

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE LA MIXTECA

MAESTRÍA EN TECNOLOGÍA AVANZADA DE MANUFACTURA

T E S I S

“DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN DISIPADOR DE CALOR PARA TRANSISTORES DE POTENCIA IGBT”

P R E S E N T A

ING. GERARDO ISRAEL PALAFOX ALVARADO

D I R E C T O R E S D E T E S I S

M. C. SALVADOR MONTESINOS GONZÁLEZ (INTERNO UTM)

DR. EDGAR PERALTA SÁNCHEZ (EXTERNO UPAEP)

H. Cd. de Huajuapán de León, Oax., Noviembre de 2017

Agradecimientos

Agradezco al Fondo Mixto CONACYT-Gobierno del Distrito Federal por la beca proporcionada para la realización de esta tesis en el marco del proyecto “Sistemas de Ahorro de Energía para los Trenes del METRO de la Ciudad de México”, clave: 152954.

Al Dr. Edgar Peralta Sánchez de la Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla (UPAEP) por la confianza brindada para el desarrollo de este proyecto.

A mi profesor y amigo M.C. Salvador Montesinos González quien desde el primer día de clases no dudó en brindarme el apoyo necesario para concluir los estudios de maestría y en la recta final me sirvió de guía para la realización de esta tesis.

Al Ing. Ulises Palafox Velásquez, al Dr. Salomón González Martínez y al M.C. Gabriel Gerónimo Castillo quienes fueron pieza fundamental para que me animara a continuar con mis estudios de maestría.

A mis profesores y amigos M.C. Felipe Santiago Espinoza, Dr. Fermín Hugo Ramírez Leyva, Dr. Enrique Guzmán Ramírez, Dr. Mario Márquez Miranda, M.P.I.I.O. Fernando Iturbide Jiménez, Dr. Antonio Orantes Molina, que siempre tuvieron palabras de aliento y me animaban en el día a día.

A la Universidad Tecnológica de la Mixteca por abrirme las puertas una vez más, a todo el personal académico, administrativo y de intendencia que labora en esta institución.

Índice General

| | |
|-----------------------------------------------------------|-----------|
| Agradecimientos | i |
| Índice General | ii |
| Índice de Figuras | iv |
| Índice de Tablas | vi |
| Capítulo 1. Introducción | 1 |
| 1.1 Introducción al proyecto de tesis..... | 1 |
| 1.2 Justificación | 3 |
| 1.3 Planteamiento del problema | 4 |
| 1.4 Objetivo general..... | 5 |
| 1.4.1 Objetivos específicos..... | 5 |
| 1.6 Hipótesis..... | 5 |
| 1.7 Alcances de la tesis..... | 5 |
| 1.8 Metodología | 5 |
| 1.8.1 Especificaciones..... | 6 |
| 1.8.2 Diseño de concepto..... | 6 |
| 1.8.3 Diseño a detalle..... | 7 |
| 1.8.4 Manufactura..... | 7 |
| 1.9 Estructura de la tesis | 10 |
| Capítulo 2. Marco teórico. | 11 |
| 2.1 Estado del arte | 11 |
| 2.2 Marco Teórico | 14 |
| 2.2.1 Conducción..... | 15 |
| 2.2.2 Convección | 16 |
| 2.2.3 Superficies extendidas | 17 |
| 2.2.3.1 Aletas de sección transversal uniforme | 17 |
| 2.2.3.2 Selección y diseño de aletas..... | 22 |
| 2.2.3.3 Consideraciones de diseño de aletas | 25 |
| 2.2.3.3.1 Convección Natural | 25 |
| 2.2.3.3.2 Orientación de las aletas..... | 26 |
| 2.2.4 Convección forzada dentro de tubos y conductos..... | 28 |
| 2.2.5 Conductos de sección trasversal no circular. | 30 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Capítulo 3. Desarrollo del disipador de calor. | 32 |
| 3.1 Cálculo de la resistencia térmica | 32 |
| 3.2 Cálculo de parámetros del disipador de calor | 35 |
| 3.2.1 Calculo de la velocidad de flujo total de masa <i>m</i> | 38 |
| 3.2.2 Calculo del coeficiente de transferencia de calor <i>hc</i> | 39 |
| 3.2.3 Calculo de la eficiencia de la aleta <i>nf</i> | 40 |
| 3.2.4 Calculo de la resistencia térmica efectiva <i>Reff</i> | 40 |
| 3.2.5 Calculo de la transferencia de calor del disipador <i>Qdisipador</i> | 41 |
| 3.3 Implementación del diseño del disipador de calor | 41 |
| 3.4 Manufactura del disipador de calor | 47 |
| 3.4.1 Operaciones y secuencias | 48 |
| Fresadora | 48 |
| Taladro | 48 |
| 3.4.2 Selección de la maquinaria | 49 |
| 3.4.3 Selección de las herramientas | 50 |
| 3.4.4 Determinación de las condiciones de maquinado. | 51 |
| Fresa (cortadores verticales) | 51 |
| 3.4.5 Maquinado de las piezas. | 52 |
| Capítulo 4. Análisis de resultados. | 57 |
| 4.1 Análisis de resultados | 57 |
| Conclusiones | 64 |
| Referencias Bibliográficas | 65 |
| Anexos | 67 |
| Anexo A. Calculo de la potencia del IGBT | 67 |
| A.1 Diseño del disipador para el modo Buck con ciclo de trabajo $D=0.25$ e $I_L=80A/fase$. | 68 |
| Anexo B. Propiedades termodinámicas del agua | 70 |
| Anexo C. Comparación de costos | 71 |

Índice de Figuras

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Capítulo 1. Introducción | 1 |
| Figura 1.1. Disipador de calor con acabado en color negro..... | 2 |
| Figura 1.2. Disipador de calor..... | 3 |
| Figura 1.3. Metodología de Pugh. | 6 |
| Capítulo 2. Marco teórico. | 11 |
| Figura 2.1. Sistema de enfriamiento con micro canales y flujo de refrigerante. | 13 |
| Figura 2.2. Modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. | 15 |
| Figura 2.3. Diagrama esquemático de una aleta-recta que sobresale de una pared. | 17 |
| Figura 2.4. Representación esquemática de 4 condiciones de frontera en la punta de una aleta.... | 19 |
| Figura 2.5. Diagramas esquemáticos de diferentes tipos de aletas..... | 23 |
| Figura 2.6. Eficiencia de aletas rectangulares y triangulares. | 24 |
| Figura 2.7. Ciclo de convección natural..... | 26 |
| Figura 2.8. Mejor y peor caso de orientación de un disipador de calor. | 26 |
| Figura 2.9. Aletas incorrectamente orientadas..... | 27 |
| Figura 2.10. Aletas bien orientadas..... | 27 |
| Figura 2.11. Orientación aceptable de aletas. | 27 |
| Figura 2.12. Mejor y peor caso de disipación con aletas tipo alfiler..... | 27 |
| Capítulo 3. Desarrollo del disipador de calor. | 32 |
| Figura 3.1. Dispositivos en funcionamiento durante, (a) Modo Buck. (b) Modo Boost. | 32 |
| Figura 3.2. Colocación de los IGBT en el disipador. | 33 |
| Figura 3.3. Modelo térmico utilizado para el cálculo del disipador..... | 33 |
| Figura 3.4. Modelo térmico para dos componentes..... | 34 |
| Figura 3.5. Modelo térmico simplificado para dos componentes | 34 |
| Figura 3.6. Vista lateral y seccional del disipador de calor para 2 módulos IGBT..... | 36 |
| Figura 3.7. Sección transversal del canal de flujo | 37 |
| Figura 3.8. Parte superior del disipador de calor | 41 |
| Figura 3.9. Aletas de disipación de calor..... | 42 |
| Figura 3.10. Depósito de agua del disipador de calor..... | 42 |
| Figura 3.11. Ensamble del disipador de calor | 43 |
| Figura 3.12. Inicio de la simulación. | 43 |
| Figura 3.13. Selección del tipo de análisis que se desea realizar..... | 44 |
| Figura 3.14. Selección del tipo de análisis de temperatura. | 44 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Figura 3.15. Configuración de componentes para el análisis de temperatura..... | 45 |
| Figura 3.16. Simulación térmica con material de Au (corte transversal)..... | 45 |
| Figura 3.17. Simulación térmica con material de Cu (corte transversal)..... | 46 |
| Figura 3.18. Configuración de componentes para el análisis de flujo. | 46 |
| Figura 3.19. Simulación del disipador con líquido refrigerante. | 47 |
| Figura 3.20. Operaciones de maquinado relacionadas con el fresado frontal: a) fresado frontal convencional, b) fresado frontal parcial, c) fresado terminal, d) fresado de perfiles, e) fresado de cavidades y f) fresado de contorno superficial. | 48 |
| Figura 3.21. Operaciones de maquinado relacionadas con el taladro: a) escariado, b) roscado interior, c) abocardado, d) avellanado, e) centrado y f) refrentado. | 48 |
| Figura 3.22. Sujeción del material a maquinar..... | 52 |
| Figura 3.23. Ajuste del sistema de coordenadas para el origen de la pieza de trabajo..... | 53 |
| Figura 3.24. Calibración de herramientas en la fresadora CNC. | 53 |
| Figura 3.25. Remoción de material del depósito de agua..... | 54 |
| Figura 3.26. Maquinado de las aletas de disipación. | 54 |
| Figura 3.27. Piezas maquinadas terminadas..... | 55 |
| Figura 3.28. Ensamble final del disipador de calor. | 55 |
| Capítulo 4. Análisis de resultados..... | 57 |
| Figura 4.1. Resistencia eléctrica para generar calor de 1000 watts..... | 57 |
| Figura 4.2. Sistema de sensores mediante apoyo de una tarjeta arduino..... | 57 |
| Figura 4.3. Temperatura de la superficie de contacto del disipador de calor | 58 |
| Figura 4.4. Temperatura de la superficie inferior del disipador de calor | 58 |
| Figura 4.5. Comparación de temperaturas del líquido refrigerante. | 59 |
| Figura 4.6. Gráfica de comparación de temperaturas utilizando agua y anticongelante..... | 59 |
| Figura 4.7. Pruebas realizadas con una fuente de calor constante de 1000 watts..... | 60 |
| Figura 4.8. Pruebas realizadas con agua como refrigerante | 60 |
| Figura 4.9. Pruebas realizadas con anticongelante como refrigerante | 61 |
| Figura 4.10. Superficie de contacto a 244 °C | 61 |
| Figura 4.11. Parrilla en contacto con la superficie del disipador de calor. | 62 |
| Figura 4.12. Sistema en funcionamiento..... | 62 |
| Anexos..... | 67 |
| Figura A.1. VCE en saturación del IGBT para <i>CM600DU-24NFH</i> . Modo Buck D=0.25 | 68 |
| Figura A.2. Pérdidas de conmutación del IGBT para <i>CM600DU-24NFH</i> . Modo Buck D=0.25..... | 69 |
| Figura A.3. VF voltaje del DIODO para <i>CM600DU-24NFH</i> . Modo Buck D=0.25 | 69 |

Índice de Tablas

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Capítulo 1. Introducción | 1 |
| Tabla 1.1. Tabla Total o de Solución Integral para el desarrollo del proyecto [11]. | 8 |
| Capítulo 2. Marco teórico. | 11 |
| Tabla 2.1. Conductividad térmica de algunos materiales o sustancias a 293 K (20 °C) [30]. | 16 |
| Tabla 2.2. Ecuaciones para calcular la distribución de temperatura y la tasa de transferencia de calor para aletas de sección transversal constante. | 21 |
| Tabla 2.3. Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado de un flujo newtoniano a través de conductos específicos [29]. | 30 |
| Capítulo 3. Desarrollo del disipador de calor. | 32 |
| Tabla 3.1. Tabla de operaciones extremas para la selección de interruptores y diodos. | 32 |
| Tabla 3.2 Lista de materiales utilizados para la manufactura del disipador de calor. | 47 |
| Tabla 3.3. Operaciones y secuencias que seguirán cada una de las piezas. | 49 |
| Tabla 3.4. Maquinaria seleccionada para la manufactura de las piezas. | 49 |
| Tabla 3.5. Herramientas utilizadas para las operaciones en cada pieza. | 50 |
| Tabla 3.6 Recomendaciones generales para operaciones de fresado en aluminio | 51 |
| Tabla 3.7. Velocidades y avances para los cortadores verticales. | 52 |
| Anexos..... | 67 |
| Tabla B.1. Propiedades termodinámicas del Agua [23]. | 70 |

Capítulo 1. Introducción

1.1 Introducción al proyecto de tesis.

Un *disipador de calor* es un objeto que absorbe o disipa el calor de otro para evitar un sobrecalentamiento usando un contacto térmico. El principio de operación es el de transferir la *energía térmica* (calor) de un objeto con temperatura alta a un segundo objeto de temperatura baja. Con esta transferencia de energía térmica se brinda al primer objeto un equilibrio térmico con el segundo [1].

El desarrollo de nuevas tecnologías en la *electrónica de potencia* ha producido sistemas cada vez más eficaces en cuanto al manejo de energía eléctrica, sin embargo, una desventaja de estos sistemas ha sido el incremento en la generación de calor debido al uso de los transistores de potencia IGBT (transistor bipolar de puerta aislada por sus siglas en inglés) o MOSFET (transistor de efecto de campo metal-óxido-semiconductor por sus siglas en inglés).

El calor generado en un sistema electrónico de potencia se debe principalmente a su alta frecuencia y a la alta densidad de los transistores utilizados (IGBT ó MOSFET). Este calentamiento afecta de forma directa la falla de los componentes que se involucran en el sistema como por ejemplo las soldaduras y las uniones, debido a la fusión de materiales constitutivos al alcanzar elevadas temperaturas (sobre los 100 °C). Otros efectos indeseables son los esfuerzos internos generados por la dilatación y la contracción térmica. Ambos factores, el incremento de la temperatura y el estrés interno, limitan la vida útil de los sistemas electrónicos a una cierta cantidad de ciclos de calentamiento y enfriamiento [2].

El avance tecnológico en la investigación de transistores de potencia (IGBT) ha desarrollado módulos IGBT, los cuales sirven para desarrollar convertidores de potencia. Al cubrir esta necesidad también se involucra una mayor generación de calor, lo cual lleva a una creciente necesidad de nuevas ideas y tecnologías para la disipación del calor en la implementación de los nuevos módulos [3]. Es así que el diseño de los disipadores de calor se ha visto obligado a evolucionar a través del estudio de la transferencia de calor con materiales y tecnologías que disipen calor con mayor eficacia y garanticen la operación de los módulos IGBT dentro de las temperaturas de diseño durante su vida útil.

El disipador o intercambiador de calor es el encargado de la evacuación de calor desde un elemento con alta temperatura hacia un medio con menor temperatura. Su

propósito es aumentar el área superficial expuesta al agente que se usa para enfriar, el cual generalmente es aire a temperatura ambiente o algún refrigerante [2]. La transferencia de calor ocurre en la superficie del disipador, la cual está compuesta por aletas o láminas cuyas características varían dependiendo, entre otros factores, si existe circulación forzada del aire o sólo convección natural.

Para reducir o eliminar los esfuerzos producidos por el calentamiento, se requiere de una adecuada selección de materiales y la minimización de los cambios abruptos de temperatura. Los materiales utilizados con frecuencia son aleaciones de aluminio o cobre que poseen una alta conductividad térmica combinada, pero un bajo coeficiente de expansión térmica que permite uniones con otros materiales que tienen también un bajo coeficiente de expansión térmica. En las uniones se deben considerar materiales con baja resistencia térmica, que garanticen el contacto uniforme entre superficies, de tal manera que la diferencia de coeficientes de expansión térmica entre componentes no comprometa las propiedades mecánicas del dispositivo [2].

Es conveniente que el acabado sea negro (como se puede observar en la figura 1.1) para mejorar la radiación, lo cual se puede lograr, por ejemplo, al anodizar el aluminio, con lo cual se logra una mayor *radiación térmica* comparada con el metal original. De forma similar, el cobre que se usa para fabricar las aletas comúnmente es pintado o platinado para incrementar la radiación térmica. Puede ocurrir también que muchas veces se deje el metal expuesto y entonces únicamente se protege de la corrosión. En todos los casos, el acabado no debe aumentar la resistencia de la transferencia de calor del disipador de calor al fluido refrigerante [4].

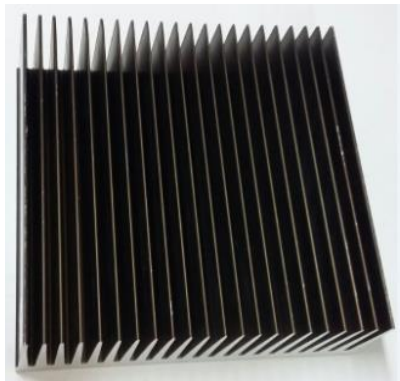


Figura 1.1. Disipador de calor con acabado en color negro.

Los resultados de otras investigaciones señalan que los factores para mejorar el desempeño de un disipador son el aumento de la longitud, el ancho, la altura, el espesor y el número de aletas para un disipador rectangular compacto con aletas rectangulares rectas de sección uniforme como se observa en la figura 1.2 [5].

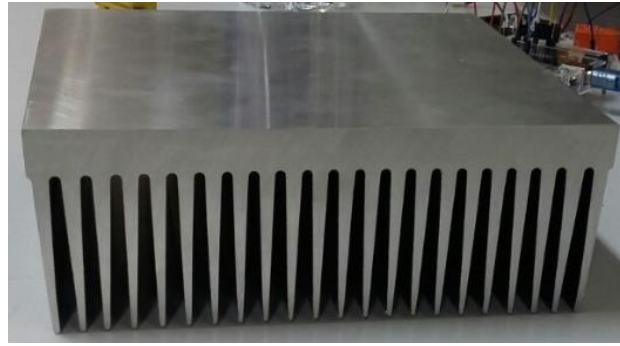


Figura 1.2. Disipador de calor.

Las exigencias de diseño debido a limitaciones de espacio, peso y materiales, hacen necesario un diseño en computadora previamente a cualquier prototipo. De esta forma, se desarrollan investigaciones sobre cómo se puede hacer la disipación de calor, en donde un disipador de calor tradicional es muy grande. Así, se han generado planteamientos de otras formas de refrigeración, como el uso de un líquido refrigerante en micro canales [3].

Se puede utilizar un paquete de simulación como *SolidWorks* para reproducir la operación de un disipador en su operación tradicional y servir también para proponer nuevas configuraciones. Por ejemplo, una nueva configuración puede considerar más aletas y diferentes formas. Estas configuraciones se pueden evaluar de forma preliminar para elegir la más prometedora, con la que se puede pasar a la etapa de construcción de un prototipo. Desde luego, existen ahorros importantes, no solo de tiempo, sino también de recursos, al probar las configuraciones en un ambiente virtual y no tener que construir cada caso en un taller para luego probarlo.

La eficiente función de un disipador de calor depende de una rápida transferencia de energía térmica desde un objeto al disipador de calor [URL 1].

1.2 Justificación

El proyecto para el que se realizó este trabajo de tesis es un convertidor CD/CD de 30 kW. Este convertidor tiene la función de controlar la transferencia de energía de un nivel de voltaje de 750 V a otro nivel de 187.5 V.

Para el diseño y desarrollo de este convertidor electrónico de potencia CD/CD se hace uso de *transistores de potencia IGBT*, debido a que es un dispositivo diseñado para su uso en aplicaciones de altos voltajes y corrientes (1200 V / 600 A), así como altas frecuencias (30 kHz a 70 kHz). Para que este dispositivo desempeñe su función en óptimas condiciones, es necesario regular su temperatura en un rango de 25 - 50 °C cuando se encuentre activo, por esta razón es necesario el uso de un disipador de

calor el cuál liberará la energía térmica producida por los IGBT, evitando daños al sistema debido a un sobrecalentamiento.

El disipador que actualmente se está usando en las pruebas del convertidor de potencia es uno que no se diseñó expresamente para el convertidor y por lo tanto es pesado y está sobredimensionado. Ante esta situación se tiene la necesidad de desarrollar un disipador que cubra las necesidades de los módulos de transistores IGBT que se emplean, haciendo uso de cobre y aluminio como materiales principales, así mismo se empleará un refrigerante que circulará a través de microcanales, los cuales servirán para enfriar los materiales antes mencionados, esto es con la finalidad de hacer un sistema ligero y funcional, que cubra las necesidades requeridas por el diseñador del convertidor CD/CD.

1.3 Planteamiento del problema

Cuando se realiza el diseño de convertidores de potencia CD/CD, los principales factores a considerar son la manipulación de corriente y voltaje, esto debe realizarse con mucha precaución, ya que si falla el diseño del sistema puede llegar a dañar los dispositivos semiconductores de potencia (IGBT).

Cuando se trata del diseño de sistemas electrónicos de potencia, siempre se presenta la problemática de la correcta elección del disipador de calor para los IGBT.

Una de los principales problemas para el desarrollo de convertidores CD/CD es la disipación de calor, ya que la temperatura debe ser regulada cuando se encuentre en funcionamiento el IGBT. De acuerdo a la hoja de especificaciones, la temperatura optima de trabajo es de 25°C, en el mercado actual resulta complicado encontrar algún disipador que se aproxime al cumplimiento de las necesidades de los transistores de potencia como son tamaño y capacidad de disipación de calor. En ocasiones llegan a considerar perfiles de aluminio o se atornillan sobre el chasis de las estructuras donde se estén desarrollando los proyectos [6].

Es por ello que se tiene la necesidad de diseñar y manufacturar un disipador que cumpla con los requerimientos de disipación de calor de los transistores de potencia IGBT, así mismo, se contempla la posible combinación de dos materiales como son el cobre y aluminio para la absorción de calor, y se tiene contemplada la utilización de líquido refrigerante a través de microcanales para el enfriamiento de dichos componentes.

1.4 Objetivo general

- Diseñar, simular y manufacturar un disipador de calor para los módulos IGBT del convertidor CD/CD del proyecto “Sistemas de ahorro de energía para los trenes del metro de la ciudad de México”.

1.4.1 Objetivos específicos

- Diseñar un disipador mediante la metodología de diseño total de Pugh.
- Simular térmicamente el disipador diseñado mediante la herramienta SolidWorks.
- Manufacturar el disipador de calor diseñado con las maquinas CNC del laboratorio de manufactura de la UTM.

1.6 Hipótesis

Es posible diseñar un disipador de calor con la metodología de Pugh, el cual protegerá a los IGBTs del sobrecalentamiento de los circuitos electrónicos de potencia, esto con la finalidad de aumentar su eficiencia de trabajo y evitar daños del convertidor CD/CD.

1.7 Alcances de la tesis

En el presente proyecto se realizará únicamente el diseño, la simulación y la manufactura del modelo que presente mejores resultados en la simulación realizada, la validación experimental se llevará a cabo por un equipo de trabajo de la UPAEP que se encuentra desarrollando el proyecto “Sistemas de ahorro de energía para los trenes del metro de la ciudad de México”, por lo cual, no se podrá reportar el funcionamiento real en este proyecto de tesis.

A continuación se describirá la metodología que se toma como base para el desarrollo del presente proyecto.

1.8 Metodología

El proceso de diseño ha sido el punto de investigación durante muchos años, ya que es parte medular del desarrollo de diversos factores, por ello existen diversas metodologías que son viables en ciertos aspectos de acuerdo al alcance de la misma.

En este proyecto se ha de utilizar la metodología llamada *Diseño Total*, la cual es “una actividad sistemática indispensable, a partir de las necesidades del mercado y/o usuario para la venta del producto con éxito a fin de satisfacer esa necesidad, es una actividad que abarca productos, procesos personas y organizaciones” [5]. Las etapas de la misma se muestran en la figura 1.3, en donde se puede observar su alcance.

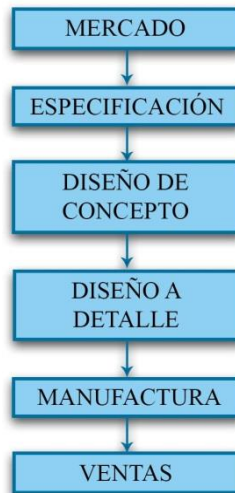


Figura 1.3. Metodología de Pugh.

Cabe mencionar que en este caso no se tomarán en cuenta las etapas de mercado y ventas debido a que este proyecto se ha desarrollado con la intención de resolver los requerimientos solicitados para el proyecto “*Sistemas de ahorro de energía para los trenes del metro de la ciudad de México*”.

Como se puede apreciar en la figura 1.3, se definen las especificaciones bajo las cuales debe cumplir cierta funcionalidad de acuerdo a la necesidad a cubrir, una vez definido ese punto, es determinado el diseño detallado, fase en la cual se caracterizan formalmente los datos de las fases anteriores para posteriormente avanzar a la manufactura de los componentes (fase en la que se centra este proyecto).

1.8.1 Especificaciones

En esta etapa están involucrados los datos que definen la funcionalidad requerida por parte del producto, así como también se conocen las expectativas de desempeño del mismo, bajo las condiciones de uso deseadas por el usuario, esta fase es de suma importancia ya que es el punto de partida que delimita el proyecto, por lo cual se deben incluir los factores necesarios que caracterizan la parte funcional para cubrir las necesidades del cliente.

1.8.2 Diseño de concepto

Las primeras etapas de diseño donde las decisiones importantes se deben hacer, a veces es llamado “diseño conceptual”, la parte del diseño conceptual puede definirse como la morfología de un producto, de cómo se compone y cómo podría ser diseñado, en esta fase se pueden aplicar algunas técnicas como: *lluvia de ideas*, *análisis*

morfológico y árboles de función, las cuales tratan de generar un concepto preliminar dirigido a la solución global del problema sin entrar a puntos específicos.

1.8.3 Diseño a detalle

Consiste en la determinación de: *formas, tamaños, dimensiones, materiales, métodos de manufactura y características específicas de los componentes involucrados en el producto a desarrollar y su proceso de producción.*

Esta fase es la que toma mayor tiempo del proceso de diseño, puesto que implica planear componentes con su caracterización precisa, desarrollada con base en las fases antes mencionadas y a punto de ser implementadas físicamente. Es por ello que en esta sección se presenta el detalle mecánico de cada una de las piezas que lleva el prototipo, para asegurar que se ha cumplido con los requerimientos del cliente se hará la evaluación de cada uno de los componentes ya ensamblados mediante *el análisis de elemento finito (Computer Aided Engineering)* para determinar si en verdad el prototipo propuesto cumple con los requerimientos establecidos.

1.8.4 Manufactura

El diseño de cualquier elemento debe ser factible para su fabricación. Los materiales seleccionados deben ser compatibles con las instalaciones de fabricación y las capacidades disponibles, a un costo aceptable para que coincida con los requisitos de comercialización.

Más recientemente, el concepto de ingeniería concurrente se ha vuelto muy popular, ya que es un enfoque sistemático que fomenta que el desarrollador del proyecto desde el inicio del mismo tenga en cuenta todos los elementos del *ciclo de vida del producto o proceso*, desde la concepción hasta su mantenimiento, incluyendo: *el control de calidad y los requisitos del usuario* [7], [8].

Para fabricar un producto de alta calidad y al costo mínimo, se necesita conocer la importancia de la relación existente entre algunos factores como: *las especificaciones y diseño del producto, la selección de materiales y la selección del proceso de manufactura* [8].

Para esto se requiere de una planificación de procesos, la cual consiste en la determinación del tipo y orden apropiado para las actividades u operaciones necesarias para la fabricación de un producto o componente de tal manera que se cumplan las especificaciones del diseño [9].

El *diseño de procesos* determina la manera en la que se fabricará un producto permitiendo conocer la ruta que éste seguirá en las instalaciones, para esto hay que tomar en cuenta algunas limitantes como: *capacidad de la maquinaria, volumen de producción, habilidad de los operadores, etc.*

En forma paralela el departamento de manufactura estima los costos de cada operación determinada en la planeación de procesos, la materia prima, la capacidad de la planta y la capacidad de maquinaria, para realizar las funciones de control necesarias. La ingeniería de procesos o departamento de producción determina la secuencia de actividades u operaciones de los productos, así como la ruta y el avance de los productos a través del proceso [10].

La metodología aplicada está diseñada para hacer retroalimentaciones en cada etapa, garantizando obtener el mejor resultado posible con la mejora continua del producto.

En el presente trabajo se intenta seguir una secuencia lógica de pasos para el desarrollo y redacción del trabajo de la investigación como se propone en [11], por lo que se realizará una tabla que muestre en una perspectiva integral, el procedimiento a seguir para el logro del objetivo principal del proyecto.

En la tabla 1.1, se describen las actividades que se realizarán en cada una de las fases del ciclo de vida del desarrollo del sistema. Es decir, se exponen las etapas de la metodología, las actividades a realizar, las técnicas que se utilizan, las herramientas y las metas a obtener en particular.

Tabla 1.1. Tabla Total o de Solución Integral para el desarrollo del proyecto [11].

| ACTIVIDADES GENERALES | ACTIVIDADES PARTICULARES ¿Qué hacer? | TÉCNICAS ¿Cómo hacer? | HERRAMIENTAS ¿Con qué hacer? | METAS ¿Qué obtener? |
|--------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| Elaborar el diseño conceptual y a detalle. | Análisis de los requerimientos, modelado matemático, elaboración de bosquejos. | Aplicación de las ecuaciones de transferencia de calor | PC Internet Bibliografía | Obtener el diseño del disipador de calor. |
| Simular las propuestas de diseño | Simular el funcionamiento del disipador de calor que se diseñó. | Elaboración del modelo en pc para realizar el análisis de elemento finito. | PC Software SolidWorks | Obtener la mejor opción de disipador de calor para maquinado. |

| | | | | |
|------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|
| Manufacturar la mejor opción | Elaboración de un disipador de calor para un transistor de potencia IGBT | Manufactura utilizando máquinas y herramientas del laboratorio de Tecnología Avanzada de Manufactura. | PC Fresa CNC Torno | Disipador de calor deseado. |
| Establecer conclusiones | Analizar y presentar los resultados obtenidos. Presentar conclusiones | Comparar y Redactar Revisar resultados y escribir conclusiones. | PC | Presentar resultados, conclusiones |

Tomando en consideración los datos de la tabla 1.1, se procede a elaborar la siguiente metodología con la cual se trabajará para el desarrollo del presente proyecto.

El trabajo cubrirá las etapas de diseño, simulación y manufactura. Para la elaboración del diseño conceptual y a detalle se debe hacer un análisis de requerimientos, los cuales conducen a la elaboración del modelo matemático y bosquejos, a partir de los cuales se pueden desarrollar las distintas propuestas que llevarán al producto final, dichos requisitos se listan a continuación:

Requisitos funcionales:

- Disminuir la temperatura a menos de 50°C.
- La disipación de calor se hará por medio de *convección natural* o *convección forzada*.

Requisitos no funcionales:

- Fácil transporte con un peso menor a 2.5 kg.
- Dimensiones menores a: *largo 32 cm, ancho 21.7 cm, alto 9 cm*.
- Manufactura con cobre o aluminio o el uso de ambos.

Una vez desarrollados los bosquejos, se realizará la simulación de los mismos con apoyo de la herramienta de diseño SolidWorks en la cual se hará el análisis de elemento finito, pudiendo así evaluar la funcionalidad del disipador de calor diseñado para elegir la mejor opción.

Una vez obtenido el diseño se procede a la manufactura, esto es mediante el apoyo de las herramientas CNC del laboratorio de tecnología avanzada de manufactura.

1.9 Estructura de la tesis

El presente trabajo está estructurado en cuatro capítulos, su distribución es la siguiente:

El capítulo 1 presenta la introducción al proyecto de tesis, en el cuál se define la justificación, el planteamiento del problema, los objetivos, la hipótesis, los alcances del proyecto y la metodología a desarrollar.

El capítulo 2 muestra el marco teórico e inicia con el estado del arte, la revisión de las tendencias actuales de los disipadores de calor ayuda a tomar una decisión en cuanto al diseño del proyecto que se realiza. El capítulo finaliza con teoría referente a transferencia de calor.

El capítulo 3 describe el diseño y desarrollo del disipador con base en la teoría del capítulo anterior. Así mismo, se realiza la simulación y el análisis de elemento finito mediante las herramientas SolidWorks para evaluar el posible comportamiento del disipador diseñado, así mismo describe el análisis de resultados de la simulación mediante las gráficas obtenidas en el análisis de elemento finito, también describe paso a paso la manufactura del mismo.

En capítulo 4 se describe el análisis de resultados del sistema funcionando, cuando se utilizan distintos líquidos refrigerantes, para observar su comportamiento en un sistema que proporciona las condiciones aproximadas en las que se encontrará trabajando. Finalmente se exponen las conclusiones del presente proyecto.

Capítulo 2. Marco teórico.

2.1 Estado del arte

Existen estudios referentes al desarrollo de los disipadores de calor pero con distintos enfoques, esto es, dependiendo de las necesidades de cada quién, pueden ser por convección natural, convección forzada, aletas de distintas formas y configuraciones de posicionamiento, también hay quienes a parte del diseño realizan la simulación con algún software para saber el comportamiento que tendrá y el posible resultado.

Las aplicaciones de los disipadores de calor son muchas, dentro de las cuales se encuentran los convertidores CD – CD [12] de medio puente [13], módulos de potencia [14-17], CPU [18], electrónica de potencia [15, 19], vehículos eléctricos [14].

En el desarrollo de sistemas electrónicos de potencia, el disipador de calor es lo último que se considera. No obstante, se encuentran en constante evolución, van a la par con la evolución de la electrónica de potencia. Las técnicas para la solución de problemas de transferencia de calor han experimentado un desarrollo durante los últimos años [1].

Una idea errónea muy habitual es que los disipadores de calor necesitan ser elaborados de un solo material, sin embargo, algunos disipadores están fabricados con una combinación de cobre y aluminio. En teoría, esto es una gran idea, pero si el acoplamiento entre el cobre y el aluminio no es bueno, esto dará como resultado un disipador de calor de mala calidad que no realizará correctamente su función, estos problemas de calidad son el caso en la mayoría de los disipadores de calor baratos [20].

En [13] se hace una comparación entre disipadores de calor refrigerados por convección natural y convección forzada. Al aplicar ambos casos en un convertidor CD – CD de medio puente se muestran ventajas y desventajas de cada uno, llegando a la conclusión que, cuando se utiliza para estaciones de trabajo fijas al aire libre como por ejemplo granjas solares, estaciones de carga de autos eléctricos, utilizar un disipador por convección natural es suficiente, sin embargo, cuando se trata de un sistema colocado en algún gabinete o armario, es necesario hacer uso de un ventilador el cuál garantice un flujo de aire para extraer el calor generado.

El trabajo realizado en [12, 17, 18] describe la importancia del grosor del disipador de calor, erróneamente se tiene la idea que entre más delgadas sean las aletas será mejor

el disipador, en el caso de los disipadores de calor para convertidores CD – CD en donde utilizan transistores de potencia no es así. En este trabajo realizan una comparación de dos disipadores, uno elaborado con cobre y otro con aluminio, en donde el cobre tuvo un mejor rendimiento. También se menciona el caso en que el aumento del grosor del disipador de calor puede ser beneficioso para ciclos de potencia largos. En [17] habla de la importancia del grosor del disipador de calor, y se hace una simulación en COMSOL.

En otro trabajo de modelación se estudió el efecto al variar las dimensiones de un micro alfiler de un disipador sobre el flujo de aire [21], en éste se demuestra cómo la relación entre las dimensiones del micro alfiler puede ayudar a mejorar la transferencia al influir sobre la turbulencia del fluido y cómo puede alcanzarse una mayor uniformidad de temperatura para lograr un sistema concentrado.

En [22] y [16] se hace una comparación de distintos casos de configuración de posicionamiento de disipadores de calor por convección natural para evaluar cuál es la opción que arroja mejores resultados, esto es mediante la orientación de las aletas. Los resultados mostrados fueron que las temperaturas en los dispositivos se pueden bajar una vez que un disipador de calor es colocado óptimamente.

La refrigeración líquida integrada en los módulos de potencia produce mejores resultados de enfriamiento [23], el agua ofrece propiedades térmicas superiores en comparación con los fluidos aislantes eléctricos. Las investigaciones experimentales, así como las simulaciones numéricas (CFD-ACE), revelaron que se tiene que elegir una geometría adecuada de canales de flujo y una velocidad suficientemente alta del líquido [19, 23].

En [24] se presenta una configuración de convección forzada, la cual hace uso de microcanales para obtener un mejor enfriamiento en los dispositivos. Lo que llama la atención se muestra en la figura 2.1, en la cual observamos un sistema cerámico de baja temperatura (LTCC), en este sistema cerámico se encuentra incrustado un disipador de calor de aluminio el cual está en contacto directo con el líquido refrigerante, así mismo se realiza una simulación en ANSYS la cual presenta buenos resultados al hacer uso de la tecnología LTCC.

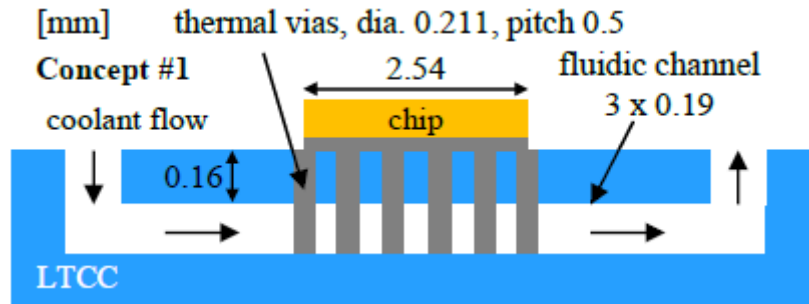


Figura 2.1. Sistema de enfriamiento con micro canales y flujo de refrigerante.

Para el trabajo desarrollado en [14] realizan el diseño de un disipador de calor compacto, utilizando convección forzada, un ejemplo de un disipador compacto es que se pudiera utilizar para el desarrollo de un inversor con IGBTs para su aplicación en vehículos eléctricos, los resultados obtenidos en su simulación fueron la obtención de un rendimiento térmico confiable.

Un diseño de disipador interesante es el que presenta en [15] ya que es modular, es decir, se pueden anexar uno a uno hasta formar un arreglo deseado de varios IGBT, cada uno contaría con un disipador de calor enfriado por líquido. Así mismo hacen una comparación de eficiencia entre líquidos refrigerantes como son agua, agua desionizada, glicol inhibido con agua, fluidos dieléctricos (aceites), en donde la mejor opción fue la utilización de agua, debido a que las impurezas en esta pueden causar corrosión del circuito de refrigeración o bloqueo de los conductos de refrigeración, se recomienda utilizar agua de alta calidad.

Otro de los temas estudiados actualmente para la mejora en los sistemas de disipación de calor es la predicción del flujo en microcanales [25], el efecto del espesor, la influencia del tipo de material utilizado en ellos [26] y el efecto de la forma del microcanal en la caída de presión [27]. En el trabajo presentado por [28] presenta un disipador de calor desarrollado con micro canales aplicados para el enfriamiento de IGBT, al igual que [15] hacen una comparativa entre líquidos refrigerantes.

Los materiales utilizados comúnmente son Aluminio [12, 17, 24], Cobre [12, 17] y grafito [17], pero en 2008, la empresa *Applied Nanotech* dio a conocer un material isotrópico llamado *CarbAl* [URL 2] que se compone de 20% aluminio y 80% de dos diferentes materiales derivados de carbono con excelente conductividad térmica de 425 W/m°C (más alto que el aluminio y el cobre) y tiene una densidad similar al aluminio. Básicamente, *CarbAl* es más conductivo que el cobre y pesa lo mismo que el aluminio [20].

Las herramientas de simulación más utilizadas son COMSOL [17], CFD-ACE [23], ANSYS [24], y Solid Works, estas herramientas sirven de apoyo para la elección de la

mejor opción de diseño ya que se ahorra tiempo en las pruebas en campo debido a que ya se tiene una predicción del comportamiento del disipador desarrollado, así cuando se trata de una aplicación de convección forzada [13-15, 19, 23, 24, 28] o convección natural [12,16-18], se puede prever el resultado deseado.

Debido a la información recopilada se llega a la conclusión que buena opción para la realización de un disipador de calor para un transistor de potencia es mediante el diseño de un disipador de calor grueso, con aletas gruesas y aplicando convección forzada con líquido refrigerante, aplicando esto se prevé una mejora considerable en el enfriamiento de los módulos de potencia IGBT.

2.2 Marco Teórico

El calor, en esencia, se transporta o se “mueve” mediante un gradiente de temperatura¹, fluye o se transfiere de una región de alta temperatura a una de baja. La comprensión de este proceso y sus diferentes mecanismos requiere la unión de los principios de la termodinámica y el flujo de fluidos con los de la transferencia de calor [29].

En [24] y [30] se define a la transferencia de calor como “la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas”, por lo tanto, siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor.

Existen 3 diferentes tipos de procesos de transferencia de calor conocidos como modos, los cuales están mostrados en la figura 2.2. Cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario – que puede ser un sólido o un fluido – utilizamos el término conducción para referirnos a la transferencia de calor que se producirá a través del medio, esto se observa en la figura 2.2-a.

En cambio, el término convección se refiere a la transferencia de calor que ocurrirá entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas, esto se observa en la figura 2.2-b. La figura 2.2-c muestra el tercer modo de transferencia de calor que se denomina radiación térmica [1, 29-31].

¹ Es una variación de temperatura por unidad de distancia, su unidad en el sistema internacional es el Kelvin/metro.

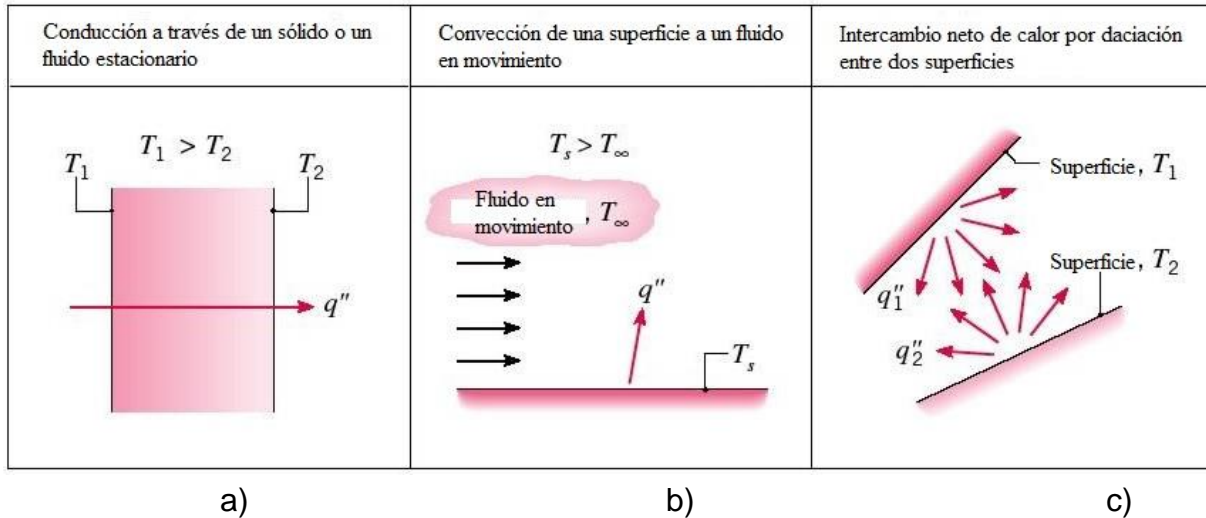


Figura 2.2. Modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

2.2.1 Conducción

El fenómeno de transferencia de calor por conducción constituye un proceso de propagación de energía en un medio sólido, líquido o gaseoso [14, 15, 19, 23, 28]; mediante la comunicación molecular directa cuando existe un gradiente de temperatura [1, 29, 30].

En [22] la conducción de calor a través de un sólido se define mediante la ecuación (2.1):

$$q = k \cdot A \cdot \nabla T_{cond} L \tag{2.1}$$

En donde:

- q velocidad de transferencia de calor [W], (Watt)
- k conductividad térmica del material [W/m·°K],
(Watt/metro·Kelvin)
- A es el área de la superficie transversal [m²], (metro cuadrado)
- ∇T_{cond} Gradiente de temperatura a través del sólido [K], (Kelvin)
- L Distancia que recorre el calor a través del material [m], (metro)

A mayor conductividad térmica k mayor calor será transferido a través del sólido. Algo que también se debe considerar es que cuando L es más larga, la velocidad de transferencia de calor se reduce, esto implica que un disipador de calor largo y estrecho es menos eficaz que un disipador de calor corto y ancho [22]. En la tabla 2.1, se presentan algunos valores de la conductividad térmica [1, 29, 30].

Tabla 2.1. Conductividad térmica de algunos materiales o sustancias a 293 K (20 °C) [30].

| Material | W/mK |
|----------------------|--------|
| Poli estireno rígido | 0.027 |
| Fibra de vidrio | 0.036 |
| Aire | 0.0263 |
| Agua | 0.613 |
| Ladrillo común | 0.72 |
| Refractario | 1.0 |
| Hierro | 81.1 |
| Aluminio puro | 238 |
| Cobre puro | 401 |

2.2.2 Convección

La convección es la transferencia de calor de un lugar a otro por medio del movimiento de un fluido (líquido o gas) [1, 14, 15, 19, 23, 28]. Por ejemplo, el calor puede ser transferido de un sólido (disipador de calor) a un fluido (usualmente aire) [32].

En [22] la transferencia de calor por convección se determina mediante la ecuación (2.2):

$$q = h \cdot A_s \cdot \nabla T_{conv} \quad (2.2)$$

En donde:

- h Coeficiente de transferencia de calor [W/m²·°K]
- A_s es el área de la superficie de calor donde se transfiere [m²]
- ∇T_{conv} Gradiente de temperatura entre el sólido y el aire envolvente [K]

Las empresas dedicadas a la investigación, desarrollo y fabricación de disipadores de calor tales como Vete corp [33], Fischer elektronik [34], Sandia corp. [35], Xicato inc. [22], hacen ciertas recomendaciones al momento de realizar el diseño de un disipador de calor, principalmente se centran en la orientación de las aletas, las cuales pueden presentar ventajas y desventajas dependiendo del tipo de aplicación del disipador, esto se describe a continuación en el apartado de consideraciones diseño.

2.2.3 Superficies extendidas

Los problemas que se encuentran en la práctica son cuando un sólido de área de sección transversal relativamente pequeña sobresale de un cuerpo grande hacia un fluido a una diferencia de temperatura. Esas superficies extendidas tienen una aplicación industrial amplia como aletas colocadas a las paredes del equipo de transferencia de calor a fin de aumentar la tasa de calentamiento o enfriamiento.

2.2.3.1 Aletas de sección transversal uniforme

Como ilustración simple, considere una aleta-pasador que tiene la forma de una barra cuya base está unida a una pared a temperatura superficial T_s (figura 2.3). La aleta se enfría a lo largo de su superficie por un fluido a temperatura T_∞ . La aleta tiene un área de sección transversal uniforme A y está hecha de un material que tiene una conductividad uniforme k ; el coeficiente de transferencia de calor entre la superficie de la aleta y el fluido es \overline{h}_c . Se supondrá que los gradientes de temperatura transversales son tan pequeños que la temperatura en cualquier sección transversal de la barra es uniforme, es decir, la temperatura solo depende de x , $T = T(x)$.

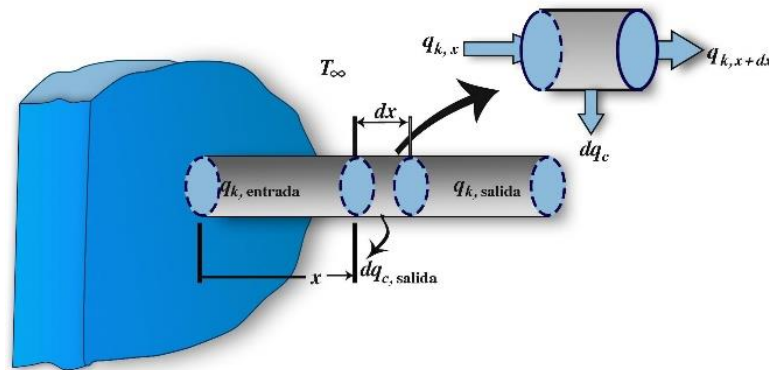


Figura 2.3. Diagrama esquemático de una aleta-recta que sobresale de una pared.

Para deducir una ecuación para la distribución de la temperatura, se efectúa un equilibrio térmico para un elemento pequeño de la aleta. El calor fluye por conducción hacia la cara izquierda del elemento, en tanto que el calor sale del elemento por conducción a través de la cara derecha y por convección de la superficie. En condiciones en estado de régimen permanente,

$$\begin{array}{l} \text{Tasa de flujo de calor} \\ \text{por conducción hacia} \\ \text{el elemento en } x \end{array} = \begin{array}{l} \text{Tasa de flujo de calor por} \\ \text{conducción hacia fuera del} \\ \text{elemento en } x + dx \end{array} + \begin{array}{l} \text{Tasa del flujo de calor} \\ \text{por convección de la} \\ \text{superficie entre } x + dx \end{array}$$

En forma simbólica, esta ecuación es

$$q_{k,x} = q_{k,x+dx} + dq_c$$

O

$$-kA \frac{dT}{dx} \Big|_x = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} + \bar{h}_c P dx [T(x) - T_\infty] \quad (2.3)$$

Donde:

P es el perímetro de la aleta

Pdx es el área superficial de la aleta entre x y $x + dx$.

Si k y \bar{h}_c son uniformes, la ecuación (2.3) se simplifica a la forma

$$\frac{d^2 T(x)}{dx^2} - \frac{\bar{h}_c P}{kA} [T(x) - T_\infty] = 0 \quad (2.4)$$

Será conveniente definir una temperatura en exceso de la aleta mayor a la ambiental, $\theta(x) = [T(x) - T_\infty]$ y transformar la ecuación (2.4) en la forma

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (2.5)$$

Donde:

$$m^2 = \frac{\bar{h}_c P}{kA}$$

La ecuación (2.5) es una ecuación diferencial lineal, homogénea, de segundo orden cuya solución general es de la forma

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (2.6)$$

Para evaluar las constantes C_1 y C_2 es necesario especificar las condiciones límites apropiadas. Una condición es que en la base ($x = 0$) la temperatura de la aleta sea igual a la temperatura de la pared, o

$$\theta(0) = T_s - T_\infty = \theta_s$$

La otra condición de frontera depende de la condición física en el extremo de la aleta. Se abordarán los cuatro casos siguientes.

1. La aleta es muy larga y la temperatura en su extremo tiende a la temperatura del fluido:

$$\theta = 0 \text{ en } x \rightarrow \infty$$

2. El extremo de la aleta está aislado:

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \text{ en } x = L$$

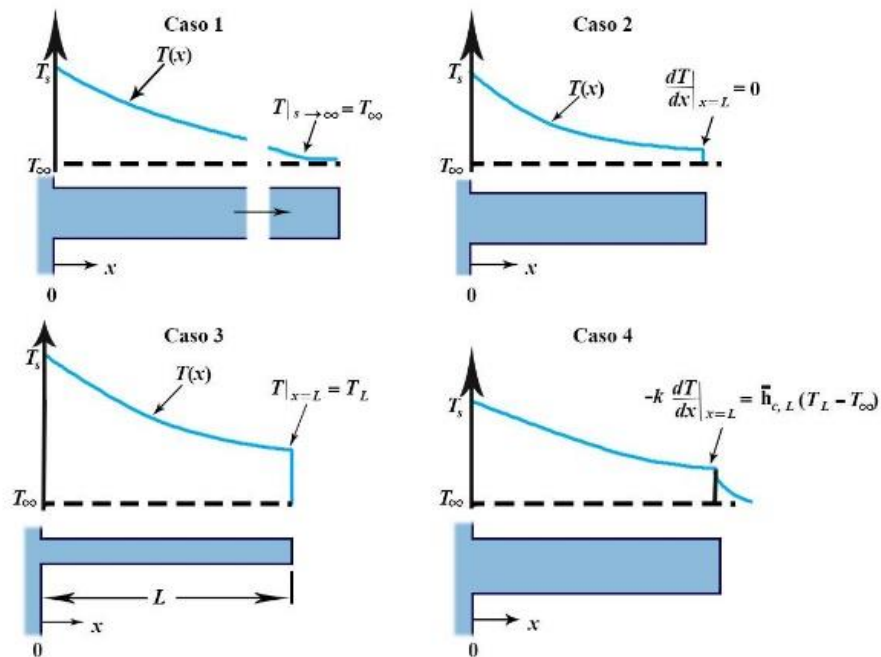
3. La temperatura en el extremo de la aleta es fija:

$$\theta = \theta_L \text{ en } x = L$$

4. La punta pierde calor por convección:

$$-k \frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L} = \overline{h_{c,L}} \theta_L$$

En la figura 2.4 se ilustran de manera esquemática los casos descritos por estas condiciones en la punta.



Para todos los casos $T|_{x=0} = T_s$

Figura 2.4. Representación esquemática de 4 condiciones de frontera en la punta de una aleta.

En el caso 1 la segunda condición límite se puede satisfacer sólo si C_1 en la ecuación (2.6) es igual a cero, es decir,

$$\theta(x) = \theta e^{-mx} \quad (2.7)$$

Es usual que el interés no sólo sea en la distribución de temperatura, sino también en la tasa total de transferencia de calor hacia o desde la aleta. La tasa de flujo de calor se puede obtener mediante dos métodos distintos. Como el calor conducido a través de la base de la aleta debe ser igual al calor transferido por convección desde la superficie de la barra hacia el fluido.

$$q_{aleta} = kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \int_0^{\infty} \bar{h}_c P [T(x) - T_{\infty}] dx$$

$$q_{aleta} = kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \int_0^{\infty} \bar{h}_c P \theta dx \quad (2.8)$$

Diferenciando la ecuación (2.7) y sustituyendo el resultado para $x = 0$ en la ecuación (2.8) se obtiene:

$$q_{aleta} = -kA [-m\theta(0)e^{(-m)0}] = \sqrt{\bar{h}_c P A k \theta_s} \quad (2.9)$$

Se obtiene el mismo resultado evaluando el flujo de calor por convección de la superficie de la barra:

$$q_{aleta} = \int_0^{\infty} \bar{h}_c P \theta_s e^{-mx} dx = \left. \frac{\bar{h}_c P}{m} \theta_s e^{-mx} \right|_0^{\infty} = \sqrt{\bar{h}_c P A k \theta_s}$$

Las ecuaciones (2.7) y (2.9) son aproximaciones razonables de la distribución de temperatura y de la tasa de flujo de calor en una aleta finita si el cuadrado de su longitud es muy grande comparado con su área de sección transversal. Si la barra es de longitud finita, pero si se ignora la pérdida de calor del extremo de la barra, o si el extremo de la barra está aislado, la segunda condición límite requiere que el gradiente de temperatura sea en $x = L$ sea cero, es decir $dT/dx = 0$ en $x = L$. Estas condiciones requieren que:

$$\left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=L} = 0 = mC_1 e^{mL} - mC_2 e^{-mL}$$

Resolviendo esta ecuación para la condición 2 simultáneamente con la relación para la condición 1, que requería que:

$$\theta(0) = \theta_s = C_1 + C_2$$

Se obtiene

$$C_1 = \frac{\theta_s}{1+e^{2mL}} \quad C_2 = \frac{\theta_s}{1+e^{-2mL}}$$

Sustituyendo las relaciones anteriores para C_1 y C_2 en la ecuación (2.6) da la distribución de temperatura:

$$\theta = \theta_s \left(\frac{e^{mx}}{1+e^{2mL}} + \frac{e^{-mx}}{1+e^{-2mL}} \right) = \theta_s \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh(mL)} \quad (2.10)^2$$

La pérdida de calor de la aleta se puede determinar sustituyendo el gradiente de temperatura en la base de la aleta en la ecuación (2.8).

Observando que $\tanh(mL) = (e^{mL} - e^{-mL}) / (e^{mL} + e^{-mL})$ se obtiene:

$$q_{aleta} = \sqrt{h_c P A k} \theta_s \tanh(mL) \quad (2.11)$$

Los resultados para las otras dos condiciones de la punta se obtienen de manera similar, pero el álgebra es más laboriosa. Por conveniencia, los cuatro casos se resumen en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Ecuaciones para calcular la distribución de temperatura y la tasa de transferencia de calor para aletas de sección transversal constante³.

| Ca so | Condición en la punta ($x = L$) | Distribución de temperatura, θ/θ_s | Tasa de transferencia de calor de la aleta, q_{aleta} |
|-------|---------------------------------------------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| 1 | Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$ | e^{-mx} | M |
| 2 | Adiabática: $\left. \frac{d\theta}{dx} \right _{x=L} = 0$ | $\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ | $M \tanh mL$ |

² El coseno hiperbólico, abreviado cosh, se define como $\cosh x = (e^x + e^{-x})/2$.

³ $\theta \equiv T - T_\infty$

$\theta_s \equiv \theta(0) = T_s - T_\infty$

$m^2 \equiv \frac{h_c P}{kA}$

$M \equiv \sqrt{h_c P k A} \theta_s$

| | | | |
|---|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| 3 | Temperatura fija: $\theta(L) = \theta_L$ | $\frac{(\theta_L/\theta_s) \sinh mx + \sinh(L-x)}{\sinh mL}$ | $M \frac{\cosh mL - (\theta_L/\theta_s)}{\sinh mL}$ |
| 4 | Transferencia de calor por convección: $\bar{h}_c \theta(L) = -k \frac{d\theta}{dx} \Big _{x=L}$ | $\frac{\cosh m(L-x) + (\bar{h}_c/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (\bar{h}_c/mk) \sinh mL}$ | $M \frac{\sinh mL + (\bar{h}_c/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (\bar{h}_c/mk) \sinh mL}$ |

2.2.3.2 Selección y diseño de aletas

Las aletas son de uso común para aumentar la tasa de transferencia de calor de una pared. Como un ejemplo de esa aplicación, considere una superficie expuesta a un fluido a temperatura T_∞ que circula sobre la superficie. Si la pared está desnuda y la temperatura superficial T_s es fija, la tasa de transferencia de calor por área unitaria de la pared plana está controlada por completo por el coeficiente de transferencia de calor \bar{h} . El coeficiente en la pared plana se puede incrementar aumentando la velocidad del fluido, pero esto también crea una caída de presión mayor y requiere una mayor potencia de bombeo.

Así pues, en muchos casos se prefiere aumentar la tasa de transferencia de calor de la pared empleando aletas que se extienden en la pared hacia el fluido y aumentar el área de contacto entre la superficie sólida y el fluido. Si la aleta está hecha de un material con conductividad térmica alta, el gradiente de temperatura a lo largo de la aleta de la base a la punta será pequeño y las características de transferencia de calor de la pared mejorarán en gran medida.

Las aletas tienen muchas configuraciones y formas, algunas de las cuales se muestran en la figura 2.5. La elección de las aletas se hace basada en su desempeño térmico y costo. La elección de una geometría de aleta adecuada requiere un compromiso entre el costo, peso, espacio disponible y caída de presión del fluido de transferencia de calor, así como de las características de transferencia de calor de la superficie extendida. Desde un punto de vista del desempeño térmico, el tamaño, forma y longitud más adecuados de la aleta se pueden evaluar mediante un análisis como el que se describe a continuación.

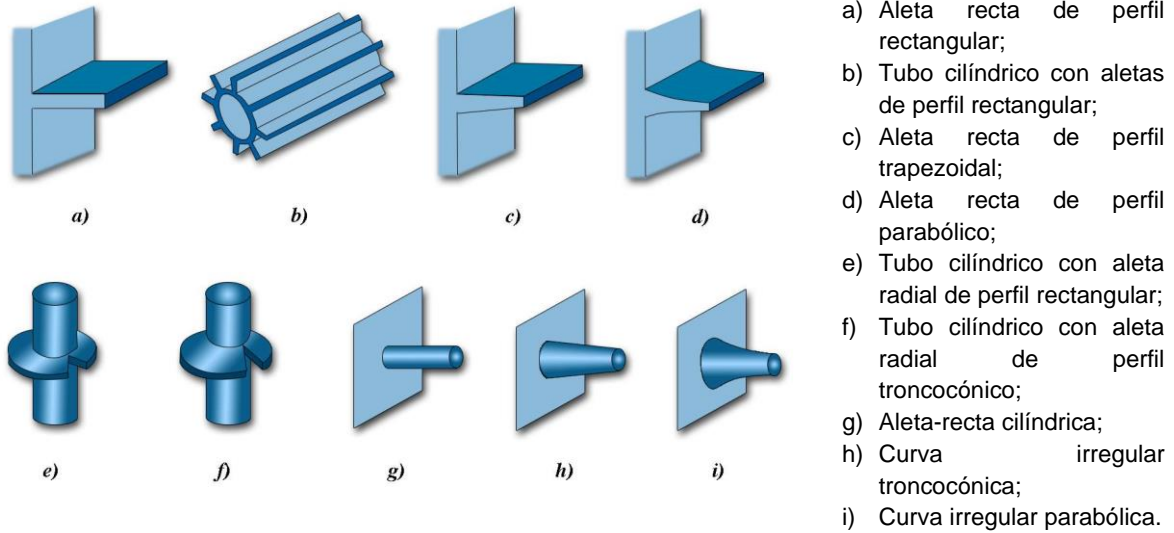


Figura 2.5. Diagramas esquemáticos de diferentes tipos de aletas

La eficacia de la transferencia de calor de una aleta se mide con un parámetro denominado eficiencia de la aleta n_f , que se define como

$$n_f = \frac{\text{Calor real transferido por la aleta}}{\text{Calor que se tendría que transferir si toda la aleta estuviera a la temperatura de la base}}$$

Utilizando la ecuación (2.11), la eficiencia de la aleta para una aleta-pasador circular de diámetro D y longitud L , con un extremo aislado es

$$n_f = \frac{\tanh \sqrt{4L^2 \bar{h}/kD}}{\sqrt{4L^2 \bar{h}/kD}} \quad (2.12)$$

En tanto que para una aleta de sección transversal rectangular (Longitud L y espesor t) y un extremo aislado la eficiencia es

$$n_f = \frac{\tanh \sqrt{\bar{h}PL^2/kA}}{\sqrt{\bar{h}PL^2/kA}} \quad (2.13)$$

Si una aleta rectangular es larga, ancha y delgada, $P/A \cong 2/t$, y la pérdida de calor del extremo se puede tomar en cuenta aproximadamente aumentando L en $2/t$ y suponiendo que el extremo está aislado. Esta aproximación mantiene el área superficial de cual se pierde calor igual que en el caso real y entonces la eficiencia de la aleta se convierte en:

$$n_f = \frac{\tanh \sqrt{2 \bar{h} L_c^2 / kt}}{\sqrt{2 \bar{h} L_c^2 / kt}} \quad (2.14)$$

Donde:

$$L_c = (L + t/2)$$

Con frecuencia es conveniente emplear el área del perfil de una aleta (A_m). Para una forma rectangular A_m es Lt , en tanto que para una sección transversal triangular A_m es $Lt/2$, donde t es el espesor de la base. En la figura 2.6 se comparan las eficiencias de aletas rectangulares y triangulares.

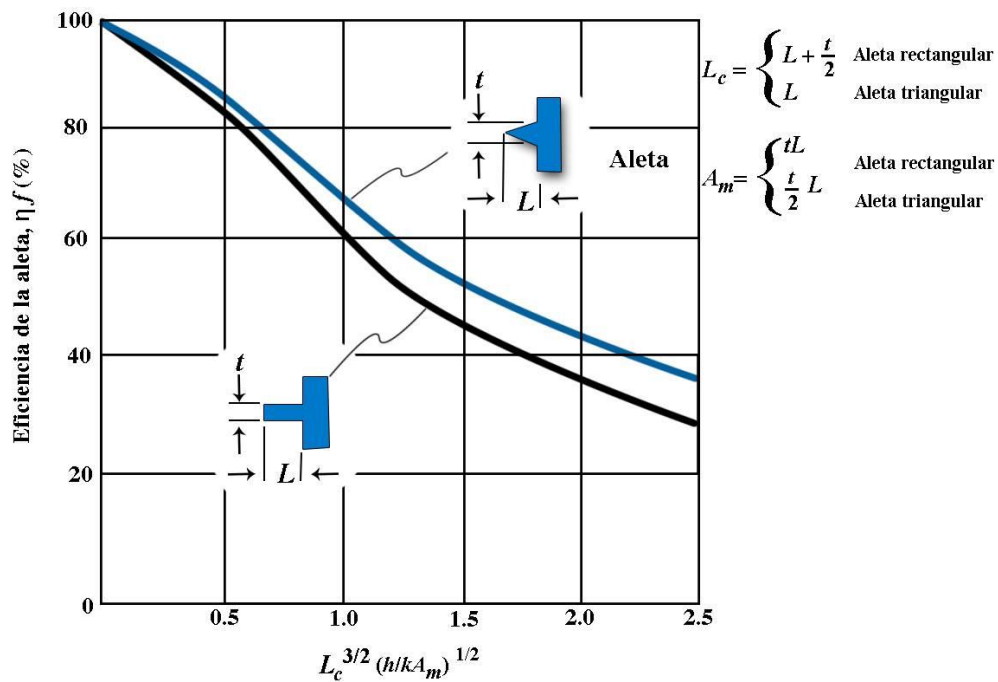


Figura 2.6. Eficiencia de aletas rectangulares y triangulares.

Para una superficie plana de área A , la resistencia térmica es $1/\bar{h}A$. Al agregar aletas aumenta el área superficial, pero al mismo tiempo introduce una resistencia por conducción sobre esa parte de la superficie original a la que están colocadas las aletas. Por tanto la adición de aletas no siempre aumenta la tasa de transferencia de calor. En la práctica, la adición de aletas pocas veces se justifica a menos que $\bar{h}A/Pk$ sea considerablemente menor que la unidad.

Las aletas en ocasiones son una parte integral de la superficie de transferencia de calor, pero puede existir una resistencia por contacto en la base de la aleta si las aletas se fijan con medios mecánicos.

Para obtener la eficiencia total (n_t) de una superficie con aletas, se combinan la parte sin aletas de la superficie al 100% de eficiencia con el área superficial de las aletas en n_f , o

$$A_o n_t = (A_o - A_f) + A_f n_f \quad (2.15)$$

Donde

A_o = Área total de transferencia de calor

A_f = Área total de transferencia de calor de las aletas

En la práctica, en particular en los intercambiadores de calor industriales, las aletas con frecuencia se pueden emplear en cualquier lado de la superficie primaria de transferencia de calor. Así, por ejemplo, el coeficiente global de transferencia de calor U_o basado en el área superficial total exterior, para transferencia de calor entre dos fluidos por una pared tubular con aletas se puede expresar entonces como:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{n_{to} \bar{h}_o} + R_{k_{pared}} + \frac{A_o}{n_{ti} A_i \bar{h}_i}} \quad (2.16)$$

Donde

$R_{k_{pared}}$ = Resistencia térmica de la pared a la que están fijadas las aletas, $m^2 K/W$
(superficie exterior)

A_o = área superficial exterior total, m^2

A_i = área superficial interior total, m^2

n_{to} = Eficiencia total de la superficie exterior

n_{ti} = eficiencia total de la superficie interior

\bar{h}_o = Coeficiente promedio de transferencia de calor de la superficie exterior,
 W/m^2K

\bar{h}_i = Coeficiente promedio de transferencia de calor de la superficie interior,
 W/m^2K

Para tubo con aletas sólo en su exterior, que es el caso que se encuentra con más frecuencia en la práctica, n_{ti} es la unidad y $A_i = \pi D_i L$.

2.2.3.3 Consideraciones de diseño de aletas

2.2.3.3.1 Convección Natural

La convección natural es la transferencia de calor debido al flujo de un fluido (en este caso, típicamente aire) que se genera por la diferencia de densidad de aire a diferentes

temperaturas, el aire caliente es menos denso que el aire frío, debido a que el aire alrededor del disipador de calor se calienta, se vuelve más ligero y se va alejando, entonces el aire frío llega por la parte baja del disipador y conforme se va calentando va subiendo y alejándose del disipador, creándose un ciclo. El calor generado por el disipador se transfiere al aire, esto se puede observar en la figura 2.7, en donde la línea azul representa el aire frío y la línea roja el aire caliente [12, 13, 16-18, 20, 22, 31, 32, 36].

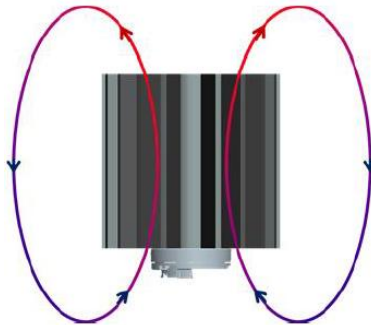


Figura 2.7. Ciclo de convección natural.

2.2.3.2 Orientación de las aletas

Para que exista una buena convección ya sea natural o forzada, la orientación de las aletas juega un papel muy importante. Como se explicó anteriormente, el flujo de aire a través de las aletas de disipación será un factor muy determinante al momento de disipar el calor, la figura 2.8-a muestra la mejor opción de orientación para ese tipo de disipador, y la figura 2.8-b, muestra el peor caso de orientación para ese disipador, esto es debido a que al estar acostadas las aletas, el flujo de aire no es suficiente [12, 13, 16-18, 20, 22, 31, 32, 36].

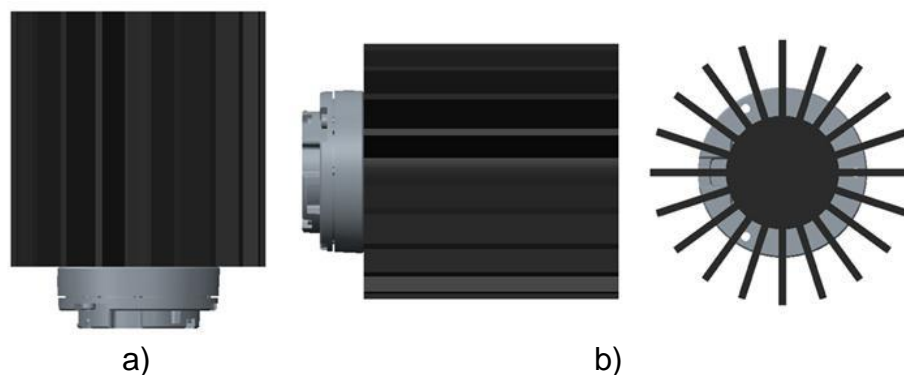


Figura 2.8. Mejor y peor caso de orientación de un disipador de calor.

La figura 2.9, es un ejemplo de una orientación incorrecta de aletas, ya que ellas mismas detienen el flujo de aire generando con esto se produce una insuficiente disipación de calor

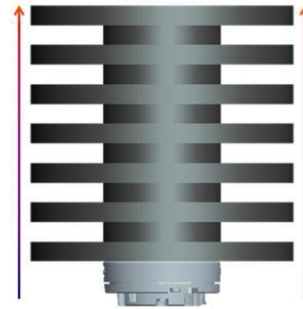


Figura 2.9. Aletas incorrectamente orientadas.

La figura 2.10, muestra una orientación apropiada de las aletas de disipación, esto es debido a que existe un mejor flujo de aire entre las aletas, realizando así una mejor función de enfriamiento. Otra posible orientación aceptable se muestra en la figura 2.11, en la cual se observa que las aletas al estar a 45° aún existe flujo de aire entre los canales el cual podrá mover el calor conforme va subiendo [12, 13, 16-18, 20, 22, 31, 32, 36].

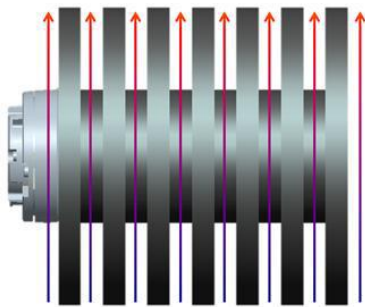


Figura 2.10. Aletas bien orientadas.

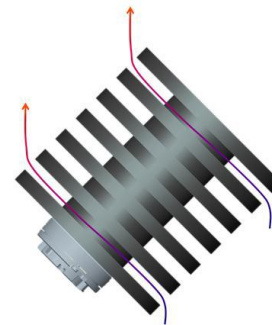


Figura 2.11. Orientación aceptable de aletas.

Cuando se trata de un diseño de aletas de alfiler, la correcta orientación que pueden tener es ubicando los alfileres de forma horizontal como se muestra en la figura 2.12-b, esto es debido a que el aire tiene mejor fluidez, si se colocan de forma vertical como se observa en la figura 2.12-a, el calor es retenido por los mismos alfileres, teniendo como resultado una insuficiente disipación de calor [12, 13, 16-18, 20, 22, 31, 32, 36].

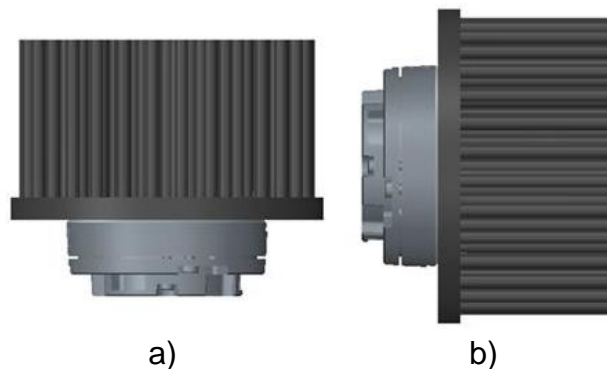


Figura 2.12. Mejor y peor caso de disipación con aletas tipo alfiler.

2.2.4 Convección forzada dentro de tubos y conductos.

El calentamiento y enfriamiento de fluidos que circulan dentro de conductos se encuentran entre los procesos de transferencia de calor más importantes en la ingeniería. El diseño y análisis de intercambiadores de calor requiere que se conozca el coeficiente de transferencia de calor entre la pared del conducto y el fluido que circula en su interior [29].

Las dimensiones de calderas, economizadores, sobrecalentadores y precalentadores dependen en gran medida del coeficiente de transferencia de calor entre la superficie interior de los tubos y el fluido. Además, el diseño de equipo de acondicionamiento de aire y refrigeración se necesitan evaluar los coeficientes de transferencia de calor para fluidos que circulan dentro de conductos.

Una vez que se conoce el coeficiente de transferencia de calor para una geometría dada y en las condiciones de flujo especificadas, la tasa de transferencia de calor a la diferencia de temperatura prevaleciente se puede calcular a partir de la ecuación [29]

$$q_c = \bar{h}_c A (T_{superficie} - T_{fluido}) \quad (2.17)$$

Donde:

q_c = Tasa de transferencia de calor a diferencia de temperaturas, W

\bar{h}_c = Coeficiente de transferencia de calor, $W/(m^2K)$

A = Área de la superficie de contacto, m^2

$T_{superficie}$ = Temperatura de la superficie del disipador de calor, K

T_{fluido} = Temperatura del fluido dentro del disipador de calor, K

El coeficiente de transferencia de calor \bar{h}_c se puede calcular a partir del número de Nusselt $\bar{h}_c D_H / k$. Para flujo en tubos o conductos largos, la longitud significativa en el número de Nusselt es el *diámetro hidráulico* (D_H) definido como

$$D_H = 4 \frac{\text{área de la sección transversal del flujo}}{\text{perímetro mojado}} \quad (2.18)$$

En donde D_H nos permite estudiar el comportamiento del flujo dentro del disipador de calor.

El coeficiente de transferencia de calor por convección utilizado para determinar el número de Nusselt para la transferencia de calor para un fluido que circula en un conducto se define por la ecuación (2.17). El valor numérico de \bar{h}_c depende de la elección de la temperatura de referencia en el fluido. Para flujo sobre una superficie

plana, la temperatura del fluido lejos de la fuente de calor por lo general es uniforme y su valor es una elección natural para la temperatura del fluido en la ecuación (2.17) [29].

En la transferencia de calor hacia o desde un fluido que circula en un conducto, la temperatura del fluido no se estabiliza, sino que varía tanto a lo largo de la dirección del flujo másico como en la dirección del flujo de calor. En una sección transversal dada del conducto, la temperatura del fluido en el centro se podría seleccionar como la temperatura de referencia. Sin embargo, la temperatura central es difícil de medir en la práctica; además, no es una medida del cambio de energía interna de todo el fluido que circula en el conducto. Por tanto, es práctica común y es la que seguiremos aquí, utilizar la temperatura global promedio (T_b), como la temperatura de referencia del fluido de la ecuación (2.17).

Donde:

$$T_b = \text{Temperatura promedio determinada por } (T_{\text{superficie}} - T_{\text{fluido}})$$

La temperatura promedio del fluido en una sección del conducto con frecuencia se denomina *temperatura de la taza de mezclado* debido a que es la temperatura que asumirá un fluido pasando por un área de la sección transversal del conducto durante un intervalo de tiempo dado si el fluido se recolectara y mezclara en una taza [23].

El uso de T_b como la temperatura de referencia en la ecuación (2.17) permite hacer equilibrios de calor con facilidad ya que en el régimen permanente, la diferencia en la temperatura global promedio entre dos secciones de un conducto es una media directa de la tasa de transferencia de calor [29]

$$q_c = \dot{m}c_p\Delta T_b \quad (2.19)$$

Donde

q_c = Tasa de transferencia de calor al fluido, W

\dot{m} = Flujo másico, kg/s

c_p = Calor específico a presión constante, $kJ/kg K$

ΔT_b = Diferencia en la temperatura global del fluido promedio entre las secciones transversales en cuestión, K o $^{\circ}C$

Es común utilizar la temperatura global a la mitad entre la sección de entrada y la de salida de un conducto como la temperatura de referencia en la ecuación (2.17). Este procedimiento es satisfactorio cuando el flujo térmico en la pared del conducto es constante [29].

Para un fluido dado, el número de Nusselt depende principalmente de las condiciones de flujo, que se pueden estandarizar por el número de Reynolds (Re). Para flujo en conductos largos, la longitud característica en el número de Reynolds, como el número de Nusselt, es el diámetro hidráulico y la velocidad que se utilizará es el promedio sobre el área de la sección transversal (\bar{U}) o [29]

$$Re_{D_H} = \frac{\bar{U}D_H \cdot \rho}{\mu} = \frac{\bar{U}D_H}{\nu} \quad (2.20)$$

En conductos largos, donde los efectos de entrada no son importantes, el flujo es laminar cuando el número de Reynolds es menor que 2100. En el intervalo de números de Reynolds entre 2100 y 10000, tiene lugar una transición de flujo laminar a turbulento. El flujo en este régimen se denomina transicional. El número de Reynolds de aproximadamente 10000, el flujo se vuelve completamente turbulento [29].

2.2.5 Conductos de sección trasversal no circular.

La transferencia de calor y la fricción en flujo laminar completamente desarrollado a través de conductos con una variedad de secciones transversales se ha estudiado de manera analítica, los resultados se resumen en la tabla 2.3, utilizando la nomenclatura siguiente [29].

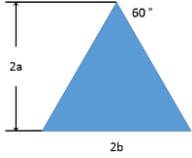
\bar{Nu}_{H1} = Número de Nusselt promedio para flujo de calor uniforme en la dirección del flujo y temperatura de pared uniforme en cualquier sección transversal

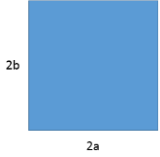
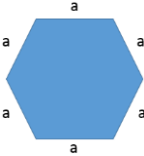
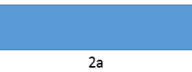
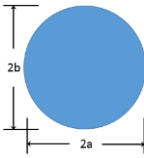
\bar{Nu}_{H2} = Número de Nusselt promedio para flujo de calor uniforme tanto axial como circunferencialmente

\bar{Nu}_T = Número de Nusselt promedio para temperatura de pared uniforme

fRe_{D_H} = Producto del factor de fricción por el número de Reynolds

Tabla 2.3. Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado de un flujo newtoniano a través de conductos específicos [29].

| Geometría ($L/D_H > 100$) | | \bar{Nu}_{H1} | \bar{Nu}_{H2} | $\bar{Nu}_{H\tau}$ | fRe_{D_H} | $\frac{\bar{Nu}_{H1}}{\bar{Nu}_\tau}$ |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|-----------------|-----------------|--------------------|-------------|---------------------------------------|
|  | $\frac{2b}{2a} = \frac{\sqrt{3}}{2}$ | 3.111 | 1.892 | 2.47 | 53.33 | 1.26 |

| | | | | | | |
|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|------|
|  | $\frac{2b}{2a} = 1$ | 3.608 | 3.091 | 2.976 | 56.91 | 1.21 |
|  | | 4.002 | 3.862 | 3.34 | 60.22 | 1.20 |
|  | $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{4}$ | 5.331 | 2.930 | 4.439 | 72.93 | 1.20 |
|  | $\frac{2b}{2a} = 0.9$ | 5.099 | 4.35 | 3.66 | 74.80 | 1.39 |

Aquí solo se considerará el caso que se encuentra con más frecuencia en el que un lado está aislado y el otro está a temperatura constante.

Capítulo 3. Desarrollo del disipador de calor.

3.1 Cálculo de la resistencia térmica

Para el diseño del disipador del convertidor de 30 kW del proyecto “Sistemas de ahorro de energía para los trenes del metro de la ciudad de México”, se consideran las condiciones de operación extremas del módulo de IGBT como se muestran en la tabla 3.1, también se considera que el convertidor será capaz de operar en las condiciones de carga de la figura 3.1 durante tiempo indefinido, lo cual en la práctica solo puede ocurrir durante las pruebas realizadas ya que los requerimientos de la aplicación consideran la operación del convertidor a potencia constante utilizado para la carga y descarga de un módulo de *supercapacitores* por lo que la condición de carga máxima se da durante lapsos de tiempo cortos.

Tabla 3.1. Tabla de operaciones extremas para la selección de interruptores y diodos.

| Modo de operación | Dispositivo | Símbolo | I _{rms} (A) | | Valores de Diseño Diodo e interruptor | | |
|-------------------|-------------|---------|----------------------|---------------------|---------------------------------------|--------|------------------------|
| | | | Para D=0.25, D'=0.5 | Para D=0.5, D'=0.75 | I _{rms} (A) | max | V _{corte} (V) |
| Buck | Interruptor | SW1 | 40.00 | 28.28 | 69.28 | 1500.0 | 84.00 |
| | Diodo | D2 | 69.28 | 28.28 | | | |
| Boost | Interruptor | SW2 | 28.28 | 69.28 | | | |
| | Diodo | D1 | 28.28 | 40.00 | | | |

Los dispositivos que se encuentran en conducción durante cada modo de funcionamiento son:

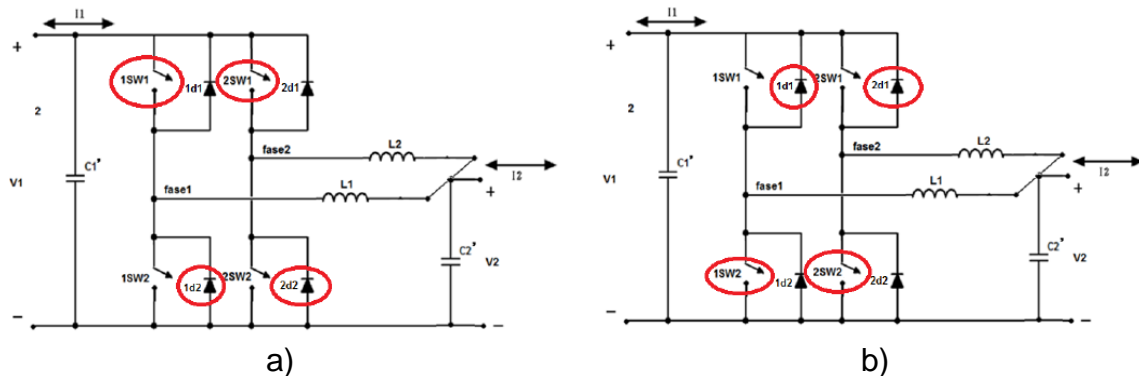


Figura 3.1. Dispositivos en funcionamiento durante, (a) Modo Buck. (b) Modo Boost.

El modelo de IGBT que se utilizará es *CM600DU-24NFH*, el cual es un módulo de medio puente, de las hojas de especificaciones y el flujo de corriente en el dispositivo se puede establecer la región de operación del módulo.

El diagrama del montaje componente-disipador se muestra en la figura 3.2.

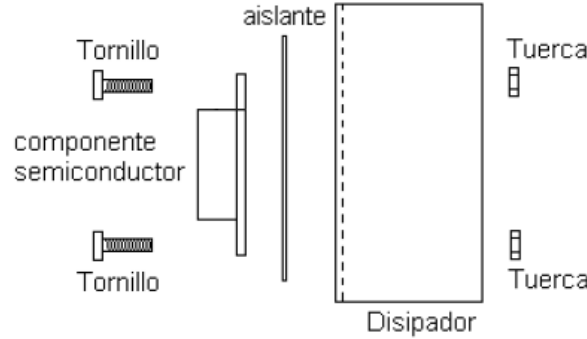
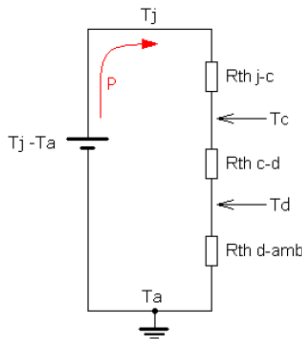


Figura 3.2. Colocación de los IGBT en el disipador.

El montaje de la figura 3.2 tiene asociado el siguiente circuito térmico (ver figura 3.3), o de flujo de calor [37].



En dónde:

T_j es la temperatura de la unión semiconductora.

T_a es la temperatura del aire circundante.

T_c es la temperatura de la cápsula del transistor.

T_d es la temperatura del disipador.

Rth_{j-c} es la resistencia térmica entre la unión y la cápsula.

Rth_{c-d} es la resistencia térmica entre la cápsula y el disipador.

Rth_{d-amb} es la resistencia térmica entre el disipador y el aire.
 P es la potencia disipada en forma de calor por el transistor.

Figura 3.3. Modelo térmico utilizado para el cálculo del disipador.

Por la analogía con los circuitos eléctricos se puede ver que:

$$Rth_t = Rth_{j-c} + Rth_{c-d} + Rth_{d-amb} \quad (3.1)$$

Haciendo una analogía de la ley de Ohm, la ley de Ohm térmica quedaría definida de la siguiente forma:

$$T_j - T_a = P(Rth_{j-c} + Rth_{c-d} + Rth_{d-amb}) \quad (3.2)$$

Así, despejando el valor de Rth_{d-amb} tendremos que:

$$Rth_{d-amb} = \frac{T_j - T_a}{P} - (Rth_{j-c} + Rth_{c-d}) \quad (3.3)$$

En este caso se colocará más de un componente semiconductor en un solo disipador, por lo tanto, se va a calcular el disipador necesario basándonos en el ejemplo expuesto. El circuito térmico es el que observamos en la figura 3.4 [37]:

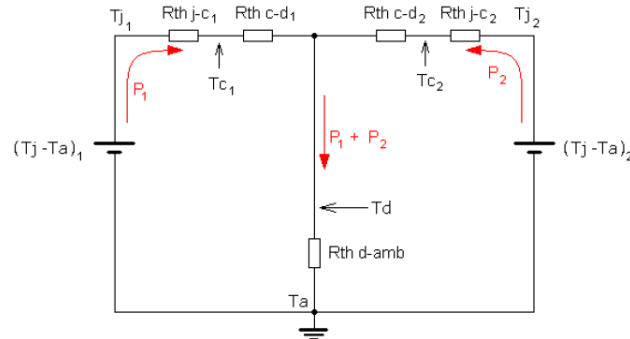


Figura 3.4. Modelo térmico para dos componentes

Se supondrá la situación (tanto eléctrica como física a efectos de transmisión de calor) es simétrica, ya que de lo contrario podría darse el caso de que uno de los componentes fuese receptor de calor del otro, con esta limitación que hemos impuesto se podrá simplificar el circuito térmico como se muestra en la figura 3.5.

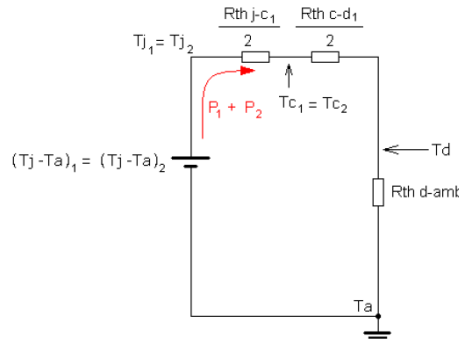


Figura 3.5. Modelo térmico simplificado para dos componentes

Anteriormente se ha calculado un circuito de este tipo, por lo tanto sustituimos los valores y obtendremos lo siguiente:

Por la analogía con los circuitos eléctricos se puede ver que:

$$Rth_t = \frac{Rth_{j-c}}{2} + \frac{Rth_{c-d}}{2} + Rth_{d-amb} \quad (3.4)$$

Haciendo una analogía de la ley de Ohm, la ley de Ohm térmica quedaría definida de la siguiente forma:

$$T_j - T_a = (P_1 + P_2) \left(\frac{Rth_{j-c} + Rth_{c-d}}{2} + Rth_{d-amb} \right) \quad (3.5)$$

Lo que se pretende hallar es Rth_{d-amb} , debiendo de ser conocidos el resto de parámetros (por la hoja de datos del componente y por un cálculo de la potencia que deba disipar dicho componente el cuál se observa en el Anexo A).

Así, despejando de la Ley de Ohm térmica el valor de Rth_{d-amb} se tendrá que:

$$Rth_{d-amb} = \frac{T_j - T_a}{P_1 + P_2} - \left(\frac{Rth_{j-c} + Rth_{c-d}}{2} \right) \quad (3.6)$$

Sustituyendo los siguientes valores en la formula (3.6) se tiene lo siguiente:

$$T_j = 150^\circ C$$

$$T_a = 30^\circ C$$

$$Rth_{j-c} = 0.034$$

$$Rth_{c-d} = 0.02$$

$$P = P_1 + P_2 = 518 + 518 = 1036 W$$

$$Rth_{d-amb} = 0.115830 - 0.044$$

$$Rth_{d-amb} = 0.07183$$

3.2 Cálculo de parámetros del disipador de calor

Los disipadores de calor con canales se pueden utilizar para enfriar dispositivos electrónicos de alto flujo térmico. A continuación se muestra un disipador de calor con canales de flujo, cuyas dimensiones se indican en la figura 3.6 y son las siguientes:

$$W_c = 0.003302 m$$

$$L = 0.1016 m$$

$$W_w = 0.00635 m$$

$$t = 0.0127 m$$

$$b = 0.0254 m$$

Se tiene un total de 19 aletas (N) y suponiendo que el agua a $T_w = 30^\circ C$ se utiliza como medio de enfriamiento a un número de Reynolds (Re) de 2000⁴. Se puede calcular el flujo de masa del agua a través de todos los canales. Por otra parte, se recurre al número de Nusselt (Nu) para calcular el coeficiente de transferencia de calor

⁴ Como se explicó en la sección 2.2.4.2, se toma un valor menor o igual a 2100 cuando se trata de un *flujo laminar*

(h_c), así mismo la resistencia efectiva (R_{eff}) entre los elementos de del IGBT que forma la fuente de calor y el agua de enfriamiento, y por último, despreciando los efectos de borde se calculará la tasa de disipación de calor ($Q_{disipador}$) permisible con la condición que la diferencia de temperatura entre la fuente y el agua no sobre pase los 20 °C.

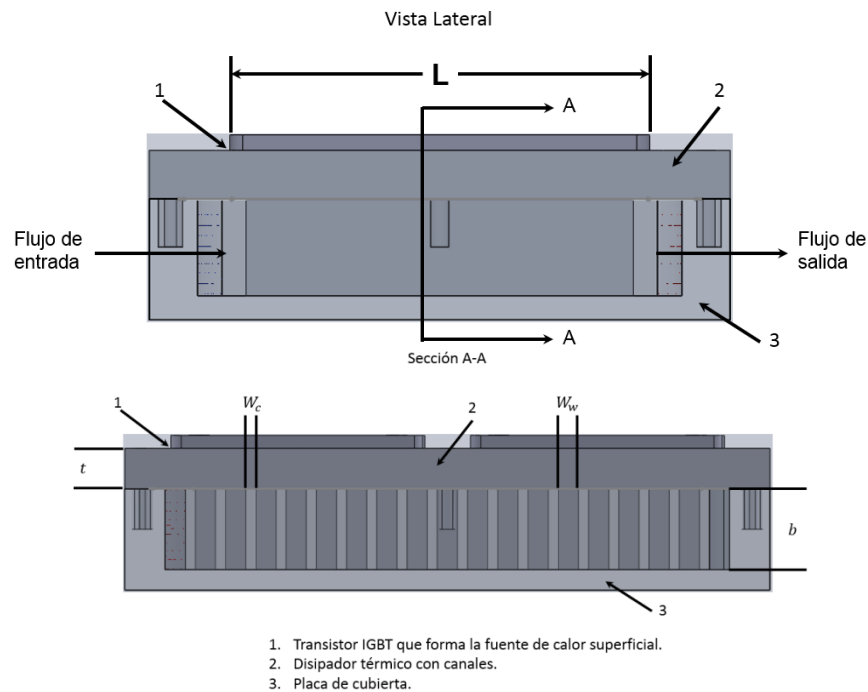


Figura 3.6. Vista lateral y seccional del disipador de calor para 2 módulos IGBT

Los datos adicionales del disipador de calor son los siguientes:

- Número de aletas $N = 19$
- Temperatura del agua de enfriamiento $T_w = 30\text{ }^\circ\text{C}$
- Número de Reynolds $Re = 2000$

Además se puede suponer que:

- Se tiene una fuente uniforme y constante de calor,
- El IGBT que se utilizará es del mismo tamaño que el disipador de calor,
- Se utilizará pasta conductora entre el disipador de calor y el IGBT para eliminar la resistencia de contacto,
- La placa de cubierta es un aislante.

De la tabla B.1 del Anexo B, para el agua a 30 °C se obtienen los siguientes datos:

- Viscosidad absoluta (μ) = $792.4 \times 10^{-6} \text{ (N s)}/\text{m}^2$
- Conductividad térmica (k) = $0.615 \text{ W}/\text{mK}$

De la tabla 2.1 se tiene la conductividad térmica del aluminio

- $(k_w) = 238 \text{ W/mK}$

La figura 3.7, muestra una sección transversal del canal de flujo.

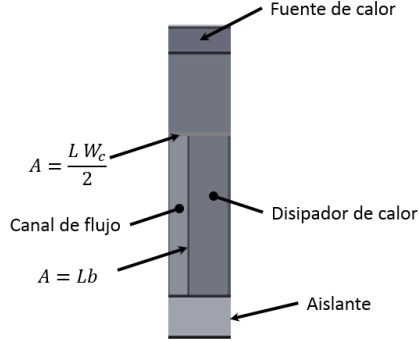


Figura 3.7. Sección transversal del canal de flujo

Debido a que se supone que no existe resistencia de contacto entre el IGBT y el disipador de calor, la parte superior del disipador de calor está a la misma temperatura del IGBT (T_{IGBT}). El calor es transferido por conducción a través del disipador de calor directamente del IGBT al área sobre el canal de flujo ($Lw_c/2$) al refrigerante y también a lo largo de la parte alta del disipador de calor al área (Lb) del refrigerante. Esta última parte del disipador de calor actúa como una aleta porque la temperatura de esta parte disminuirá a medida que nos desplazamos hacia abajo desde el IGBT hasta la placa de cubierta.

Como se describe en la sección 2.2.3.2 del capítulo 2, esta disminución de la temperatura puede ser explicada por la eficiencia de la aleta. Dado el coeficiente de transferencia de calor promedio (\bar{h}_c) en el canal de flujo y la temperatura del disipador de calor en la parte superior del canal de flujo (T_{sup}) podemos escribir la velocidad de transferencia de calor al refrigerante para el medio canal de flujo de la figura 3.7 como

$$q = \bar{h}_c L \left(\frac{W_c}{2} + b n_f \right) (T_{sup} - T_{fluido}) \quad (3.7)$$

Donde n_f es la eficiencia del disipador de calor

La caída de temperatura (q) desde el IGBT hasta la parte superior del canal de flujo se puede estimar de la siguiente forma:

$$q = \frac{k_w L \left(\frac{W_w + W_c}{2} \right) (T_{IGBT} - T_{sup})}{t} \quad (3.8)$$

Despejando T_{sup} de (3.8) se tiene:

$$T_{sup} = T_{IGBT} - \frac{2tq}{k_w(W_w + W_c)L}$$

Sustituyendo T_{sup} para la ecuación (3.7):

$$q = \frac{\bar{h}_c L \left(\frac{W_c}{2 + bn_f} \right) (T_{IGBT} - T_{fluido})}{1 + \frac{\bar{h}_c L \left(\frac{W_c}{2 + bn_f} \right) 2t}{k_w(W_w + W_c)L}} \quad (3.9)$$

Por lo que haciendo una analogía similar a la ecuación (3.6) la resistencia térmica efectiva está dada por:

$$R_{eff} = \frac{T_{IGBT} - T_{fluido}}{q} = \frac{1 + \frac{\bar{h}_c \left(\frac{W_c}{2 + bn_f} \right) 2t}{k_w(W_w + W_c)}}{\bar{h}_c L \left(\frac{W_c}{2 + bn_f} \right)} \quad (3.10)$$

El diámetro hidráulico (D_h) del canal está dado por:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4bW_c}{2(b + W_c)} = \frac{4(0.0254)(0.003302)}{2(0.0254 + 0.003302)} = \frac{0.0003354832}{0.057404}$$

$$D_h = 0.00566725 \text{ m}$$

El diámetro hidráulico nos sirve para hallar la velocidad de flujo total de masa, la cual se determina a continuación.

3.2.1 Calculo de la velocidad de flujo total de masa m

La velocidad de flujo total de masa (m) puede ser calculada a partir de la definición del número de Reynolds:

$$Re_{D_h} = \frac{D_h \cdot \rho}{\mu} U_\infty = \frac{D_h \cdot \rho}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{NbW_c\rho} \right) = \frac{D_h \cdot \dot{m}}{NbW_c\mu} \quad (3.11)$$

Despejando m de (3.11) se tiene:

$$m = \frac{ReNbW_c\mu}{D_h} \quad (3.12)$$

$$m = \frac{(2000)(19)(0.0254 \text{ m})(0.003302 \text{ m}) \left(792.4 \times 10^{-6} \text{ N s} / \text{m}^2\right) \left(\text{K g m} / \text{N s}^2\right)}{0.00566725 \text{ m}}$$

$$m = 0.445621 \text{ kg} / \text{s}$$

La velocidad de flujo total de masa nos sirve para determinar la capacidad de la bomba de agua que se ocupará para este sistema, mediante la siguiente formula:

$$m = \rho \cdot \Delta V \quad (3.13)$$

En donde:

$$m = \text{Flujo másico, } \text{kg} / \text{s}$$

$$\rho = \text{Densidad del fluido, } \text{kg} / \text{m}^3$$

$$\Delta V = \text{Caudal volumétrico, lpm}$$

La densidad de flujo para el agua es de $996 \text{ kg} / \text{m}^3$, despejando ΔV y sustituyendo los valores, tenemos que la bomba requerida para esta aplicación debe tener el siguiente caudal volumétrico, $\Delta V = 26.84 \text{ lpm}$.

La relación de la cavidad de los canales es:

$$b / W_c = \frac{0.0254 \text{ m}}{0.003302 \text{ m}} = 7.692307$$

La relación entre la longitud de la cavidad y el diámetro hidráulico es:

$$L / D_h = \frac{0.1016 \text{ m}}{0.00566725 \text{ m}} = 17.927566$$

Con estas relaciones se tiene el flujo en los canales completamente desarrollado y encontramos el número de Nusselt en la tabla 2.3, entonces tenemos que:

$$Nu_{H1} = 5.331$$

3.2.2 Calculo del coeficiente de transferencia de calor h_c

Con este valor podemos determinar el coeficiente de transferencia de calor (h_c):

$$h_c = \frac{k}{D_h} Nu = \frac{0.615 \text{ W} / \text{mK}}{0.00566725 \text{ m}} (5.331)$$

$$h_c = 578.51 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

3.2.3 Cálculo de la eficiencia de la aleta n_f

La eficiencia de la aleta se determina por la ecuación (2.13), los datos que se tienen de esta aleta en particular son los siguientes:

$$\bar{h}_c = 578.51 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$P = 2L$$

$$L = 0.0254 \text{ m}$$

$$A = W_w L$$

Primero se calcula el factor común $\sqrt{\frac{\bar{h}PL^2}{kA}}$; sustituyendo datos se obtiene el valor:

$$\sqrt{\frac{\bar{h}PL^2}{kA}} = \sqrt{\frac{(578.51 \text{ W/m}^2\text{K})(2L)(0.0254 \text{ m})^2}{(238 \text{ W/mK})(0.00635 \text{ m})L}} = 0.702795$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (2.13) de n_f se tiene:

$$n_f = \frac{\tanh(0.702795)}{0.702795}$$

$$n_f = 0.86$$

La suposición de que el canal de flujo es isotérmico es acertada.

3.2.4 Cálculo de la resistencia térmica efectiva R_{eff}

Para calcular la resistencia térmica efectiva, de la ecuación (2.9) primero se calcula el factor:

$$\bar{h}_c \left(\frac{W_c}{2 + bn_f} \right) = 578.51 \text{ W/m}^2\text{K} \left(\frac{0.003302}{2 + (0.0254)(0.86)} \right) = 0.944771$$

Sustituyendo en la ecuación (2.9) se obtiene:

$$R_{eff} = \frac{1 + \frac{(0.944771 \text{ W/m}^2\text{K})(2)(0.0127 \text{ m})}{(238 \text{ W/mK})(0.00635 \text{ m} + 0.003302 \text{ m})}}{(0.1016 \text{ m})(0.944771 \text{ m})}$$

$$R_{eff} = 10.5267 \text{ K/W}$$

Este valor nos determina la capacidad del material de oponerse al flujo de calor.

3.2.5 Cálculo de la transferencia de calor del disipador $Q_{disipador}$

Se sabe que la diferencia de temperatura entre la fuente de calor y el agua no debe sobre pasar los $20^{\circ} C$, entonces se hace la conversión a Kelvin y se tiene que $T_w = 293.15 K$, entonces la transferencia de calor para medio canal es:

$$q = \frac{293.15 K}{10.5267 K/W}$$

$$q = 27.8482 W$$

Por lo tanto para el disipador de calor entero bajo la suposición de que la fuente de calor es uniforme y constante se tiene lo siguiente:

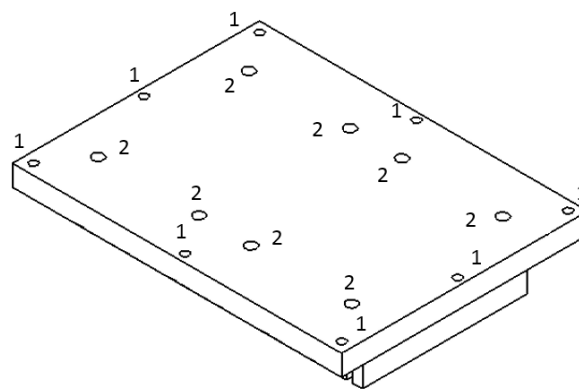
$$Q_{disipador} = (27.8482 W)(2)(19)$$

$$Q_{disipador} = 1058.23 W$$

Este dato nos representa la cantidad de calor que debe liberar el disipador cuando el sistema se encuentre en funcionamiento.

3.3 Implementación del diseño del disipador de calor

Una vez que se comprobó matemáticamente el diseño del disipador de calor, se pasa al modelado CAD en 3D, para esto se hace uso de la herramienta SolidWorks®, en la figura 3.8 se observa la parte superior del disipador de calor, en donde los orificios que tienen el número 1 representan los orificios de sujeción del disipador de calor, y los orificios con el número 2 representan los orificios de sujeción de los módulos IGBT.



1 orificios de sujeción el disipador
2 orificios de sujeción de los módulos IGBT

Figura 3.8. Parte superior del disipador de calor

En la figura 3.9, se observa las aletas de disipación de calor y los canales por los cuales circulará el líquido refrigerante, en este caso en el proceso de simulación se utilizó agua como medio de enfriamiento.

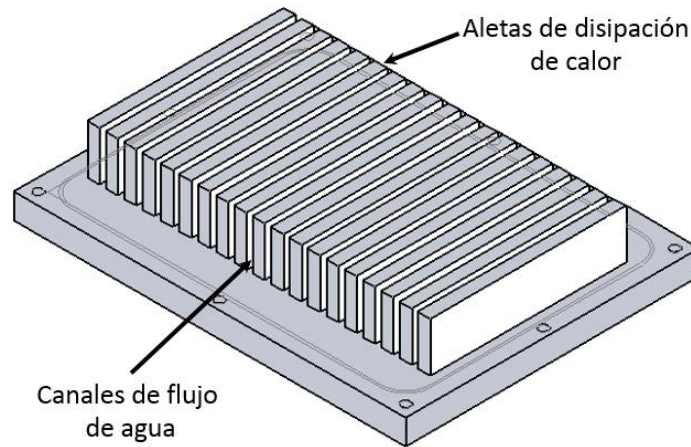


Figura 3.9. Aletas de disipación de calor.

En la figura 3.10, se muestra la parte en donde se sujetará el disipador de calor, así mismo es el depósito donde se pondrá el agua que circulará a través de los canales que se forman entre las aletas de disipación. De un lado se tiene la entrada de agua, y del otro lado se tiene la salida, la cual se recirculará por medio de una bomba de agua.

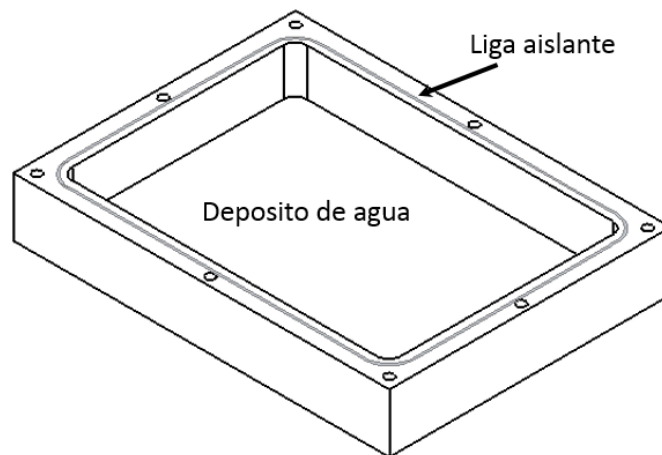


Figura 3.10. Depósito de agua del disipador de calor.

Una vez teniendo el modelo CAD del disipador de calor, se pasa a la simulación, para esto se debe hacer un ensamble como el que se muestra en la figura 3.11, ahí se unen el disipador y el depósito, así mismo, se simula la fuente de calor que en este caso está representada por los IGBT 1 e IGBT2.

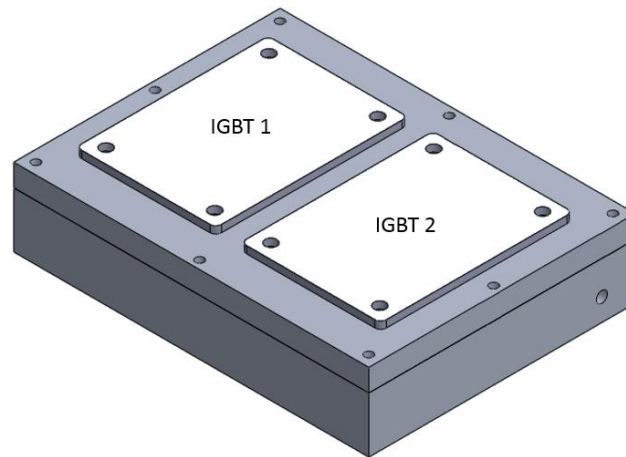


Figura 3.11. Ensamble del disipador de calor

En el Anexo A, se obtuvo la cantidad de calor a disipar que es $Q = 1036 \text{ watts}$, ese calor es el que estarán generando en su conjunto los módulos IGBT 1 y 2, otro factor importante es el tipo de material con el cuál se construirá el disipador, este es aluminio, estos datos son importantes al momento de realizar la simulación.

Para la simulación del prototipo fabricado se hizo uso de la herramienta de “*Productos Office*” se selecciona “*SolidWorks Simulation*” posteriormente aparece una pestaña que se llama “*Simulation*”, una vez que se elige, se selecciona “*Estudio...*”, esto se puede observar en la figura 3.12.

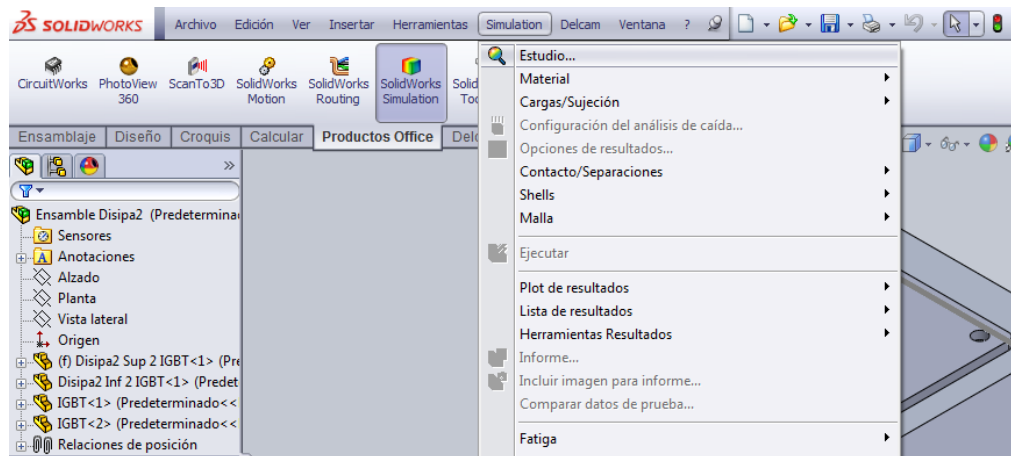


Figura 3.12. Inicio de la simulación.

Posteriormente se selecciona el tipo de estudio que se desea realizar, el que interesa para este proyecto de investigación es el de análisis térmico; y por último, se presiona aceptar (palomita verde) como se muestra en la figura 3.13.

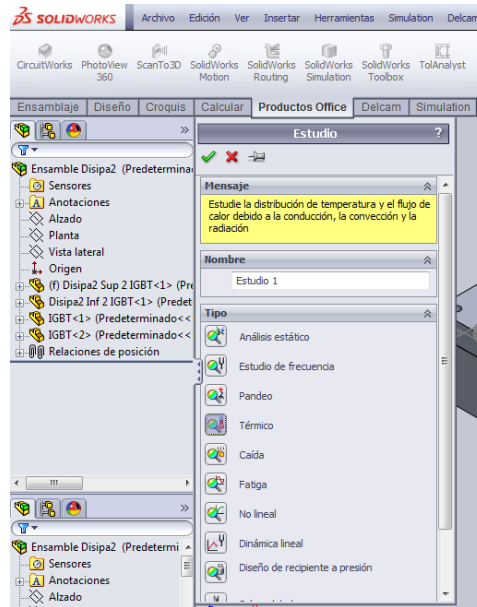


Figura 3.13. Selección del tipo de análisis que se desea realizar.

Una vez definido el tipo de simulación (en este caso térmico), se elige que tipo de análisis se realizará, de los cuales se seleccionará convección y se introducen los parámetros los cuales va pidiendo paso a paso el programa para poder realizar la simulación deseada (figura 3.14).

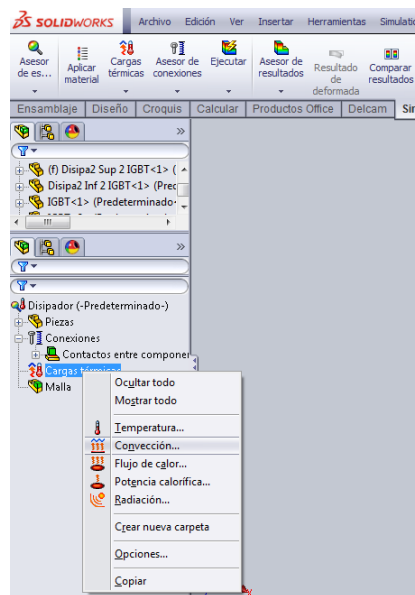


Figura 3.14. Selección del tipo de análisis de temperatura.

En la figura 3.15, se muestra el modelo con los parámetros definidos para la simulación, en el apartado que dice conexiones se configura con la resistencia térmica

que se calculó en la sección 3.1. En el apartado que dice cargas térmicas se configuran los componentes que representan a los transistores de potencia IGBT con una generación de calor de 518 Watts cada uno.

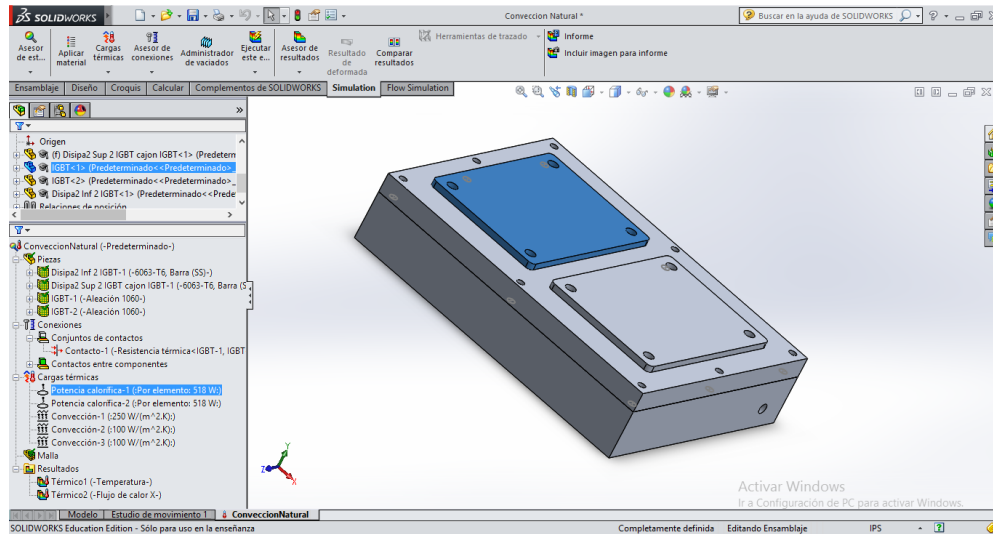


Figura 3.15. Configuración de componentes para el análisis de temperatura.

El rango de trabajo del IGBT es de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, para esta simulación se eligió aluminio como material del disipador. La figura 3.16, muestra que la temperatura máxima alcanzada es de 50.79°C , esto quiere decir que apenas alcanza una tercera parte del límite máximo de temperatura de trabajo, por lo cual, aún sin líquido refrigerante el disipador ya presenta resultados significativos en la regulación de temperatura.

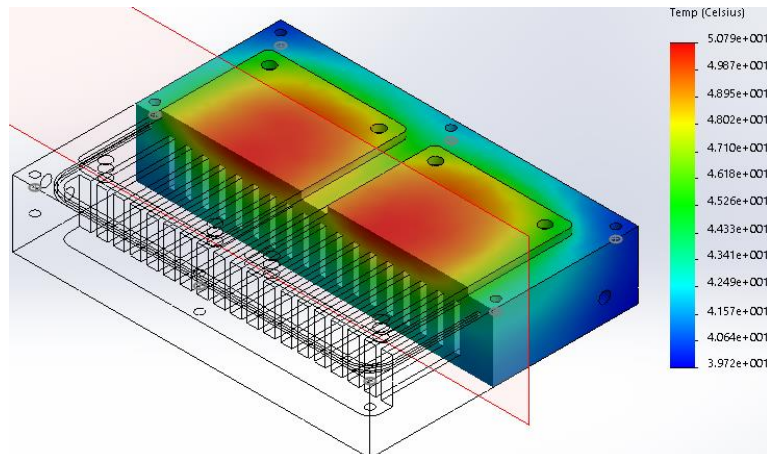


Figura 3.16. Simulación térmica con material de Au (corte transversal).

Si se cambia de material, y en lugar de usar aluminio se utiliza cobre, se obtiene una pequeña mejoría en la disipación; en la figura 3.17 se muestran los resultados de esta simulación, en donde se tienen $48.22\text{ }^{\circ}\text{C}$, esto es apenas $2.57\text{ }^{\circ}\text{C}$ menos que lo

obtenido con el aluminio, considerando estos resultados y comparando con el costo/beneficio, la mejor opción es la utilización de aluminio para el prototipo final, ya que el cobre a pesar de tener $2.57\text{ }^{\circ}\text{C}$ por debajo del aluminio, su costo es de hasta 750% mayor.

La placa de aluminio requerida tiene un precio de \$ 845.08 (ochocientos cuarenta y cinco pesos 08/100 M.N.), y el precio del cobre es de \$ 6,306.25 (seis mil trescientos seis pesos 25/100 M.N.), todo lo anterior se puede corroborar en el Anexo 3.

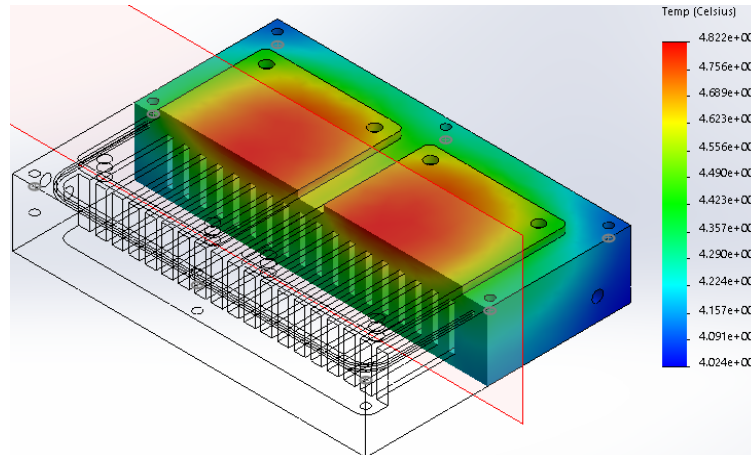


Figura 3.17. Simulación térmica con material de Cu (corte transversal).

Para realizar la simulación del flujo de agua dentro del disipador se utiliza la herramienta *Flow Simulation* de SolidWorks, en esta se configura el área por donde circulará el líquido refrigerante (en este caso agua), también se fijan las condiciones de entrada y salida de agua, en la figura 3.18 se muestra la pantalla en donde se definen estas condiciones, así mismo en el apartado que dice *Heat Sink Simulations* se definen la potencia a disipar.

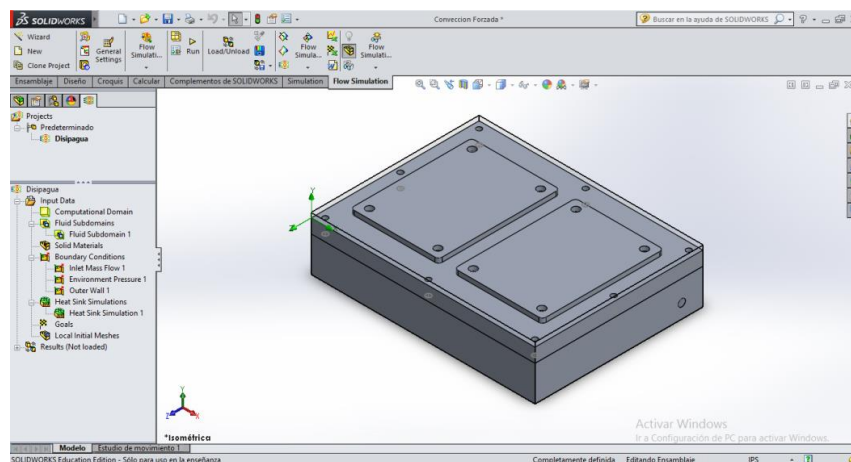


Figura 3.18. Configuración de componentes para el análisis de flujo.

Como se observa en la figura 3.19, los resultados obtenidos, eran precisamente los requeridos o planteados como solicitud por parte del cliente, ya que la temperatura máxima alcanzada ya con el líquido refrigerante en circulación es de 31.17 °C, es decir, por debajo de los 50°C que fue el cálculo obtenido y mostrado en la sección 3.2 de este documento.

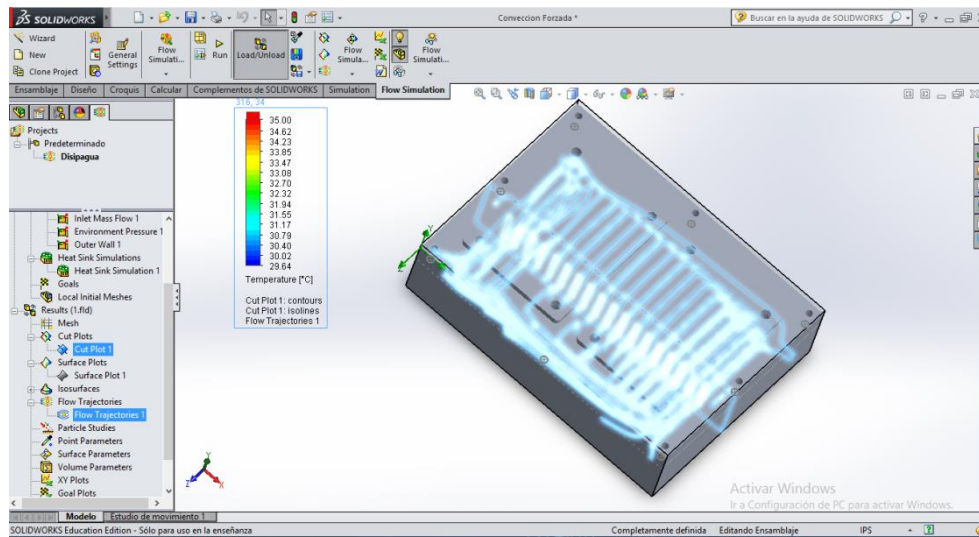


Figura 3.19. Simulación del disipador con líquido refrigerante.

3.4 Manufactura del disipador de calor

Concluido el modelado CAD en 3D y la simulación del comportamiento del sistema desarrollado, se continúa con la parte del maquinado, para esto es necesario describir los diferentes pasos que se deben seguir para la manufactura del disipador de calor, así como la elección de la maquinaria a utilizar.

El equipo, herramientas y material utilizado se lista en la siguiente tabla (tabla 3.2):

Tabla 3.2 Lista de materiales utilizados para la manufactura del disipador de calor.

| Cantidad | Descripción |
|----------|---------------------------------------------|
| 1 | Fresadora CNC, postprocesador Fagor |
| 2 | Placas de aluminio 6063 de 6" x 8" x 1 1/2" |
| 1 | Cortador plano de 3/4" |
| 1 | Cortador plano de 1/8" |
| 1 | Cortador punta de bola de 3/32" |
| 1 | Broca de 5/32" |
| 1 | Broca de 3/16" |
| 1 | Machuelo de 5 mm |
| 1 | Machuelo de 1/4" |

3.4.1 Operaciones y secuencias

Es indispensable establecer una serie de operaciones consecutivas que permitan maquinar eficientemente la pieza modelada. La maquinaria a utilizar depende directamente de la geometría obtenida, en este caso se consideró utilizar una fresadora CNC (existente en el LabTAM de la UTM) y un taladro, además dependiendo de la maquinaria se especifica el tipo de operación a efectuar.

Las operaciones que son capaces de realizar tanto la fresadora como el taladro se muestran a continuación.

Fresadora

Las máquinas de fresado son capaces de llevar a cabo una gran cantidad de operaciones como se muestran en la figura 3.20.

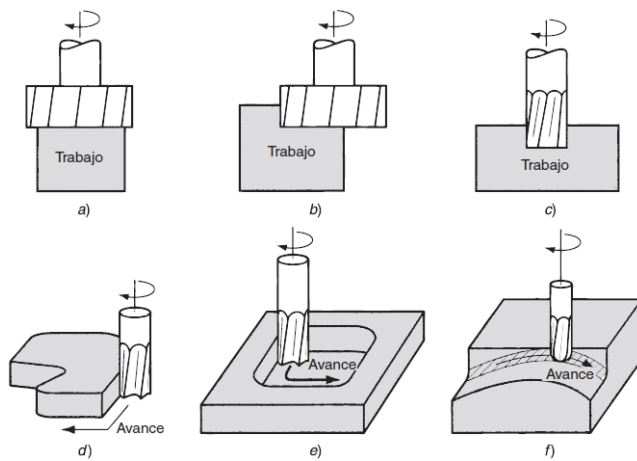


Figura 3.20. Operaciones de maquinado relacionadas con el fresado frontal: a) fresado frontal convencional, b) fresado frontal parcial, c) fresado terminal, d) fresado de perfiles, e) fresado de cavidades y f) fresado de contorno superficial.

Taladro

Los taladros pueden utilizarse para realizar una variedad de operaciones, además de taladrar una perforación redonda. Las más importantes se presentan en la figura 3.21.

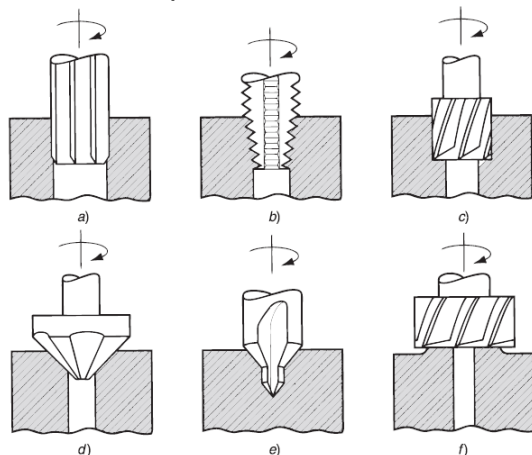


Figura 3.21. Operaciones de maquinado relacionadas con el taladro: a) escariado, b) roscado interior, c) abocardado, d) avellanado, e) centrado y f) refrentado.

Para realizar algunas operaciones se utilizarán herramientas de mano, cuando sea necesario el proceso de machuelado se ocupará un maneral. En la tabla 3.3 se especifica en orden consecutivo las operaciones que se efectuaron para cada pieza.

Tabla 3.3. Operaciones y secuencias que seguirán cada una de las piezas.

| Operaciones y secuencias | | | |
|---------------------------------|------------------|------------------------------|------------------|
| Pieza | Secuencia | Máquina o herramienta | Operación |
| Base/depósito de disipador | 1 | Fresadora | Planeado |
| | 2 | | Vaciado |
| | 3 | | Ranurado |
| | 4 | | Taladrado |
| | 5 | Machuelo con maneral | Machuelado |
| | 6 | Taladro | Taladrado |
| | 7 | Machuelo con maneral | Machuelado |
| Superficie de disipador | 1 | Fresadora | Planeado |
| | 2 | | Escuadrado |
| | 3 | | Ranurado |
| | 4 | | Taladrado |
| | 5 | Taladro | Taladrado |
| | 6 | Machuelo con maneral | Machuelado |

3.4.2 Selección de la maquinaria.

Para la manufactura del prototipo se hizo uso de la maquinaria disponible en el laboratorio de manufactura avanzada de la UTM, como bien ya se comentó. Debido a la geometría de las piezas que se van a elaborar, y de acuerdo con las operaciones y secuencias seleccionadas se eligen la fresadora CNC y taladro fresador.

En la tabla 3.4 se muestran las especificaciones de las máquinas seleccionadas, así como las velocidades del husillo, los avances, las dimensiones máximas de la pieza de trabajo y las piezas a maquinar.

Tabla 3.4. Maquinaria seleccionada para la manufactura de las piezas.

| Maquinaria seleccionada | | | | |
|-----------------------------------------------------|--------------------|---------------|-------------------------------------|----------------------------------------|
| Máquina | Rpm husillo | Avance | Dimensiones | Pieza a maquinar |
| Fresadora CNC Marca: Challenger Modelo: MM430 | Hasta 8000 rpm | 0-5000 mm/min | X: 760 mm Y: 430 mm Z: 400 mm | Base disipador Superficie disipador |
| Taladro Fresador Marca: OTMT Modelo: OT25020 | 100 hasta 2640 rpm | Manual | X: 350 mm Y: 200 mm Z: 150 mm | Base disipador Superficie disipador |

3.4.3 Selección de las herramientas.

Las herramientas se eligen dependiendo del material a utilizar, la geometría de la pieza y la maquinaria. El material a maquinarse es una aleación de aluminio y se trabajó con herramientas de acero de alta velocidad (HSS) especial para el maquinado de aluminio de dos gavilanes.

En la tabla 3.5, se describe lo relacionado a las herramientas utilizadas, tal como: medidas, material, operaciones en las que se utilizaron, así mismo se especifica la estrategia que se eligió para hacer uso de dicha herramienta; cabe mencionar que esto se llevó a cabo haciendo uso del software VisiCAD, considerando que se simuló con distintas estrategias, y se eligió la que generó menor tiempo.

Tabla 3.5. Herramientas utilizadas para las operaciones en cada pieza.

| Selección de herramientas | | | | |
|-------------------------------------------------------|------------------------------------|----------|-------------------------|-------------------------|
| Pieza | Medidas (pulg.) | Material | Operación | Estrategia de maquinado |
| Cortadores verticales | | | | |
| Base/depósito de disipador | D: 3/4" Z: 3/4 Gavilanes: 2 | HSS | Planeado | Zigzag |
| | D: 1/8" Z: 3/4 Gavilanes: 2 | HSS | Vaciado | Zigzag |
| | D: 3/32" Z: 1/2 Gavilanes: 2 | HSS | Ranurado | Z constante |
| Superficie de disipador | D: 3/4" Z: 3/4 Gavilanes: 2 | HSS | Planeado | Zigzag |
| | D: 3/4" Z: 3/4 Gavilanes: 2 | HSS | Escuadrado | Espiral |
| | D: 1/8" Z: 1/2 Gavilanes: 2 | HSS | Ranurado | Z constante |
| Brocas | | | | |
| Base/depósito de disipador Superficie de disipador | D: 5/32" | HSS | Taladrado para machuelo | - |
| Base/depósito de disipador | D: 3/16" | HSS | Taladrado para machuelo | - |
| Machuelos | | | | |
| Base/depósito de disipador Superficie de disipador | D: 5 mm NC P: 20 H/PLG | HSS | Machuelado | - |
| Superficie de disipador | D: 1/4 NC P: 40 H/PLG | HSS | Machuelado | - |

3.4.4 Determinación de las condiciones de maquinado.

Las condiciones de maquinado (velocidad, avance, profundidad de corte) son obtenidas mediante cálculos matemáticos, los cuales están determinados por el tipo de máquina, las características de la herramienta (dimensiones, forma, número de filos), el material de la herramienta y el material a maquinar.

Fresa (cortadores verticales).

Las condiciones de los cortadores verticales dependen del material de la herramienta, el diámetro (D) y el número de gavilanes (G). La velocidad de rotación del cortador está determinada por su diámetro exterior a través de la fórmula:

$$N = \frac{v}{\pi D}$$

Donde:

N = Velocidad de rotación (rev/min)

v = Velocidad de corte (mm/min)

D = Diámetro del cortador

El avance se determina como el avance por diente cortante y se puede convertir en velocidad de avance utilizando:

$$f_r = N n_t f$$

Donde:

f_r = Velocidad de avance (mm/min)

N = Velocidad del husillo (rev/min)

n_t = Número de dientes en la fresa

f = Carga de viruta (mm/diente)

Existen recomendaciones para las operaciones de fresado, estas se consideran dependiendo del material que se va a maquinar, en la tabla 3.6 se observan los valores que indican el avance y la velocidad de corte para el aluminio [38].

Tabla 3.6 Recomendaciones generales para operaciones de fresado en aluminio

| Material | Herramienta de corte | Condiciones iniciales de propósito general | | Variedad de condiciones | |
|------------------------|------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------|------------------------------------|----------------------------|
| | | Avance mm/diente (Pulgadas/diente) | Velocidad m/min (pies/min) | Avance mm/diente (Pulgadas/diente) | Velocidad m/min (pies/min) |
| Aleaciones de aluminio | | | | | |
| • Maquinado libre | PCD sin recubrimiento, recubiertos | 0.13–0.23 (0.005–0.009) | 610–900 (2000–3000) | 0.08–0.46 (0.003–0.018) | 300–3000 (1000–10,000) |
| • Alto silicio | PCD | 0.13 (0.005) | 610 (2000) | 0.08–0.38 (0.003–0.015) | 370–910 (1200–3000) |

Tomando en cuenta las recomendaciones de la tabla 3.6, y aplicando las formulas antes mencionadas, se obtuvieron las velocidades y avances adecuadas para los cortadores verticales que se utilizaron; estos datos se presentan en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Velocidades y avances para los cortadores verticales.

| Herramienta | Gavilanes | Díametro de herramienta (pulgada) | Velocidad de corte (rev/min) | Velocidad de rotación (rev/min) | Velocidad de Avance (mm/min) | Profundidad de corte (mm) |
|------------------------|-----------|-----------------------------------|------------------------------|---------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| Cortador plano | 2 | 3/4 | 900 | 382 | 611 | 0.4 |
| Cortador plano | 2 | 1/8 | 900 | 2292 | 3667 | 0.4 |
| Cortador punta de bola | 2 | 3/32 | 900 | 3056 | 4889 | 0.2 |

Como se podrá observar en la tabla 3.7, a medida que el diámetro de la herramienta disminuye, la velocidad de rotación aumenta, y esto es directamente proporcional a la velocidad de avance del cortador.

3.4.5 Maquinado de las piezas.

Lo primero que se hace es fijar el material que se va a maquinar al banco de trabajo de la fresadora CNC, esto es con la ayuda de una prensa, esto se observan en la figura 3.22.



Figura 3.22. Sujeción del material a maquinar.

Posteriormente se calibran los ejes de coordenadas XYZ, ya que la fresadora tiene su propio origen de coordenadas, pero la pieza que se trabajará para el maquinado tiene otro origen, el cual debe introducirse para indicarle a la fresadora en dónde debe iniciar el proceso de remoción de material, esto se observa en la figura 3.23.



Figura 3.23. Ajuste del sistema de coordenadas para el origen de la pieza de trabajo.

Una vez obtenido el origen de la pieza se pasa a la calibración de las herramientas de corte, las cuales al no tener la misma longitud, sus coordenadas en X y en Y se mantienen, pero la coordenada en Z es variable, la figura 3.24 muestra la pantalla de calibración de herramientas de la fresadora CNC.



Figura 3.24. Calibración de herramientas en la fresadora CNC.

La figura 3.25 muestra el proceso de maquinado del recipiente donde se contendrá el líquido refrigerante, este proceso tuvo un tiempo de maquinado aproximadamente de 3.5 horas.

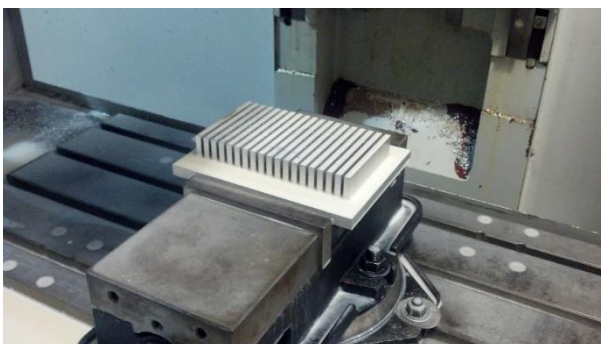


Figura 3.25. Remoción de material del depósito de agua.

En la figura 3.26 muestra el proceso de maquinado de las aletas del disipador de calor, esta se realizó en dos etapas, en el primer desbaste se eliminó el excedente de material (figura 2.26 a), esto tomó aproximadamente 2.5 horas, la segunda etapa desbasta el material para dar forma a las aletas de disipación las cuales tienen como función secundaria dar forma a los canales donde circulará el líquido refrigerante (figura 3.26b), este proceso duró aproximadamente 12 horas.



a) Desbaste de material excedente.



b) Elaboración de aletas de disipación.

Figura 3.26. Maquinado de las aletas de disipación.

Las piezas terminadas se observan en la figura 3.27, ambas piezas tuvieron en su conjunto, un tiempo de maquinado de 18 horas, como se puede apreciar las aletas de enfriamiento entraran en la cavidad del depósito de líquido refrigerante. Para evitar fuga de este líquido se le hizo un canal en el que se colocó un empaque.



Figura 3.27. Piezas maquinadas terminadas.

El ensamble final del prototipo se muestra en la figura 3.28, como se puede observar se anexaron en los extremos dos conectores, necesarios para la conexión de las manguera (entrada y salida) por donde circulará el líquido refrigerante.

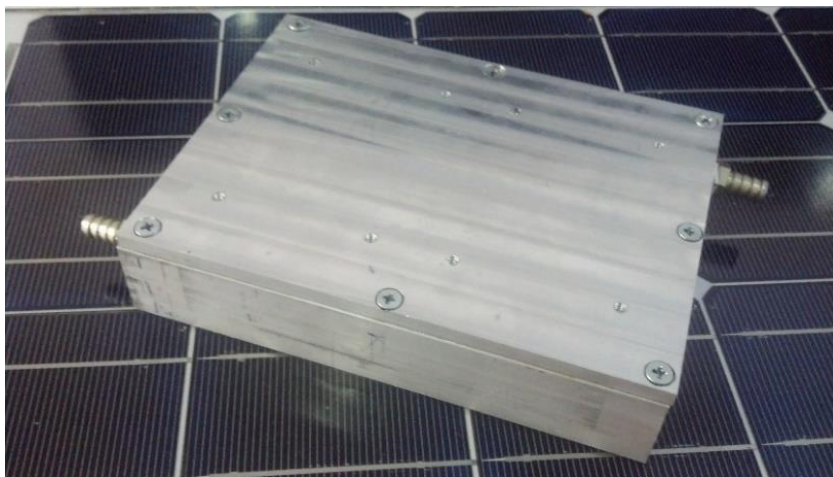


Figura 3.28. Ensamble final del disipador de calor.

Por otro lado, cabe mencionar que el costo de maquinado en la industria es aproximadamente de 20 pesos por minuto, pero este al ser un prototipo, único y diferente obviamente su costo de manufactura es elevado, básicamente por que es el

primero, y aun se tendría que optimizar los parámetros/variables de corte, velocidad, avance, etc. para reducir su costo de producción, sin embargo como primer acercamiento, el prototipo obtenido cumplió con las especificaciones requeridas, medidas, tolerancias y acabados finales para un ensamble exacto y sin fugas, logrando así un adecuado funcionamiento que básicamente era el objetivo de este proyecto de investigación.

Como resumen de este capítulo se puede concluir, que tanto el modelo matemático como la simulación, son quizás los puntos más importantes en el proceso de desarrollo de cualquier producto, ya que al considerar todas las características tanto del material como de las herramientas y la maquinaria, se espera obtener un producto confiable y de buena calidad. Por último en la etapa de la manufactura, el hecho de tener equipo automático como son las fresadoras CNC, se obtuvo y desarrollo un prototipo lo suficientemente bueno, con la calidad esperada en cuanto a los acabados y maquinados realizados en cada una de las piezas.

A continuación se describen pruebas y resultados del disipador de calor en funcionamiento.

Capítulo 4. Análisis de resultados.

4.1 Análisis de resultados

El análisis de resultados se da a partir de realizar las pruebas necesarias de funcionalidad y eficiencia del disipador de calor desarrollado. En la figura 4.1, se muestra el uso de una resistencia eléctrica (plancha para ropa de 1000 watts) la cual fue de mucha utilidad para simular el calor generado por los dispositivos semiconductores de potencia, realizando un monitoreo de la temperatura del líquido refrigerante, de la superficie de contacto y de la superficie inferior del disipador de calor.

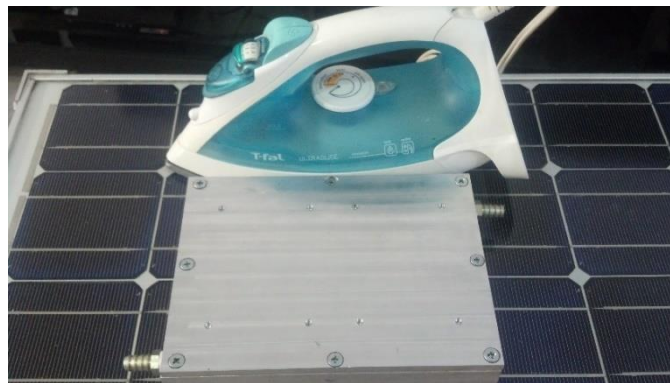


Figura 4.1. Resistencia eléctrica para generar calor de 1000 watts

El monitoreo de temperatura se realizó por medio de sensores, se generó una interfaz con la computadora a través de un puerto USB, conectadas a su vez con una tarjeta arduino (figura 4.2), las muestras se tomaron cada 2.33 segundos, siendo un promedio de 722 muestras en un periodo de 30 minutos.

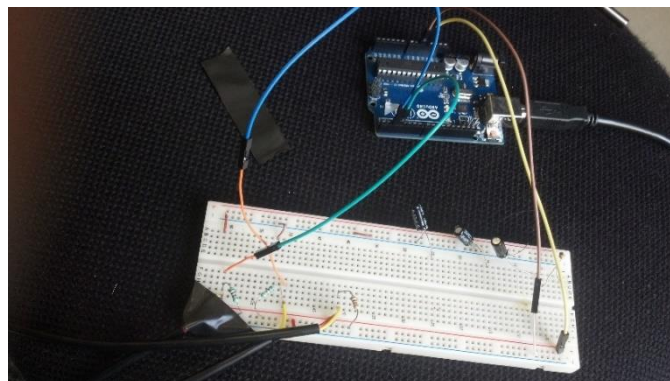


Figura 4.2. Sistema de sensores mediante apoyo de una tarjeta arduino.

Las pruebas se realizaron utilizando dos tipos de líquido refrigerante, en una prueba se utilizó agua, y en la otra, se usó líquido anticongelante el cual se utiliza normalmente para el enfriamiento de motores de automóviles.

La figura 4.3, muestra una gráfica de la temperatura monitoreada en la cara de contacto de los IGBT (en este caso una plancha de 1000 watts), como se puede observar, cuando se utilizó agua como líquido refrigerante la temperatura fue mayor que cuando se hizo uso del anticongelante de automóvil.

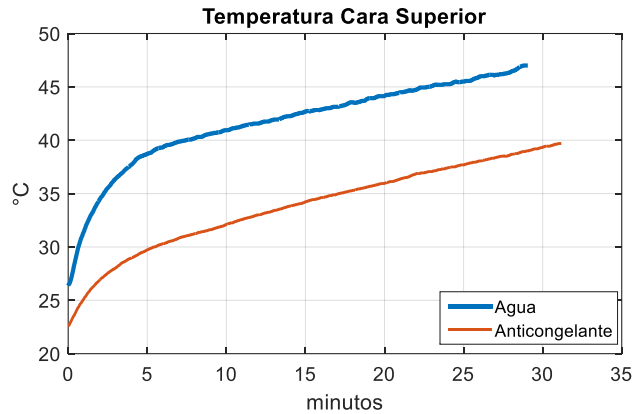


Figura 4.3. Temperatura de la superficie de contacto del disipador de calor

La gráfica que se presenta en la figura 4.4, muestra la temperatura monitoreada en la cara opuesta del disipador de calor, es decir, la parte inferior del dispositivo, en este caso también se puede observar que al igual que en la gráfica anterior, cuando se utilizó agua como líquido refrigerante la temperatura fue mayor que cuando se utilizó el anticongelante de automóvil.

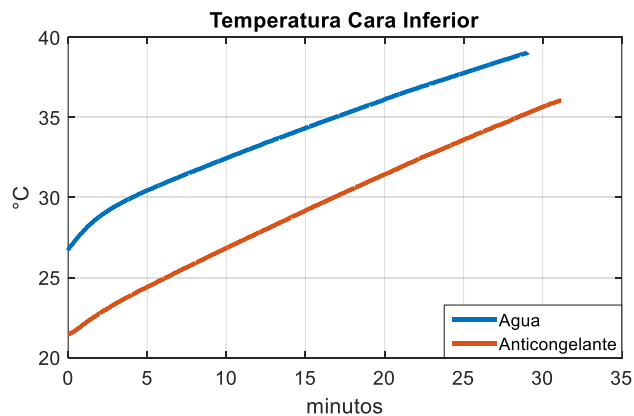


Figura 4.4. Temperatura de la superficie inferior del disipador de calor

El líquido refrigerante al estar en contacto directo con las aletas de enfriamiento también va incrementando su temperatura conforme transcurre el tiempo de

funcionamiento del disipador de calor. En la gráfica de la figura 4.5, se observa la variación de temperatura cuando se utilizó agua como líquido refrigerante y la temperatura cuando se utilizó el anticongelante de automóvil.

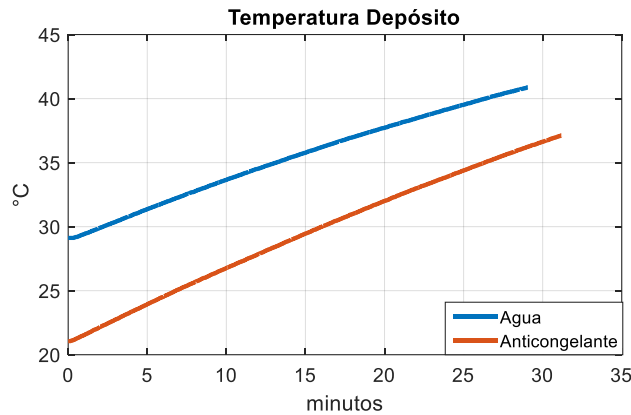


Figura 4.5. Comparación de temperaturas del líquido refrigerante.

De forma alterna se grafican todas las temperaturas monitoreadas en ambas pruebas de líquido refrigerante, tanto con agua como con anticongelante, como se puede observar en la figura 4.6, las temperaturas más elevadas se registraron con el uso del agua, de este modo se puede concluir que el uso de anticongelante presenta una mejor transferencia de calor ya que mantiene con una temperatura más baja el sistema de disipación de calor.

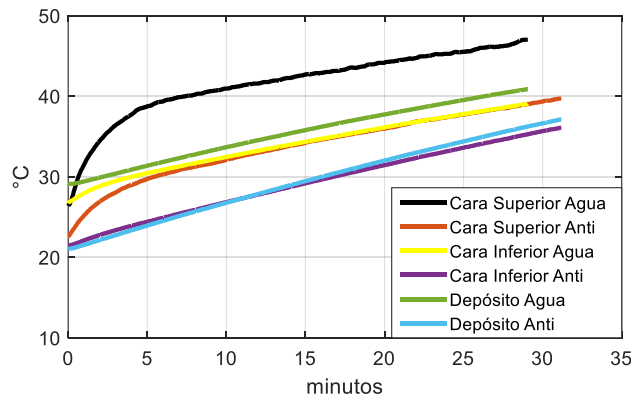


Figura 4.6. Gráfica de comparación de temperaturas utilizando agua y anticongelante.

En otra prueba se utilizó una parrilla cuadrada de 1000 watts, esto con la finalidad de tener una mayor superficie de contacto sobre el disipador de calor (figura 4.7).

En este caso se colocó la parrilla a una temperatura de 244°C sobre la superficie de contacto del disipador de calor (figura 4.10). Las mediciones de temperatura se hicieron en la superficie de entrada del líquido refrigerante, en la superficie de salida

del líquido refrigerante y en el depósito del líquido refrigerante, al igual que las pruebas anteriores se utilizaron agua y anticongelante, los resultados de estas pruebas se observan en las figuras 4.8 y 4.9 respectivamente.



Figura 4.7. Pruebas realizadas con una fuente de calor constante de 1000 watts

Como se puede observar en la figura 4.8, la temperatura del disipador de calor desciende uniformemente de los 90°C hasta los 40°C aproximadamente en un tiempo de 40 segundos en la entrada y en un tiempo aproximado de 60 segundos en la salida, así mismo, la temperatura del agua asciende de los 27°C a los 32°C en un periodo de tiempo de 40 segundos. A partir de este punto la variación de las temperaturas es mínimo en un periodo de tiempo mayor, hasta llegar la estabilidad de los 33°C.

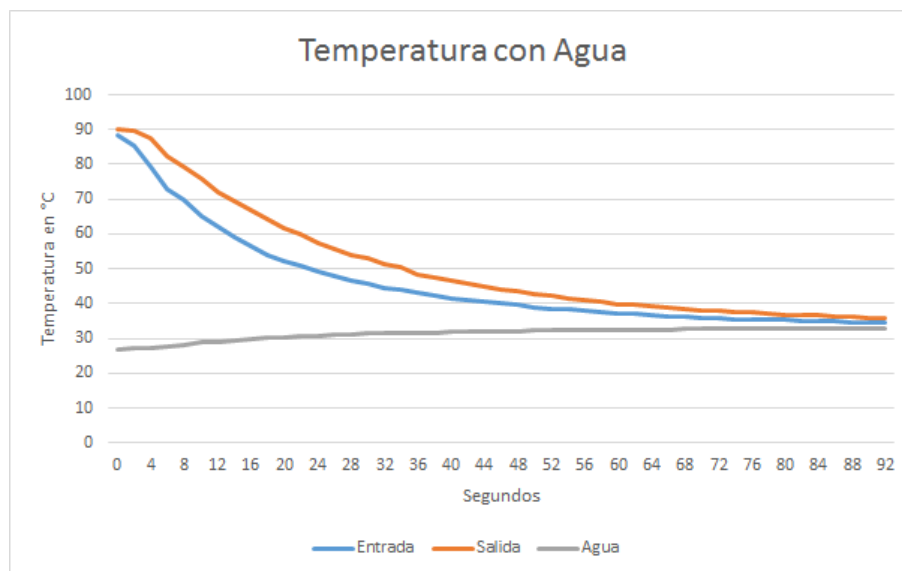


Figura 4.8. Pruebas realizadas con agua como refrigerante

La figura 4.9 muestra que la temperatura del disipador de calor desciende uniformemente de los 85°C hasta los 36°C aproximadamente en un tiempo de 64 segundos en la entrada y en la salida, así mismo, la temperatura del agua asciende de

los 22.5°C a los 29°C en un periodo de tiempo de 64 segundos. A partir de este punto la variación de las temperaturas es mínimo en un periodo de tiempo mayor, hasta llegar a la estabilidad de los 29.8°C.

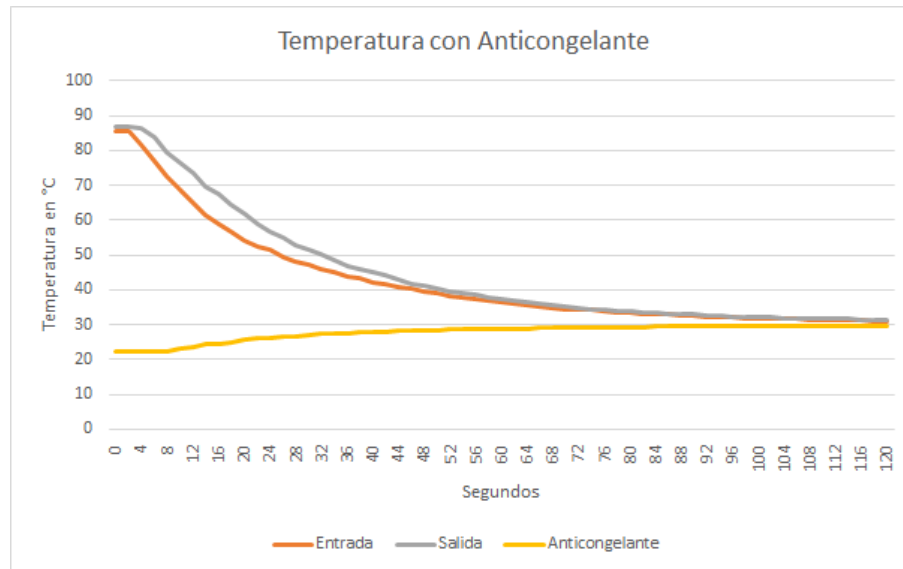


Figura 4.9. Pruebas realizadas con anticongelante como refrigerante

Cabe mencionar que en todos los casos, el líquido refrigerante se utilizó a temperatura ambiente, por lo tanto, después de haber realizado los estudios se puede argumentar con base en los resultados que la mejor opción para utilizar es el anticongelante automotriz.

En estas pruebas se utilizó una cámara termo gráfica (marca FLIR, modelo E6) para determinar la temperatura aproximada de las superficies del disipador de calor, la figura 4.10 muestra la superficie de la parrilla cuadrada.

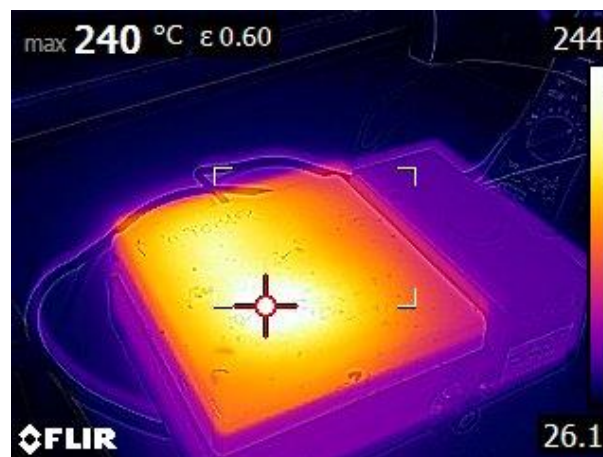


Figura 4.10. Superficie de contacto a 244 °C

En la figura 4.11 se observa como desciende 43°C la temperatura máxima simplemente al poner la parrilla cuadrada en contacto con la superficie del disipador de calor.

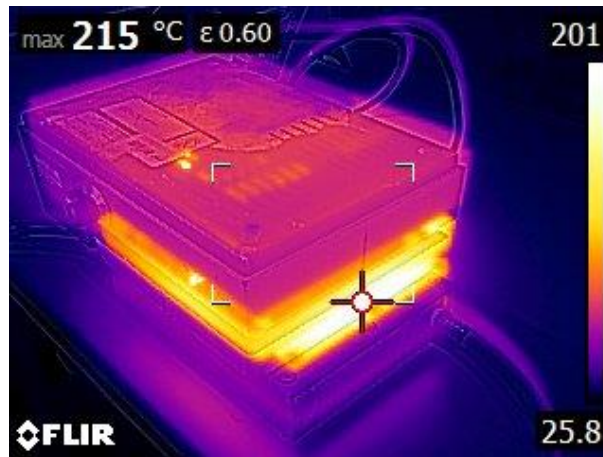


Figura 4.11. Parrilla en contacto con la superficie del disipador de calor.

La figura 4.12, muestra la estabilidad que se va obteniendo en el sistema en funcionamiento a una temperatura aproximada de 37°C , también se puede observar como el líquido refrigerante va estabilizando la temperatura con el disipador de calor.



Figura 4.12. Sistema en funcionamiento.

Cabe recalcar que el tamaño del disipador de calor diseñado es apenas un 25% del disipador que se utilizó inicialmente en el proyecto “Sistemas de ahorro de energía para los trenes del metro de la ciudad de México” cumpliendo de forma puntual con los objetivos del proyecto y por lo tanto del trabajo de investigación.

Las dimensiones de este prototipo son: *largo 21 cm, ancho 15.5 cm y altura de 4.5 cm*, y el que se tenía inicialmente eran de *largo 32 cm, ancho 21.7 cm y altura de 9 cm*, en

la figura 4.13 se puede observar la diferencia de tamaños entre ambos disipadores de calor, el que está en un círculo azul y línea continua es el diseñado y propuesto, y el que está en círculo rojo o línea discontinua es el actual.

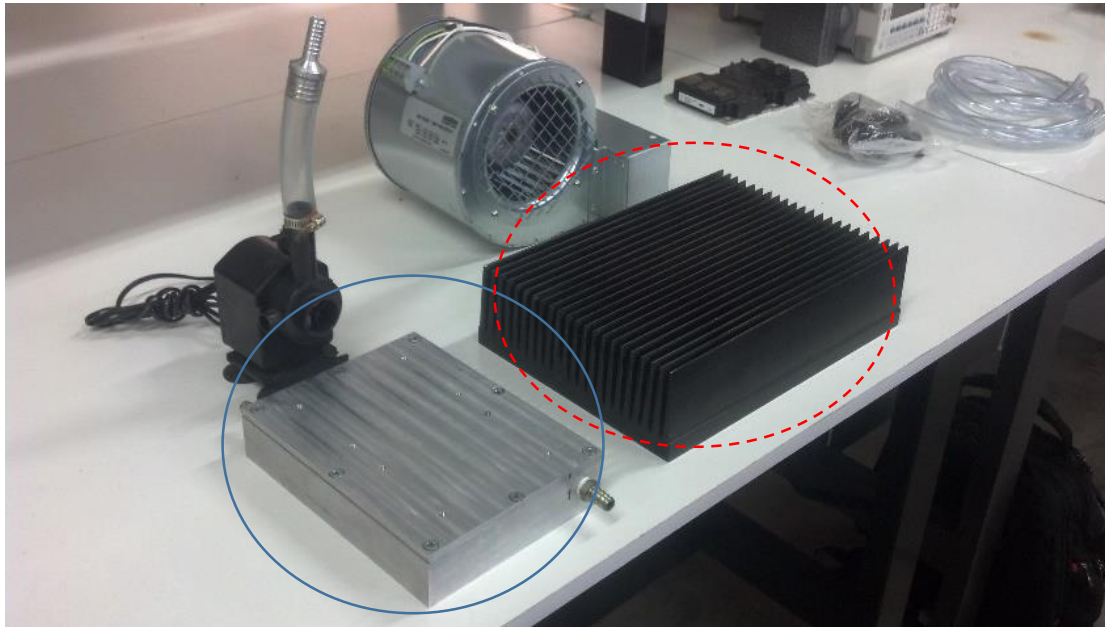


Figura 4.13. Diferencias entre disipadores de calor

De las pruebas realizadas se puede concluir que haciendo uso de anticongelante automotriz se obtienen mejores resultados, como se pudo observar en las diversas imágenes expuestas con anticipación, ya que hay una variación significativa de 7°C con respecto al uso de agua; estas pruebas fueron realizadas en un periodo de 30 minutos, tiempo en el cual alcanza una estabilización la temperatura, por otro lado, la resistencia térmica estuvo trabajando a una temperatura constante de 196°C y la superficie de contacto se mantenía por debajo de los 50°C , que es lo que se esperaba con base en el análisis matemático desarrollado.

Así mismo, comparando las gráficas de las figuras 4.8 y 4.9 se puede observar que el anticongelante se mantiene por debajo de la temperatura del agua en un mismo periodo de tiempo de trabajo.

Conclusiones

Si se cumplió con la hipótesis ya que si fue posible diseñar un disipador de calor llevando a cabo la metodología de Pugh.

Los objetivos planteados al inicio de este trabajo se cumplieron satisfactoriamente, como resultado se obtuvo un disipador de calor de menor tamaño al que se tenía inicialmente y con mejor eficiencia de trabajo.

Durante el desarrollo de este proyecto mediante un análisis físico y matemático, se obtuvieron las características con las cuales debería cumplir el diseño del disipador de calor.

Una vez obtenidos los resultados se hizo la simulación mediante el uso de la herramienta de diseño 3D SolidWorks, al introducir los parámetros obtenidos anteriormente se pudo simular y saber el comportamiento que tendría el sistema, así mismo fue de suma utilidad como referencia para decidir con qué material fabricar el disipador. Se consideraron básicamente dos materiales para la fabricación del prototipo, el aluminio y el cobre, que a su vez se evaluaron en la etapa de simulación; la variación de resultados no fue tan significativa, sin embargo, si lo es al considerar el proceso de manufactura de dicho prototipo, ya que resulta más económico fabricarlo con aluminio.

Cabe mencionar que el uso de herramientas computacionales para el diseño y simulación es de suma importancia, esto es porque se fabrican y diseñan productos más rápidos, se reducen costos, se analiza la viabilidad del diseño, se calculan los costos de producción y se puede probar con antelación los posibles resultados sin necesidad de invertir recursos.

Los procesos de manufactura se llevaron a cabo satisfactoriamente, de forma rápida, segura y precisa, sin desperdicios considerables, haciendo uso de máquinas de control numérico que se tienen en la UTM, debido a esto se obtuvieron piezas con la calidad esperada y requerida, generando un ensamble confiable, es decir, sin fugas y con un funcionamiento correcto. Cabe mencionar que el tiempo total de maquinado fue aproximadamente de 18 horas de ambas piezas, pero por ser un prototipo, se podría en trabajos futuros optimizar su tiempo de proceso.

Las pruebas realizadas del funcionamiento del prototipo, fueron aceptables en cuanto al funcionamiento del mismo, ya que se cumplió con el objetivo de bajar y mantener la temperatura constante, además se comprobó con equipo sofisticado como fue la cámara termo gráfica.

Referencias Bibliográficas

- [1] J. Á. Manrique, *Transferencia de calor*, Segunda. México: Alfaomega, 2008.
- [2] Harper, C.A. (2005). *Electronic Packaging and Interconnection Handbook*. New York: McGraw-Hill.
- [3] Bar-Cohen, A.; Wang, P. & Rahim, E. (2010). *Thermal Management of High Heat Flux Nanoelectronic Chips*. Z-Tec Publishing, Bremen Microgravity Science and Technology 19 3/4, 48-52.
- [4] Chitode, J. (2009). *Industrial Electronics*. India: Technical Publications.
- [5] Manivannan, S.; Prasanna, S.; Arumugam, R. & Sudharsan, N.M. (2010). Multi-objective optimization of flat plate heat sink. *International Journal of Advanced Manufacturing Technolgy* 52, 739-749.
- [6] Palafox, G. I. (2009). *Diseño y construcción de un vehículo eléctrico con variador de velocidad mediante un convertidor CD – CD*, Universidad Tecnológica de la Mixteca., México, 2009.
- [7] Thome, J. & Consolini, L. (2010). Prediction of critical flux in microchannels. *Microfluidics Based Microsystems: Fundamentals and Applications*, DOI 10.1007/978-90- 481-9029-4_6, 107-120.
- [8] Kosar, A. (2009). Effect of substrate thickness and material on heat transfer. *International Journal of Thermal Sciences* 49, 635-642.
- [9] Dang, T.; Teng, J.-T. & Chu, J.C. (2010). A study on the simulation and experiment of a microchannel counterflow. *Applied Thermal Engineering* 30, 2163-2172.
- [10] Koz, M.; Ozdemir, M.R. & Kosar, A. (2010). Parametric study on the effect of end walls on heat transfer and fluid. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1073-1084.
- [11] Galindo, L.A., *Una metodología para el desarrollo y redacción de un proyecto de tesis de maestría*. Memorias del 1er. Congreso Internacional de Metodología de la Ciencia y de la Investigación para la Educación, Instituto Tecnológico de Sonora, México, 2005.
- [12] P. Asimakopoulos and T. Thiringer, "Heat sink design considerations in medium power electronic applications with long power cycles Keywords Method Simulation models," no. 1.
- [13] D. Christen, S. Member, M. Stojadinovic, S. Member, and J. B. Senior, "Energy Efficient Heat Sink Design : Natural vs . Forced Convection Cooling," vol. 8993, no. c, pp. 1–11, 2016.
- [14] M. Han, S. Leet, C. Hong, C. Yang, and K. Kim, "Development of Water-Cooled Heat Sink for High-Power IGBT Inverter," pp. 295–299, 2008.
- [15] R. Šprlák, D. Kalvar, and P. Chlebiš, "Design of Experimental Liquid Heat sink for High Power Electronic," 2014.
- [16] A. Marinov and A. Georgiev, "Modelling, Analysis and Comparison of Heat Sink Designs with Improved Natural Convection," pp. 4–7, 2016.
- [17] S. Seal, M. Glover, and H. A. Mantooth, "Design of a Reduced Form Factor Passive Heat Sink for High Power Applications," pp. 44–47, 2015.
- [18] M. Zainolarifin, M. Hanafi, F. S. Ismail, and R. Rosli, "Radial Plate Fins Heat Sink Model Design and Optimization."
- [19] A. J. Robinson, "A Thermal – Hydraulic Comparison of Liquid Microchannel and Impinging Liquid Jet Array Heat Sinks for High-Power Electronics Cooling," vol. 32, no. 2, pp. 347–357, 2009.
- [20] M. Mira, "The design, testing, and manufacturing of a pin fin extrusion heatsink," p. 71.
- [21] Koz, M.; Ozdemir, M.R. & Kosar, A. (2010). Parametric study on the effect of end walls on heat transfer and fluid. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1073-1084.
- [22] Xicato Inc., "Application Note - Heatsink Design," pp. 1–15, 2013.
- [23] T. Steiner and R. Sittig, "IGBT Module Setup with Integrated Micro-Heat Sinks," pp. 5–8.
- [24] T. Welker and J. Müller, "Design, Simulation and Fabrication of Liquid Cooled LTCC Devices Utilizing Integrated Channels."
- [25] Thome, J. & Consolini, L. (2010). Prediction of critical flux in microchannels. *Microfluidics Based Microsystems: Fundamentals and Applications*, DOI 10.1007/978-90- 481-9029-4_6, 107-120.

- [26] Kosar, A. (2009). Effect of substrate thickness and material on heat transfer. *International Journal of Thermal Sciences* 49, 635-642.
- [27] Dang, T.; Teng, J.-T. & Chu, J.C. (2010). A study on the simulation and experiment of a microchannel counterflow. *Applied Thermal Engineering* 30, 2163-2172.
- [28] C. Gillot, L. Meysenc, C. Schaeffer, and A. Bricard, "Integrated Single and Two-Phase Micro Heat Sinks Under IGBT Chips," vol. 22, no. 3, pp. 384–389, 1999.
- [29] F. Kreith, R. Manglik, and M. Bohn, *Principios de transferencia de calor*, Séptima. México: Impresos Vacha, S.A. de C.V., 2012.
- [30] F. Incopera and D. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*, Cuarta. México: Prentice Hall, 1996.
- [31] P. Talukdar, "Design g of heat sink (Fins recapitulation)."
- [32] J. De Graaf, U. Mathis, and E. Thompson, "Proper Thermal Interface Calculation for an Optimized Heatsink Design," pp. 1–2.
- [33] C. Sutton, "Heat Sink Basics and DFM Guidelines for Cisco Systems Lunch & Learn Notes Chris Sutton July 21, 2006," Des. Guid., 2009.
- [34] Fischer Elektronik, "Fischer Elektronik - Product Catalogue," 2014.
- [35] J. P. Koplou, "A Fundamentally New Approach to Air-cooled Heat Exchangers," Online, no. September, 2009.
- [36] G. Majumdar, T. Oi, T. Terashima, S. Idaka, and D. Nakajima, "Review of Integration Trends in Power Electronics Systems and Devices," pp. 1–10, 2016.
- [37] F. D. Trujillo, A. Pozo, and A. Triviño, "Cálculo de disipadores de calor." Universidad de Málaga, p. 6, 2011.
- [38] Kalpakjian S., Schmid S.R. Serope (2008), "Manufactura, Ingeniería y Tecnología", México, Pearson education.
- [39] Micahetan Ortúzar Dworsky, "Diseño y construcción de conversor DC-DC para control de Ultracapacitores en Vehículo Eléctrico", Memoria para Título de Ingeniero Civil Industrial, con Diploma en Ingeniería Eléctrica, Santiago de Chile 2002.
- [URL 1] <http://www.quiminet.com/articulos/que-es-un-heatsink-20613.htm>, ultimo acceso a la página enero de 2017
- [URL 2] <http://www.appliednanotech.net/tech/CarbAl.php>, ultimo acceso a la página enero de 2017

Anexos

Anexo A. Calculo de la potencia del IGBT

Las pérdidas en cada módulo están dadas de la siguiente forma [39]:

Para el caso del IGBT por las pérdidas de conducción más las pérdidas de conmutación:

$$P_{IGBT} = P_{cond} + P_{sw} \quad (A.1)$$

Para el caso del diodo únicamente por las pérdidas de conducción.

$$P_{DIODO} = P_{cond} \quad (A.2)$$

En [2] se presentan las siguientes ecuaciones para el cálculo de cada tipo de pérdida, las cuales son:

Pérdidas por conmutación para el caso del IGBT están definidas por la siguiente ecuación:

$$P_{sw} = (E_{on} + E_{off}) * f_{sw} \quad (A.3)$$

Donde:

P_{sw} es la pérdida promedio en el IGBT por conmutación.

E_{on} es la energía disipada durante el encendido del IGBT (Hoja de datos).

E_{off} es la energía disipada durante el apagado del IGBT (Hoja de datos).

f_{sw} es la frecuencia de conmutación del convertidor.

Las pérdidas promedio por conducción se determinan de la siguiente forma:

$$P_{cond_IGBT} = V_{CE} * I_C * D \quad (A.4)$$

$$P_{cond_DIODO} = V_F * I_F * (1 - D) \quad (A.5)$$

Donde:

P_{cond_IGBT} es la pérdida promedio en el IGBT por conducción.

P_{cond_DIODO} es la pérdida promedio en el DIODO por conducción.

V_{CE} es el voltaje colector emisor del IGBT durante la conducción (Hoja de datos).

I_C es la corriente de colector instantánea en el IGBT durante la conducción.

V_F es el voltaje ánodo cátodo del DIODO durante la conducción (Hoja de datos).

I_F es la corriente que fluye por el DIODO durante la conducción.

D es el ciclo de trabajo del convertidor.

Las ecuaciones anteriores son aplicadas en cualquier modo de funcionamiento del convertidor sea Buck ó Boost. A continuación se realiza el cálculo de pérdidas del módulo.

A.1 Diseño del disipador para el modo Buck con ciclo de trabajo $D=0.25$ e $I_L=80A$ /fase.

Para el caso del IGBT se tiene:

$I_C = 84 A$, el cual puede ser considerado como un pulso cuadrado de 80A, es decir:

$I_C = 80 A$, lo que corresponde al valor instantáneo de la corriente en el IGBT.

$D = 0.25$

De la hoja de especificaciones se tiene la siguiente gráfica:

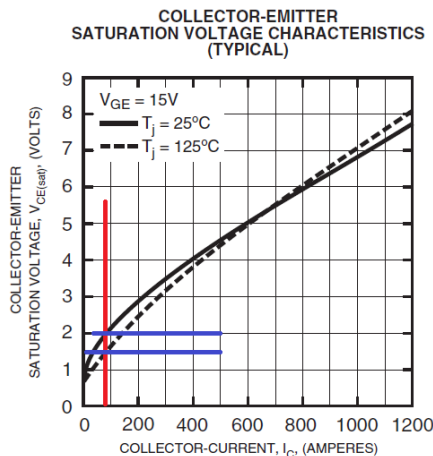


Figura A.1. VCE en saturación del IGBT para *CM600DU-24NFH*. Modo Buck $D=0.25$

Donde es posible apreciar que la variación de voltaje CE del IGBT es significativa al variar la temperatura de la unión de 25 a 125°C, por lo cual se utilizará un promedio de voltaje de 1.75 Vce y se considera la temperatura de la unión a 50°C.

Con la I_C es posible determinar las pérdidas por conducción del IGBT, utilizando la ecuación (A.4) se tiene:

$$P_{cond_IGBT} = V_{CE} * I_C * D$$

$$P_{cond_IGBT} = 1.75 * 80 * 0.25$$

$$P_{cond_IGBT} = 35 \text{ w}$$

Para las pérdidas por conmutación se utiliza la gráfica mostrada en la figura A.2 la cual muestra las energías disipadas durante la conmutación según la corriente instantánea de colector I_C .

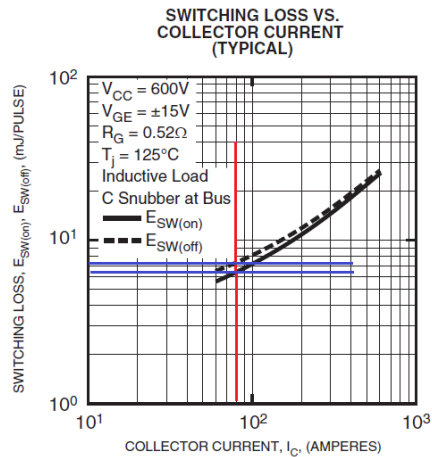


Figura A.2. Pérdidas de conmutación del IGBT para CM600DU-24NFH. Modo Buck D=0.25

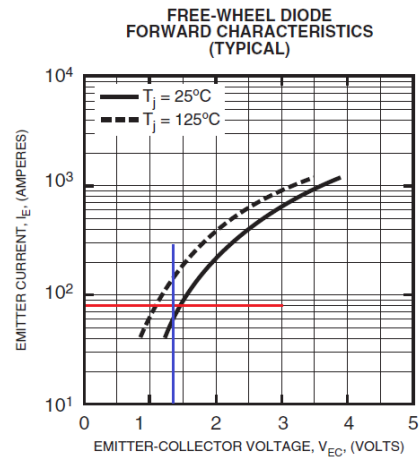


Figura A.3. VF voltaje del DIODO para CM600DU-24NFH. Modo Buck D=0.25

De la gráfica (figura A.2) se tiene:

$$E_{on}=6.3 \text{ mJ/pulso}$$

$$E_{off}=7.1 \text{ mJ/pulso}$$

Ya que la frecuencia de conmutación del convertidor es de 30kHz y utilizando la ecuación (A.3) se pueden obtener las pérdidas por conmutación del IGBT como sigue:

$$P_{sw} = (E_{on} + E_{off}) * f_{sw}$$

$$P_{sw} = (6.3 + 7.1) * 30$$

$$P_{sw} = 402 \text{ w}$$

Finalmente las pérdidas totales del IGBT se calculan con la ecuación (A.1) y se tiene:

$$P_{IGBT} = P_{cond} + P_{sw}$$

$$P_{IGBT} = 35 + 402$$

$$P_{IGBT} = 437 \text{ w}$$

De la figura A.3 también obtenida de la hoja de datos del módulo es posible determinar las pérdidas en conducción del diodo utilizando la ecuación (A.5).

$$P_{cond_DIODO} = V_F * I_F * (1 - D)$$

$$P_{cond_DIODO} = 1.35 * 80 * (1 - 0.25)$$

$$P_{cond_DIODO} = 81 \text{ w}$$

Considerando los resultados anteriores, se determina que:

$$P_{Módulo} = P_{IGBT} + P_{cond_DIODO}$$

$$P_{Módulo} = 437 + 81$$

$$P_{Módulo} = 518 \text{ w}$$

Anexo B. Propiedades termodinámicas del agua

Tabla B.1. Propiedades termodinámicas del Agua [23].

| Temperatura T | | | Conductividad térmica, k (W/mk) | Viscosidad absoluta, $\mu \times 10^{-6}$ (Ns/m^2) |
|--------------------|------------|-----------|----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| °F | K | °C | | |
| 32 | 273 | 0 | 0.558 | 1794 |
| 41 | 278 | 5 | 0.568 | 1535 |
| 50 | 283 | 10 | 0.577 | 1296 |
| 59 | 288 | 15 | 0.585 | 1136 |
| 68 | 293 | 20 | 0.597 | 993 |
| 77 | 298 | 25 | 0.606 | 880.6 |
| 86 | 303 | 30 | 0.615 | 792.4 |
| 95 | 308 | 35 | 0.624 | 719.8 |
| 104 | 313 | 40 | 0.633 | 658.0 |
| 113 | 318 | 45 | 0.640 | 605.1 |
| 122 | 323 | 50 | 0.647 | 555.1 |

Anexo C. Comparación de costos

Costos de Aluminio para el maquinado del dissipador de calor



•Tu mejor aleación•

La Paloma Compañía de Metales S.A. de C.V

SUCURSAL PUEBLA
Av. 14 Oriente 3216-A
Col. Resurgimiento Cd. Norte C.P. 72340 Puebla, Pue.
TEL: (222) 243- 9201
puebla@lapaloma.com.mx

lapaloma.com.mx

01 800 849 5444

| | | | |
|------------------------------------------|-----------------------------------------------|--|-------------------------------|
| CÓDIGO CLIENTE 000991 | SOLICITANTE PUBLICO EN GENERAL, | | FECHA 05/06/2017 |
| AT N | CORREO: facturacion@lapaloma.com.mx | | COTIZACIÓN 09C/2487 |
| TELEFONO: | | | ORDEN DE COMPRA |
| VENDEDOR: GERARDO GARCIA GONZALEZ | | | |

Atendiendo a su amable solicitud envío a ustedes la siguiente cotización según el material que solicitaron.

| CÓDIGO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD | UM | PRECIO UNITARIO | IMPORTE | DESC | IMPORTE C / DESC. |
|---------------|---------------------------------------------------------------|----------|----|-----------------|-----------|------|-------------------|
| ASL6606138152 | ALUM.SOLERA 6061 T6 38.1X152.4MM LARGO DE 203 MM. — 2 PZAS | 7.00 | KG | \$ 104.74 | \$ 733.18 | 5% | \$ 696.52 |
| SC00000000001 | CORTES DE MATERIAL | 2.00 | PZ | \$ 16.00 | \$ 32.00 | | \$ 32.00 |

También ofrecemos: Aluminio-Bronce-Celorrón-Cobre-Estaño-Inoxidable-Latón-Nylomaq-Plomo-Polymaq-PTFE-PVC

| | | | |
|-----------------------|-----------------|----|---------------|
| OBSERVACIONES: | SUBTOTAL | \$ | 728.52 |
| | IVA 16 % | \$ | 116.56 |
| CONSIGNADO A: | * TOTAL | | 845.08 |

* Neto Aproximado.

Costos de Cobre para el maquinado del dissipador de calor



Tu mejor elección

La Paloma Compañía de Metales S.A. de C.V

SUCURSAL PUEBLA
 Av. 14 Oriente 3216-A
 Col. Resurgimiento Cd. Norte C.P. 72340 Puebla, Pue.
 TEL: (222) 243- 9201
 puebla@lapaloma.com.mx

lapaloma.com.mx

01 800 849 5444

| | | | |
|------------------------------------------|--------------------------------------------|--|---------------------------------------------------------------------------------------|
| CÓDIGO CLIENTE 000991 | SOLICITANTE PUBLICO EN GENERAL, | | FECHA 03/07/2017 COTIZACIÓN 09C/2931 ORDEN DE COMPRA |
| AT N | CORREO: facturacion@lapaloma.com.mx | | |
| | TELEFONO: | | |
| VENDEDOR: GERARDO GARCIA GONZALEZ | | | |

Atendiendo a su amable solicitud envío a ustedes la siguiente cotización según el material que solicitaron.

| CÓDIGO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD | UM | PRECIO UNITARIO | IMPORTE | DESC | IMPORTE C / DESC. |
|---------------|--------------------------------------------------------------|----------|-------|-----------------|----------|--------|-------------------|
| SC00000000001 | CORTES DE MATERIAL | 2.00 | PZ \$ | 95.00 \$ | 190.00 | \$ | 190.00 |
| CS00011038152 | COBRE SOLERA 1100 38.1X152.4 MM LARGO DE 203 MM. — 2 PZAS | 23.00 | KG \$ | 253.45 \$ | 5,829.35 | 10% \$ | 5,246.42 |

También ofrecemos: Aluminio-Bronce-Celorrón-Cobre-Estaño-Inoxidable-Latón-Nylomaq-Plomo-Polymaq-PTFE-PVC

| | | | |
|-----------------------|-----------------|----|--------------------|
| OBSERVACIONES: | SUBTOTAL | \$ | 5,436.42 |
| | IVA 16 % | \$ | 869.83 |
| | * TOTAL | | 6,306.25 |
| CONSIGNADO A: | | | * Neto Aproximado. |