5	306	313	322	311	325	352	355	359	345	371
Radio interno R6	316	280	345	320	315	362	321	381	357	362
Línea medio medio	290	286	294	293	300	333	323	325	325	343
Neutral medio medio	290	290	304	298	292	331	327	337	328	333
Línea Zona fría Radio	136	112	164	118	143	162	127	185	135	167
Neutro Zona fría Radio	124	175	184	159	84	149	205	206	179	100
Ambiente	-4	0	-3	1	-1	-1	3	0	4	1

Tabla 4. Resultados de temperaturas máximas para 132 V y 138 V.

TC	Temp -17.8 °C @132v					Temp -17.8 °C @138v				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Zona Línea Neopreno	81	60	74	62	69	92	70	86	68	74
Zona Neutra Neopreno	70	51	94	70	77	80	61	104	78	82
Línea medio superior	350	341	343	348	356	372	364	365	368	372
Línea medio neutral	345	348	352	337	352	367	371	376	356	367
Radio interno R1	345	342	359	349	370	365	364	382	369	386
Radio interno R2	357	335	350	349	364	377	357	372	369	379
Radio interno R3	338	319	345	335	328	357	339	366	353	342
Radio interno R4	339	336	339	338	346	358	359	360	355	360
Línea Medio inferior	349	331	348	339	345	369	353	371	359	360
Neutral medio inferior	353	337	341	351	362	375	359	364	370	377
Radio interno R5	369	374	374	361	394	391	397	397	381	411
Radio interno R6	379	335	397	373	383	400	359	420	392	399
Línea medio medio	348	340	339	341	365	369	362	362	360	380
Neutral medio medio	346	342	351	343	354	367	364	375	362	370
Línea Zona fría Radio	176	133	193	141	180	194	145	216	152	191
Neutro Zona fría Radio	158	217	211	186	111	173	236	230	203	119
Ambiente	0	3	1	4	3	2	6	3	7	4

4.1 Hipótesis

De acuerdo con [4], existe un parámetro que puede utilizarse para definir la cantidad de energía liberada por unidad de superficie causado por el efecto Joule, denominado "densidad de potencia". Se deduce entonces, que la densidad de potencia (W/m^2), puede utilizarse para relacionar la temperatura de un elemento, basado en la cantidad de energía que este emite.

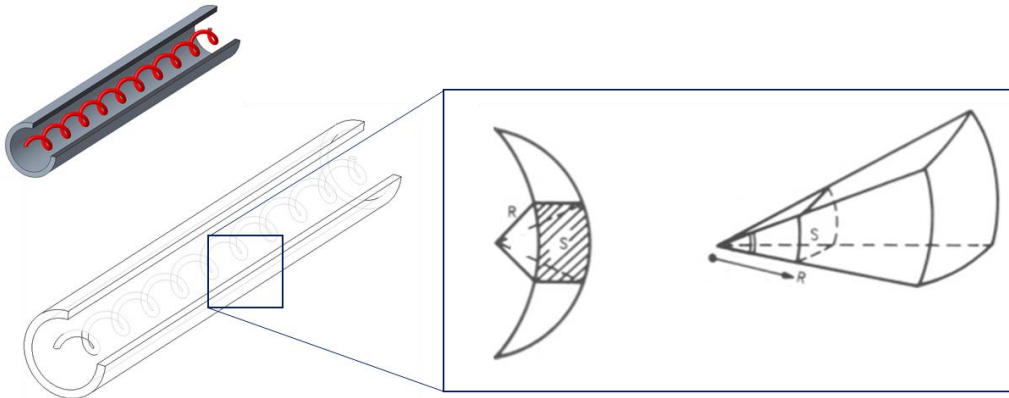


Figura 29. Representación de "densidad de potencia"

Las siguientes gráficas (Figura 30-Figura 33), muestran el comportamiento de cada una de las 5 muestras probadas de la línea base, a diferentes voltajes (115v, 127v, 132v y 138v) para obtener diferentes potencias y simular un valor óhmico diferente.

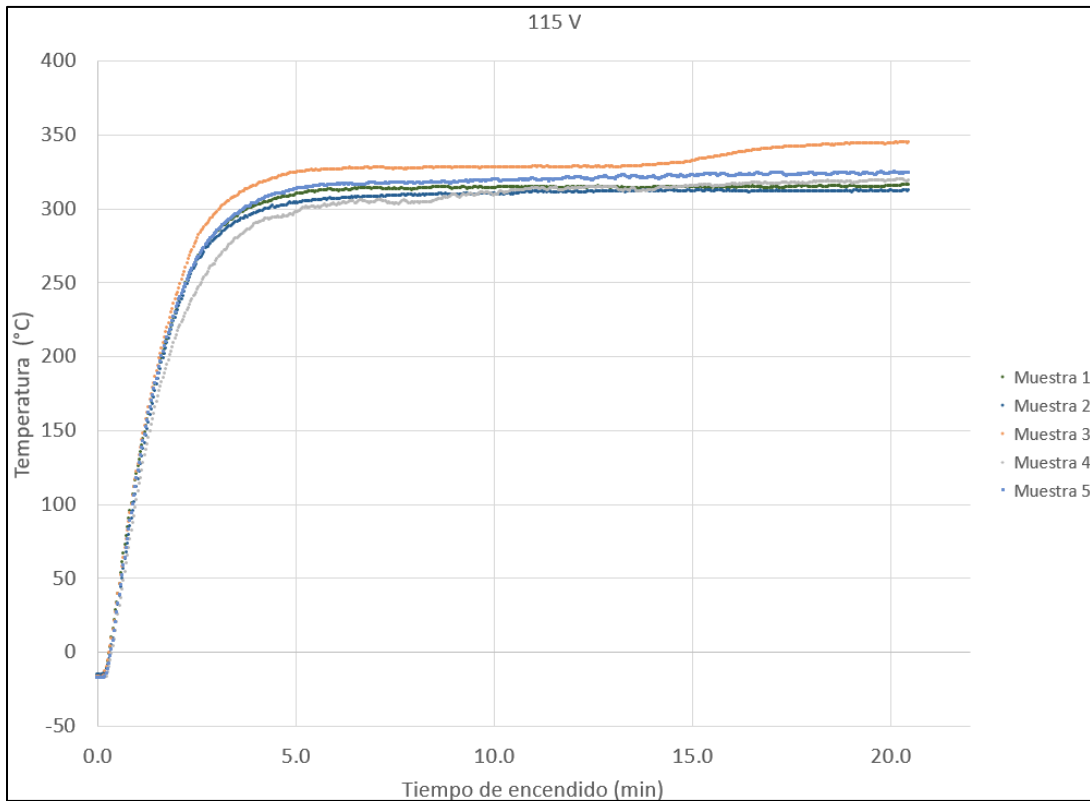


Figura 30. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 115V.

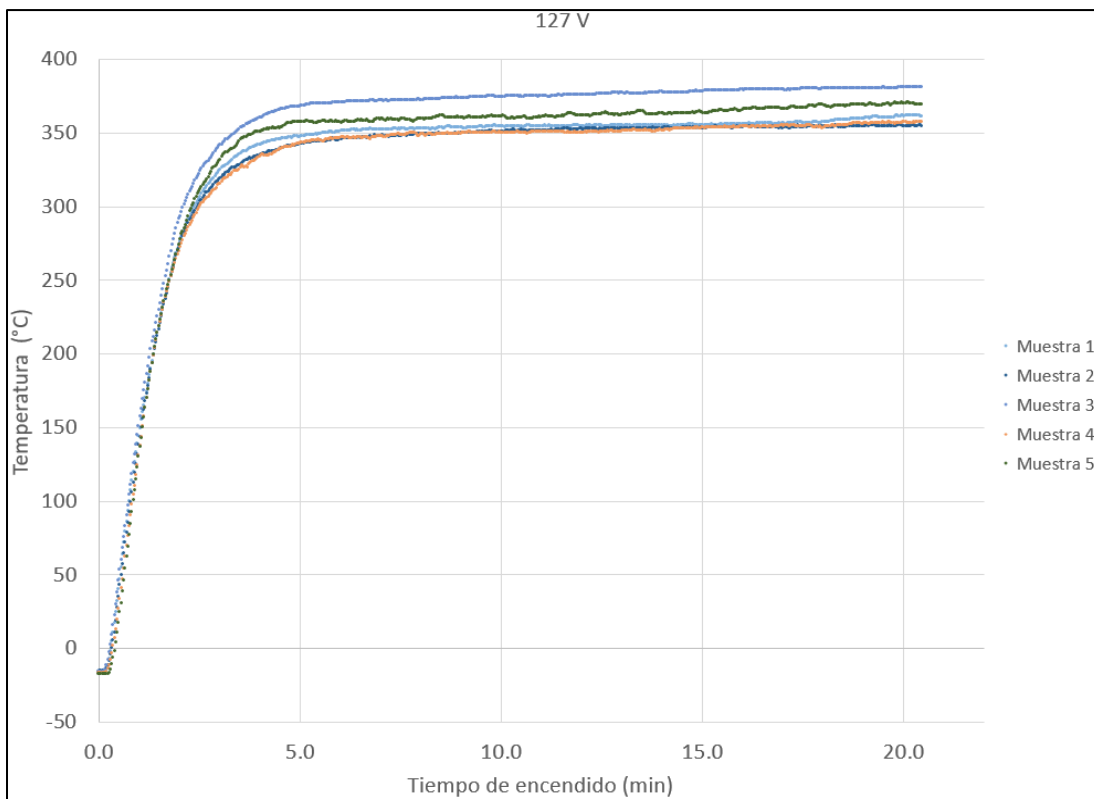


Figura 31. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 127V.

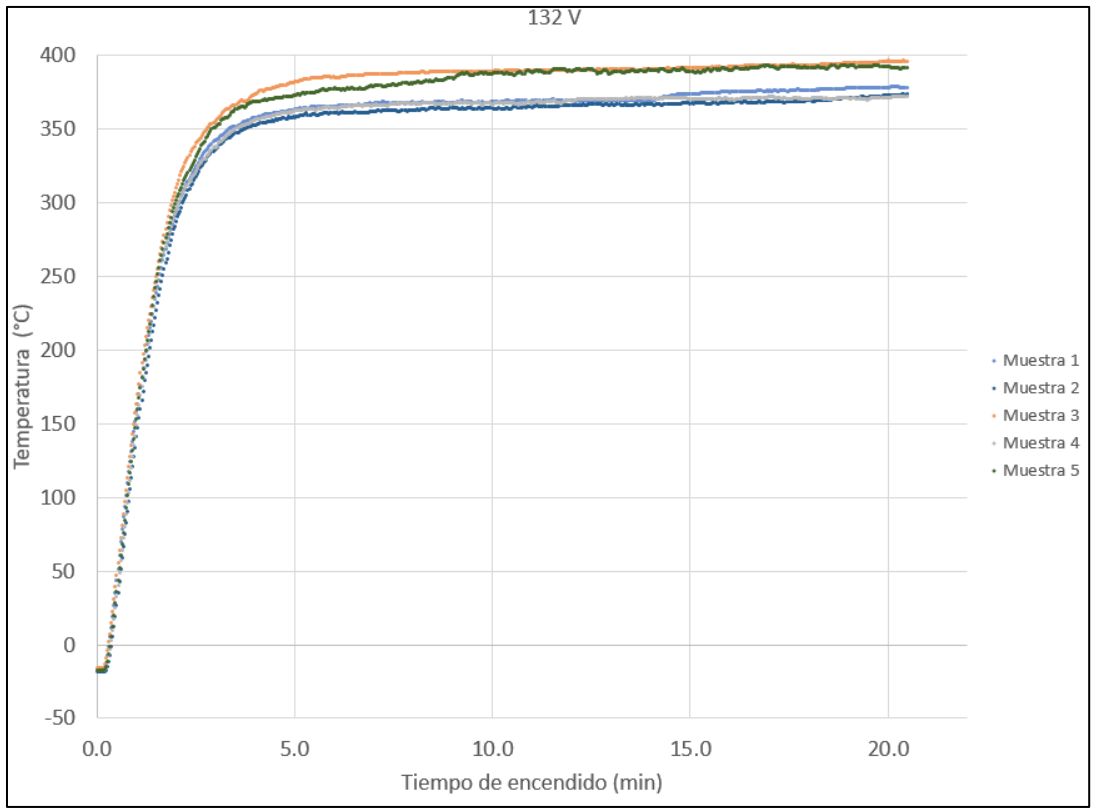


Figura 32. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 132V.

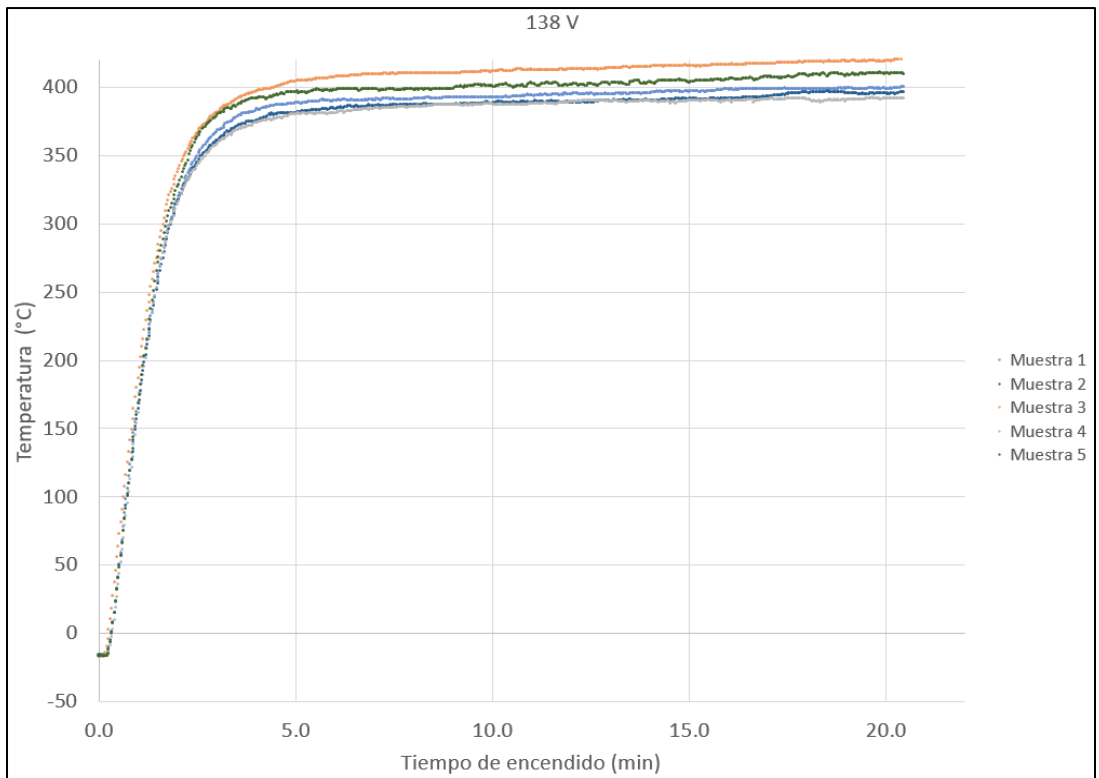


Figura 33. Gráfica de temperaturas - tiempo de línea base a 138V.

Con base en el concepto de densidad de potencia definido anteriormente, y con los resultados de línea base, se generó una gráfica para poder relacionar la densidad de potencia con las temperaturas máximas alcanzadas por las resistencias. Se obtuvo un valor de área superficial de la resistencia línea base, como se muestra en la ecuación 30.

$$\rho_{pot} = P/A_s \quad (30)$$

Donde:

P: Potencia.

ρ_{pot} : Densidad de potencia.

A_s : área superficial del elemento.

La potencia “P” fue obtenida para cada iteración a partir de la Ley de Ohm ($P=U^2/R$).

Para la construcción de la gráfica, se utilizaron los casos más críticos (puntos más calientes de las muestras más calientes), obteniendo el resultado mostrado en la Figura 34:

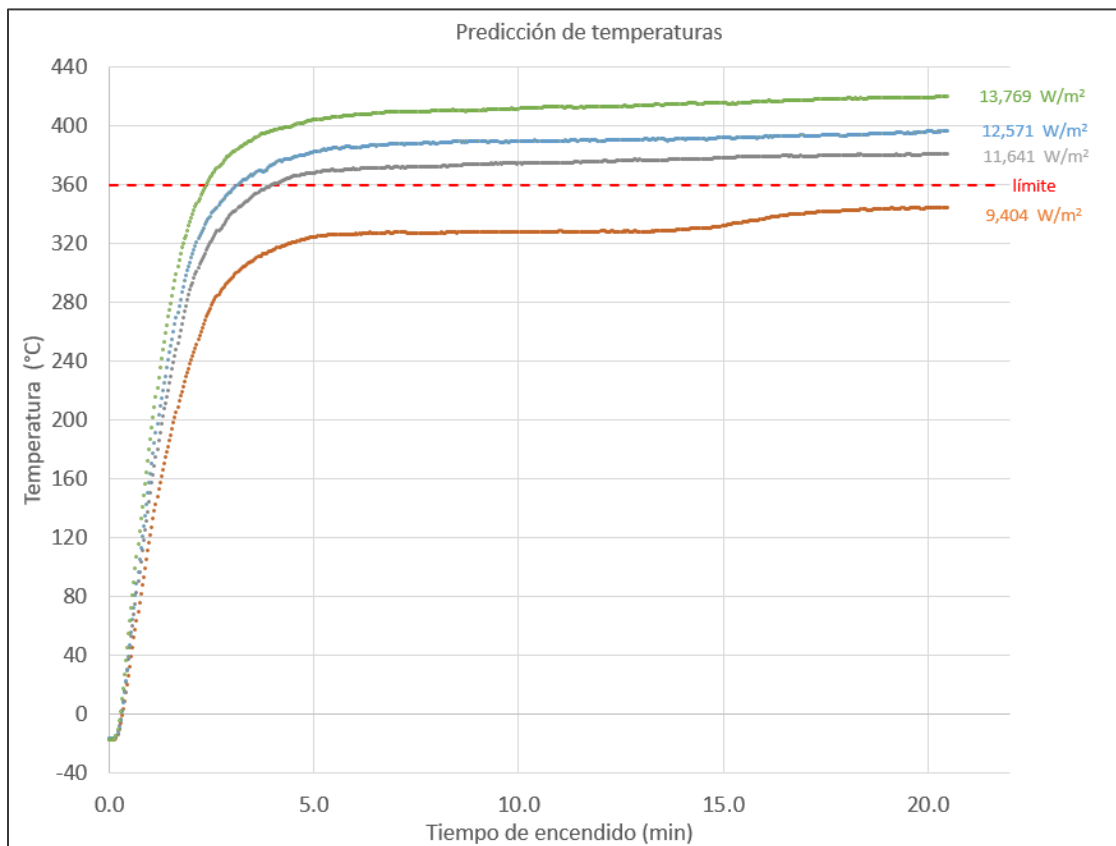


Figura 34. Gráfica de la relación temperatura, tiempo y densidad de potencia.

Se seleccionó el punto más crítico de cada corrida en la prueba, para validar la existencia de una tendencia lineal o un patrón en la respuesta (temperatura superficial como función de la densidad de potencia, Figura 35).

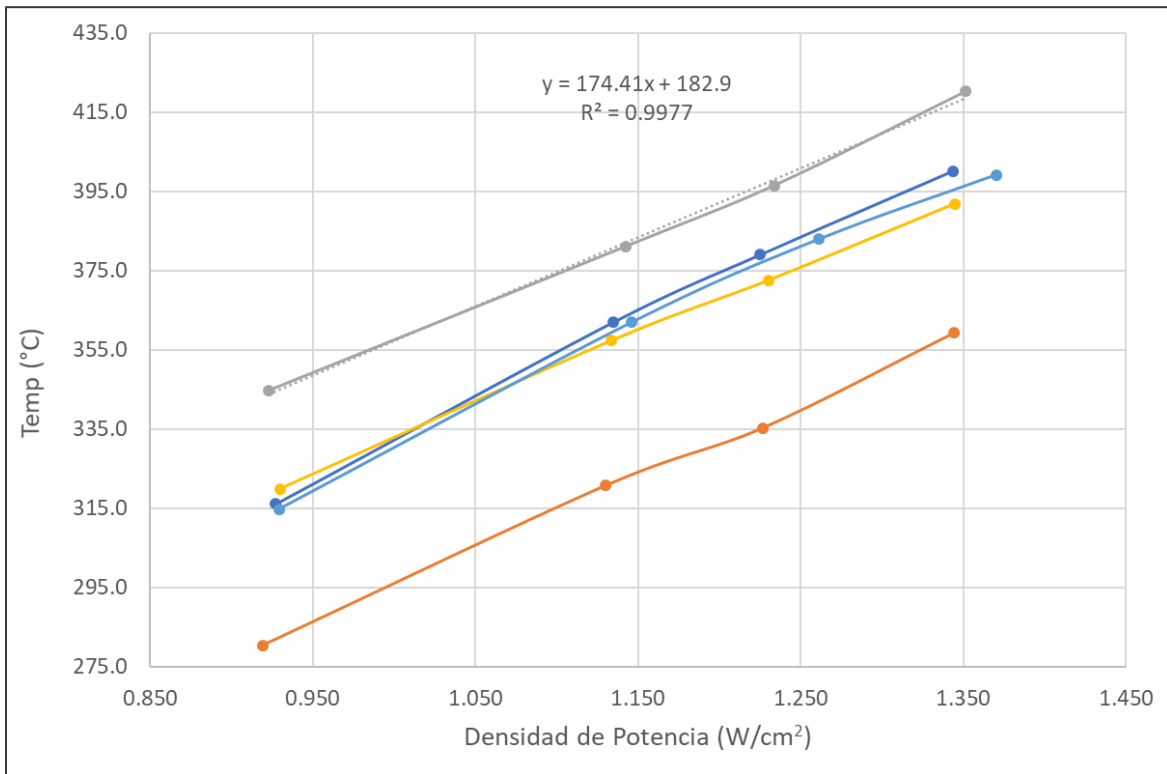


Figura 35. Regresión lineal de temperatura contra densidad de potencia.

Tal como se muestra en la Figura 35, existe una fuerte relación lineal entre la densidad de potencia, y la temperatura máxima alcanzada por el elemento, resultando un valor de R^2 de 0.998, para el rango mostrado.

Se plantea entonces la siguiente Hipótesis:

Para una temperatura máxima de 360°C, es requerida una densidad de potencia de 1.01 W/cm² (basado en la ecuación obtenida para el punto más crítico, sin considerar la variación de muestras).

Con respecto a la hipótesis inicial (Sección 3.1.2), en donde se teorizaba la existencia del parámetro, con el nuevo planteamiento se confirma su existencia y, además, se valida un comportamiento lineal en el rango de temperaturas de operación.

3.4 Variación en el proceso.

Como se observa en la Figura 35, la variación en el resultado de la potencia de las 5 muestras, es debido principalmente al cambio en la resistencia del elemento (dado que es una prueba de laboratorio con tensión controlada, temperaturas y humedad controlada) durante el proceso de manufactura. Con la finalidad de conocer la capacidad del proceso, y los límites útiles para la obtención de un proceso 6 sigma, se obtuvo la desviación estándar del elemento.

Valor Óhmico nominal: 42.5 Ω

Cantidad de muestras analizadas: 5

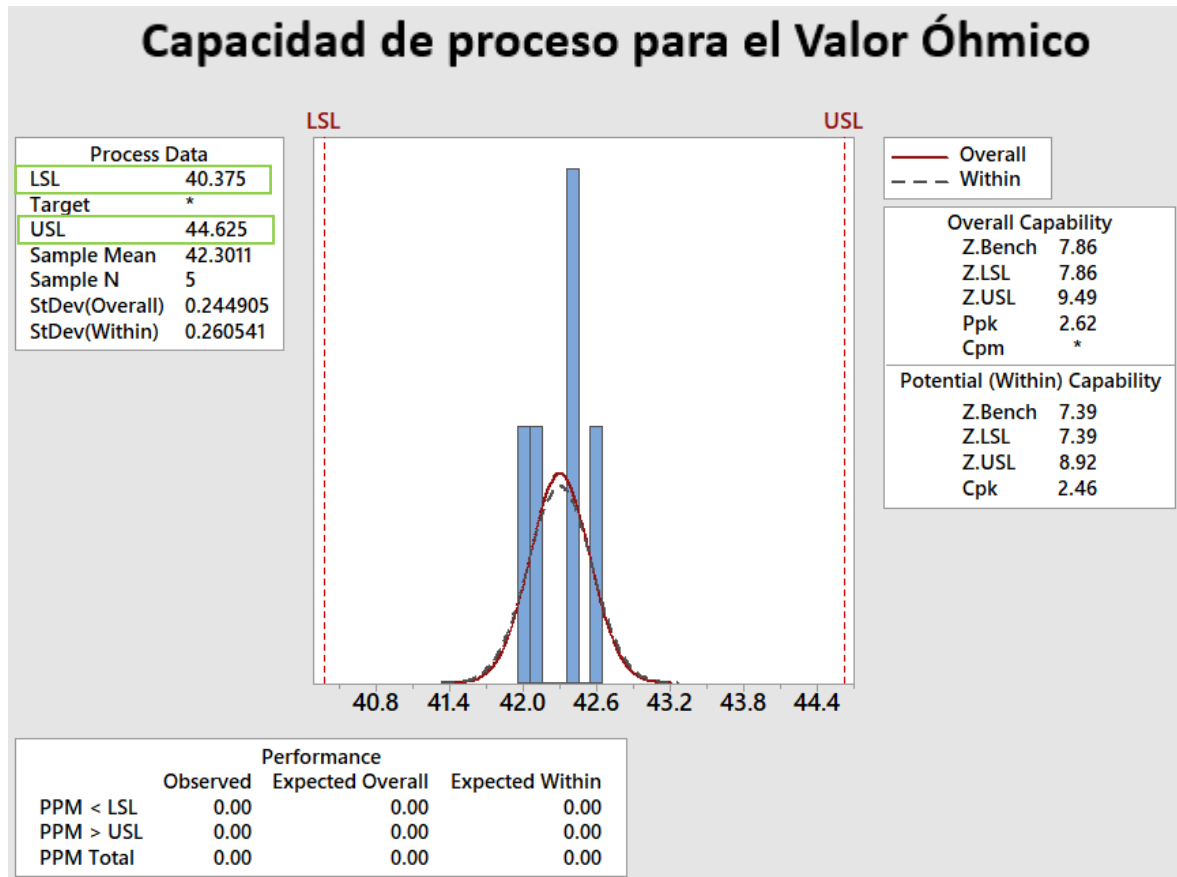


Figura 36. Análisis de la capacidad de proceso para manufactura de la resistencia de deshielo (software: Minitab 18)

Después de realizar el análisis (Figura 36), se observa que si se utilizan los valores 44.625 Ω y 40.375 Ω como especificación de límites superior e inferior (USL y LSL respectivamente), se logra adquirir un valor de Z Bench de 7.86 (superior al 6 requerido para el proceso). Nótese, que los valores 44.625 Ω y 40.375 Ω corresponden al ± 5% del valor nominal, es decir, una tolerancia de ± 5% en el valor óhmico nominal resulta en un proceso con un valor Z de 7.86, el cual indica el control que el proveedor puede tener en su proceso (mientras más grande resulta Z, mejor es el proceso con respecto al requerimiento).

De lo anterior se deduce, que la variación en la potencia total entregada por la resistencia, será también la resultante de la variación del valor óhmico. Dado que la potencia entregada será función del valor de resistencia, y este último varía por manufactura, entonces se puede calcular la variación máxima esperada en la potencia de la siguiente manera:

$$P_{inf} = \frac{1(u^2)}{1.05 R} \quad (31)$$

En la ecuación 31, P_{inf} representa el mínimo valor de potencia esperado, cuando el valor Óhmico viene en el valor máximo permitido (5% superior al nominal, es decir, 1.05 R). Resolviendo la ecuación, se obtiene:

$$P_{inf} = 0.9523 \left(\frac{u^2}{R} \right) \quad (32)$$

Recordando, que la potencia nominal es lo definido en la ecuación 31, entonces:

$$P_{inf} = 0.9523(P) \quad (32)$$

Esto es, en otras palabras, el límite inferior de potencia esperado (95.23%).

Realizando un análisis similar para el límite superior de potencia, se puede encontrar que:

$$P_{sup} = 105.26\% . \quad (33)$$

Basado en lo anterior, se definió un valor de densidad de potencia, el cual resulta ser de 9,528 W/m², para un voltaje de 127V (al cual es realizado la prueba de seguridad, correspondiente a un 10% superior al nominal de 115V). Una vez obtenida el área superficial con las propuestas de diseño, se utilizará este valor para definir el valor óhmico requerido.

3.5 Modelo teórico contra experimental

Si se grafica el modelo teórico (Ec. 29), utilizando como respuesta la temperatura superficial, como variable independiente el tiempo y como datos, los valores de la línea base, se puede obtener una curva como la mostrada en la Figura 37, donde se observa que, para potencias bajas, el modelo teórico responde bien en relación al experimental.

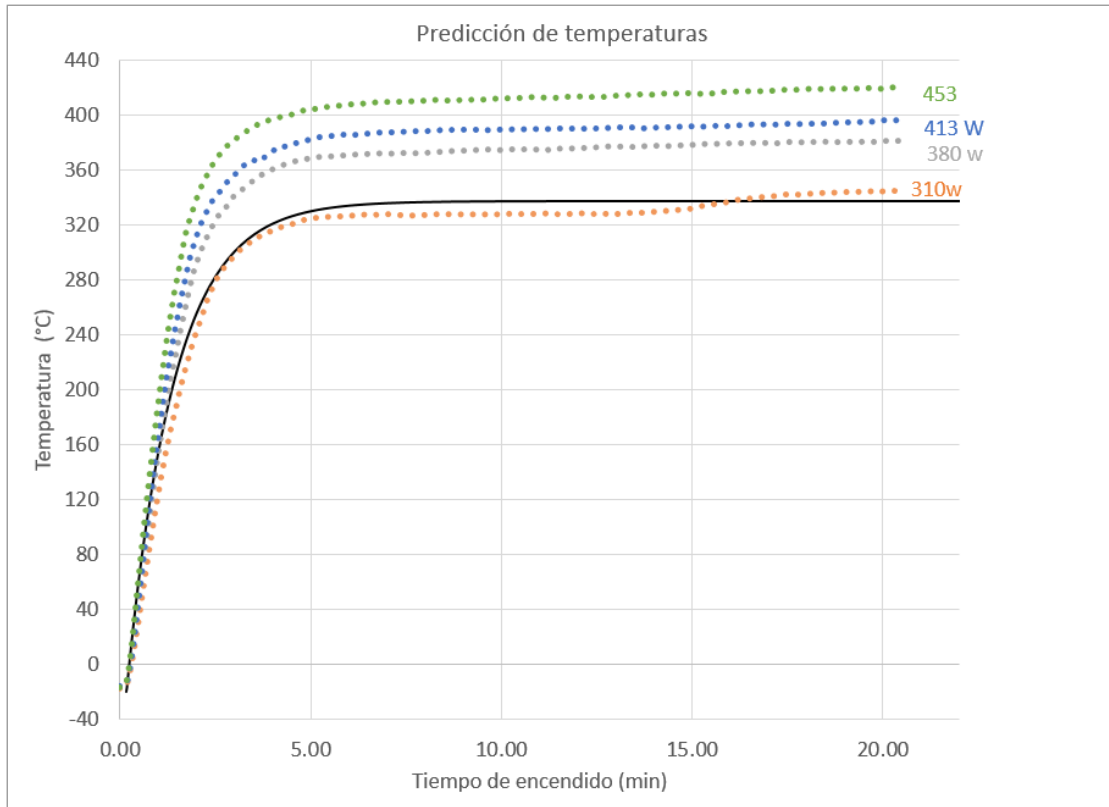


Figura 37. Comparación a 310 W de la curva teórica (líneas continua) con los resultados experimentales (líneas punteadas).

Sin embargo, al sustituir los valores de la línea base en el modelo teórico con potencias superiores, la correlación existente entre ambos modelos comienza a decrecer. En la Figura 38 se muestra un ejemplo de la separación de ambas curvas para un valor de 380 W en el elemento.

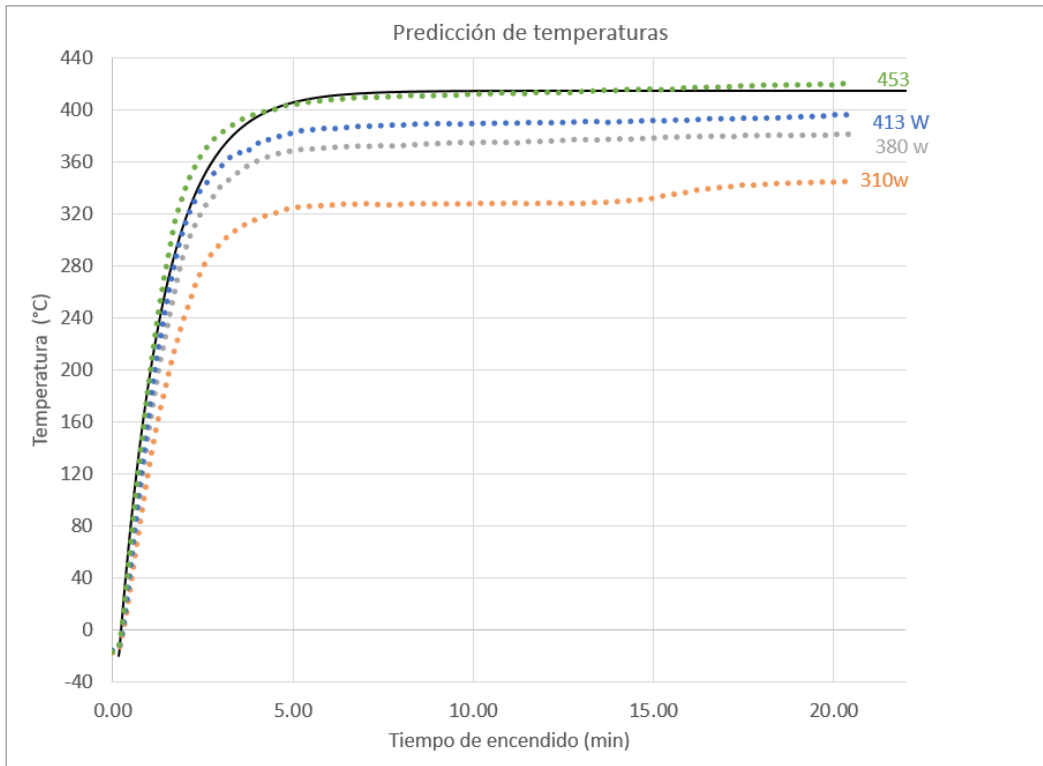


Figura 38. Curva teórica contra experimental de potencia 380 W. La línea punteada representa el modelo teórico y las líneas continuas los resultados experimentales.

Nótese que, la curva teórica debería aproximarse a la línea gris (correspondiente a los 380 W), sin embargo, comienza a separarse de los resultados reales conforme se incrementa la potencia. Lo anterior podría indicar que, existe un término en la ecuación 29 obtenida, que produce una mayor pérdida de calor de lo que se planteó en el modelo inicialmente. Ésta pérdida parece incrementar conforme se incrementa la potencia inducida (y como resultado la temperatura superficial). Tomando en cuenta los términos y lo asumido para el desarrollo de la ecuación 29, se determina que el término de radiación (del cuál, su impacto depende de la diferencia de temperaturas a la cuarta potencia) es probablemente el factor responsable de la baja correlación en altas potencias del modelo.

La Figura 39 muestra que en potencias superiores, el error entre ambas curvas incrementa.

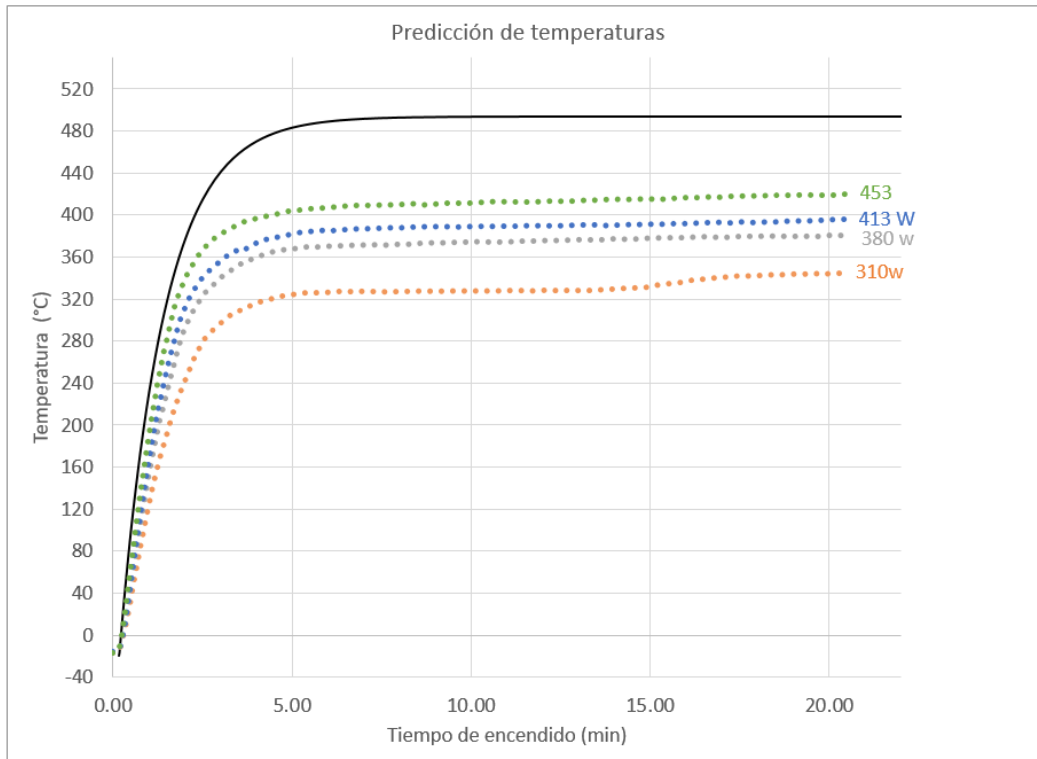


Figura 39. Curva teórica contra experimental de potencia 453 W. La línea punteada representa el modelo teórico y las líneas continuas los resultados experimentales

Se replantea entonces la ecuación 23, incluyendo el término de radiación sin agrupar.

$$mC_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{U^2}{R} - A_{rad} \sigma_r \varepsilon(t) (T^4 - T_\infty^4) - hA_s(T - T_\infty) \quad \text{Ec. (23)}$$

La ecuación anterior, no puede ser resuelta mediante el uso de transformadas de Laplace o métodos analíticos convencionales, por lo cual se usará un método numérico (Método de Euler). El método mencionado, requiere una discretización de la variable independiente (para el caso de análisis, el tiempo), por lo cual se utilizó como $t_{k+1} = t_k + h$ para $k=0,1,2,3... M-1$. Siendo $h = (b-a)/M$, y M representa el número de subintervalos definidos para su desratización y $[a,b]$ representa el intervalo total donde se interesa realizar el análisis de la función.

Para lo anterior “a” representa el inicio del fenómeno ($t=0$ seg) y “b” representa el final de la prueba en línea base ($t=2510$ seg). Si se desea que la discretización corresponda a $h=1$ seg, entonces M toma el valor de “b”.

Una vez obtenido el resultado, se grafica y se realiza la comparación con los resultados de línea base.

Para un valor de 310 W se obtiene el resultado mostrado en la Figura 40, donde la línea punteada representa el resultado del método numérico y las continuas el experimental de la línea base.

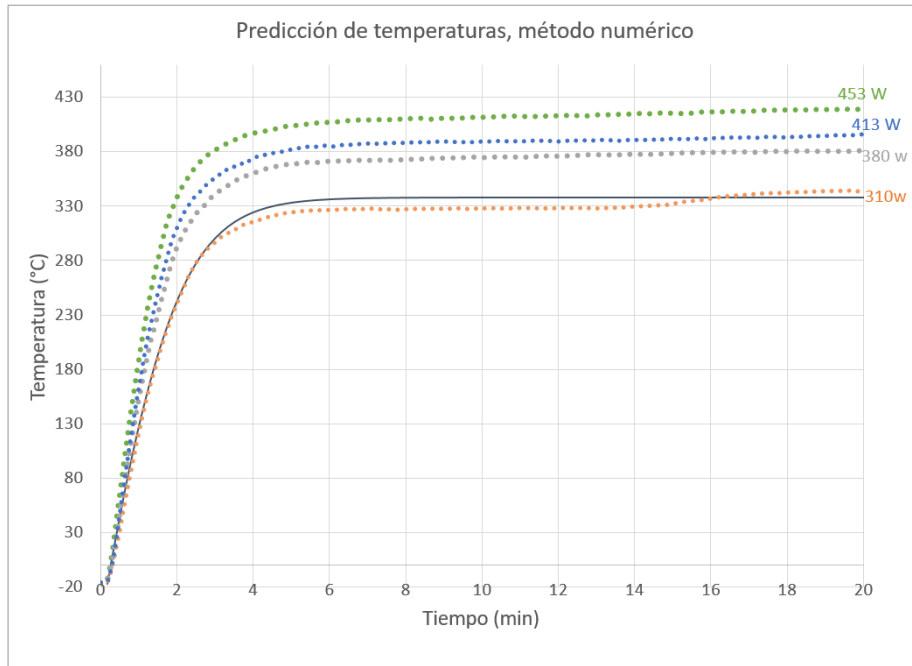


Figura 40. Modelo teórico contra experimental (310 W) considerando el término de la radiación

Se observa que cuando se incluye el término completo de radiación sin agrupar como coeficiente global, la pérdida de calor ahora es ligeramente mayor para potencias bajas en el modelo teórico.

Para valores intermedios (380 W) se obtiene lo mostrado en la Figura 41.

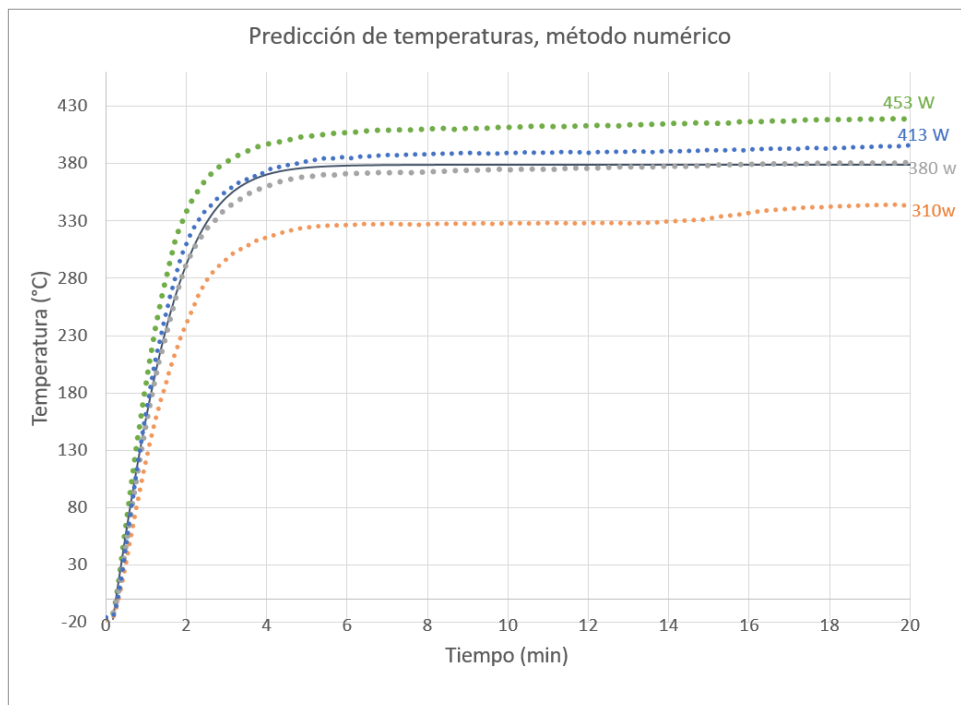


Figura 41. Modelo teórico contra experimental (380 W) considerando el término de la radiación

Finalmente, para el valor máximo de las pruebas (453 W) se obtiene la Figura 42. Nótese que, con el último modelo, ambas curvas en potencias altas se mantienen unidas a lo largo del tiempo de pruebas.

Esto es, un indicativo de que el término de radiación en el fenómeno, si es significativo para el resultado, incluso cuando el principal medio de transferencia para dicho tipo de resistencias sea la convección.

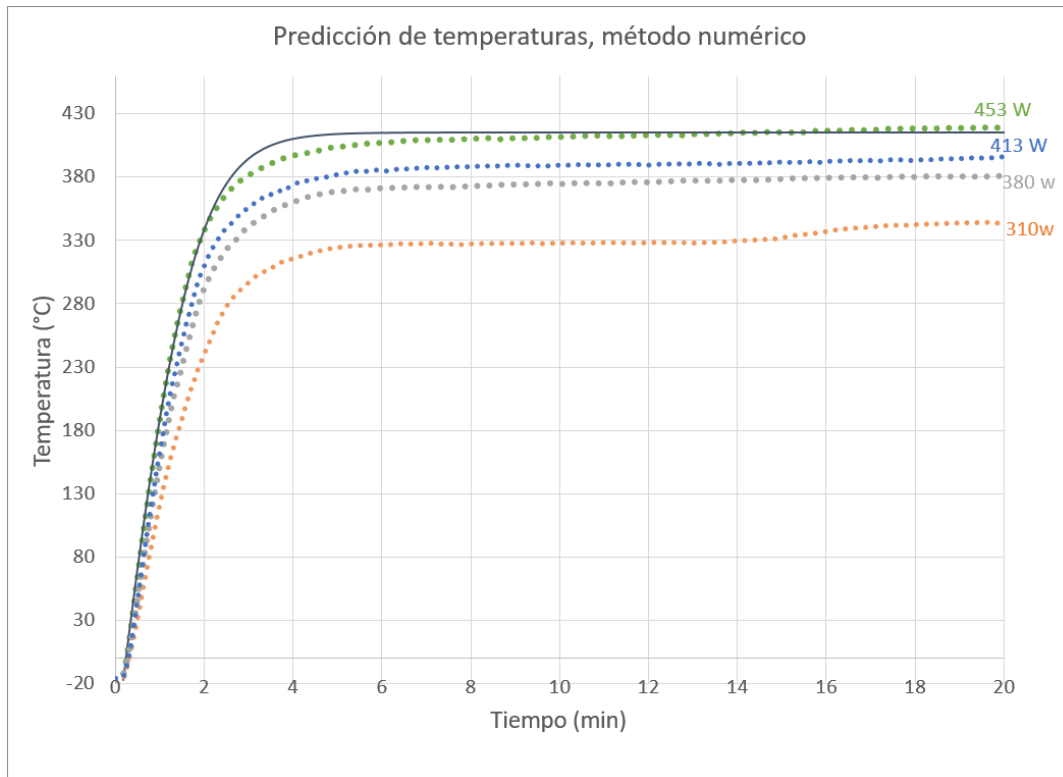


Figura 42. Modelo teórico contra experimental (453 W) considerando el término de la radiación

3.6 Porcentaje de error, modelo teórico contra experimental en línea base.

Para el modelo teórico desarrollado, se realizó una gráfica (Figura 43) en donde se muestra el porcentaje de error existente contra el resultado real (experimental). Nótese que, para la representación gráfica, se muestra el error contra la curva resultante a 453 Watts, la curva puede cambiar dependiendo de contra cuál valor de potencia se grafica.

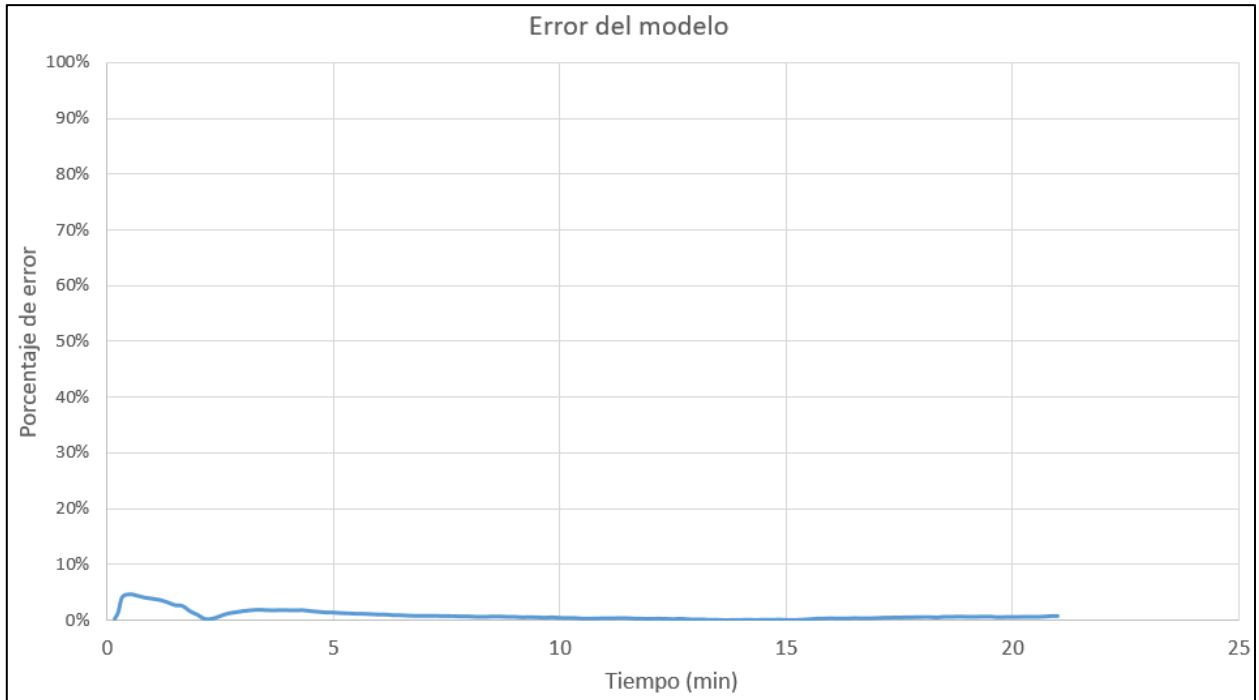


Figura 43. Gráfica error contra tiempo de modelo teórico contra experimental.

Para la curva analizada, el máximo porcentaje de error es de 4.6%, sin embargo, este punto se encuentra justo en la zona de radio de curvatura mínima, la cual está definida por la masa del elemento (mayor masa, representa un mayor radio de curvatura mínimo, debido a que tarda más en alcanzar la asíntota). Considerando que la respuesta que el modelo busca es obtener la temperatura máxima del elemento, el valor obtenido de porcentaje de error en tiempos mayores a 10 min (alrededor de 2%) es aceptable y útil desde el punto de vista de diseño. Nótese, además, que la masa total del elemento fue calculada con base en la densidad del acero, del óxido de magnesio, y de su volumen, lo cual puede producir como resultado un error entre la masa real y la calculada, que afectaría directamente al radio mínimo de curvatura y formaría parte del 4.6% de error en el modelo.

Basado en la hipótesis generada y con los datos obtenidos del modelo, se plantearon los conceptos de diseño iniciales para su selección.

IV. CONCEPTOS DE DISEÑO

Una vez que se definieron los objetivos del proyecto, se realizó la investigación correspondiente al tema, se comprendió el fenómeno de deshielo, se analizaron los conceptos actuales de deshielo, tanto en el mercado como la línea base y se encontró un modelo básico para predicción de temperaturas, se procedió entonces a la generación de ideas para el diseño que, en conjunto con la hipótesis planteada, pudieran cumplir con los requerimientos del proyecto considerando para su diseño cada uno de los aspectos antes mencionados.

Dado que, el diseño final está planeado para ser producido e implementado, al momento de generar las ideas iniciales, no solo se consideran los requisitos de desempeño y seguridad (objetivos del presente trabajo) sino, además, se consideran los requeridos por manufactura, proceso de ensamble, capacidad de proceso del proveedor, geometrías y espacios de la unidad (modelo a implementar, Side by Side) y parámetros eléctricos definidos con las pruebas de línea base.

4.1 Propuesta de diseño 1.

La primer propuesta de diseño (Figura 44 y Figura 45), consiste en añadir un ángulo de 5° a la parte central de la resistencia, para evitar contacto con la charola de deshielo y conservar los radios de curvatura mínimos definidos por proceso de manufactura del proveedor. Esta propuesta consiste en las siguientes partes:

- 2 Brackets de soporte cuya función es, fijar la resistencia a la parte inferior del evaporador.
- Elemento con ángulo intermedio de 5° , cuyas características se resumen a continuación:
 - Potencia total: 250 W
 - Densidad de potencia: 1.01 W/cm^2
 - Longitud de zona caliente: 50.69 in (128.7 cm)
- 2 tornillos requeridos para unir los brackets de soporte al evaporador.

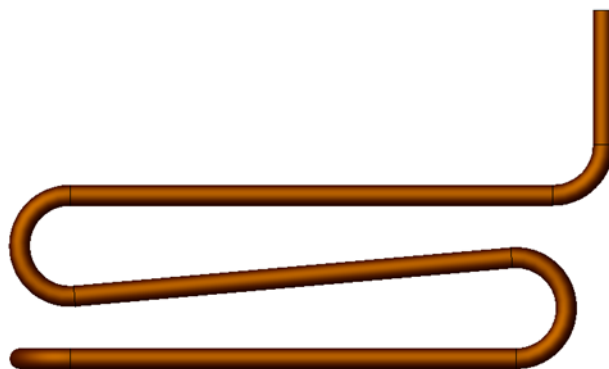


Figura 44. Imagen de la resistencia y un bracket de la propuesta 1

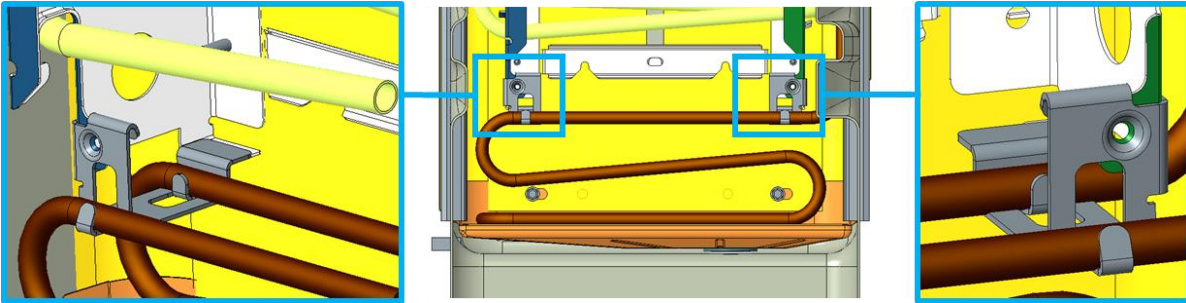


Figura 45. Imagen del montaje de la propuesta 1 en CAD

4.2 Propuesta de diseño 2.

El segundo concepto generado (Figura 46 y Figura 47), toma como referencia una de las patentes mencionadas en la investigación previa. En esta propuesta, se considera una resistencia que tiene contacto con las aletas del evaporador (a todo lo largo del mismo), permitiendo una transferencia de calor con mayor rapidez, dado que el principal fenómeno de transferencia se daría por conducción a través del aluminio. Esta propuesta implica:

- Se requieren 4 brackets de soporte del elemento.
- Sin modificaciones adicionales a partes actuales de producción.
 - Longitud de zona caliente: 44.34 in (112.6 cm).
 - Potencia estimada: 220 W

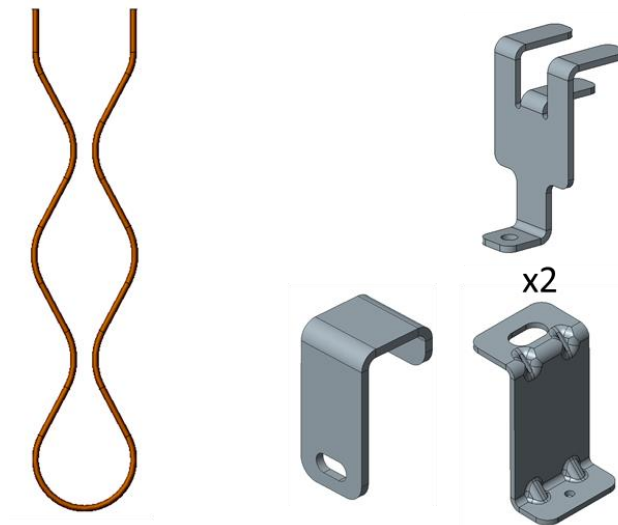


Figura 46. Imagen de la resistencia y brackets de la propuesta 2

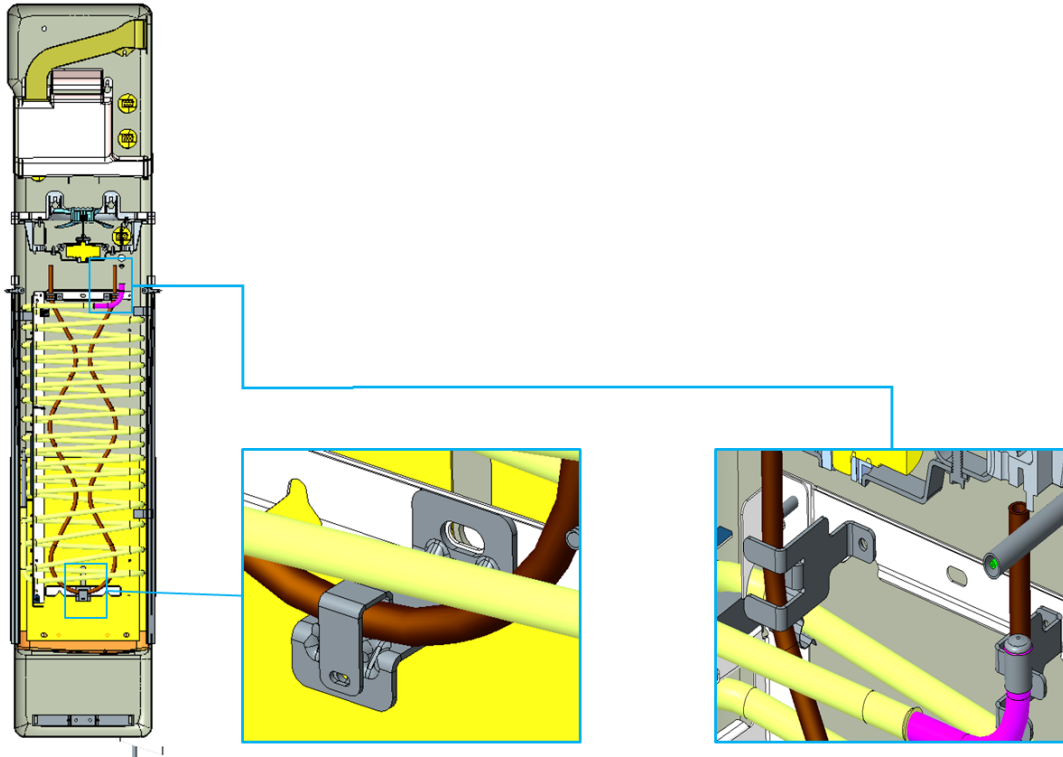


Figura 47. Imagen del montaje de la propuesta 2 en CAD



Después de analizar de manera preliminar ambos conceptos de diseño, se identificó que la propuesta 2, podría presentar ciertas ventajas en cuanto a tiempos de deshielo con respecto a la primera, tal como se explica en la descripción de la misma. Este concepto, pudiera también reducir el consumo de energía requerido para realizar el deshielo. Sin embargo, se encontró un problema que la propuesta 1 no presenta, la serviciabilidad.

Tal como se describe al inicio del capítulo, el diseño final debe contemplar aspectos que las compañías requieren para generar una producción en masa de un electrodoméstico. Esto tiene implicaciones de todas las áreas relacionadas a la comercialización del mismo.

Para la propuesta número 2, si se llegase a presentar un problema del producto en campo, será requerido el cambio del componente, y para el concepto mencionado, por la naturaleza de su diseño, requiere que sea sustituido todo el subensamble incluyendo el evaporador (lo cual implica el uso de soldadura, complicando considerablemente el servicio de esta parte y el costo por reemplazo). Además de lo anterior, una llamada de servicio para sustituir la resistencia, implicaría automáticamente también un servicio para el subensamble de baja presión de la unidad.

La Tabla 5, representa de manera resumida las características y comparación entre los conceptos:

Tabla 5. Comparación de características entre conceptos de diseño.

	Concepto 1	Concepto 2
Imagen		
Longitud zona caliente (cm)	128.75	112.62
Potencia estimada (W)	250	220
Densidad de potencia (W/cm ²)	1.01	1.01
Partes en el ensamble	3	5
Complejidad para servicio	Baja	Alta
Modificación a partes actuales	No	Si

Debido a lo anterior, se continuó como primera opción, la propuesta 1 para el presente desarrollo del proyecto.

4.3 Pruebas realizadas en prototipos

Se comenzó con la realización de pruebas en los prototipos para validar la hipótesis descrita en el capítulo IV.I. En los siguientes capítulos se describe el procedimiento realizado para todas las pruebas, así como resultados obtenidos.

5.3.1 Instrumentación de las muestras.

Al igual que la línea base (Capítulo IV), para la instrumentación de resistencias prototipo, se utilizaron termopares tipo “J”, de calibre 20. Para la selección del tipo de termopar, se siguieron las especificaciones indicadas en la norma aplicable [6], en donde se indica como requerimiento el termopar mencionado, además, de acuerdo con los fabricantes (como se especifica en [7]), con excepción del tipo T, cualquier otro tipo de termopar cubre el rango deseado (0° C a 400° C), sin embargo, el tipo J tiene una mayor sensibilidad en el rango deseado (51.7 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ de 0° C a 760° C), y su margen de error se mantiene por debajo de $\pm 0.75\%$, el cual es inferior al resto, en el rango deseado.

Se colocaron en los puntos más críticos (radios de curvatura) y se realizó la prueba, en unidades de producción actual.

4.3.2 Ensamble del prototipo.

Para el montaje inicial, se propone un diseño en el cual, la resistencia es soportada por los brackets del evaporador de manera fija en ambos extremos, tal como se muestra en la Figura 48.

Las resistencias fueron ensambladas de acuerdo a la especificación de diseño, colocadas en posición y posteriormente el subensamble evaporador fue montado sobre la unidad.

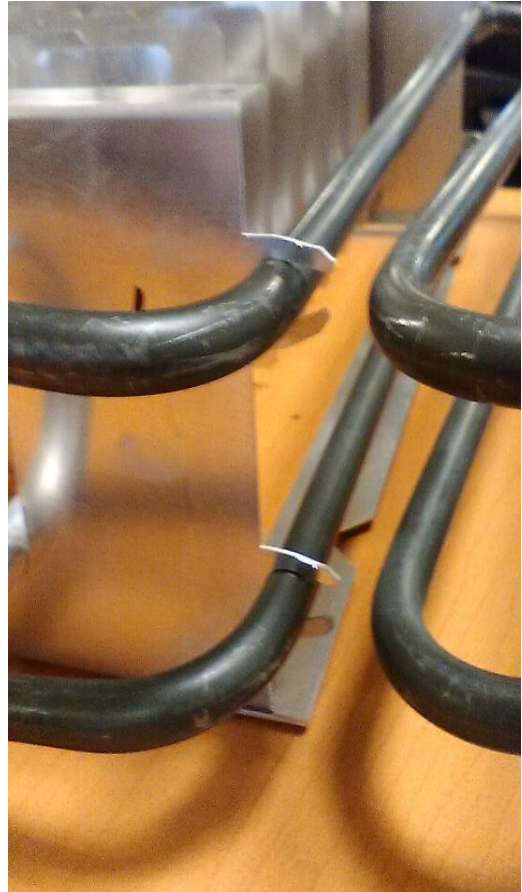


Figura 48. Fotografía del montaje del prototipo.

4.4 Prueba de Temperaturas

El resultado de las pruebas de temperatura superficiaales realizadas en la unidad side by side, se pueden observar en la siguiente gráfica (Figura 49y Figura 50)

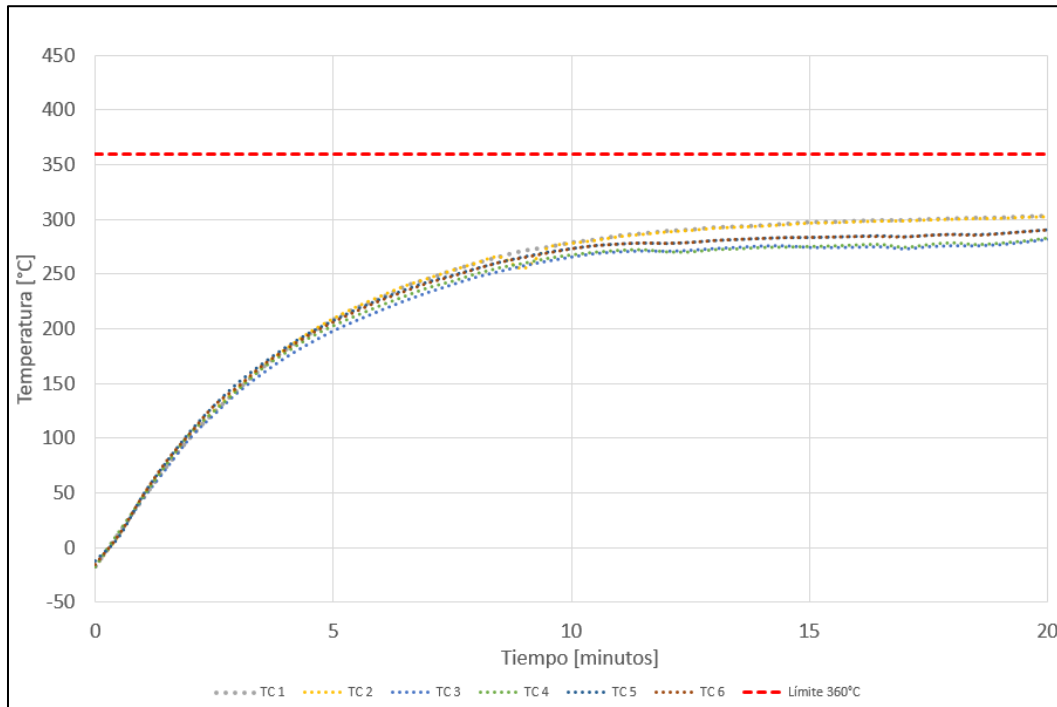


Figura 49. Prueba de temperatura máxima (primeros 20 min)

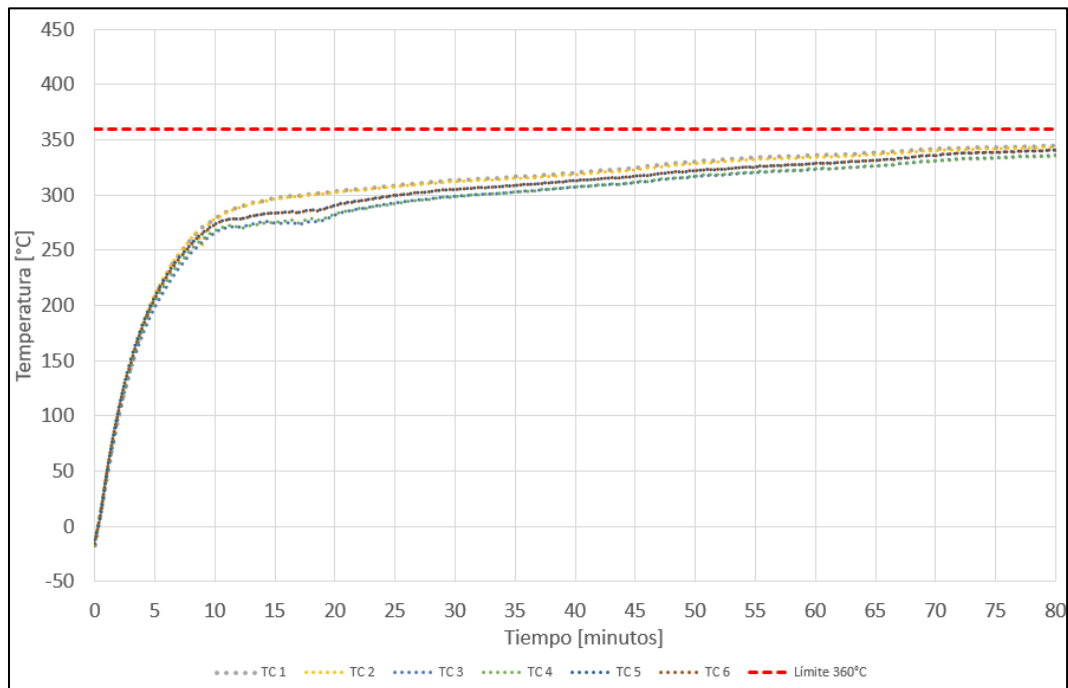


Figura 50. Prueba de temperatura máxima (80 min de deshielo)

Nótese que, en la gráfica resultante (Figura 51), el concepto de diseño tarda en alcanzar la asíntota horizontal más tiempo que la línea base mostrada en la misma imagen (línea base ≈ 5 min, nueva propuesta ≈ 20 min). Además, es notorio también, el hecho de tener una asíntota no horizontal, es decir, el prototipo no llega a un punto estacionario cuando el tiempo tiende a infinito.

La imagen, muestra una comparación de los primeros 20 minutos de encendido, al mismo voltaje, para ambos diseños (línea base y concepto).

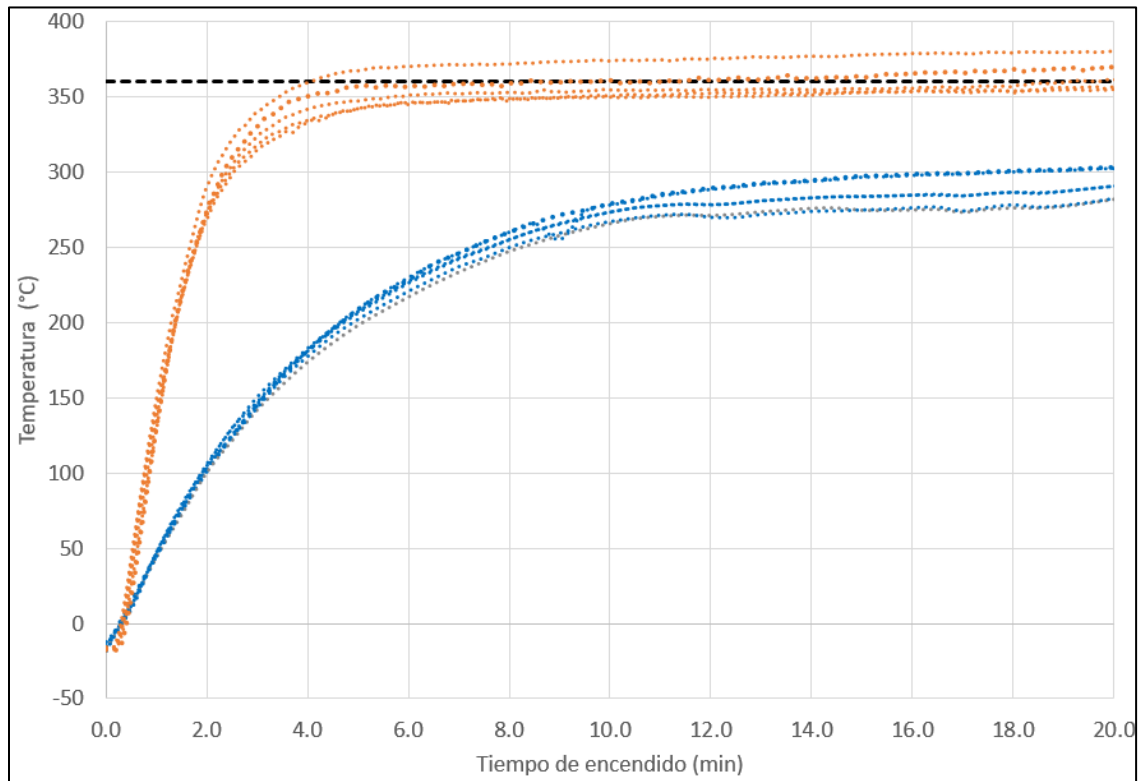


Figura 51. Comparación de los primeros 20 minutos, línea base (naranja), prototipo (azul) y límite 360°C (negra).

La temperatura superficial en la muestra de línea base, pareciera ser mayor en todo momento que en el prototipo a pesar de estar sometidas al mismo voltaje, este fenómeno es explicado en el capítulo 3. Nótese que la rapidez del cambio en la pendiente para las líneas naranjas, es predicho perfectamente por el modelo teórico obtenido en la ecuación (27) con base en las ecuaciones fundamentales que gobiernan el proceso, donde se demuestra que la masa del elemento, está directamente relacionada con el tiempo requerido para alcanzar la “temperatura máxima”.

4.5 Prueba Evaporador saturado

Al finalizar el proceso de prueba descrito en 3.1.3, se abrió la unidad para poder observar la condición del evaporador, de acuerdo con el procedimiento descrito en [5]. La Figura 52 es la fotografía tomada en el instante justo después de desensamblar la unidad para su inspección. Se observa que las superficies de intercambio de calor, están libres de hielo sólido y escarcha. La inspección fue realizada a los 3 días posteriores al inicio de la prueba.



Figura 52. Resultado del evaporador con la propuesta de diseño.

Además del evaporador, las superficies que rodean el evaporador se mantienen también libres de hielo. Como referencia para el presente proyecto, se muestra una imagen de un ejemplo de una prueba fallida de la prueba de evaporador saturado (Figura 53).



Figura 53. Ejemplo de prueba fallida.

Durante la prueba se registraron las temperaturas del compartimento, y de puntos en el evaporador para observar la formación de hielo. La Figura 54, muestra la prueba completa.

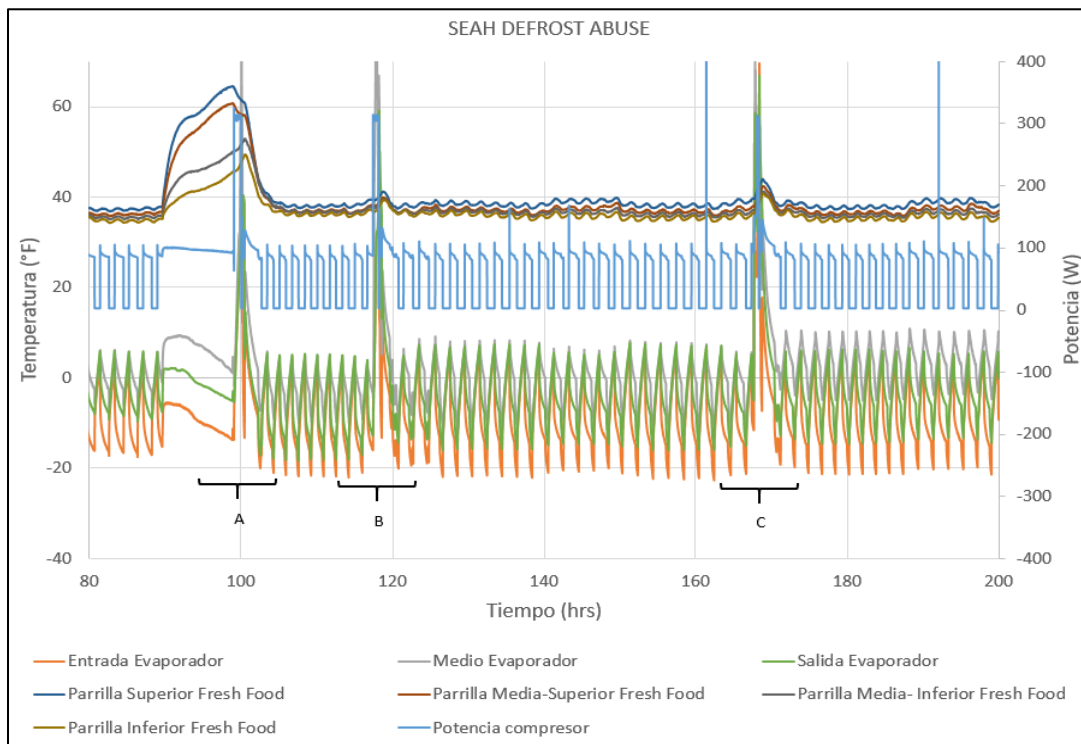


Figura 54. Gráfica de temperaturas en Evaporador Saturado con 3 deshielos (A, B y C).

Las horas antes del primer ciclo “A”, representan las horas de preparación de la prueba (saturación). En esta etapa se observa que las temperaturas del compartimiento comienzan a elevarse en el refrigerador debido a que, la transferencia de calor disminuye por el aislamiento del hielo, mientras que los termopares en el evaporador (conjunto inferior) comienzan a bajar.

Posteriormente, al iniciar la prueba, existe un deshielo marcado como “A”, proceso en el cual, el tiempo del ciclo del deshielo se va al máximo permitido para la unidad, siendo notorio que las temperaturas dentro del gabinete, tienden a volver a su estado anterior (se enfrían de nuevo), sin embargo, no llega a la estabilización, en este ciclo quedan ligeramente más calientes que antes de la saturación, indicando que el primer ciclo no fue suficiente para limpiar el intercambiador.

El segundo ciclo de deshielo marcado como “B”, el deshielo dura menos que el anterior, y al finalizar las temperaturas terminan prácticamente al mismo nivel que la unidad antes de la saturación. Finalmente, existe otro ciclo final de deshielo antes de finalizar el tercer día, que se marca como “C” en la imagen. Para ese punto, la unidad ya presenta estabilización y muestra haber regresado a su operación normal.

V. ANÁLISIS DEL DISEÑO

Con la finalidad de evitar cualquier tipo de problemas para el usuario final en el producto, se realizó un análisis de la expansión térmica que se pudiera presentar en el diseño de la resistencia (Figura 55), teniendo la siguiente información como referencia:

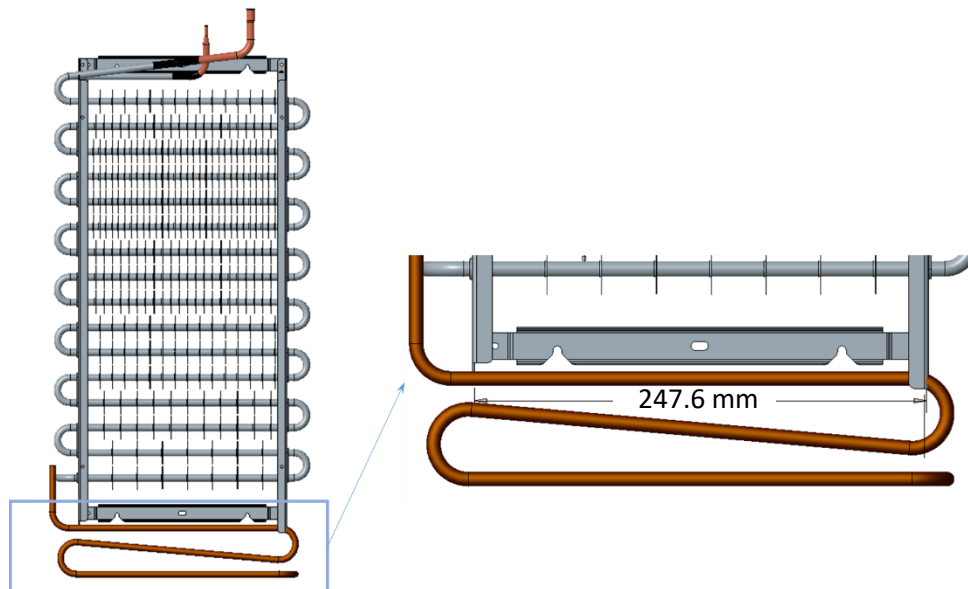


Figura 55. Diseño concepto 1 de resistencia.

Objetivo: Encontrar la dilatación longitudinal en el eje X, causada por el aumento de temperatura en la resistencia (Figura 56).

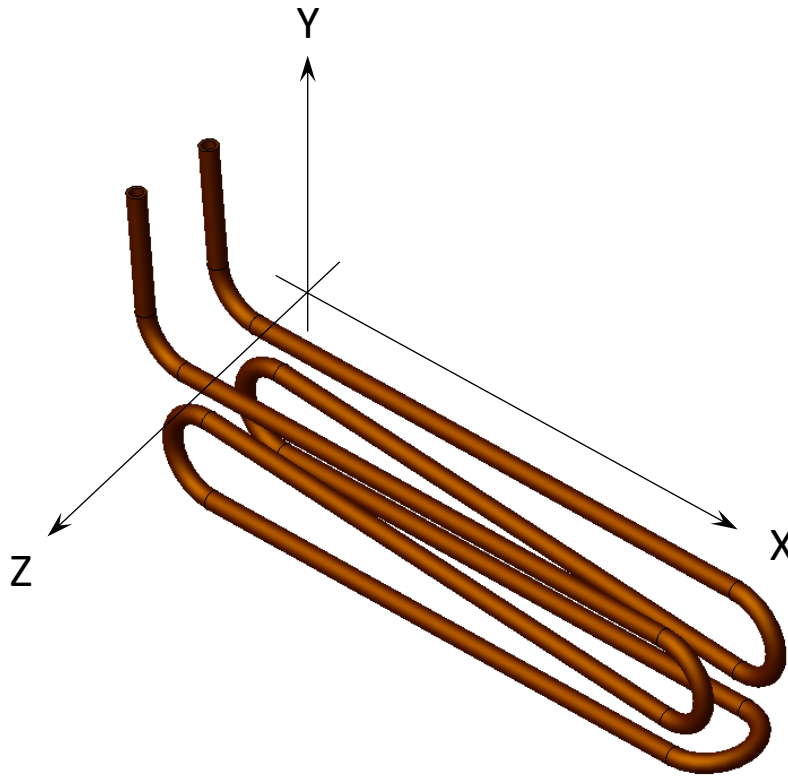


Figura 56. Ejes coordenados en la geometría 3D.

- Material externo: Acero Inoxidable.
- Material interno: Óxido de Magnesio (MgO).
- Longitud inicial (temperatura ambiente $\approx 25^{\circ}\text{C}$): 0.2476 m (9.748").
- Temperatura máxima alcanzada: 360°C^{**} .
- Temperatura mínima: -20°C^{**} .
- Coeficiente dilatación del Acero Inoxidable: $1.73 \times 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ [12]
- Coeficiente dilatación MgO: $13.5 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ [12]

**Basados en los requerimientos de la norma UL 60335 para temperaturas superficiales.

Se asume que el material es de densidad uniforme, isotrópico y que el coeficiente de dilatación se mantiene relativamente constante.

Mediante la siguiente fórmula (Ec. 34), se obtiene el incremento de longitud causado en la parte de la resistencia que podría ser restringida en todos sus grados de libertad [13].

$$\Delta L = \alpha L_0 \Delta T \quad (34)$$

donde:

$$\Delta L = L_f - L_0 \quad (35)$$

α : Coeficiente de dilatación térmica lineal

$$L_f = \text{Longitud final} \quad (36)$$

$$L_0 = \text{Longitud inicial} \quad (37)$$

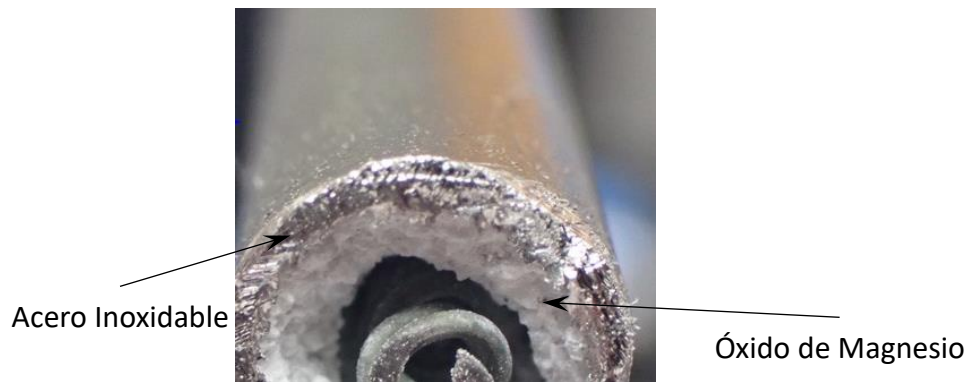
$$\Delta T = T_f - T_0 \quad (38)$$

$$T_f = \text{temperatura final} \quad (39)$$

$$T_0 = \text{temperatura inicial} \quad (40)$$

- Con la finalidad de obtener el caso más crítico, se evaluarán en paralelo, el MgO y el acero inoxidable.

- Se obtendrá la contracción que existe en el material al enfriarse (desde temperatura ambiente a -20°C) y se sumará a la dilatación que exista desde temperatura ambiente hasta 360°C.



De la ecuación 34 se obtiene para cada caso:

1.- Contracción del Acero

$$\Delta L = 1.73 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}} (0.2476\text{m}) ((-20^\circ\text{C}) - 25^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = (4.28 \cdot 10^{-6} \text{m}^\circ\text{C}^{-1}) (-45^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = -1.93 \cdot 10^{-4} \text{m} \approx -0.2 \text{ mm}$$

2.- Dilatación del Acero

$$\Delta L = 1.73 \cdot 10^{-5} \text{C}^{-1} (0.2476\text{m}) (25^\circ\text{C} - 360^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = (4.28 \cdot 10^{-6} \text{m}^\circ\text{C}^{-1}) (335^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = 1.435 \cdot 10^{-3} \text{m} \approx 1.435 \text{ mm}$$

$$\Delta L_{\text{total}} = 0.2 \text{ mm} + 1.435 \text{ mm} = 1.635 \text{ mm}$$

1.- Contracción del MgO

$$\Delta L = 13.5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} (0.2476\text{m}) (-20^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = (3.34 \cdot 10^{-6} \text{m}^\circ\text{C}^{-1}) (-45^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = -1.5 \cdot 10^{-4} \text{m} \approx -0.15 \text{ mm}$$

2.- Dilatación del MgO

$$\Delta L = 13.5 \cdot 10^{-6} \text{C}^{-1} (0.2476\text{m}) (25^\circ\text{C} - 360^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = (3.34 \cdot 10^{-6} \text{m}^\circ\text{C}^{-1}) (335^\circ\text{C})$$

$$\Delta L = 1.12 \cdot 10^{-3} \text{m} \approx 1.12 \text{ mm}$$

$$\Delta L_{\text{total}} = 0.15 \text{ mm} + 1.12 \text{ mm} = 1.27 \text{ mm}$$

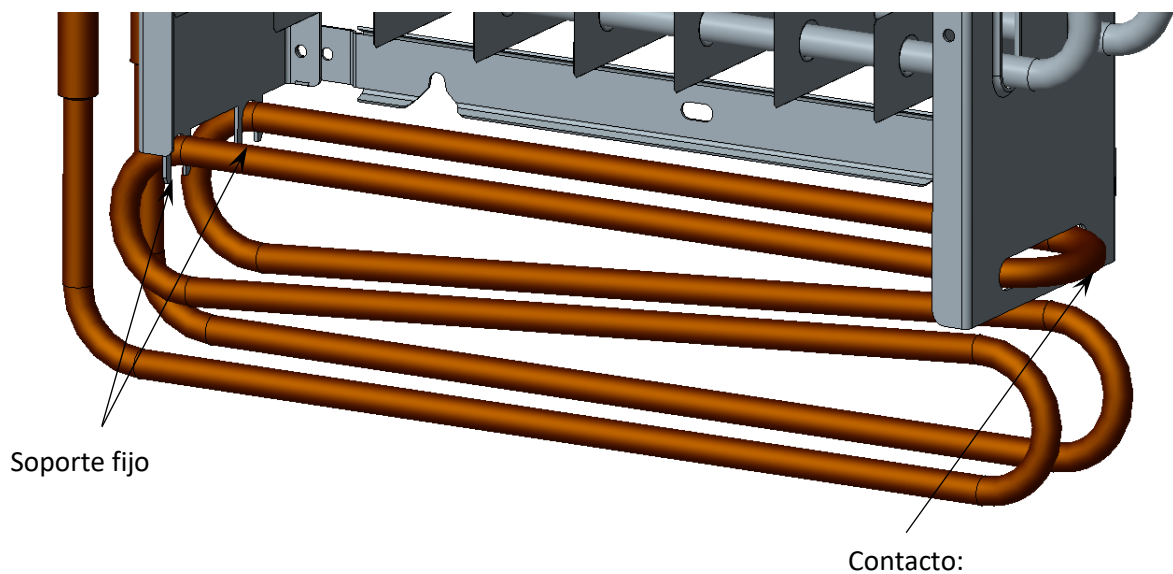
El material más crítico en cuanto a dilatación térmica, resulta ser el Acero inoxidable, por lo que, en el caso más crítico, el bracket se desplazará de su posición, hasta 1.635 mm.

Una propuesta solución para esto, es permitir un grado de libertad en el eje "X" a un extremo de la resistencia, para evitar que la dilatación deforme los soportes de la misma.

VI. RETROALIMENTACIÓN AL DISEÑO

La propuesta de ensamble para etapas futuras del proyecto, consiste en tener un extremo libre para evitar esfuerzo mecánico por la expansión de la resistencia, que pudiera crearse tanto en la camisa de la resistencia como en el bracket del evaporador.

Se mantiene un extremo fijo, para mantener la posición del elemento en todo momento (Figura 57).



Le permite a la Resistencia la expansión térmica evitando deformación en el bracket.

Figura 57. Propuesta de diseño para evitar fallas por fatiga.

En la propuesta de diseño mostrada anteriormente, las características eléctricas (valor óhmico) de la resistencia, se mantienen, con la finalidad de no cambiar (o evitar cambiar en la mayor medida posible), la transferencia de calor y por lo tanto el desempeño y temperaturas máximas alcanzadas.

VII. VALIDACIÓN

Para la validación de los resultados, se realizó una segunda prueba en una unidad diferente, con un segundo prototipo del concepto de diseño para confirmar el resultado previo.

En la Figura 58 se observa el resultado de la prueba mencionada, donde se muestra la variación de la temperatura superficial con respecto al tiempo.

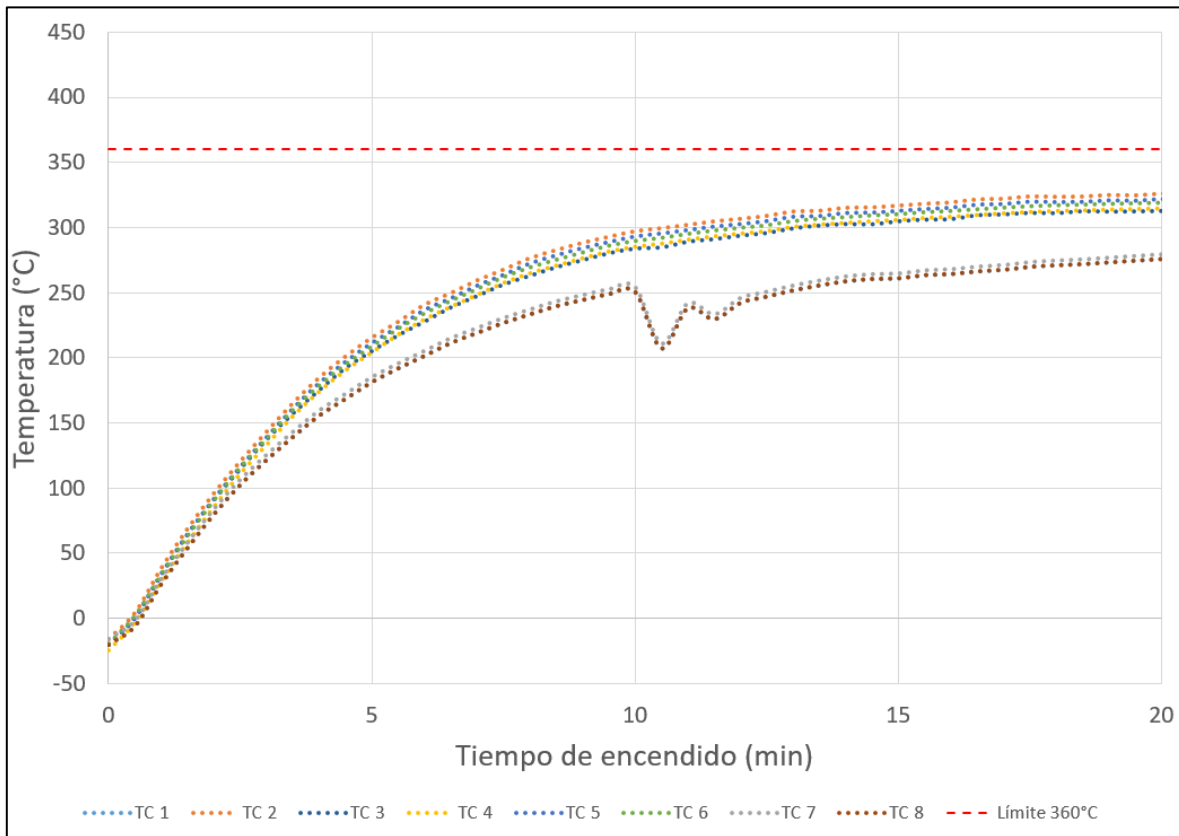


Figura 58. Segunda prueba de temperatura máxima (primeros 20 min).

El resultado del calentamiento de las resistencias en los primeros 80 minutos (misma prueba) es también mostrado en la Figura 59. Existen 2 termopares (7 y 8) que presentan un calentamiento diferente al resto de los puntos, esto se debe principalmente, a factores que no pueden ser controlados durante la prueba en un refrigerador doméstico, para el caso de análisis, es debido a la presencia de hielo en la superficie del evaporador cercana de los puntos de medición sobre la resistencia. Un ejemplo de lo anterior, se puede observar en la Figura 53, donde se observa que después de cierto tiempo de operación, el evaporador acumulará hielo de manera no controlada. Cerca del minuto 10 de prueba, se observa un decaimiento en la temperatura del termopar 7 y 8, debido al desprendimiento del hielo del evaporador y contacto con los termopares.

El resultado de la prueba es satisfactorio, dado que la temperatura superficial no logra alcanzar el límite establecido como máximo para el criterio de aprobación, durante los primeros 40 minutos.

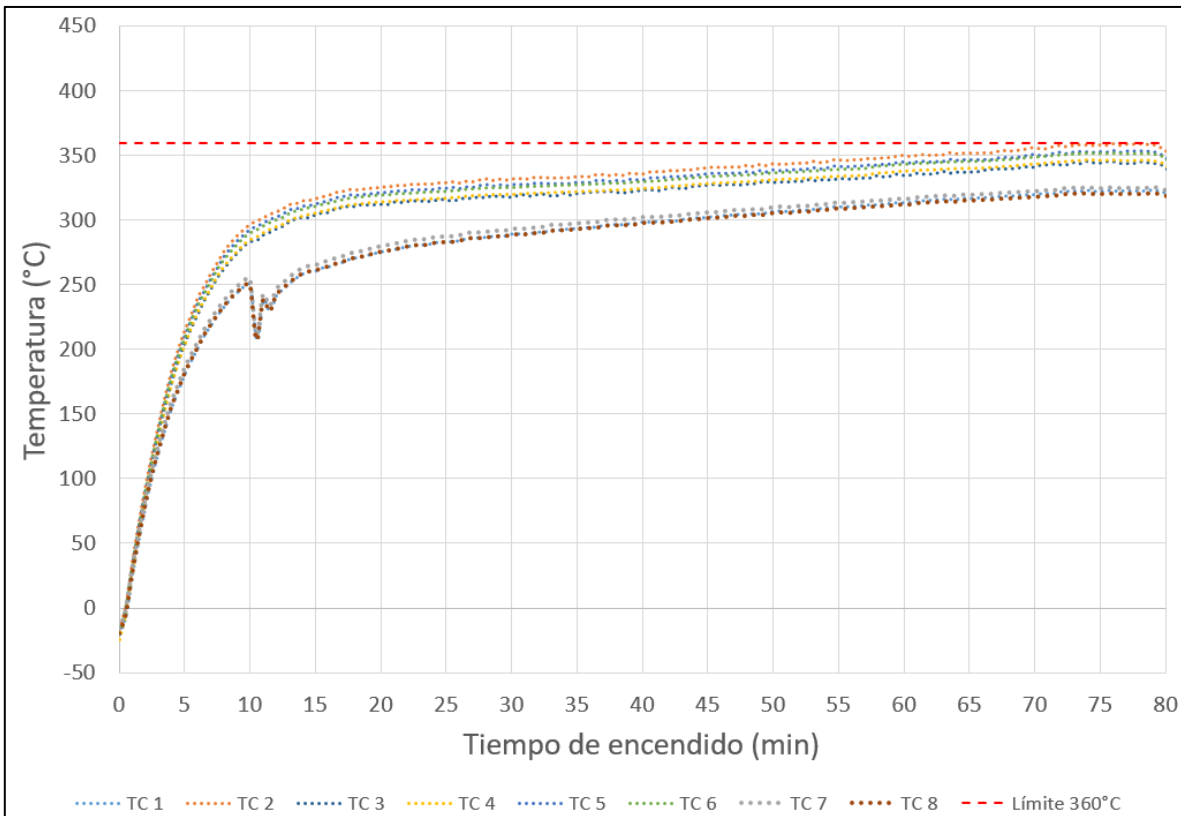


Figura 59. Segunda prueba de temperatura máxima (primeros 80 min).

VIII. RESULTADOS

Una vez finalizadas las pruebas, se cuenta con todos los datos necesarios para proceder al análisis de las mismas y definir si el concepto propuesto cumple con los requerimientos especificados y criterios de aprobación.

Bajo el criterio definido, el diseño final propuesto cumple con la prueba de Evaporador Saturado (desempeño del elemento), tal como se explica en 3.1.3. Existen otras pruebas que serán realizadas para evaluar el diseño, estas pruebas, por su duración, complejidad y confidencialidad, serán realizadas en etapas posteriores al presente desarrollo.

Tal como se observa en la Figura 49 y la Figura 50, el parámetro de seguridad fue cumplido dado que las temperaturas superficiales de la resistencia no superan el valor indicado como criterio de aprobación. Existen ciertas diferencias encontradas si se compara la línea base con los prototipos del concepto realizado, tanto como con el modelo básico desarrollado para el fenómeno. Esto puede deberse a diferentes factores, tanto de diseño como parámetros de prueba.

Nótese que, durante todo el desarrollo se consideró la interacción de la resistencia con el hielo formado en el evaporador, es decir, el desempeño de la unidad. La interacción masa de hielo – resistencia debe ser considerada en todo desarrollo debido a que, de lo contrario, el valor de temperatura superficial pudo haber sido considerablemente reducido, con solo bajar el nivel

máximo de potencia (cantidad de energía térmica liberada por instante de tiempo) del elemento, tal como lo indica la ecuación 29. Sin embargo, realizar este último cambio genera también una baja capacidad de limpiar el evaporador de escarcha. De la misma manera, si se considera solo la capacidad de limpiar el evaporador, pero no se añade a los resultados los parámetros de seguridad, se pudiera simplemente incrementar el valor de potencia entregada, reduciendo el valor de resistencia del elemento, aunque esto representaría el aumento de las temperaturas superficiales.

Al considerar ambos aspectos de la ecuación, se tiene un sistema que contempla el desempeño y la interacción de diferentes componentes involucrados en su funcionamiento, tal como se planteó en los objetivos al inicio del presente proyecto.

Se desarrolló un modelo tridimensional mediante CAD (Figura 60), que puede ser utilizado para validación de características dimensionales, y obtención de datos para ser introducidos en el modelo básico desarrollado.

Finalmente, se añadió también al diseño, la parte de sujeción y ensamble con el evaporador, asegurando un correcto funcionamiento del diseño final.

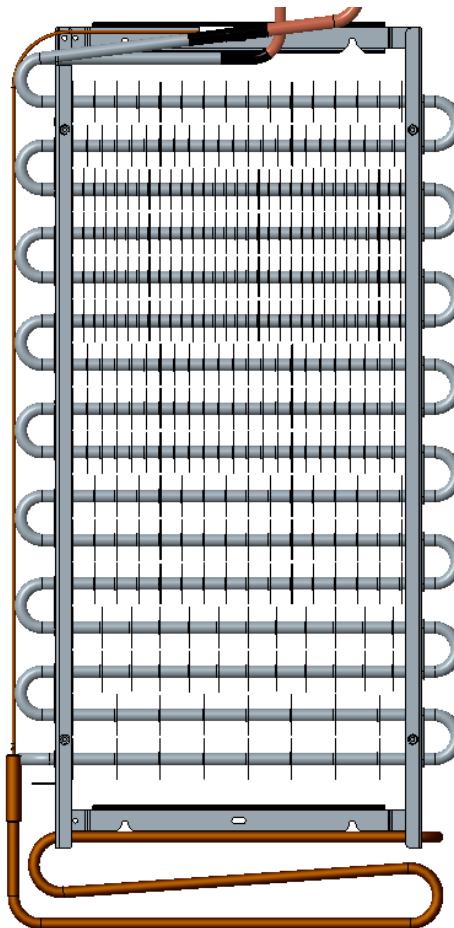


Figura 60. Imagen CAD del subensamble final propuesto

8.1 Análisis de los resultados.

8.1.1 Cambio en la masa del elemento

- La masa por unidad de longitud del elemento, es superior en el caso del nuevo concepto que en las muestras de línea base, por lo que es requerida mayor cantidad de energía calorífica para elevar 1°C toda la masa, resultando en un incremento de tiempo para llegar a un estado estacionario, como se observan en la Figura 34 y Figura 50. Esto indica que el mínimo radio de curvatura en la respuesta está estrechamente relacionado con la masa por unidad de longitud del elemento (tal como se describe en el modelo teórico obtenido).

8.1.2 Pendiente en la asíntota cuando el tiempo tiende a infinito

- La asíntota no horizontal en la gráfica resultante de temperatura contra tiempo (mostrada en la Figura 61) en los prototipos, es explicada por la cercanía que existe entre la superficie de la resistencia con los alrededores y el volumen de aire calentado. Para el modelo mostrado en el capítulo III, existe un término asociado a las pérdidas por transferencia, en un instante de tiempo “t” en el cual, el calor generado y las pérdidas por transferencia de calor se equilibran, sin embargo, eso es considerando los alrededores como elementos a temperatura constante (paredes, superficies y aire circundante lo suficientemente grande como para no presentar variación a lo largo del tiempo). Lo anterior es aceptable para el caso de las pruebas en la línea base (Figura 34), donde se introdujeron las resistencias en un ambiente controlado a 0°F aproximadamente. Una vez que la prueba inicia (resistencia encendida), el compresor de la unidad se mantiene trabajando, debido a que son sistemas independientes, por lo cual, el compresor de la nevera aumenta el tiempo de trabajo con la finalidad de mantener estable y constante a 0°F la temperatura del interior.

En el caso de las pruebas con el prototipo, se realizaron dentro de una unidad (Figura 48), con una separación de alrededor de 1.5 a 2 pulgadas de las superficies más cercanas, incrementando la temperatura de los alrededores al mismo tiempo que la temperatura superficial del elemento. De la misma manera, la lógica de la unidad, impide que el compresor trabaje durante el deshielo, es decir, el aire que la resistencia caliente, se mantendrá incrementando su temperatura hasta el final del deshielo, reduciendo las pérdidas por convección conforme aumenta el tiempo de encendido, produciendo que nunca se llegue a una asíntota horizontal.

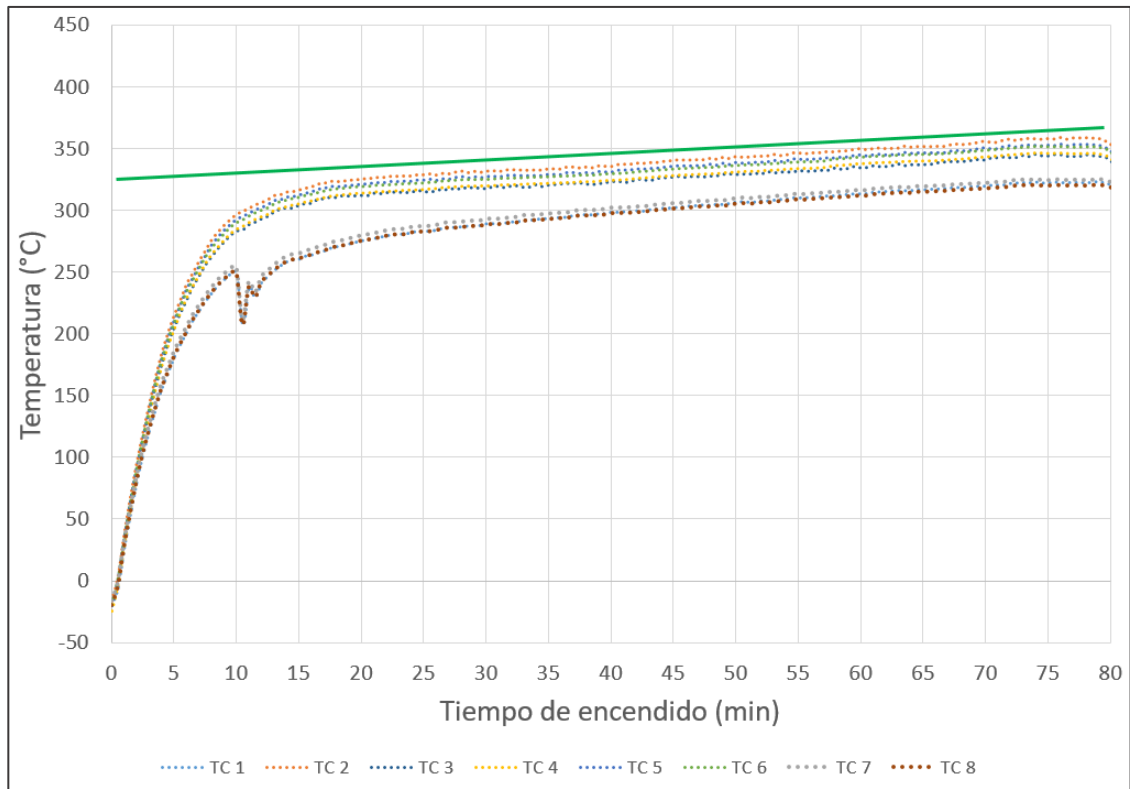


Figura 61. Asíntota generada en la prueba de temperaturas, línea verde continua.

8.1.3 Valor obtenido del coeficiente de convección

Como resultado del ajuste de las curvas teóricas con la experimental, se obtuvo un valor promedio del coeficiente de convección "h" de 12 W/m² °C, lo cual coincide con la información mostrada en investigaciones previas ([17] y [18]) con respecto a los valores típicos de h para convección natural, tal como se muestra en la Tabla 6.

Tabla 6. Comparación de valores típicos para "h"

Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección	
Tipo de convección	h, W/m ² °C*
Convección libre de gases	2-25
Convección libre de líquidos	10-1000
Convección forzada de gases	25-250
Convección forzada de líquidos	50-20 000
Ebullición y condensación	2 500- 100 000

IX. CONCLUSIONES

- Los objetivos iniciales fueron cumplidos en su totalidad, los cuales se enfocaban en la obtención de un diseño de Resistencia de deshielo que pueda cumplir con los parámetros actuales de seguridad y desempeño requeridos para mercado norteamericano, con las nuevas características de construcción de refrigeradores domésticos (refrigerante R600a).
- El diseño de resistencia con una potencia generada (a 115 Volts) de 250 W, genera la suficiente transferencia de calor a los alrededores para limpiar de escarcha la superficie del intercambiador. La unidad probada para analizar el desempeño, resultó libre de hielo sólido después de la saturación indicada por el estándar, y mostró recuperar las temperaturas internas de la cavidad ($39^{\circ}\text{F} \pm 2^{\circ}$ en el lado refrigerador, y $0^{\circ}\text{F} \pm 2^{\circ}$ en el lado congelador) en un periodo inferior a 3 días, cuya prueba, es representativa de condiciones extremas de saturación en campo, asegurando de esta manera, el correcto funcionamiento del sistema en dichas condiciones.
- Con base en el modelo desarrollado, una densidad de potencia de $1.01 \text{ W}/\text{cm}^2$, muestra ser un límite adecuado para el diseño de resistencias del tipo calrod, limitando las temperaturas superficiales alcanzadas. La resistencia prototipo evaluada, muestra cumplir con el criterio de aceptación en seguridad, el cual consiste en no superar 360°C en cualquier punto externo del elemento durante los primeros 40 minutos de un ciclo de deshielo (en condiciones anormales de voltaje de alimentación), se confirmó que dicho requisito es cumplido por el diseño, corroborado además en una segunda prueba de validación realizada en una unidad diferente, con un prototipo diferente.
- Se obtuvo una diferencia inferior al 2% en las zonas de interés para el análisis, comparando la respuesta del modelo experimental y el modelo numérico, para el cual se utilizaron las ecuaciones diferenciales descriptivas del fenómeno basado en transferencia de calor y las características termoeléctricas de los materiales involucrados.
- Se encontró que, para sistemas en donde la temperatura de los alrededores es aproximadamente constante, los únicos parámetros de diseño que contribuyen a la respuesta, es el área superficial del elemento calefactor y la potencia disipada por el mismo.
- Si se desea incrementar la transferencia de calor de la resistencia a los alrededores sin modificar parámetros de diseño (reduciendo tiempos de operación), se puede incrementar el coeficiente de convección (ecuación 16), utilizando, por ejemplo, un flujo de aire forzado generado mediante un ventilador.

De acuerdo a la Tabla 6, el incremento de la transferencia al utilizar convección forzada, puede representar hasta 10 veces más transferencia (solo para el término de convección) si se utilizar en el diseño. Lo anterior, permitiría incrementar la vida útil del producto, mejorar las temperaturas de la unidad en deshielos y reducir costos.

- La comparación entre las curvas de respuesta de la ecuación 23 obtenidas de la solución analítica (Figura 39) y la solución mediante método numérico (Figura 42), muestran que la precisión del método numérico es superior para potencias altas (mayores a 310 W), y la diferencia se hace más notable conforme se extrapola el valor de voltaje inducido. Esto se debe a que, para la obtención de ecuación 29 (solución analítica) se utilizó el método de series de Taylor, el cual es una aproximación del resultado real de la ecuación alrededor del punto de interés X_0 . Es típico que los términos sucesivos en una aproximación en serie de

una función, sean cada vez más pequeños, y cuando el valor siguiente se considere despreciable, se puede asumir que se tiene un resultado con una precisión adecuada. Para el análisis mostrado, se asumieron cambios pequeños en la temperatura, lo cual puede no ser adecuado en ciertas zonas de la curva (Figura 51), y se utilizaron solo los primeros términos de la expansión, por lo que la precisión del modelo analítico se podría mejorar si se incrementa la expansión.

- La importancia del proyecto e investigación realizados, no solo radica en el alcance inicialmente planteado de la obtención de un diseño que resultará en un producto para los usuarios finales, sino que, deja sentadas las bases necesarias para la creación de una potente herramienta de diseño que puede ahorrar tiempos incalculables de proceso de ingeniería, pruebas, iteraciones, prototipado, predicción de fallas en campo y además, brinda una notable ventaja competitiva, debido a que en el mercado, lanzar un producto antes que los competidores posiciona a la marca como innovadora y líder en el sector. Como siguientes pasos, el modelo mostrado y analizado, seguirá siendo refinado y se incluirán posteriormente los factores que hasta el momento fueron despreciados por su bajo impacto en la respuesta, o fueron ajustados por la complejidad en el proceso de medición de sus valores y coeficientes. Se seguirá trabajando en las ecuaciones fundamentales hasta lograr obtener una herramienta confiable de diseño que prediga con certeza el comportamiento de la resistencia en una un refrigerador.

X. REFERENCIAS

- [1] Michael J. Boehlein, "Defrost heater end cap" U.S. Patent: 6,140,623, Agosto 25, 1999.
- [2] Electrowatt Electric Heaters (2019, Mayo 10). Tubular, Sheathed Heater [En línea]. Disponible: <http://www.electrowatt.fr/en/products/tubular-heaters.php>
- [3] Thermasol (2019, Febrero 05). Steam Generators Reviewed [En línea]. Disponible: <http://thermasol-mrsteam-steamcore-amerec-steamist-steamspa-steam.homestead.com/Heater-types-for-steam-generators.html>.
- [4] Chromalox Advanced Thermal Technologies. (2019, Agosto 01). Watt Density & Heater Selection Guidelines [En línea]. Disponible: <https://www.chromalox.com/catalog/resources/technical-information/Heat-Loss-Calculations-and-Heater-Selection-Watt-Density.pdf>.
- [5] Brent Junge, Jeff Colyer. "Refrigerator Defrost Heater Application", Appliance Park, Louisville Kentucky, U.S.A. Design Practice DP_010727. Diciembre, 2016.
- [6] Standard for Household and Similar Electrical Appliances - Safety - Part 2-24: Particular Requirements for Refrigerating Appliances, Ice-Cream Appliances and Ice-Makers. UL standard, Edición 2. Abril 28, 2017.
- [7] "Tipos de Termopares", Instructivo para selección de termopares y RTD. Industrias Kew y Termokew S.A. de C.V, Iztapalapa, México D.F. Instructivo. Diciembre 4, 2019.
- [8] Danfoss Compressors (2019, Octubre 25). "Aplicación práctica del refrigerante R600a isobutano en sistemas refrigerados domésticos" [En línea]. Disponible: https://www.construmatica.com/archivos/27579/4_catalogo_compresores_danfoss/informacion_tecnica.pdf.
- [9] Association of Home Appliance Manufacturers, "Energy And Internal Volume Of Refrigerating Appliances", Washington DC, U.S.A. Enero 2019.
- [10] León Hernán (2020, Abril 12). "LEY DE JOULE", Física Termodinamica, 2020. [En línea]. Disponible: <https://hernanleon1002.wordpress.com/fisica-de-fluidos-y-termodinamica/segundo-corte/marco-teorico/ley-de-joule/>.
- [11] Hernández Jiménez Hernán (2019, Agosto), "Ley de Joule", Revista eléctrica. [En línea]. Disponible: <https://electronica.mx/ley-de-joule/>.
- [12] Vaxasoftware (2020, Mayo). "Coeficientes de dilatación térmica lineal (a 20 °C)". [En línea]. Disponible: http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/coefidilat.pdf.
- [13] Físicalab (2020, Mayo 03). "Dilatación Térmica". [En línea]. Disponible: <https://www.fisicalab.com/apartado/dilatacion-termica>.

- [14] L.Gardner, Y. Bu, P. Francis (2020, Septiembre 01). "Elevated temperature material properties of stainless steel reinforcing bar". [En línea]. Disponible: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0950061816305487>.
- [15] Santiago A. Plata Amarillas, "Análisis matemático y experimental del proceso de secado de ropa en una secadora eléctrica de venteo". Tesis doctoral, Instituto de Ingeniería, UNAM, México D.F. 2020.
- [16] Yin Cheng, Jing Sun, Ranran Wang (2020, Septiembre 01). "Highly Stretchable and Conductive Copper Nanowire Based Fibers with Hierarchical Structure for Wearable Heaters", Applied Materials and Interfaces, vol. 1, pp. 32929, Agosto 2016.
- [17] Dassault Systems (2011). "Coeficiente de transferencia de calor por convección". [En línea]. Disponible: http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/ThermalAnalysis/Convection_Topics/Convection_Heat_Coefficient.htm.
- [18] Yunnus A. Cengel, "Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico". 3era edición. Colombia: McGraw-Hill 2007.