

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA -  
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA  
UN AUTOMÓVIL HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER”**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
ING. MECÁNICO – ELÉCTRICO**

**AUTOR  
ELIUD ROMERO DELGADILLO**

**ASESORES  
ING. CARLOS GORDILLO ANDIA  
ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA  
ING. MARIO VALENCIA SALAS**

**AREQUIPA / PERU**

**2017**

## **AGRADECIMIENTO**

Un agradecimiento a Dios quien permitió que la ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA, MECÁNICA-ELECTRICA Y MECATRONICA brindara la sabiduría y la consistencia de su personal docente y administrativo para conmigo , y de esta manera prepararme y fortalecerme para cumplir con esta gran meta dentro de una etapa más de mi vida, la misma que dará como fruto mi lucha continua de aprendizaje y enseñanza para ayudar a nuestra comunidad y entorno en problemas diarios, logrando enorgullecer a nuestra gloriosa UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA. También a mi familia que siempre confiaron en mí y me supieron comprender apoyar y guiar sabiamente en todo momento, para aprovechar esta gran oportunidad que ellos me brindan. Al Ing. Carlos Gordillo y al Ing. Camilo Fernández por la tutoría y sobre todo con su apoyo incondicional para la realización de esta tesis.

## RESUMEN DEL PROYECTO

ii

El proyecto “Diseño e implementación del sistema de climatización para un automóvil Honda Civic por Efecto Peltier” estudia el control de la temperatura dentro de un volumen fijo de aire a fin de climatizar el habitáculo del automóvil. En este proyecto se describen las nuevas tecnologías refrigeración más demandadas y estudiadas en la actualidad en concreto de la tecnología de la termoelectricidad. La tecnología termoeléctrica en el campo de la refrigeración está basada en el principio del efecto Peltier que permite el bombeo de calor de un foco frío a un foco caliente cuando circula una corriente eléctrica.

Las Celdas Peltier comerciales constan de tres elementos principales: placas cerámicas, puentes eléctricos y termoelementos para elevar su rendimiento se colocan en dispositivos que transfieren de forma efectiva el calor. El conjunto se llama módulo Peltier y es el sistema que proporcionará frío al interior del habitáculo del automóvil.

Este módulo cuenta con una potencia eléctrica de 300W que son divididas en 8 celdas Peltier con una conexión en paralelo, así mismo tiene la capacidad de disipar calor con una potencia de 1100W. Cuenta con dos sistemas uno de potencia el cual se encarga de alimentar las celdas y uno de control que optimiza el funcionamiento de estas celdas controlando su temperatura y corriente.

El funcionamiento del equipo nos proporciona una temperatura de hasta 20°C en el lado frío el cual es utilizado como aire acondicionado para el vehículo y por otra parte entrega cerca de 70°C en el lado caliente usado para la calefacción del automóvil

Este Proyecto tiene un valor de 1500 nuevos soles que comparado con otros sistemas de aire acondicionado su precio es mucho más bajo que otros sistemas en el mercado y proporciona el confort deseado en el habitáculo del automóvil alimentado en su totalidad eléctricamente por la batería del automóvil. Este es un proyecto de bajo presupuesto que dará una solución específica para el problema planteado, así como para la construcción de un prototipo en el futuro.

**PALABRAS CLAVE: SISTEMA CLIMATIZACION TERMOELECTRICIDAD PELTIER**



## ABSTRACT

iii

The project "Design and implementation of the air conditioning system for a car by Peltier Effect" studies the temperature control inside a fixed volume of air in order to air-conditioning the passenger compartment of the car. This project describes the new refrigeration technologies most demanded and currently studied in particular of the technology of thermoelectricity. Thermoelectric technology in the field of refrigeration is based on the principle of Peltier effect that allows the pumping of heat from a cold spot to a hot spot when an electric current flows.

Commercial Peltier cells consist of three main elements: ceramic plates, electric bridges and thermos-elements to raise their performance are placed in devices that effectively transfer heat. The assembly is called the Peltier module and is the system that will provide cold to the interior of the passenger compartment of the car.

This module has an electrical power of 300W, which are divided, into 8 Peltier cells with a parallel connection; it also has the capacity to dissipate heat with a power of 1100W.

It has two systems one of power that is in charge of feeding the cells and one of control that optimizes the operation of these cells controlling its temperature and current.

The operation of the equipment provides us with a temperature of up to 20 ° C on the cold side, which is used as air conditioning for the vehicle and on the other hand delivers about 70 ° C on the hot side used for car heating

This project has a value of 1,500 that compared to other air conditioning systems its price is much lower than other systems on the market and provides the desired comfort in the passenger compartment of the car powered entirely by the automobile battery. This is a low budget project that will give a specific solution to the problem raised, as well as for the construction of a prototype in the future.

**KEYWORDS: SYSTEM AIR-CONDITIONING THERMOELECTRICITY PELTIER**

## INTRODUCCION

iv

La termoelectricidad se considera como la rama de la termodinámica superpuesta a la electricidad donde se estudian fenómenos en los que intervienen el calor y la electricidad, el fenómeno más conocido es el de electricidad generada por la aplicación de calor a la unión de dos materiales diferentes. Si se unen por ambos extremos dos alambres de distinto material (este circuito se denomina termopar), y una de las uniones se mantiene a una temperatura superior a la otra, surge una diferencia de tensión que hace fluir una corriente eléctrica entre las uniones caliente y fría. Este fenómeno fue observado por primera vez en 1821 por el físico alemán Thomas Seebeck.

El uso de sistemas implementados con Termoelectricidad se viene dando con gran fuerza en estos últimos años ya sea por la tendencia de utilizar en el campo automotriz Autos Eléctricos los cuales por medio de celdas y baterías logran su funcionamiento sin utilizar combustibles fósiles.

La tecnología en los Autos eléctricos avanza constantemente con el paso de los años, y se ha vuelto cada vez más imprescindible el estudio de la automatización o control de sus sistemas, ya sea esta para la medición de las variables físicas que nos rodean y su posterior tratamiento o para monitoreo y control de dichos sistema.

La creación de este módulo o equipo de prácticas, abarca un espacio reducido, pero muy utilizado, de un amplio campo que es la Termoelectricidad. El cual facilita el estudio que es común y necesario en la actualidad en sistemas reales de instrumentación eléctrica y control. En este caso se ha dispuesto del uso del software SolidWork, por su amplio desempeño para el análisis y diseño mecánico de elementos sometidos a temperaturas variables. Con la realización de esta tesis los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UCSM tendrán la posibilidad de asociar los conocimientos teóricos de Termoelectricidad con prácticas de laboratorio.

## INDICE

v

RESUMEN DEL PROYECTO .....	ii
INTRODUCCION .....	iv

### CAPITULO 1 GENERALIDADES

1.1. JUSTIFICACION .....	1
1.2. ALCANCES .....	1
1.3. OBJETIVOS .....	2
1.3.1. GENERAL .....	2
1.3.2. ESPECIFICO .....	3

### CAPITULO 2 TERMOELECTRICIDAD

2. INTRODUCCION A LA TERMOELECTRICIDAD .....	4
2.1. EFECTO SEEBECK .....	4
2.1.1. ANALISIS DE EFECTO SEEBECK .....	5
2.2. EFECTO PELTIER .....	7
2.2.1. ANALISIS DE EFECTO PELTIER .....	7
2.3. EFECTO THOMPSON .....	8
2.3.1. ANALISIS DE EFECTO THOMPSON .....	9
2.4. CELDA PELTIER .....	10
2.4.1. DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO DE UNA CELULA PELTIER .....	10
2.4.2. CLASIFICACION DE CELDAS PELTIER .....	12
2.4.2.1. CELDAS TERMOELECTRICA ESTANDAR .....	12
2.4.2.2. CELDAS MULTI-ETAPAS O EN CASCADA .....	13
2.4.2.3. MICRO-CELIDAS .....	15
2.4.2.4. CELDAS DE ALTA POTENCIA .....	16
2.4.2.5. CELDAS DE ALTA TEMPERATURA .....	17
2.4.2.6. CELDAS SERIE-PARALELO .....	18
2.4.2.7. CELDAS CICLICAS .....	19
2.4.2.8. CELDAS CON ORIFICIO CENTRAL .....	19



2.4.2.9. CELDAS CIRCULARES .....	20	vi
2.5. MODULOS PELTIER .....	21	
2.5.1. MODULOS AIRE – AIRE.....	23	
2.5.2. MODULOS AIRE DIRECTO.....	24	
2.5.3. MODULOS DE LIQUIDO DIRECTO .....	25	
2.5.4. MODULOS AIRE – LIQUIDO .....	25	
2.6. FIJACION DE CELDAS PELTIER EN MODULOS TERMOELECTRICOS .....	26	

### **CAPITULO 3**

#### **DISEÑO DE MODULO PELTIER**

3.1. SELECCIÓN DE LA CELDA PELTIER .....	28
3.1.1. CARACTERISTICAS DE LA CAJA REFRIGERADA .....	28
3.1.2. HIPOTESIS INICIALES.....	30
3.1.3. CONDICIONES DE LA CABINA .....	32
3.1.3.1. CONDICIONES EXTERIORES.....	32
3.1.3.2. CONDICIONES INTERIORES.....	34
3.2. CARGA TERMICA .....	35
3.2.1. CARGA TERMICA EXTERNAS POR CONVECCION NATURAL .....	37
3.2.1.1. CONVECCION EN LAS PAREDES EXTERIORES DE LA CABINA .....	39
3.2.1.2. CONVECCION EN LAS PAREDES LATERALES DE LA CABINA.....	42
3.2.1.3. CONVECCION EN PAREDES POSTERIOR Y DELANTERA DE LA CABINA.....	45
3.2.1.4. CONVECCION EN EL TECHO DE LA CABINA.....	46
3.2.1.5. CONVECCION EN EL PISO DE LA CABINA .....	47
3.2.1.6. CARGA TOTAL DE CONVECCION NATURAL.....	48
3.2.2. CARGA TERMICA INTERNAS POR CONVECCION FORZADA.....	49
3.2.2.1. CONVECCION FORZADA EN LAS PAREDES INTERNAS DE LA CABINA .....	50
3.2.2.2. CARGA TOTAL POR CONVECCION FORZADA .....	57
3.2.3. CARGA TERMICA POR RADIACION .....	58
3.2.3.1. RADIACION SOLAR ATRAVEZ DEL VIDRIO .....	58
3.2.3.2. CARGA TERMICA POR PERSONA .....	58
3.2.3.3. CARGA TERMICA DEBIDO A LA INFILTRACION DE AIRE .....	59

3.2.3.4. CARGA TERMICA TOTAL POR RADIACION SOLAR .....	59	vii
3.2.4. CARGA TERMICA POR CONDUCCION .....	60	
3.2.4.1. CONDUCCION DE CALOR POR EL VIDRIO .....	60	
3.2.4.2. CONDUCCION DE CALOR EN LA CARROCERIA .....	61	
3.2.4.2.1. CARROCERIA DE LA PARTE LATERAL PUERTAS .....	61	
3.2.4.2.2. CARROCERIA PARTE LATERAL.....	64	
3.2.4.2.3. CARROCERIA PARTE DELANTERA.....	65	
3.2.4.2.4. CARROCERIA PARTE TRASERA.....	66	
3.2.4.2.5. CARROCERIA DEL TECHO .....	68	
3.2.4.2.6. CARROCERIA DEL PISO .....	69	
3.2.4.2.7. CARGA TOTAL DE LA CARROCERIA.....	70	
3.2.3.2.8. CARGA TERMICA TOTAL DEL HABITACULO .....	71	
3.2.5. CARGA TERMICA TOTAL DEL HABITACULO .....	71	
3.3. ELECCION DE LA CELDA PELTIER .....	72	
3.3.1. CALOR ABSORBIDO $Q_{cmax}$ APARTIR DE LAS GRAFICAS UNIVERSALES .....	73	
3.3.2. ELECCION DE LA CELDA .....	81	

## **CAPITULO 4 FLUJOS DE CALOR**

4.1. FLUJOS DE CALOR EN UNA CELDA PELTIER.....	82
4.1.1. CALOR ABSORBIDO POR EFECTO PELTIER.....	82
4.1.2. CALOR CEDIDO POR EFECTO JOULE .....	88
4.1.3. CALOR POR TRANSMISION DE CALOR POR CONDUCCION .....	91
4.1.4. CALOR POR EFECTO THOMPSON.....	94
4.2. BALANCE DE CALOR EN UNA CELDA PELTIER .....	95
4.2.1. BALANCE DE CALOR EN LA CARA CALIENTE .....	96
4.2.2. BALANCE DE CALOR EN LA CARA FRIA.....	98
4.3. PARAMETROS FUNDAMENTALES DE UN DISPOSITIVO PELTIER.....	99
4.3.1. POTENCIA TERMICA DE LA CELDA .....	99
4.3.2. TENSION DE ENTRADA EN LA CELULA .....	100
4.3.3. COEFICIENTE DE OPERACIÓN EN CASO DE REFRIGERACION .....	101
4.3.4. CALOR ABSORBIDO MAXIMO TEORICO .....	102



4.3.5. DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MAXIMAS .....	102	viii
4.3.6. FIGURA DE MERITO.....	103	
4.3.7. CURVAS CARACTERISTICAS DE UNA CELDA PELTIER .....	104	
4.3.7.1. GRAFICA DEL CALOR ABSORBIDO O BOMBEADO QC VS I.....	104	
4.3.7.2. GRAFICA DE LA TENSION DE ENTRADA VS I .....	106	
4.3.7.3. GRAFICA DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN VS I.....	107	
4.3.8. ANALISIS DE CALCULOS TERMICOS .....	107	

## **CAPITULO 5 IMPLEMENTACION**

5. INTRODUCCION.....	109
5.1. CLIMATIZACION DEL HABITACULO.....	109
5.1.1. NOCIONES DE COMFORT TERMICO .....	109
5.1.2. CONDUCTOS DE SISTEMA DE CLIMATIZACION .....	110
5.1.3. CIRCUITO DE CLIMATIZACION DE AIRE.....	111
5.2. IMPLEMENTACION DEL MODULO PELTIER .....	112
5.2.1. DISIPADOR DE CALOR.....	113
5.2.2. BANCO DE VENTILADORES .....	117
5.2.3. CELDA PELTIER.....	117
5.2.4. MODULO TERMICO.....	119
5.2.5. CIRCUITO ELECTRICO .....	123
5.2.5.1. CIRCUITO DE POTENCIA .....	123
5.2.5.2. COMPROBACION DE CORRIENTE .....	124
5.2.6. CIRCUITO DE CONTROL .....	125
5.2.7.. COMPARACION DEL MODULO TERMICO CON UN SISTEMA DE A/A .....	127

## **CONCLUSIONES**

CONCLUSIONES.....	129
-------------------	-----

## **BIBLIOGRAFIA**

LIBROS BIBLIOGRAFICOS .....	130
WEBS CONSULTADAS.....	131

## INDICE DE TABLAS

TABLA 1: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA PELTIER ESTANDAR .....	13
TABLA 2: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA EN CASCADA NIVEL 2.....	14
TABLA 3: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA EN CASCADA NIVEL 3.....	14
TABLA 4: CARACTERISTICAS DE UNA MICRO CELDA .....	15
TABLA 5: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA DE ALTA POTENCIA .....	16
TABLA 6: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA DE ALTA TEMPERATURA.....	17
TABLA 7: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA SERIE PARALELO .....	18
TABLA 8: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA CICLICA .....	19
TABLA 9: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA CON ORIFICIO CENTRAL .....	20
TABLA 10: CARACTERISTICAS DE UNA CELDA CIRCULAR.....	21
TABLA 11: PRINCIPALES CARACTRISTICAS DE LOS MATERIALES .....	29
TABLA 12: CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES .....	31
TABLA 13: DATOS DE AIRE EXTERIOR .....	33
TABLA 14: DATOS DE AIRE EN EL INTERIOR .....	34
TABLA 15: COEFICIENTE POR RADIACION SOLAR.....	58
TABLA 16: VALORES NECESARIOS PARA LA SELECCIÓN .....	72
TABLA 17: CARACTERISTICAS DE LA CELDA PELTIER SELECCIONADO .....	77
TABLA 18: ANALOGIA TERMICA.....	115
TABLA 19: CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES.....	117
TABLA 20: VALORES DE PRUEBA DE MODULO PELTIER.....	118
TABLA 21: COMPARACION DE MODULO PELTIER.....	127

## INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: EFECTO SEEBECK .....	5
FIGURA 2: ESQUEMA DEL EFECTO SEEBECK .....	6
FIGURA 3: ESQUEMA DEL EFECTO PELTIER .....	7
FIGURA 4: ESQUEMA DEL DIAGRAMA DE THOMPSON.....	9

FIGURA 5: MODULO PELTIER.....	10	x
FIGURA 6: ESQUEMA DE UNA CELDA PELTIER ABIERTA .....	11	
FIGURA 7: EFECTO DE LA CORRIENTE EN UNA CELDA.....	11	
FIGURA 8: CELDA PELTIER ESTANDAR.....	13	
FIGURA 9: CELDA PELTIER MULTI ETAPA .....	14	
FIGURA 10: MICRO CELDA PELTIER.....	15	
FIGURA 11: CELDA PELTIER DE ALTA POTENCIA .....	16	
FIGURA 12: CELDA PELTIER DE ALTA TEMPERATURA .....	17	
FIGURA 13: CELDA PELTIER SERIE PARALELO .....	18	
FIGURA 14: CELDA PELTIER CICLICA .....	19	
FIGURA 15: CELDA PELTIER DE ORIFICIO CENTRAL.....	20	
FIGURA 16: CELDA PELTIER CIRCULARES .....	21	
FIGURA 17: MODULO TERMOELECTRICO.....	22	
FIGURA 18: ESQUEMA DE LOS COMPONENTES.....	22	
FIGURA 19: MODULO TERMOELECTRICO AIRE AIRE .....	23	
FIGURA 20: MODULO TERMOELECTRICO COMPUESTO.....	24	
FIGURA 21: MODULO TERMOELECTRICO AIRE DIRECTO .....	24	
FIGURA 22: MODULO TERMOELECTRICO LIQUIDO DIRECTO .....	25	
FIGURA 23: MODULO TERMOELECTRICO AIRE LIQUIDO .....	25	
FIGURA 24: EJEMPLO MODULO TERMOELECTRICO AIRE LIQUIDO .....	26	
FIGURA 25: MONTAJE DE MODULO TERMOELECTRICO AIRE AIRE .....	27	
FIGURA 26: AUTOMOVIL HONDA CIVIC EK9 .....	28	
FIGURA 27: VENTILADORES OFRECIDOS POR SUPERCOOL.....	31	
FIGURA 28: TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION EXTERNA .....	37	
FIGURA 29: TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION INTERNA .....	49	
FIGURA 30: BALANCE DE CALOR .....	95	
FIGURA 31: ZONA COMFORT TERMICO.....	110	
FIGURA 32: CONDUCTOS DE AIRE DELANTEROS.....	111	
FIGURA 33: CLIMATIZADOR DEL VEHICULO.....	112	
FIGURA 34: IMAGEN DE DISIPADOR.....	114	
FIGURA 35: FUNCIONAMIENTO DE PASTA TERMICA.....	114	
FIGURA 36: DISTRIBUCION DE CELDAS PELTIER.....	118	



FIGURA 37: DISTRIBUCION DE CELDAS PELTIER EN EL MODULO.....	119	xi
FIGURA 38: PASTA TERMICA O PEGAMENTO.....	119	
FIGURA 39: SILICONA TERMICA.....	120	
FIGURA 40: POLIURETANO.....	120	
FIGURA 41: EMPASTADOS DE CELDAS PELTIER.....	121	
FIGURA 42: BORNERA ELECTRICA.....	121	
FIGURA 43: TAPA CON BANCO DE VENTILADORES.....	122	
FIGURA 44: MODULO ELECTRICO Y DE CONTROL.....	122	
FIGURA 45: TABLERO ELECTRICO.....	124	
FIGURA 46: COMPROBACION DE CORRIENTES.....	125	
FIGURA 47: MODULO ARDUINO.....	126	

## INDICE DE GRAFICAS

GRAFICA 1: GRAFICAS UNIVERSALES DE RENDIMIENTO .....	74
GRAFICA 2: CALOR BOMBEADO RESPECTO A I.....	105
GRAFICA 3: TENSION DE ENTRADA.....	107
GRAFICA 4: GRAFICO DEL COP.....	107

## CAPITULO 1 GENERALIDADES

### 1.1. JUSTIFICACION

En los sectores industriales y domiciliarios los sistemas Termoeléctricos han ocupado un espacio importante, generando el desarrollo y mejorando la productividad de empresas, por lo cual las aplicaciones de estos sistemas son muy importante para futuras implementaciones ya sea en el acondicionamiento de aire así como procesos de industrialización, estos son fundamentales en el desempeño profesional del Ingeniero Mecánico-Eléctrico.

Ante el avance tecnológico en sistemas Termoeléctricos, además de que en la actualidad la mecánica va de la mano de la electricidad y electrónica, se ha visto importante el diseño de un banco de pruebas, en el cual se desarrolla aplicaciones de un sistema de Aire Acondicionado aplicado a la Industria Automotriz, utilizando el modulo programable podemos ver el funcionamiento del sistema de Aire Acondicionado por medio de Termoelectricidad mediante el uso de celdas Peltier compuestas de material semiconductor y de elementos eléctricos necesarios para el funcionamiento y control de este proyecto.

Un banco de pruebas para laboratorio es de vital importancia en la formación académica de un estudiante de ingeniería mecánica sobre todo en lo que es la nueva asignatura de Termo Fluidos, esta tesis tiene por objeto aportar con algo al futuro estudiante, con el desarrollo de prácticas de laboratorio, mediante la manipulación de los sistemas de aire acondicionado por efecto Peltier que se desarrolla en laboratorio para el banco de pruebas, cumpliendo con requisitos básicos de funcionamiento, que son utilizados en equipos convencionales en las industrias.

### 1.2. ALCANCES

El presente trabajo de graduación tiene como enfoque el desarrollar un diseño genérico para que pueda ser tomado como base general para cualquier mejora o avance en esta institución u otra organización para la implementación de herramientas adicionales.

En este proyecto se tendrá como base una temperatura mínima de 20°C en el sistema de refrigeración y una temperatura máxima de 70°C en el lado de calefacción los cuales

están aislados uno del otro para luego ser colocados en la entrada del climatizador el cual es el que distribuye el aire frío y caliente dentro del habitáculo del vehículo.

El modulo cuenta con 16 celdas Peltier las cuales necesitan alrededor de 80 A/h para su funcionamiento y potencia correcta, ya que el automóvil consta con una batería que se acerca a los 50 A/h, tendríamos la necesidad de comprar una nueva batería que iría colocada en paralelo a la que tenemos en el vehículo siendo esta una limitación que encontramos en el proyecto. Los relays 3 y 4 se dejaron desenergizados para una futura ampliación del proyecto los cuales entregan energía a 12V y 40A a 8 celdas Peltier.

El modulo presentado nos enseñara de forma practica el uso y funcionamiento de este sistema y no contara con la fase de instalación del sistema esta no está contemplada ya que solo se caracterizara el prototipo del diseño, este se dejara para la ampliación y mejoramiento del proyecto ya que consta de un trabajo en el tablero principal del vehículo lo cual implica el desmontaje del tablero y sus componentes.

Si el modulo fuera colocado en el vehículo la ubicación de este seria en la parte frontal derecha inferior del habitáculo del automóvil debajo de la guantera del carro ahí se encuentra el climatizador que es el que distribuye el aire por sus diferentes conductos de ventilación.

Se presentara un prototipo que estará orientado a ser aplicable al área de termodinámica, Mecánica de Fluidos y electricidad, para comprobar que es una propuesta de solución.

### **1.3. OBJETIVOS**

#### **1.3.1. OBJETIVO GENERAL**

El objetivo principal que tiene este proyecto de investigación es diseñar un sistema de climatización por medio de celdas que utilizan el efecto Peltier para un vehículo que no cuente con un sistema de aire acondicionado y necesite ser acoplado a este, y en un futuro para vehículos eléctricos que no contarán con el sistema de aire acondicionado convencional y requiera que en su totalidad sea eléctrico y ya no mecánico.



### 1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

Diseñar e implementar un sistema de climatización alimentado por la batería del vehículo que permita regular adecuadamente la temperatura interna del habitáculo. Y así mostrar la viabilidad del uso de un módulo termoeléctrico para refrigerar un volumen de aire manteniendo una temperatura constante en el habitáculo.

Diseñar un módulo termoeléctrico que proporciona calefacción y aire acondicionado al mismo tiempo, sin tener que utilizar algún refrigerante o elemento mecánico, con una proyección al mercado de aire acondicionado portátil casero e industrial.

Construir un prototipo para vehículos para que estos cuenten con un sistema que proporciona un control exacto de temperatura y bajo consumo de energía eléctrica para el usuario así mismo llevar esta tecnología y equiparla para diferentes usos y mejoras para el automóvil en puntos específicos que requieran control de temperatura.

Comparar los sistemas de aire acondicionado convencionales que existen en el mercado que permitan regular la temperatura. A si mismo comparar sus precios del mercado en sistemas de aire acondicionado convencional y casero, probando la rentabilidad del proyecto y poniendo a prueba los materiales y su duración ya que este proyecto no cuenta con partes móviles ni de desgaste que perjudiquen el sistema.

## CAPITULO 2 TERMoeLECTRICIDAD

### 2. INTRODUCCION A LA TERMoeLECTRICIDAD

Las celdas Peltier son unos dispositivos termoeléctricos que se caracterizan por la aparición de una diferencia de temperaturas entre las dos caras de un semiconductor cuando por él circula una corriente.

La interacción entre los fenómenos eléctrico y térmico se conoce desde el siglo XIX, cuando Joule observó que la materia ofrece cierta resistencia al movimiento de los electrones, los cuales ceden energía cinética al entorno en los sucesivos choques. Esta energía proporcionada por los electrones se disipa en forma de calor.

Sin embargo, no es éste el único fenómeno de interacción termoeléctrica. Existen otros efectos termoeléctricos que son:

- Efecto Seebeck.
- Efecto Peltier.
- Efecto Thomson.

#### 2.1. EFECTO SEEBECK

En 1821 el científico alemán Thomas Johann Seebeck (1770 - 1831) descubrió que un circuito conformado por la unión de dos metales distintos reflectaba la aguja de una brújula al colocar a distintas temperaturas las soldaduras entre los dos metales. Esta afirmación y sus resultados experimentales fueron publicados en 1822 en los Actas de la academia prusiana de ciencias, bajo el título Polarización magnética de metales y Ores por diferencia de temperatura.

Sólo dos años antes Hans Christian Oersted (1777-1851) había descubierto que la circulación de una corriente a través de un conductor tenía efectos similares sobre la aguja de una brújula. Este hecho, sumado a los estudios posteriores por Ampere, Biot, Savart y Laplace entre otros, sobre la interacción entre una corriente eléctrica y el campo

magnético, llevó a Oersted a rebautizar el fenómeno, originalmente denominado termomagnetismo por Seebeck, como termo-electricidad.

Oersted comprendió la diferencia de temperaturas lo que era inducía sobre el circuito la diferencia de potencial eléctrico. Más aún, la relación entre la tensión generada y la diferencia de temperaturas se demostró lineal, caracterizada por el denominado coeficiente Seebeck o poder termoeléctrico,  $\alpha$ .

### 2.1.1. ANÁLISIS DEL EFECTO SEEBECK

El efecto Seebeck puede explicarse en términos de la teoría de electrones libres en metales. Los electrones en un metal se mueven al azar, sin sufrir el efecto de fuerza neta alguna, al estar rodeados por otros iones, formando una red.

Sin embargo, esa simetría no se cumple cerca de la superficie del material existiendo una rotura de la red. Si ahora se colocan dos material relativamente cerca uno del otro, la diferencia en densidades electrónicas a ambos lados de la interface se traduce en una fuerza neta sobre los electrones, que tienden a moverse del material con mayor densidad a aquel con menos. Este flujo de electrones induce la aparición de un campo eléctrico y consecuentemente de una diferencia de potencial en el pequeño espacio entre materiales. Supongamos un circuito formado por dos de estas uniones de materiales, puestas en serie, en lo que comúnmente se denomina una termocupla o termopar.

Si la temperatura de las dos uniones que conforman el termopar es la misma, los campos eléctricos formados en cada unión de materiales tendrían igual módulo, pero signos distintos, por lo que la diferencia de potencial a lo largo de todo el circuito será nula.

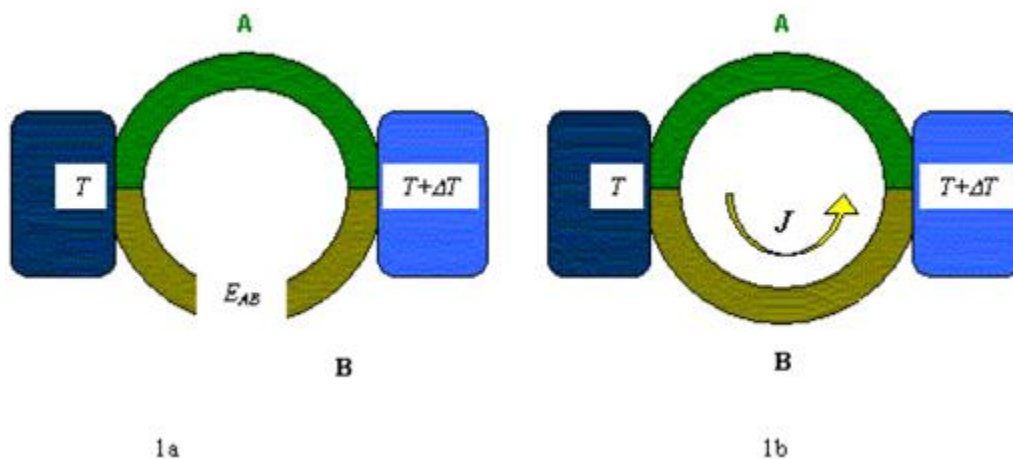


Figura 1. Efecto Seebeck



Si por otro lado, una de las uniones está a mayor temperatura, como refleja la figura 1a y 1b y la diferencia entre ellas es  $T$ , los electrones del material más caliente vibrarán más y el campo eléctrico generado en esta unión será mayor al generado en la unión a menor temperatura.

Como se ve en la figura 1, en un circuito formado por dos metales distintos homogéneos, A y B, con dos uniones a diferente temperatura,  $T$  y  $T+DT$ , aparece una corriente eléctrica  $J$ , o bien, si se abre el circuito una fuerza electromotriz (f.e.m.)  $E_{AB}$  que depende de los metales utilizados en la unión y de la diferencia de temperaturas entre las dos uniones.

De esta manera, como estudió Seebeck y completó Oersted, la diferencia de temperaturas entre las uniones de materiales se evidencia como una diferencia de potencial en el circuito, como se ve en la figura 2.

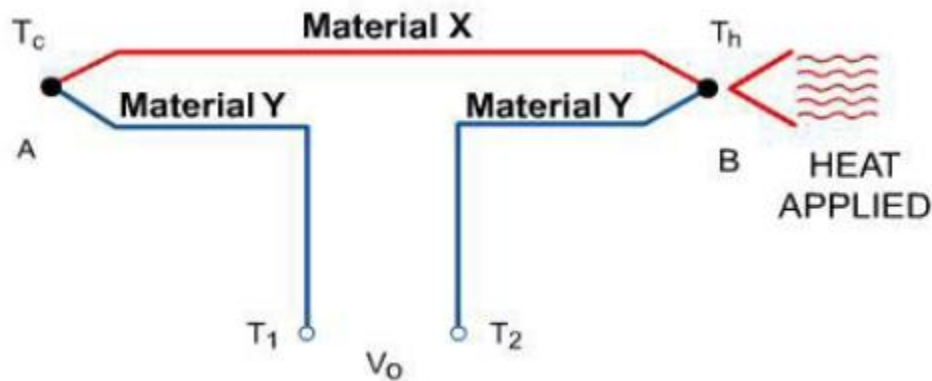


Figura 2. Esquema del efecto Seebeck

En efecto, la relación entre la fuerza electromotriz,  $E_{AB}$ , y la diferencia de temperaturas entre las uniones  $\Delta T$ , define el coeficiente Seebeck que se expresa de la siguiente forma:

$$\alpha_{AB} = \frac{\partial E_{AB}}{\partial T} = \alpha_A - \alpha_B$$

Dónde:

- EAB: Es la fuerza electromotriz, en V
- $\delta T$ : En incremento de temperatura de una unión a otra en K
- $\alpha_A$ : Coeficiente de Seebeck en una unión V/K
- $\alpha_B$ : Coeficiente de Seebeck en una unión V/K

## 2.2. EFECTO PELTIER

Jean Charles Athanase Peltier (1785 - 1845), un relojero y meteorólogo francés encontró en 1834 que la circulación de corriente a través de un circuito conformado por dos metales distintos puede emitir o absorber calor en la unión de los mismos, dependiendo de la dirección de la corriente. La cantidad de calor absorbida o emitida en la unión resulta proporcional a la corriente eléctrica mediante el coeficiente Peltier  $\Pi$ .

### 2.2.1. ANÁLISIS DEL EFECTO PELTIER

Este efecto realiza la acción inversa al efecto Seebeck visto en el apartado 2.1.1 puesto que consiste en la creación de una diferencia térmica a partir de una diferencia de potencial eléctrico. Cuando dos metales distintos se ponen en contacto aparece una diferencia de potencial (V) debida a que los electrones libres de uno de los metales tienen más energía que los del otro.

Cuando se hace pasar una corriente eléctrica por la soldadura si la dirección de la corriente es contraria a la de los electrones tiene que ganar energía y lo extraen de los metales enfriando la soldadura. Mientras que si es a favor los electrones pierden energía cediéndola a la soldadura que se calienta.

Al invertirse el sentido de la energía eléctrica, también se invierte el efecto de calentamiento y enfriamiento de las uniones.

En la figura 3, se observan dos conductores distintos A y B, que están conectados en serie y dejan pasar una corriente eléctrica. Debido a la corriente eléctrica, se crea en el esquema del circuito una diferencia de temperaturas en estas dos uniones, cada una de ellas absorbe o cede calor.

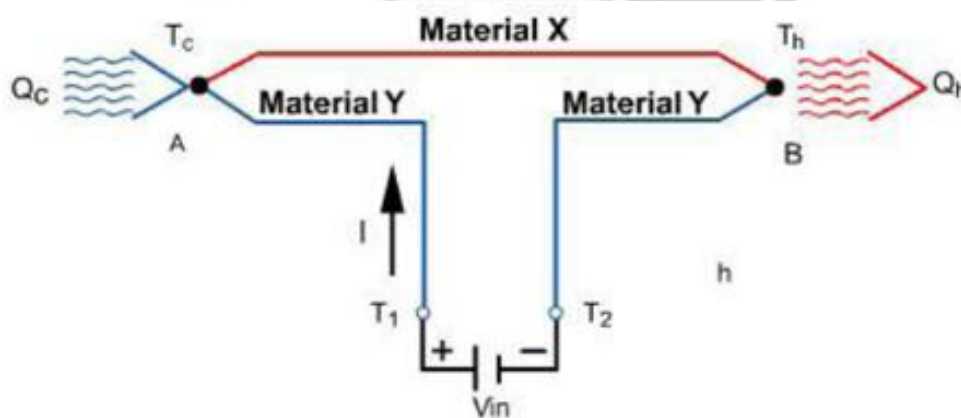


Figura 3. Esquema del efecto Peltier

La potencia calorífica intercambiada en la unión entre A y B es:

$$\dot{Q} = J \cdot \pi_{AB}$$

Dónde:

$\pi_{AB}$ : Es el coeficiente Peltier, que se define como el calor intercambiado en la unión por unidad de tiempo y de corriente que circula a través de la misma en V.

$J$ : Es el flujo de corriente eléctrica en A/s.

Además existe una relación entre el coeficiente de Peltier y el de Seebeck tal que:

$$\pi_{AB} = T \cdot \alpha_{AB}$$

Dónde:

$\pi_{AB}$ : Es el coeficiente Peltier en V.

$T$ : Temperatura de la unión A-B en K.

$\alpha_{AB}$ : El coeficiente Seebeck en V/K.

Luego la potencia calorífica intercambiada en la unión entre A y B también se puede escribir tal que:

$$\dot{Q} = J \cdot \pi_{AB} = J \cdot T \cdot \alpha_{AB}$$

### 2.3. EFECTO THOMPSON

Otros veinte años debieron pasar para que William Thompson desarrollara explicaciones detalladas de los efectos Seebeck y Peltier, describiendo la interrelación termodinámica entre ambos.

En este estudio, Thompson predice además la existencia de un tercer efecto termoeléctrico, hoy conocido como efecto Thompson en el cual se absorbe o emite calor cuando una corriente recorre un material en el que existe un gradiente de temperaturas. En este caso, la cantidad de calor asociada es proporcional a ambos, el gradiente térmico y la corriente circulante, a través del coeficiente Thompson.

William Thompson también fue el descubridor del 0 absoluto y el creador de la escala Kelvin de temperatura.



### 2.3.1. ANÁLISIS DEL EFECTO THOMPSON

El efecto Thompson implica la aparición de un flujo de calor al circular una corriente a través de un gradiente de temperatura en un material.

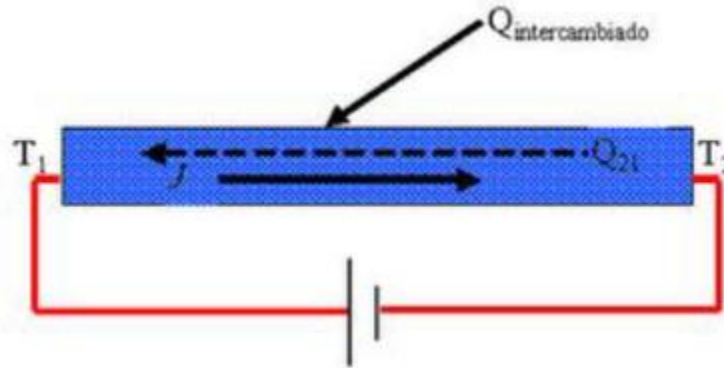


Figura 4. Esquema del diagrama Thompson

Si un material está sometido a un gradiente de temperatura y se le somete a una corriente interna, como se ve en la figura 4, este material intercambia calor con el medio exterior absorbiéndolo o generándolo. Este efecto se produce en un solo material sin necesidad de la soldadura de dos materiales distintos.

El coeficiente Thompson se define como el calor Thompson absorbido por unidad de corriente eléctrica y de gradiente térmico.

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \tau \cdot I \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

Dónde:

$\frac{\partial Q}{\partial x}$  : Es la potencia calorífica absorbida o disipada por el material.

$\tau$  : Coeficiente de Thompson.

$I$  : Intensidad de la corriente eléctrica que circula por el material.

$\frac{\partial T}{\partial x}$  : Gradiente de temperatura.

## 2.4. CELDAS PELTIER

### 2.4.1. DESCRIPCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE UNA CELDA PELTIER

Aunque los fenómenos termoeléctricos se descubrieron hace más de 150 años, los dispositivos termoeléctricos basados en éstos no pudieron utilizarse hasta mediados del siglo pasado. El enfriamiento termoeléctrico empezó a ser factible a partir de los estudios de Telkes en los años 30 y de Lofee, cuando los nuevos materiales semiconductores irrumpían en escena. Utilizando pares de soldaduras de Teluro de Plomo (PbTe) o Teluro de Selenio (SeTe) los rendimientos obtenidos resultaban mucho más altos y la conversión de energía calorífica en eléctrica o viceversa se hacía más apreciable. El efecto Peltier se ponía en marcha a partir de células compuestas por elementos semiconductores dispuestos sobre una superficie cerámica.

Durante los últimos años, el efecto Peltier se utiliza en algunos equipos como sistema de refrigeración, y en menor medida como calefactor, haciendo uso de arreglos de grandes cantidades de uniones, ordenadas para extraer una cantidad de calor importante de un lado y llevarla al lado opuesto, como se puede ver en las figuras 5 y 6.

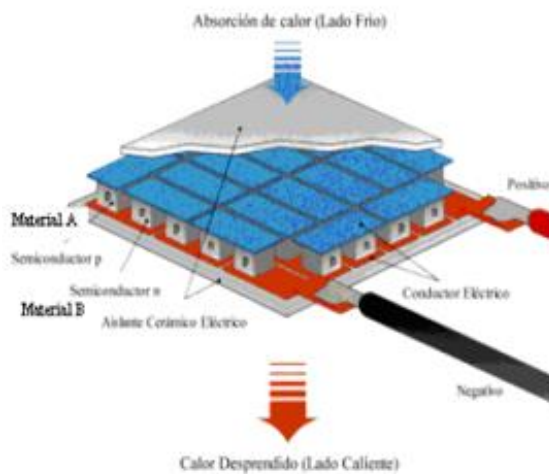


Figura 5. Módulo Peltier

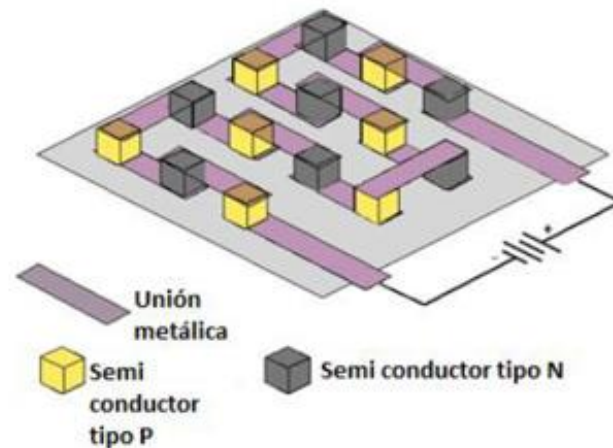


figura 6. Esquema de una celda Peltier abierta

Una celda Peltier se compone de uniones de metales o de semiconductores de tipo P y N. Los semiconductores tipo N son aquellos que poseen cargas libres, es decir dopados negativamente y por el contrario los del tipo P poseen huecos libres, es decir dopados positivamente.

Al aplicar corriente a una celda Peltier, los electrones se mueven a través de los semiconductores, ver figura 7. Cuando un electrón pasa de un material dopado positivamente, tipo P, a uno dopado negativamente, tipo N, pasa de un nivel energético inferior a otro superior luego absorbe energía y por lo tanto calor. Por el contrario, cuando un electrón pasa de un material dopado negativamente, tipo N, a uno dopado positivamente, tipo P el electrón pasa a un nivel energético menor luego libera energía y por lo tanto calor

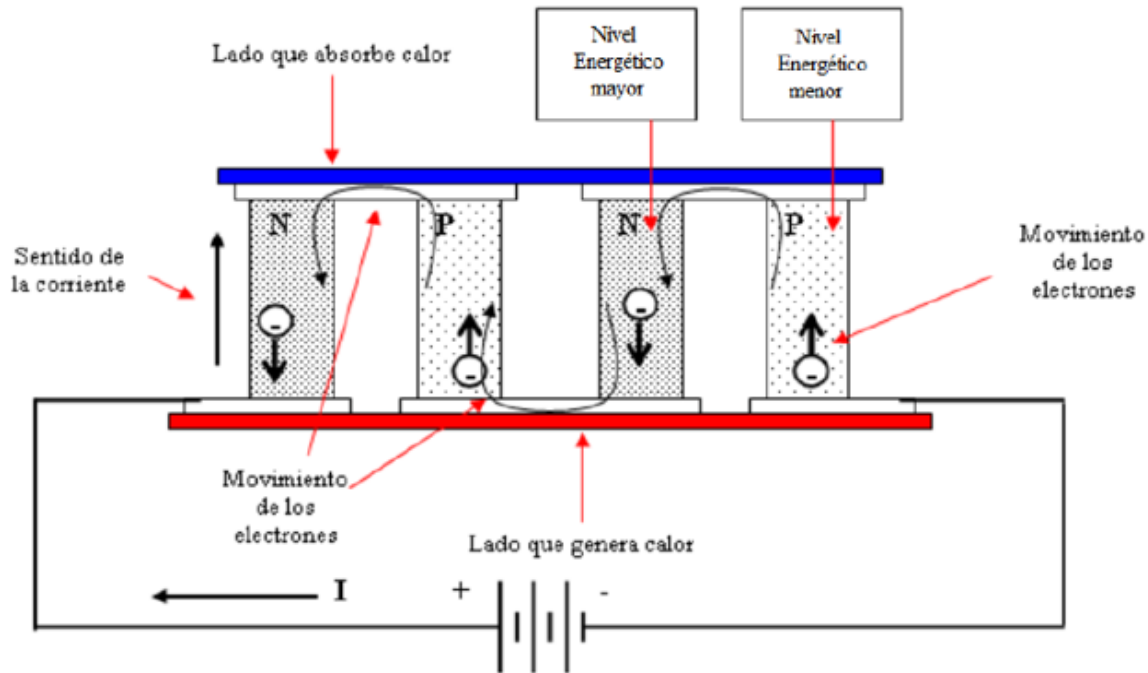


Figura 7. Efecto de la corriente en una celda termoeléctrica

Todas las uniones PN que ponen en contacto en primer lugar el semiconductor tipo P con el semiconductor tipo N están en una cara (frangas moradas superiores de la figura 6). Por el contrario todas las uniones NP que ponen en contacto primero el semiconductor tipo N y luego el semiconductor tipo P están en el otro, como muestran las bandas moradas del lado inferior de la figura 6. Habrá bandas que extraigan calor y otras que lo disipen, de esta forma todas las bandas que extraigan calor estarán a un lado y las que lo disipen a otro.

Asimismo, si se cambia el sentido de la corriente, también se produce un cambio en la circulación de los electrones y esto provoca que el electrón que antes viajaba de un nivel de energía mayor a uno menor, ahora viaje en el sentido contrario y por lo tanto de un nivel de energía menor a uno mayor. De esta manera, se tiene que el lado que absorbía calor anteriormente, ahora lo disipe y viceversa.



Este efecto hace que las celdas Peltier sean interesantes para muchas aplicaciones ya que resulta muy sencillo cambiar de bomba de calor a sistema de refrigeración con sólo intercambiar las bornes de la fuente de alimentación.

## 2.4.2. CLASIFICACIÓN DE CELDAS PELTIER.

En este apartado, se ha realizado un estudio de las celdas Peltier que se pueden hallar en el mercado actual y se han resumido sus características básicas según los principales suministradores.

Las células Peltier que en este apartado se presentan son:

- Celda Termoeléctrica estándar.
- Celda multi-etapa o en cascada.
- Micro-celda.
- Celda de alta potencia.
- Celda de alta temperatura.
- Celda serie-paralelo.
- Celda cíclica.
- Celda con orificio central.
- Celda circular.

### 2.4.2.1 CELDA TERMOELÉCTRICA ESTÁNDAR

Las celdas termoeléctricas estándar son las más sencillas dentro de los dispositivos termoeléctricos. Tienen un rango de temperaturas de  $\Delta T = 75^{\circ}\text{C}$ , siendo la temperatura máxima de la cara caliente de  $80^{\circ}\text{C}$  y partiendo de una temperatura ambiente de  $25^{\circ}\text{C}$ .

Esta característica hace que este tipo de células puedan aplicarse tanto para procesos industriales como comerciales, como por ejemplo la biomedicina o la producción alimentaria.

Usando una o más celdas termoeléctricas estándar, como las de la figura 8, se puede diseñar un sistema de enfriamiento con un amplio rango de potencia (hasta varios cientos de Watios).

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	3 --40	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Qmax)</i>	1 -- 95	W
<i>Tensión (V)</i>	2 -- 17	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (<math>\Delta T_{max}</math>)</i>	68 -- 72	°C
<i>Dimensiones</i>	8x8x3.6 -- 50x50x5	mm

Tabla 1. Características de una celda Peltier estándar

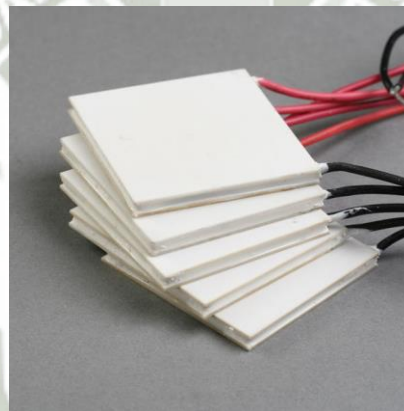


Figura 8. Celda termoeléctrica estándar

#### 2.4.2.2. CELDA MULTI-ETAPAS O EN CASCADA

Las celdas termoeléctricas multi-etapa o en cascada están diseñadas para proporcionar mayores diferencias de temperatura de las que pueden obtener con los módulos estándar de una sola etapa. Son dispositivos termoeléctricos como las celdas estándar pero puestas en paralelo formando varios pisos de semiconductores lo que proporciona en conjunto una mayor diferencia de temperaturas en cadena.

Estas celdas de múltiples etapas, se usan en aplicaciones de baja temperatura donde se requiere una capacidad de enfriamiento moderada, como por ejemplo detectores de infrarrojos, CCD, instrumentos analíticos o electro-óptica.

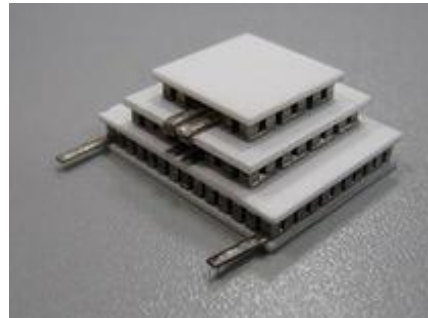


Figura 9. Celda Peltier multi-etapas

Su temperatura máxima de operación sigue siendo 80°C pero la diferencia de temperaturas puede alcanzar hasta de  $\Delta T = 106^\circ\text{C}$  con una  $I_{\text{max}} = 3.5\text{A}$ , en el caso de que sea de nivel 2, es decir que tengamos dos niveles de cascada.

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	3.5 --24	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Qmax)</i>	18 -- 37	W
<i>Tensión (V)</i>	8.2 -- 18.20	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (<math>\Delta T_{\text{max}}</math>)</i>	95 -- 100	°C
<i>Dimensiones</i>	20x20x6.45 -- 39.7x39.7x6.8	mm

Tabla 2. Características de una celda Peltier en cascada nivel 2.

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	4.5 --6	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Qmax)</i>	9.70 -- 22	W
<i>Tensión (V)</i>	8.6 -- 18.30	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (<math>\Delta T</math>)</i>	111	°C
<i>Dimensiones</i>	20x20x9.65 -- 39.7x39.7x6.8	mm

Tabla 3. Características de una celda Peltier en cascada de nivel 3.



Poseen los mismos tamaños que las celdas estándar sólo que en este caso tienen mayor espesor.

Aunque pueden existir celdas Peltier en cascada de varios niveles las más usuales son los de nivel dos y nivel tres, ya que la diferencia de temperaturas con un nivel cuatro o superior no compensa con respecto a la potencia eléctrica necesaria a suministrar.

### 2.4.2.3. MICRO-CELDAS

Este tipo de celda se caracteriza por su tamaño reducido llegando a tener una superficie de intercambio mínima de 16,01 mm<sup>2</sup> con valores de calor disipado/absorbido máximo de cerca de 9 W.

Están, por lo tanto, especialmente diseñadas para aplicaciones de bajo efecto donde el espacio es limitado, tales como componentes ópticos, sensores y láseres utilizados en optoelectrónica e industria de telecomunicaciones.

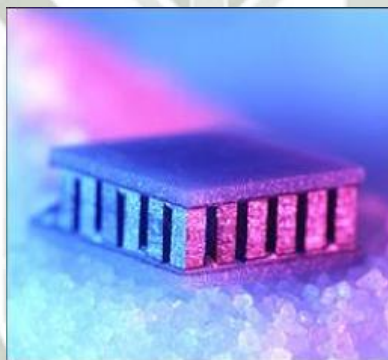


Figura 10. Micro celda Peltier

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	1.20 – 2.50	A
Capacidad de calor bombeado (Q <sub>max</sub> )	0.63 – 8.70	W
Tensión (V)	0.96 – 8.70	V
Diferencia de temperaturas máxima (ΔT <sub>max</sub> )	70	°C
Dimensiones	4.01x4.01x2.39 – 12.10x12.10x2.34	mm

Tabla 4. Características de una Micro-celda.

#### 2.4.2.4. CÉLULAS DE ALTA POTENCIA

Las células Peltier de alta potencia están diseñadas con el fin de maximizar la capacidad de calor bombeado. La potencia de refrigeración por unidad de superficie puede llegar a  $14 \text{ W/cm}^2$

Debido a las altas densidades de refrigeración, estas células se destinan a aplicaciones en las que es necesario bombear una gran cantidad de calor en pequeñas superficies tales como láser, PCR y test térmicos de microprocesadores.



Figura 11. Célula Peltier de alta Potencia

Como se observa en esta tabla estas unidades electro-térmicas de un sólo cuerpo permiten obtener mayores capacidades que las vistas en las celdas estándar termoeléctrica, llegando hasta 280W de calor bombeado.

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	6 --24	A
Capacidad de calor bombeado ( $Q_{max}$ )	85.1 -- 340.5	W
Tensión (V)	8.9 -- 35.8	V
Diferencia de temperaturas máxima ( $\Delta T$ )	68 -- 71	$^{\circ}\text{C}$
Dimensiones	30x30x3.3 -- 55x55x4	mm

Tabla 5. Celda Peltier de alta potencia.

### 2.4.2.5. CELDAS DE ALTA TEMPERATURA

De la misma forma que en el apartado anterior hay algunas aplicaciones en las que alcanzar una muy alta temperatura es una característica principal de la aplicación.

Para ello se usan celdas Peltier de alta temperatura. Éstas permiten un funcionamiento a largo plazo a una temperatura del lado caliente de hasta 150°C, manteniendo un rendimiento de refrigeración alto.

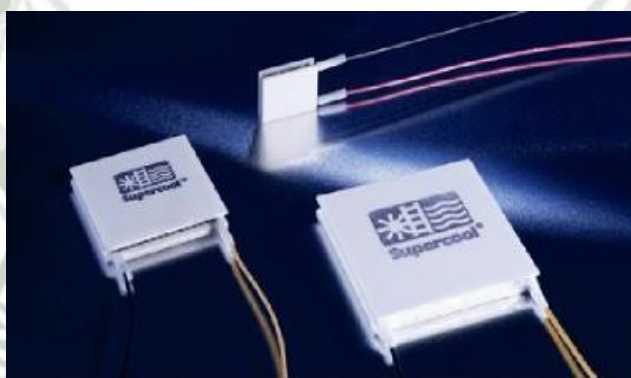


Figura 12. Celdas Peltier de alta temperatura

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	2.6 -- 8.5	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Q<sub>max</sub>)</i>	8 -- 77.6	W
<i>Tensión (V)</i>	3.8 -- 15.7	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (ΔT)</i>	69 -- 74	°C
<i>Dimensiones</i>	15x15x3.6 -- 40x40x4.8	mm

Tabla 6. Características de una celda de alta temperatura.



### 2.4.2.6. CELDAS SERIE-PARALELO

Las celdas serie-paralelo ofrecen el mismo nivel de producción de frío y calidad que las celdas estándares estudiados pero se caracterizan por tener dos circuitos eléctricos separados en su interior.

Esta característica es específica de este tipo de productos y permite conéctalos en serie o en paralelo en función de la potencia requerida en la aplicación (mayor cuando se conectan en serie) o la seguridad que requiera el sistema (mayor cuando se conectan en paralelo).

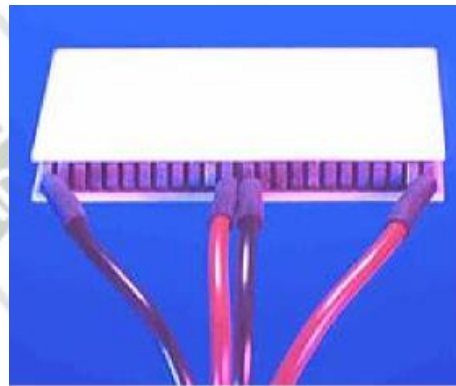


Figura 13. Celda Peltier serie-paralelo

MAGNITUD	RANGO	UNIDADES
Intensidad (I)	Ser 1.9 -- Ser 3.6 Par 3.7 -- Par 7.2	A
Capacidad de calor bombeado (Q <sub>max</sub> )	36.6 -- 70	W
Tensión (V)	Ser 31.4 -- Ser 31.8 Par 15.7 -- Par 15.9	V
Diferencia de temperaturas máxima (ΔT)	69 -- 72	°C
Dimensiones	40x40x3.6 -- 40x40x4.8	mm

Tabla 7. Características de una celda peltier serie-paralelo

### 2.4.2.7. CELDAS CÍCLICAS

Las celdas Peltier cíclicas están expresamente diseñadas para aplicaciones en las que las temperaturas de trabajo describen ciclos. En este tipo de aplicaciones, las celdas termoeléctricas están expuestas a una mayor fatiga térmica debido a los cambios rápidos de temperatura que disminuyen su vida útil.



Figura 14. Celda Peltier Cíclicas.

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	4 -- 24	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Qmax)</i>	31 -- 72	W
<i>Tensión (V)</i>	4.30 -- 17.5	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (<math>\Delta T_{max}</math>)</i>	72	°C
<i>Dimensiones</i>	29.7x29.7x3.94 -- 40.1x40.1x4.7	mm

Tabla 8. Características de una celda Peltier cíclicas

### 2.4.2.8. CELDAS CON ORIFICIO CENTRAL

Las celdas termoeléctricas Peltier con orificio central figura 15, proporcionan menor capacidad de refrigeración de una célula estándar como se puede observar en la pero con la característica de que poseen un agujero central útil para pasar a través de ella luz, cables u otros elementos.

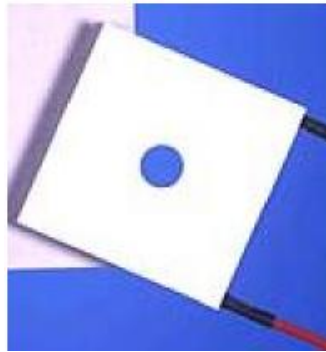


Figura 15. Celda con orificio central

De la misma forma que las estándar estos elementos se usan en equipos industriales, equipos eléctricos, instrumentación de laboratorio y optoelectrónica.

Además poseen una estrecha tolerancia de  $\pm 0.025\text{mm}$  lo que proporciona mayor seguridad para las aplicaciones en equipos pequeños en los que la geometría es una característica imprescindible para su elección.

Los diámetros de los orificios centrales están comprendidos entre 4,7 y 27 mm.

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	3 -- 6	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Qmax)</i>	5.2 -- 56	W
<i>Tensión (V)</i>	3.2 -- 17.2	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (<math>\Delta T_{max}</math>)</i>	72	$^{\circ}\text{C}$
<i>Dimensiones</i>	15x15x3.18 -- 39.7x39.7x4.7	mm

Tabla 9. Características de una celda peltier con orificio central.

#### 2.4.2.9. CELDAS CIRCULARES

Su principal característica es su forma redonda que hace de estos refrigeradores termoeléctricos una solución para aplicaciones en las que el factor de forma es crítico.



Principalmente se suelen utilizar en opto-electrónica y laboratorio. Al igual que las descritas anteriormente poseen tolerancias estrechas de  $\pm 0.025\text{mm}$



Figura 16. Celdas circulares.

<i>MAGNITUD</i>	<i>RANGO</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Intensidad (I)</i>	6	A
<i>Capacidad de calor bombeado (Qmax)</i>	6.2	W
<i>Tensión (V)</i>	1.9	V
<i>Diferencia de temperaturas máxima (ΔT)</i>	72	°C
<i>Dimensiones</i>	Diámetro exterior 14 Diámetro interior 26 Espesor 3.31	mm

Tabla 10. Características de una celda Peltier circular.

## 2.5. MÓDULO PELTIER

### 2.5.1. DESCRIPCIÓN DE LOS MÓDULOS PELTIER

Para alcanzar un buen rendimiento y una buena transmisión del calor, las celdas termoeléctricas se instalan en unos dispositivos que favorecen la transmisión de calor llamados módulos Peltier o módulos termoeléctricos como los de la figura 17.

En estos módulos, una celda o un conjunto de celdas termoeléctricas se fijan entre un sistema de disipación y un sistema de conducción como se puede ver en la figura 18 donde se muestra el esquema de un módulo Peltier estándar con sus diferentes elementos.

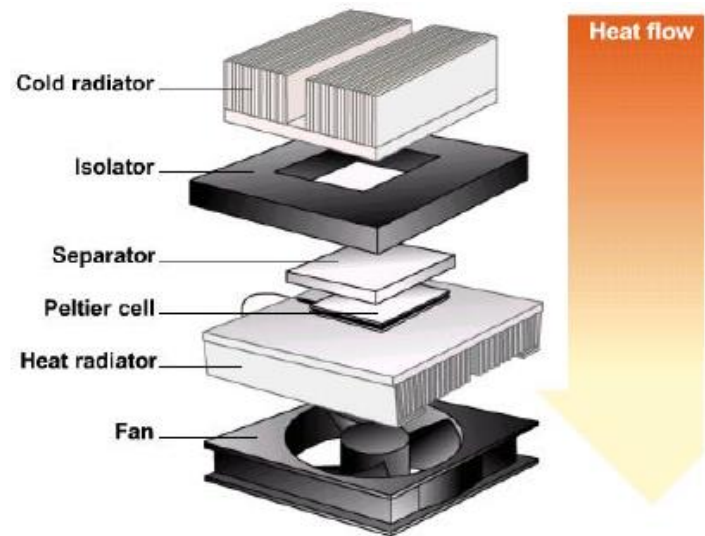


Figura 17. Módulos termoeléctricos

Figura 18. Esquema de los componentes

El sistema de disipación, que se encuentra en el lado caliente, está compuesto por un disipador de aletas y en la mayoría de los casos un conjunto de ventiladores añadido. La misión de este sistema es la de evacuar por convección natural o forzada la mayor cantidad de calor posible del lado caliente.

En la otra cara, la del lado frío, actúa un sistema de conducción de calor, compuesto por un disipador y un conjunto de bloques transmisores de ajuste. Éste último tiene una doble misión, la de fijar las células termoeléctricas y la de procurar una conducción adecuada de calor desde la fuente fría.

Como se ha visto, la elección de la celda Peltier varía en función de las necesidades del sistema a refrigerar, en el caso del módulo termoeléctrico o Peltier la mejor elección es aquella que consiga minimizar al máximo las pérdidas de calor debido a los elementos que lo componen.

Por ello existe una gran sensibilidad del rendimiento de los sistemas en función del montaje y la elección de los componentes. Elementos similares, bien o mal elaborados, pueden tener grandes diferencias tanto en cuanto al salto térmico máximo, como a la potencia refrigerada.

En general, el rendimiento del equipo termoeléctrico depende de los siguientes factores:

- Asentamiento de las celdas termoeléctricas tanto en el disipador del lado caliente como en el bloque de ajuste.
- Coeficiente de conductividad de los disipadores.
- Superficie de contacto entre elementos.
- Tipo de convección, forzada o natural, del lado del lado caliente.
- Ajuste de la intensidad de funcionamiento óptima.

### 2.5.2. MÓDULOS AIRE-AIRE

Los módulos Aire-Aire, como el que aparece en la figura 19, se utilizan para refrigerar (o calentar) objetos en envases. Son los módulos más utilizados en la actualidad.

El calor es absorbido y disipado por los disipadores de calor equipados con ventiladores. Son compactos y están diseñados basándose en el concepto “túnel”, ideal para aplicaciones donde el caudal de aire debe circular a través de un túnel.

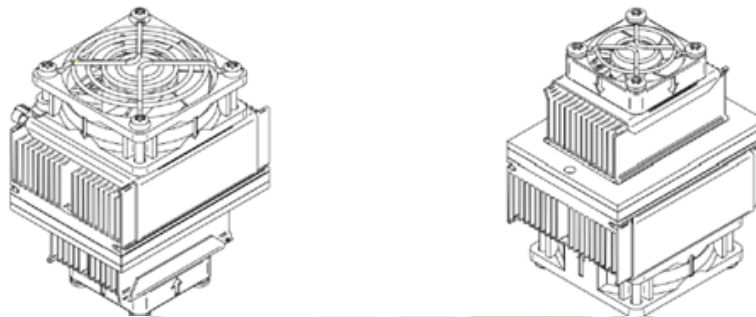


Figura 19. Módulo termoeléctrico aire-aire.

La aplicación típica de estos productos comprende la refrigeración de instrumentos de análisis, pequeños equipos electrónicos y mini –refrigeradores.





Figura 20. Módulo térmico compuesto.

### 2.5.3. MÓDULOS DE AIRE DIRECTO

Los módulos de aire directo, mostrados en la figura 24 pueden tener dos aplicaciones diferentes. Se pueden refrigerar o calentar objetos que estén directamente en contacto con la placa fría o placa caliente, o también se pueden refrigerar o calentar recintos por conducción térmica poniéndolos en contacto con la placa fría o caliente.

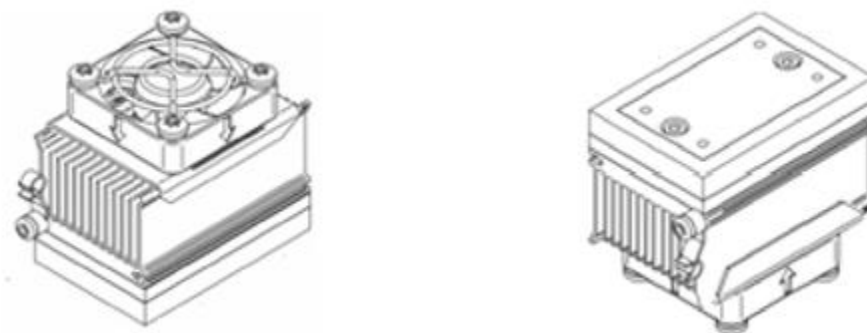


Figura 21. Módulo termoeléctrico de aire directo

En el caso de querer refrigerar el calor es absorbido por la placa fría, bombeado a través del módulo termoeléctrico y después transferido al aire por un disipador de calor situado en la placa caliente.

### 2.5.4. MÓDULOS DE LÍQUIDO DIRECTO

Los módulos de líquido directo, como el de la figura 22, son similares a los de aire directo puesto que se utilizan para refrigerar o calentar objetos unidos directamente a la placa fría, o recintos provistos de conducción térmica con la placa fría.

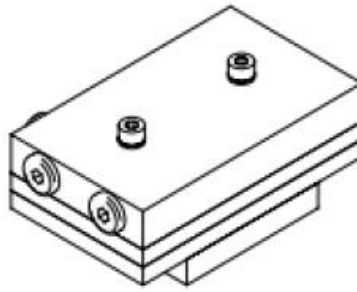


Figura 22. Módulo de líquido directo

El calor se disipa a un líquido, que es agua en la mayoría de los casos, del lado caliente. El circuito líquido está normalmente provisto de un sistema de bombeo y un intercambiador de calor que evacua el calor absorbido por el sistema al aire ambiente. Se recomienda utilizar un intercambiador de calor eficiente y uno o más módulos de líquido directo de forma que se obtengan sistemas compactos de gran capacidad de refrigeración.

### 2.5.5. MÓDULOS AIRE-LÍQUIDO

Los sistemas de refrigeración aire-líquido, figura 26, son ideales cuando se necesita un alto rendimiento con diseño compacto.

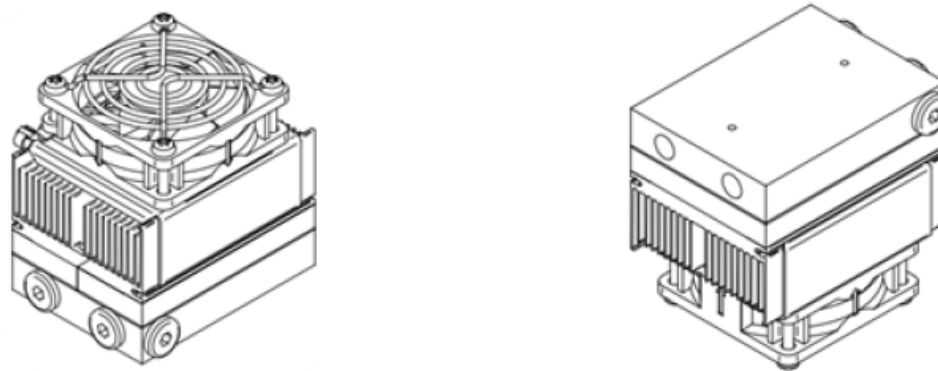


Figura 23. Módulo de aire-líquido

El calor es absorbido por un dissipador de aire en el lado frío y después transferido a un líquido en el lado caliente. El circuito líquido es, normalmente de tipo cerrado, provisto de una bomba y de un intercambiador de calor con el aire ambiente.

Estos módulos permiten instalar la unidad en una zona refrigerada con una simple toma de agua y la alimentación eléctrica. Además también se pueden utilizar como unidades líquido- aire invirtiendo la polaridad en los módulos termoeléctricos.



Figura 24. Ejemplo de modulo aire-liquido

## 2.6. FIJACIÓN Y MONTAJE DE LAS CELDA PELTIER EN LOS MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS

Las técnicas utilizadas para instalar módulos termoeléctricos en un sistema de refrigeración son importantes para que todas consideraciones que se han tomado anteriormente se cumplan y que el rendimiento del conjunto al menos se mantenga. El método más común de montaje es la sujeción por medio de tornillos del módulo termoeléctrico a la superficie plana del artículo que se enfría, como muestra la figura 25. Este montaje se utiliza cuando se usan los módulos de aire directo o de líquido directo donde se ponen en contacto los objetos a enfriar o calentar directamente con la placa fría o placa caliente.



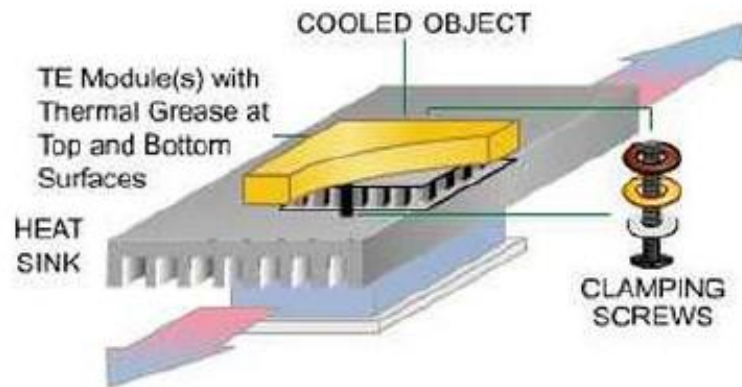


Figura 25. Montaje de módulos de aire directo y líquido directo

Este montaje se utiliza cuando se usan los módulos de aire directo o de líquido directo donde se ponen en contacto los objetos a enfriar o calentar directamente con la placa fría o placa caliente. Un segundo método montaje que es útil para ciertas aplicaciones, como las que utilizan los módulos aire-aire o líquido-aire, consiste en la unión del módulo a una o ambas superficies de montaje con un adhesivo especial de alta conductividad, en la mayoría de los casos resina epoxi.

Este método se usa cuando los coeficientes de expansión de las placas superior e inferior la celda y el coeficiente de expansión del dissipador de calor son pequeños. Para los módulos termoelectricos que tienen sus superficies externas metalizadas pueden fijarse mediante soldadura, siempre cuando no se produzca un sobrecalentamiento del módulo.

Debido a esta especial precaución este método de fijación no suele utilizarse en la mayoría de los casos, utilizando en su lugar los dos primeros.

## CAPITULO 3 DISEÑO DE MODULO PELTIER

### 3.1. SELECCIÓN DE LA CELDA PELTIER

El objetivo de este proyecto es determinar el diseño y fabricación de un dispositivo para refrigeración del habitáculo de un automóvil a partir de un módulo Peltier. Para ello es necesario saber, antes de nada, cuáles son las condiciones de partida, hipótesis para el cálculo y dimensionamiento del problema planteado.

Las conclusiones y datos de este apartado son los datos de partida del resto de los cálculos que vengan más tarde

#### 3.1.1. CARACTERÍSTICAS DE LA CAJA REFRIGERADA

Actualmente este tipo de prototipo no existe en el mercado. Si bien este tipo de módulos Peltier los encontramos en el mercado pero a bajas potencias y altos costos lo que se propone en este proyecto es realizar un módulo termoeléctrico aplicado a un automóvil específicamente a un Honda Civic Ek9. Éste módulo ofrece un contenedor isotérmico diseñado para el transporte de personas y almacenamiento de cualquier producto a temperatura controlada.



Figura 26. Foto del Automóvil Honda Civic Ek9.



En concreto y para este proyecto es perfecto el habitáculo del Honda Civic Ek9 ya que el volumen de este habitáculo es estándar lo cual permitirá su desarrollo para otros tipos de autos convencionales. En la carrocería del automóvil encontramos diferentes materiales principalmente acero (carrocería) y vidrio (juego de lunas) el color de la carrocería es de color blanco para reflejar la luz.

El espesor de este habitáculo isotérmico puede variar desde 0.5 cm hasta 2.5 cm y las dimensiones del habitáculo pueden variar desde 2.46 x 1.15 x 1.60 m hasta 2.62 x 1.25 x 1.76 mm, todo ello para asegurar el transporte de habitáculo totalmente climatizado.

Además es el uso principal de ese modulo es la climatización y confort de las personas para uso diario o para su uso a largas distancias a una temperatura constante hasta temperaturas de 30°C a una temperatura promedio de 15 a 22°C, etc. Lo cual apoya la idónea elección de este tipo de modulo para este proyecto.

El habitáculo tiene dos puertas a los lados que abre y cierra para ingreso de las personas. La puerta está hecha del mismo material de la carrocería y cierra herméticamente, por lo que las fugas del frío por las juntas de la puerta son despreciables con respecto al resto de los aportes de calor calculados.

La caja está compuesta en algunos casos de dos capas de material:

- Una capa de acero en la carrocería.
- El juego de lunas conformado por los vidrios.
- Fibra de vidrio.

<i>MATERIAL</i>	<i>ESPESOR (mm)</i>	<i>CONDUCTIVIDAD TERMICA (W/mk)</i>
<i>Acero BH</i>	<i>1.2</i>	<i>54</i>
<i>Vidrio</i>	<i>4</i>	<i>0.78</i>
<i>Aire</i>	<i>6</i>	<i>0.026</i>
<i>Polipropileno</i>	<i>7.6</i>	<i>0.22</i>

Tabla 11. Principales características de estos materiales.



### 3.1.2. HIPÓTESIS INICIALES DEL MÓDULO PELTIER

Para elegir la celda Peltier es necesario saber cuál es, entre otras características, su capacidad de calor bombeado. Para ello hay que realizar antes un estudio de cargas térmicas del sistema habitáculo refrigerado y ambiente. Pero para poder empezarlo hay que suponer varias hipótesis iniciales del módulo Peltier como sus dimensiones o el flujo de aire frío que se mueve en el interior.

Como se vio en el apartado 2.6, un módulo Peltier se compone de:

- Un radiador con aletas del lado caliente
- Un aislante
- Una celda Peltier
- Un radiador con aletas del lado frío
- Un ventilador en la cara fría y otro en la cara caliente (siendo el último opcional)

Todo ello debe de instalarse en el orificio de entrada del tablero de la cabina del automóvil. Como se ha visto este orificio tiene las siguientes dimensiones 20 x 20 cm. En primer lugar el módulo que se instale tiene que cumplir, al menos y como condición más desfavorable, con las dimensiones del orificio de entrada para más tarde poner la celda Peltier que se necesita para refrigerar.

Entre los elementos del módulo Peltier el ventilador es el más crítico después de la celda Peltier ya que va a ser el que fije la velocidad de aire en el interior.

Ya que el módulo Peltier se tiene que ajustar a unas dimensiones del orificio de entrada, el ventilador también tiene unas características iniciales estándares.

En el mercado hay muchos tipos de ventiladores para esta aplicación que poseen diversos tamaños y potencias. En este caso se toma el catálogo de la empresa Supercool que ofrece los siguientes ventiladores para módulos Peltier, como se ven en la figura 27.

Utilizando la siguiente tabla 12, ofrecida por Supercool y las dimensiones del orificio, el ventilador cuya referencia es F-09225-12-3 utilizaremos 10 ventiladores estos son adecuados para la situación estudiada. Al igual que para las dimensiones del módulo se elige un ventilador con unas características dimensionales de 20 x 20 cm, que son las condiciones más desfavorables, ventilador de mediano tamaño y flujo

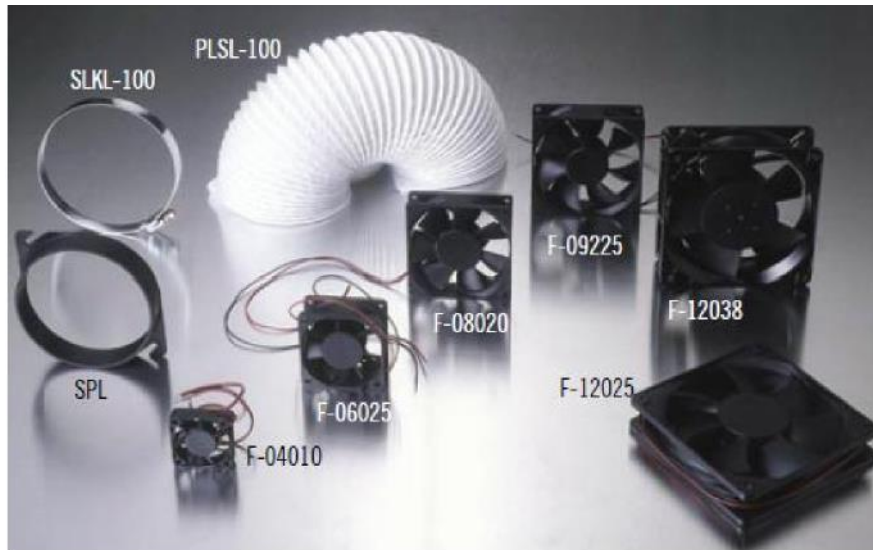


Figura 27. Ventiladores ofrecidos por Supercool

Part#	Dimensions mm	Voltage V DC nom	Current A	Air flow		Static Pressure		Noise dB	Moisture protection
				CFM	m <sup>3</sup> /h	inch water	Pascal		
F-04010-12-2	40 x 40 x 10	12	0.1	6.7	11.6	0.098	24.5	25.0	none
F-06020-12-2	60 x 60 x 20	12	0.16	16.3	27.7	0.135	33.5	31.0	none
F-06025-12-2	60 x 60 x 25	12	0.23	23.2	39.4	0.188	46.9	32.3	none
F-06025U12-2	60 x 60 x 25	12	0.27	28.3	48.1	0.246	61.3	37.0	none
F-06025-24-2	60 x 60 x 25	24	0.15	23.2	39.4	0.185	46.1	32.3	none
F-08020-12-2	80 x 80 x 20	12	0.24	27.3	46.4	0.136	33.8	32.4	none
F-09220-12-2	92 x 92 x 20	12	0.25	32.8	55.8	0.106	26.4	32.8	none
F-09220-24-2	92 x 92 x 20	24	0.14	32.8	55.8	0.104	26.0	32.8	none
F-09225-12-2	92 x 92 x 25	12	0.25	52.5	89.3	0.131	32.6	35.0	none
F-09225-12-3	92 x 92 x 25	12	0.25	52.5	89.3	0.131	32.6	35.0	IP55
F-09225U12-2	92 x 92 x 25	12	0.39	60	102	0.163	40.7	39.4	none
F-09225-24-2	92 x 92 x 25	24	0.15	52.5	89.3	0.129	32.1	35.0	none
F-09225-24-3	92 x 92 x 25	24	0.15	52.5	89.3	0.129	32.1	35.0	IP55
F-09225U24-2	92 x 92 x 25	24	0.21	60	102	0.163	40.7	39.4	none
F-12025-24-2	120 x 120 x 25	24	0.19	85.2	144	0.136	33.8	39.1	none
F-12032-24-2	120 x 120 x 32	24	0.25	108	183	0.215	53.5	43.3	none
F-12038-24-2	120 x 120 x 38	24	0.4	120	204	0.320	79.8	48.0	none
F-12038-24-3	120 x 120 x 38	24	0.4	122	207	0.394	98.1	48.0	IP55
F-12038X24-2	120 x 120 x 38	24	0.6	190	323	0.5	125	60.0	IP55

Tabla 12. Características de los ventiladores

A partir de los datos del ventilador se calcula la velocidad del aire en el interior de la caja refrigerada.

La velocidad del aire en el interior de la caja refrigerada viene dada por:

$$v_{c\_int} = Vol_{aire\_int} \cdot \frac{1}{A_{int}} \cdot \frac{1}{3600}$$

Dónde:

$v_{c\_int}$ : Es la velocidad del aire en el interior en m/s.

$Vol_{aire\_int}$ : El volumen de aire en el interior en m<sup>3</sup>.

$A_{int}$ : Área en el interior en m<sup>2</sup>.

Utilizando los datos técnicos del ventilador, la velocidad de aire en el interior es:

$$v_{c\_int} = 46,4 \cdot \frac{1}{0,010 \cdot 0,47} \cdot \frac{1}{3600}$$

$$v_{c\_int} = 2,74 \text{ m/s}$$

### 3.1.3. CONDICIONES DE LA CABINA

#### 3.1.3.1. CONDICIONES EXTERIORES

El modulo está situado, por hipótesis, en la parte baja del tablero que se conserva fresca y seca, sin ninguna corriente externa de aire.

Por lo cual, pueden considerar las siguientes para el ambiente exterior:

- El aire ambiente está en reposo
- Los efectos de la radiación son despreciables para el modulo mas no el habitáculo



MAGNITUD	SIMBOLO	VALOR
Presión Exterior	$P_{ext}$	1 atm
Temperatura Exterior	$T_{ext}$	27°C
Calor Especifico	$C_{p_{ext}}$	1007 J/kg.K
Viscosidad Cinemática	$\nu_{a_{ext}}$	15.89x10(-6) m <sup>2</sup> /s
Viscosidad Dinámica	$\mu_{a_{ext}}$	184.6x10(-7)N.s/m <sup>2</sup>
Conductividad Térmica	$K_{a_{ext}}$	26.3x10(-3)W/m.K
Difusividad	$\alpha_{a_{ext}}$	22.5x10(-6)m <sup>2</sup> /s
Densidad	$D$	1.1614 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 13. Datos del aire exterior.

Estos datos se han tomado de la tabla A.4 del libro “Fundamentos de Transferencia de Calor” cuyo autor es Frank Incropera.

A partir de los datos anteriores se calcula el coeficiente de Prandtl del aire exterior  $Pr_{ext}$ . Éste se expresa:

$$Pr_{ext} = \frac{C_{p_{ext}} \cdot \mu_{a_{ext}}}{K_{ext}} = \frac{1007 \cdot 18,46 \cdot 10^{-7}}{26,3 \cdot 10^{-3}} = 0,7068$$

Y será de utilidad en los siguientes apartados, en concreto en el cálculo de las cargas térmicas.

En los apartados anteriores se ha utilizado como temperatura del lado caliente  $T_h$  ya que es la nomenclatura utilizada por los fabricantes y suministradores de células Peltier.

Debido a que se va a utilizar varias temperaturas calientes que corresponden a medidas de temperatura en diferentes puntos, para no confundirlas se toma como temperatura del lado caliente de la célula  $T_h$ , la temperatura del exterior llamada  $T_{ext}$

### 3.1.3.2. CONDICIONES INTERIORES

Ya que el habitáculo se debe mantener refrigerada en perfectas condiciones, es imprescindible que las condiciones interiores del habitáculo sean constantes y adecuadas para la refrigeración y confort de las personas.

Por ello, los datos del aire interior de la caja refrigerada deben ser los que se ven en la tabla 14:

MAGNITUD	SIMBOLO	VALOR
Presión Exterior	$P_{ext}$	1 atm
Temperatura Exterior	$T_{ext}$	5°C
Calor Específico	$C_{p_{ext}}$	1006,5 J/kg.K
Viscosidad Cinemática	$\nu_{a_{ext}}$	13.80x10(-6) m <sup>2</sup> /s
Viscosidad Dinámica	$\mu_{a_{ext}}$	172.1x10(-7)N.s/m <sup>2</sup>
Conductividad Térmica	$k_{a_{ext}}$	24.3x10(-3)W/m.K
Difusividad	$\alpha_{a_{ext}}$	18.8x10(-6)m <sup>2</sup> /s
Densidad	$D$	1.264 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 14. Datos del aire interior

Estos datos se han tomado de la tabla A.4 del libro “Fundamentos de Transferencia de Calor” cuyo autor es Frank Incropera.

De la misma forma que para el aire exterior el coeficiente de Prandtl del aire interior,  $Pr_{int}$ , se expresa:

$$Pr_{int} = \frac{C_{p_{int}} \cdot \mu_{a_{int}}}{K_{int}} = \frac{1006.17,78 \cdot 10^{-7}}{24,29 \cdot 10^{-3}} = 0,736$$

De la misma forma, en el que se utiliza como temperatura del lado caliente de la célula  $T_h$ , la temperatura del exterior llamada  $T_{ext}$ , para la temperatura de la cara fría de la celda  $T_c$  se toma la temperatura del interior de la caja  $T_{int}$

### 3.2. CARGA TERMICA

La carga térmica o carga de enfriamiento, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad en una aplicación específica.

Es necesario definir antes de nada la carga térmica del conjunto del sistema, para después saber cuál es la potencia de enfriamiento requerida y por lo tanto el modelo Peltier a utilizar.

La cantidad de energía que es necesaria vencer, es debida a la transmisión de calor desde el exterior al interior. Existen tres fenómenos de transporte de calor:

- Convección externa natural.
- Convección interna forzada.
- Radiación.
- Conducción.

En este caso, el aporte de calor por radiación es considerable ya que el automóvil se expondrá al sol hasta temperaturas de 30 a 40°C. Cada uno de los mecanismos de transmisión de calor se puede analizar por analogía eléctrica con la ley de Ohm, definiendo una resistencia térmica. Esto facilita el estudio térmico de sistemas de transmisión compuestos, como éste. Existen tres resistencias térmicas, que son:

- Resistencia térmica por conducción  $R_{tot\_cond}$
- Resistencia térmica por convección exterior  $R_{conv\_ext}$
- Resistencia térmica por convección interior  $R_{conv\_int}$

Como si de un circuito eléctrico se tratase, las resistencias térmicas, dispuestas en serie, también se suman para obtener, en cada pared de la cabina refrigerada, la resistencia térmica total que es igual:



$$R_{tot} = R_{tot\_cond} + R_{conv\_ext} + R_{conv\_int}$$

El resultado anterior también se puede expresar en términos de un coeficiente global de transferencia de calor,  $U \cdot A$  de forma tal que:

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_{tot\_cond}} + \frac{1}{R_{conv\_ext}} + \frac{1}{R_{conv\_int}}$$

Siendo:

$U$ : El coeficiente global de transmisión de calor en  $W/K \cdot m^2$

$R_{tot\_cond}$ : Resistencia térmica por conducción.

$R_{conv\_ext}$ : Resistencia térmica por convección exterior.

$R_{conv\_int}$ : Resistencia térmica por convección interior.

La carga térmica que hay que vencer, en términos del coeficiente de transmisión global de calor, es:

$$\dot{Q}_x = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Donde:

$Q_x$ : Es calor transferido por pared, Watios.

$U$ : El coeficiente global de transmisión de calor de la pared estudiada en  $W/K \cdot m^2$ .

$A$ : Es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en  $m^2$ .

$T_{int}$ : Es la temperatura interior en K.

$T_{ext}$ : Es la temperatura exterior en K.

### 3.2.1. CARGAS TERMICAS EXTERNAS POR CONVECCIÓN NATURAL

Por definición, la convección libre se origina cuando una fuerza, llamada fuerza de cuerpo, actúa sobre un fluido en el que hay gradientes de densidad. El efecto neto es una fuerza de empuje que induce corrientes de convección libre.

Tanto en los casos más comunes como en el problema enfocado, el gradiente de densidad se debe a un gradiente de temperatura y la fuerza del cuerpo se debe a una fuerza gravitacional. En la convección libre o natural, el movimiento del fluido es provocado por fuerzas de flotación que son originadas por diferencias de densidades debido al gradiente de temperatura que presenta el fluido.

En el problema estudiado, los flujos de convección libre están limitados por una superficie, que son las paredes de la caja refrigerada como muestra la figura 28.



Figura 28. Esquema de la transferencia de calor por convección libre.

La ecuación que describe el flujo de calor por convección viene dada por la ley de enfriamiento de Newton y que se expresa tal que:

$$Q_x = h \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{s ext})$$

Siendo:

$Q_x$ : Es calor transferido en Watios.

$h$ : Es el coeficiente de convección en W/K·m<sup>2</sup>.

$A$ : Es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m<sup>2</sup>.

$T_{ext}$ : Es la temperatura exterior, en K.

$T_{s ext}$ : Es la temperatura de la pared exterior en K.

Para el cálculo del coeficiente de convección, es necesario distinguir dos tipos de convección natural:

- Convección natural en las paredes verticales.
- Convección natural en las paredes horizontales.

En este apartado se estudia en primer lugar el coeficiente de convección natural en las paredes verticales y más tarde el coeficiente de convección natural en las paredes horizontales. Pero antes de todo esto se va a demostrar que efectivamente se cumple el fenómeno de transferencia de calor por convección libre.

$T_{ext}$ : Es la temperatura exterior, en K.

$T_{s ext}$ : Es la temperatura de la pared exterior en K.

$T_{s int}$ : Es la temperatura en el interior en K.

$T_{ab}$ : Es la temperatura en el medio del metal de la carrocería en K.



### 3.2.1.1. CONVECCIÓN EN LAS PAREDES EXTERIORES DEL HABITACULO.

Para comprobar que se está en una situación de convección libre, se debe cumplir que:

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \gg 1$$

Siendo  $Gr_L$  el número de Grashof para una longitud característica  $L$  y  $Re_L$  el número de Reynolds para una longitud característica.

Para una pared vertical, el número de Grashof viene dado por la expresión:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sext} - T_{ext}) \cdot L^3}{\nu_a^2}$$

Dónde:

- $Gr_L$ : Número de Grashof para una longitud característica  $L$
- $L$ : Es la longitud característica en este caso el alto de la caja refrigerada en m.
- $g$ : Es la aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ .
- $T_{sext}$ : Es la temperatura en la superficie de la pared exterior en K.
- $T_{ext}$ : Es la temperatura del aire exterior en K.
- $\beta$ : Es el coeficiente de expansión en  $K^{-1}$ .
- $\nu_a$ : Es la viscosidad cinemática del aire en  $m^2/s$ .

En primer lugar se haya el coeficiente de expansión para las condiciones ambientales, cuya expresión es:

$$\beta_{ext} = \frac{-1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = \frac{1}{T_{f\_ext}}$$

Donde utilizando los datos del problema, se tiene que es la temperatura de la pared exterior luego:

$$T_{f\_ext} = T_{sext}$$

Como no se sabe cuál es la temperatura de la pared exterior se utiliza, en primer lugar, la siguiente aproximación:

La temperatura de la antecámara:

$$T_{ab} = \frac{T_{ext} + T_{int}}{2} = \frac{32 + 10}{2} = 21^{\circ}C = 294 K$$

La temperatura de la pared exterior:

$$T_{sext} = \frac{T_{ext} + T_{ab}}{2} = \frac{32 + 21}{2} = 26,5^{\circ}C = 299,5 K$$

El coeficiente de expansión, queda

$$\beta_{ext} = \frac{1}{T_{f\_ext}} = \frac{1}{299,5} = 0,0034K^{-1}$$

Más tarde este valor es corregido para obtener un estudio térmico más fino.

Utilizando el resultado anterior y los datos del apartado 5.1, el número de Grashof para el aire exterior es:

$$Gr_l = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{299,5} \cdot (299,5 - 294) \cdot 1,2^3}{(15,89 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr_l = 12,55 \cdot 10^8$$

Valor que se utilizará más tarde.

Por otro lado el número de Reynolds exterior, viene dado por:

$$Re_{L_{ext}} = \frac{\rho_{a_{ext}} \cdot v_{ext} \cdot L}{\mu_{a_{ext}}}$$

Dónde:

$v_{ext}$ : Es la velocidad del aire en m/s.

$L$ : Es la longitud característica en m.

$\mu_a$ : Es la viscosidad dinámica en N·s/m<sup>2</sup>.

$\rho$ : Es la densidad del aire exterior en kg/m<sup>3</sup>.

En este caso se tiene dos opciones

- Suponer que el aire en el infinito está en reposo luego tiende a 0 m/s.
- Luego en la expresión del Reynolds cuando  $v$  tiende a 0,  $Re_l$  tiende a 0.

Entonces, cuando  $v \rightarrow 0$  y se verifica que:

$$\frac{Gr_{L_{ext}}}{Re_{L_{ext}}^2} \gg 1$$

Se verifica la convección natural.

Introduciendo los datos del problema, se tiene:

$$v_{ext} = \frac{32}{100} \cdot 0,07 = 0,0224 \text{ m/s}$$



Luego el Número de Reynolds, a partir de los datos anteriores y los del capítulo 2, es:

$$Re_{ext} = \frac{1,1614 \cdot 20 \cdot 1,2}{18,4 \cdot 10^{-7}} = 1,51 \cdot 10^{-7}$$

Condición:  $1,51 \cdot 10^{-7} > 5 \cdot 10^5$

Se cumple que: **FLUJO TURBULENTO**

Tomando el valor del número de Grashof anteriormente calculado, se tiene que:

$$\frac{Gr_{l_{ext}}}{Re_{ext}} = \frac{12,55 \cdot 10^8}{1,51 \cdot 10^7} = 83,11 \gg 1$$

Por lo tanto se vuelve a cumplir que se está en una situación de convección natural.

Para el estudio del fenómeno de convección para la pared horizontal es igual sólo que cambia la longitud característica. Como se ha tomado una caja simétrica el resultado es el mismo tanto para las paredes horizontales como verticales.

### 3.2.1.2. CONVECCIÓN NATURAL EN PAREDES LATERALES DEL HABITÁCULO.

La resistencia térmica con el fenómeno de convección, viene dada por:

$$R_{conv} = \frac{1}{h}$$

Dónde:

$R_{conv}$ : Es la resistencia térmica debido al fenómeno de convección en  $K \cdot m^2/W$

$h$ : Es el coeficiente de convección en  $W/K \cdot m^2$

Una de las principales dificultades de la convección es el cálculo del coeficiente de convección,  $h$ . Éste se relaciona a partir del número de Nusselt ( $Nu$ ) que por definición es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Su fórmula es la siguiente:

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k_{aire}}$$

Donde:

$Nu_L$ : Es el número de Nusselt para una longitud característica, adimensional.

$h$ : Es el coeficiente de convección en  $W/K \cdot m^2$ .

$L$ : Es la longitud característica en m.

$k_{aire}$ : Es la conductividad del aire en  $W/m \cdot K$ .

Para la placa vertical se han desarrollado expresiones para poder calcular el  $Nu_L$ .

Una de ellas es la correlación de Churchill y Chu, que se aplica en todo el intervalo de  $Gr$  y es de la siguiente forma:

$$Nu_L = \left( 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr_{ext}} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2$$

Dónde:

$Ra_L$ : Es el número de Rayleigh, adimensional.

$Pr_{ext}$ : Es el número de Prandtl del aire exterior.

Por definición el número de Rayleigh del aire exterior se escribe:

$$Ra_{L_{ext}} = \frac{g \cdot \beta_{ext} \cdot (T_{s_{ext}} - T_{ext}) \cdot L^3}{\nu_{a_{ext}} \cdot \alpha_{a_{ext}}}$$

Dónde:

- RaL*: Numero de Rayleigh del aire exterior.
- L*: Es la longitud característica en m.
- g*: Es la aceleración de la gravedad en m/s<sup>2</sup>.
- T<sub>s<sub>ext</sub></sub>*: Es la temperatura en la superficie de la pared exterior en K.
- T<sub>ext</sub>*: Es la temperatura del aire exterior en K.
- β*: Es el coeficiente de expansión en K<sup>-1</sup>.
- ν<sub>a</sub>*: Es la viscosidad cinemática del aire exterior en m<sup>2</sup>/s.
- μ*: Es la Difusividad térmica del aire exterior en m<sup>2</sup>/s.

Además, el número de Rayleigh puede expresarse a partir de otros dos números adimensionales como son el Número de Grashof y el Número de Prandtl, tal que:

$$Ra_{L_{ext}} = Gr_{L_{ext}} \cdot Pr_{ext}$$

Utilizando los resultados de las ecuaciones de los apartados 6.3.1 y 5.1.1, en el caso de las paredes verticales el número de Rayleigh.

$$Ra_{l_{ext}} = 12,55 \cdot 10^8 \cdot 0,7068 = 8,87 \cdot 10^8$$



Luego el Nusselt es:

$$Nu_{Lv} = \left( 0,825 + \frac{0,387 \cdot (8,87 \cdot 10^8)^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,429}{0,7068} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

$$Nu_{Lv} = 118,32$$

Por lo tanto, el coeficiente de convección para las paredes exteriores verticales es:

$$h_{extv} = \frac{Nu_{Lv} \cdot k}{L} = \frac{118,32 \cdot 0,0264}{1,2} = 2,56 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### 3.2.1.3. CONVECCIÓN NATURAL EN PAREDES POSTERIOR Y DELANTERA DEL HABITÁCULO.

Con los datos anteriores hallamos la resistencia térmica por convección libre para paredes verticales posteriores y delanteras

$$Gr_{l_{ext}} = 12,55 \cdot 10^8$$

$$Pr_{ext} = 0,7068$$

$$Ra_{l_{ext}} = 8,87 \cdot 10^8$$

$$Nu_l = 118,32$$

El coeficiente de convección para la pared posterior exterior es:

$$h_{ext_p} = \frac{Nu_{ls} \cdot K}{L} = \frac{118,32 \cdot 0,026}{1,3} = 2,36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El coeficiente de convección para la pared delantera exterior es:

$$h_{ext_d} = \frac{Nu_{ls} \cdot K}{L} = \frac{118,32 \cdot 0,026}{1,5} = 2,05 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### 3.2.1.4. CONVECCIÓN NATURAL EN EL TECHO DEL HABITÁCULO.

Dentro del cálculo del flujo de convección libre de las paredes horizontales hay que hacer una distinción entre las paredes horizontales superiores y las inferiores, ya que las correlaciones de estas dos son distintas.

En los dos casos se supone constante la temperatura de la superficie exterior de la pared.

Para una superficie superior fría ( $T_{s_{ext}} < T_{ext}$ ), la tendencia del fluido es a descender pero es impedida por la placa. El flujo se debe mover horizontalmente antes de que pueda descender o ascender desde los extremos de la placa y la transferencia de calor por convección es poco efectiva.

La correlación utilizada en este caso es la de McAdams para una superficie superior de placa fría, que viene dada por:

$$Nu_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4}$$

Correlación válida para valores de Rayleigh:  $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$

El Rayleigh de la pared horizontal superior, se escribe:

$$Ra_{L_{hs}} = \frac{g \cdot \beta_{ext} \cdot (T_{s_{ext}} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu_a \cdot \alpha}$$

Y ya que los valores no cambian con respecto a los de la pared vertical, su valor es de:

$$Ra_{l_{ext}} = 8,87 \cdot 10^8$$

Luego estamos dentro del intervalo impuesto para la utilizar la correlación.

El número de Nusselt para la pared horizontal superior es:

$$Nu_{l_{hs}} = 0,27 \cdot Ra_{l_{hs}}^{\frac{1}{4}} = 46,59$$

El coeficiente de convección para la pared superior exterior es:

$$h_{exts} = \frac{Nu_{ls} \cdot K}{L} = \frac{46,59 \cdot 0,026}{1,2} = 1,009 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### 3.2.1.5. CONVECCIÓN LIBRE EN EL PISO DEL HABITÁCULO.

Al estar el habitáculo apoyado en cuatro soportes aislantes, se tiene por tanto en cuenta el fenómeno de transmisión de calor por convección también en la parte inferior de la caja refrigerada, suponiendo que el área de los soportes es demasiado pequeña y por tanto despreciable en el estudio térmico.

Para una superficie fría ( $T_{s_{ext}} < T_{ext}$ ) esta vez inferior, el flujo se impulsa por parcelas descendentes. La conservación de la masa sugiere que el fluido frío que desciende desde la superficie, sea reemplazado por un fluido ascendente más caliente del ambiente y la transferencia de calor sea más efectiva.

La correlación utilizada en este caso es la de McAdams para una superficie inferior de placa fría, que viene dada por:

$$\begin{aligned} Nu_L &= 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} && \text{Para } 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \\ Nu_L &= 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} && \text{Para } 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \end{aligned}$$

En este caso el Rayleigh de la pared horizontal inferior,  $Ra$  se escribe:

$$Ra_{L_{hi}} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{s_{ext}} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu_a \cdot \alpha}$$



Y ya que los valores, en este caso son iguales que los del caso anterior su valor será el mismo que el de la pared vertical

$$Ra_{L_{hi}} = 8,87 \cdot 10^8$$

El segundo intervalo es el que cumple con el Rayleigh calculado es decir dentro de:

$$10^7 \leq Ra_{L_{hi}} \leq 10^{11}$$

$$Nu_{l_{hi}} = 0,15 \cdot Ra_{l_{hi}}^{\frac{1}{3}} = 144,12$$

El coeficiente de convección para la pared inferior exterior es:

$$h_{ext_{hi}} = \frac{Nu_{l_{hi}} \cdot K}{L} = \frac{144,12 \cdot 0,0263}{1,78} = 2,10 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### 3.2.1.6. CARGA TOTAL POR CONVECCION NATURAL EXTERNA.

$$Qt_{convc_{ext}} = h_{ext} \cdot A \cdot (Text - Tint)$$

Donde:

*Qt*: Carga total por convección natural externa del habitáculo W.

*h<sub>ext</sub>*: Coeficiente de convección exterior.

*A*: Área externa del habitáculo.

*Text*: Es la temperatura del aire externo K.

*Tint*: Es la temperatura del aire en interior del habitáculo K.

La carga total del habitáculo por convección natural en el exterior es igual a:

$$Qt_{convc_{ext}} = 10,07 \cdot 3,85 \cdot (30 - 20)$$

$$Qt_{convc_{ext}} = 155,2 \text{ W}$$

### 3.2.2. CARGAS TERMICAS INTERNAS POR CONVECCIÓN FORZADA.

Dentro del fenómeno de convección, si el movimiento del fluido se debe exclusivamente a una diferencia de densidades originada por diferente calentamiento se habla de convección natural; pero si en ese movimiento influye la agitación externa o provocada, se habla de convección forzada.

Al tener un ventilador que aporta aire frío de la celda Peltier al interior de la cabina, el fenómeno de transferencia de calor en el interior de la caja refrigerada es de convección forzada.

Se puede ver, como se comportaría este fenómeno de forma esquemática en la figura 29:

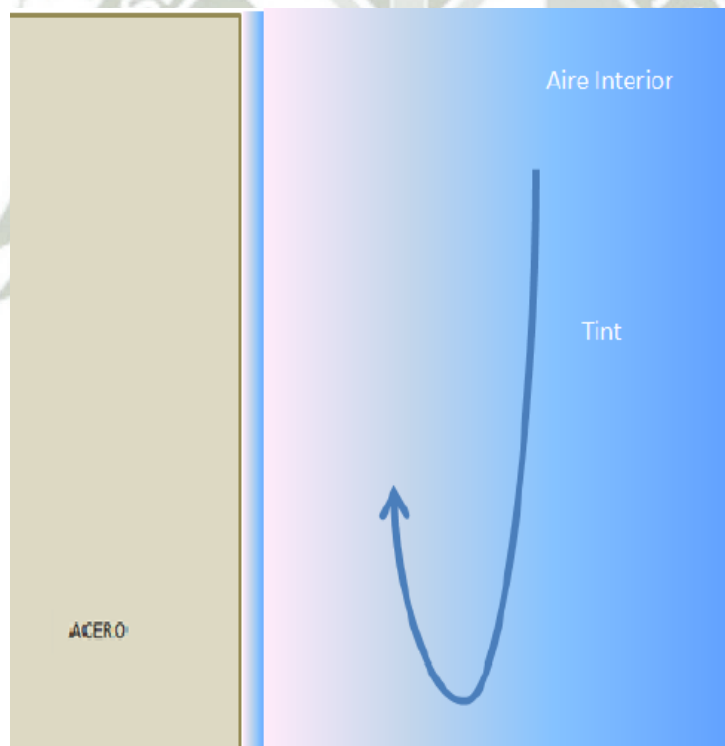


Figura 29. Esquema del fenómeno de convección interior en la caja refrigerada

La ecuación que describe el flujo de calor por convección, esta vez en el interior, viene dada por la ley de enfriamiento de Newton y viene dada por la expresión:

$$Q_x = h \cdot A \cdot (T_{sint} - T_{int})$$

Donde:

- $Q_x$ : Es calor transferido en Watos.  
 $h$ : Es el coeficiente de convección en W/K·m2.  
 $A$ : Es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor en m2.  
 $T_{int}$ : Es la temperatura interior, en K.  
 $T_{sint}$ : Es la temperatura de la pared interior en K.

### 3.2.2.1. CONVECCIÓN FORZADA EN LAS PAREDES INTERNAS DEL HABITÁCULO

Análogamente a como se ha hecho en el caso de la convección exterior, para que exista convección forzada, se debe cumplir que:

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \ll 1$$

Siendo  $Gr_{L\_int}$  el número de Grashof para una longitud característica L, esta vez interior y  $Re_{L\_int}$  el número de Reynolds en el interior para la misma longitud característica.

Para la pared vertical interior, el número de Grashof viene dado por la expresión:

$$Gr_{L\_int} = \frac{g \cdot \beta_{int} \cdot (T_{sint} - T_{int}) \cdot L_{int}^3}{\nu_{a\_int}^2}$$



Dónde:

- Grl*: Número de Grashof para una longitud característica L
- Lint*: Es la longitud característica en este caso el alto interior de la caja refrigerada en m.
- g*: Es la aceleración de la gravedad en m/s<sup>2</sup>.
- Tsint*: Es la temperatura en la superficie de la pared interior en K.
- Tint*: Es la temperatura del aire interior en K.
- β*: Es el coeficiente de expansión interior en K<sup>-1</sup>.
- vint*: Es la viscosidad cinemática del aire interior en m<sup>2</sup>/s.

De la misma forma que antes, se halla en primer lugar, el coeficiente de expansión interior para las condiciones interiores, cuya expresión es:

$$\beta_{int} = \frac{-1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = \frac{1}{T_{f\_int}}$$

En este caso, se tiene que  $T_{f\_int}$  es la temperatura de la pared interior luego:

$$T_{f\_int} = T_{sint}$$

Luego aproximando para hallar la temperatura de la pared interior, se tiene:

- La temperatura de la pared interior se aproxima a:
- El coeficiente de expansión,  $\beta_{int}$  queda:

$$\beta_{int} = \frac{1}{288,5} = 0,00346\text{K}^{-1}$$

Con el resultado anterior y los datos del apartado 3.1, el número de Grashof para el aire interior es:

$$T_{ab} = 21^{\circ}\text{C} = 294\text{K}$$

$$T_{sint} = \frac{T_{int} + T_{ab}}{2} = \frac{10 + 21}{2} = 15,5^{\circ}\text{C} = 288,5\text{ K}$$

$$Gr_{lint} = \frac{9,81 \cdot (0,0035) \cdot (294 - 288,5) \cdot 2^3}{(17,78 \cdot 10^{-7})^2}$$

$$Gr_{lint} = 369,2 \cdot 10^9$$

Por otro lado, el número de Reynolds interior es:

$$Re_{L,int} = \frac{\rho_{a,int} \cdot v_{c,int} \cdot Dh_{int}}{\mu_{a,int}}$$

Dónde:

*ReLint*: Numero de Reynolds en el interior del habitáculo.

*Vc*: Es la velocidad del aire en el interior en m/s.

*Dh*: Es el diámetro hidráulico equivalente que es la longitud característica en m.

*μa*: Es la viscosidad dinámica interior en N·s/m<sup>2</sup>.

*ρa*: Es la densidad del aire interior en kg/m<sup>3</sup>.

El diámetro hidráulico *Dh<sub>int</sub>* equivalente del interior de la caja se calcula de la siguiente forma:

$$Dh_{int} = \frac{4 \cdot A}{P}$$

Dónde:

Dhint: Diámetro hidráulico interior.

A: Es el área mojada en m<sup>2</sup>

P: Es el perímetro mojado en m.

Reemplazando por los datos del problema, se tiene:

$$A_1 = \left( \frac{1,04 \cdot 1,26}{2} \right) \cdot 0,42 = 0,483\text{m}^2$$

$$A_2 = 1,44 \cdot 0,65 = 0,936\text{m}^2$$

$$A_T = 1,419\text{m}^2$$

$$P = 1,15 + 0,42 + 0,67 + 1,44 + 0,65 + 0,42 = 4,73\text{m}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot (1,419)}{4,73} = 1,20\text{m}$$

Para la determinación del valor del número de Reynolds del aire interior de la caja refrigerada,  $ReL$ , se debe de considerar la velocidad del aire frío dentro de la cabina.

Para ello, en el apartado 3.1.2, se ha tenido en cuenta la velocidad del aire dentro de la caja que viene dada por las especificaciones del ventilador del que está compuesto el módulo Peltier además de la hipótesis en la que se supone que en ningún momento el aire se remansa.

El aire frío en la caja refrigerada tiene una velocidad, tal que:

$$V_{c_a} = 1,78 \text{ m/s}$$

Y por tanto, reemplazando por los datos obtenidos, el número de Reynolds interior es:



$$Re_{\text{lint}} = \frac{1,247 \cdot 1,78 \cdot 1,20}{(17,78 \cdot 10^{-7})} = 1,49 \cdot 10^6$$

En primer lugar se observa que  $Re_{\text{lint}} > 4000$ , luego el flujo en el interior de la cabina refrigerada es turbulento, como cabría esperar al tener un ventilador que proporciona velocidad al aire de forma artificial dentro de la caja.

En segundo lugar, si se analiza el cociente entre el número de Grashof y el número de Reynolds al cuadrado se ve que es igual a:

$$\frac{Gr_{\text{lint}}}{Re_{\text{lint}}^2} = \frac{477,8 \cdot 10^9}{(1,49 \cdot 10^6)^2} = 0,215 \ll 1$$

Luego inferior a la unidad, la situación es de convección forzada

Hallar el coeficiente convectivo para un flujo interior en régimen turbulento no es sencillo, la mayoría de los resultados se han determinado de forma empírica o con ayuda de programas de simulación como Fluent o Matlab.

En este caso, éste no es el objetivo de este proyecto. Haciendo referencia a la literatura, muchos autores obtienen este coeficiente convectivo interior a través de las ecuaciones de Nusselt para flujos turbulentos no desarrollados en el interior de tuberías.

Donde la expresión del Nusselt es la siguiente:

$$Nu = 0,036 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^{0,055}$$

En la que L es la longitud del tubo y d el diámetro de la tubería.

La ecuación anterior puede descomponerse en dos ecuaciones específicas para unas características del flujo y geométricas precisas:

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,42} \cdot \left\{ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{0,055} \right\} \quad \text{para} \quad \begin{array}{l} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 10 \\ L/d < 40 \end{array}$$

$$Nu = 0,036 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,333} \cdot \left( \frac{d}{L} \right)^{1/18} \quad \text{para} \quad \begin{array}{l} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 10 \\ 10 < L/d < 400 \end{array}$$

Aunque la geometría no sea la misma puesto que estamos hablando de una caja refrigerada y no de una tubería, hay que modificar estas ecuaciones para adaptarlas a nuestro problema. Se harán las siguientes suposiciones:

1. La longitud característica de la tubería, L, es equivalente a la altura interior de la cabina refrigerada.
2. El diámetro de la tubería d, es equivalente al diámetro hidráulico del interior de la cabina, calculado en el punto 3.2.2.1.

A partir de los datos obtenidos en el apartado 4 de esta memoria se tiene que el número de Prandtl para el aire interior es:

$$Pr = 0,736$$

Utilizamos la ecuación de Nusselt para flujos turbulentos por medio de la correlación de Notter y Sleicher:

$$Nu = 5 + 0,016 \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot \left\{ \frac{a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr} ; b = 0,33 + 0,5 \cdot e^{-0,6 \cdot Pr}}{\frac{L}{d} > 25 ; 10^4 < Re < 10^6 ; 0,1 < Pr < 10^4} \right\}$$

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + 0,736} = 0,8293$$

$$b = 0,33 + 0,5 \cdot e^{-0,6 \cdot 0,736} = 0,6515$$

$$Nu = 5 + 0,016 \cdot (1,49 \cdot 10^6)^{0,8293} \cdot 0,736^{0,6515} = 1730,09$$

Coefficiente de convección por convección forzada

$$h_{int} = \frac{1730,09 \cdot 26,29 \cdot 10^{-3}}{2} = 22,49 \text{ w/m}^2\text{K}$$

Antes de calcular la resistencia térmica por convección del interior de la caja refrigerada, me gustaría demostrar que las hipótesis barajadas anteriormente para el cálculo de este coeficiente de convección, son las adecuadas.

Par a ello, hago referencia al Manual de Refrigeración, en el que propone la siguiente correlación comprobada experimentalmente para el cálculo de coeficientes de convección forzada en interiores de cámaras frigoríficas

$$h_i = 5 + \frac{v}{1100}$$

Dónde:

*h<sub>i</sub>*: Es el coeficiente de convección interior forzada.

*v*: En es la velocidad del aire de entrada en m/h.

Además, argumenta el uso de esta correlación empírica siempre y cuando la velocidad de entrada sea inferior a 3000 m/h o lo que es lo mismo 5 m/s y en ningún caso pone límite de dimensiones ni de temperaturas. En este caso se cumple esta condición puesto que la velocidad del aire frío es de 1,78 m/s.

El cálculo de *h<sub>i</sub>* según este método es el siguiente:

$$h_i = 5 + \frac{1,78 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{1100} = 10,82 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Si se compara el valor obtenido por la correlación y el obtenido a partir de la teoría de flujo turbulento no desarrollado en el interior de tuberías, se puede afirmar que son valores cercanos y por lo tanto válidos para el cálculo de cargas térmicas en la cabina. Para una



mayor exactitud se toma con valor de coeficiente de convección interior,  $h_i$ , el valor medio de los dos anteriores, es decir:

$$h_i = 10,82 \cdot \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 4,18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kcal}} \cdot 1000 \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} = 12,56 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$h_i = \frac{22,49 + 12,56}{2} = 17,52 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$h_i = 17,52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

### 3.2.2.2. CARGA TOTAL POR CONVECCION FORZADA INTERNA

$$Qt_{conv\_int} = h_{int} * A * (T_{ext} - T_{int})$$

Donde:

$Qt_{conv\_int}$ : Carga total por convección forzada en el interior del habitáculo.

$h_{int}$ : Coeficiente de convección interior.

$A$ : Área interior del habitáculo.

$T_{ext}$ : Es la temperatura del aire externo °C.

$T_{int}$ : Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

$$Qt_{conv\_int} = 10.82 * 3.50 * (22 - 20)$$

$$Qt_{conv\_int} = 75.74 \text{ W}$$

### 3.2.3. CARGAS TÉRMICAS POR RADIACION.

#### 3.2.3.1. RADIACIÓN SOLAR ATREVES DE VIDRIO.

Para este caso se tomara 400W/m<sup>2</sup> de carga térmica para una máxima radiación a medio día.

Como se tiene lunas polarizadas se toma un coeficiente de oscurecimiento es igual a SC = 0,95.

<i>RADIACIÓN SOLAR T solar</i>	<i>SC</i>	<i>espesor</i>
0,78	0,95	4mm

Tabla 15. Coeficiente por radiación solar.

$$SHGC = 0,95 \cdot 0,78 = 0,826$$

$$Q_{solar} = SHGC \cdot A_{encristalado} \cdot q_{solar \text{ incidente}}$$

$$Q_{solar} = 0,826 \cdot 1,42 \cdot 400$$

$$Q_{solar} = 469,16W$$

#### 3.2.3.2. CARGAS TÉRMICA POR PERSONA.

En este apartado veremos la carga que genera cuando un automóvil viaja con cuatro personas a máxima capacidad.

$$Q_{si} : \text{calor emitido por persona aproximado } 52W$$

$$Q_{sp} = Q_{si} \cdot \#personas$$

$$Q_{sp} = 52 \cdot 4 \text{ personas}$$

$$Q_{sp} = 208W$$

Carga térmica del habitáculo cuando el carro se encuentra en su capacidad máxima.

### 3.2.3.3. CARGA TÉRMICA DEBIDO A LA INFILTRACIÓN DE AIRE.

Encontramos pérdidas de aire en el habitáculo y estas son producidas al abrir y cerrar constantemente las puertas del automóvil así como pérdidas de aire al exterior.

$$Vi = 5 \frac{m^3}{h} \text{ infiltracion de aire}$$

$$\Delta T = 32 - 10 = 22^\circ C$$

$$Qia = 0,33 \cdot Vi \cdot \Delta T$$

$$Qia = 0,33 \cdot 5 \cdot 22$$

$$Qia = 36,3W$$

Donde:

*Qia*: Carga debido a la infiltración de aire.

*Vi*: Flujo de aire por infiltración.

### 3.2.3.4. CARGA TÉRMICA TOTAL POR RADIACIÓN.

Hallamos la carga térmica total por radiación solar que incide en el habitáculo así como la carga que produce cada persona en el interior y las infiltraciones de aire producidas por la apertura de puertas.

$$Qt_{rad} = Qsolar + Qsp + Qia$$

Donde:

*Qtrad*: Carga total por radiación W.

*Qsp*: Carga por persona en el habitáculo W.

*Qia*: Carga por infiltración de aire W.

$$Qt_{rad} = 469,16 + 208 + 36,3$$

$$Qt_{rad} = 713,46 W$$



### 3.2.4. CARGAS TERMICAS POR CONDUCCION.

#### 3.2.4.1. CONDUCCIÓN DE CALOR POR EL VIDRIO

La transferencia de calor atreves de las ventanas es estacionaria, dado que las temperaturas superficiales permanecen constantes en los valores especificados.

La transferencia de calor atreves de las lunas del automóvil es unidimensional ya que cualquier gradientes significativos de temperatura existen en la dirección desde el interior hacia el exterior la conductividad térmica es constante.

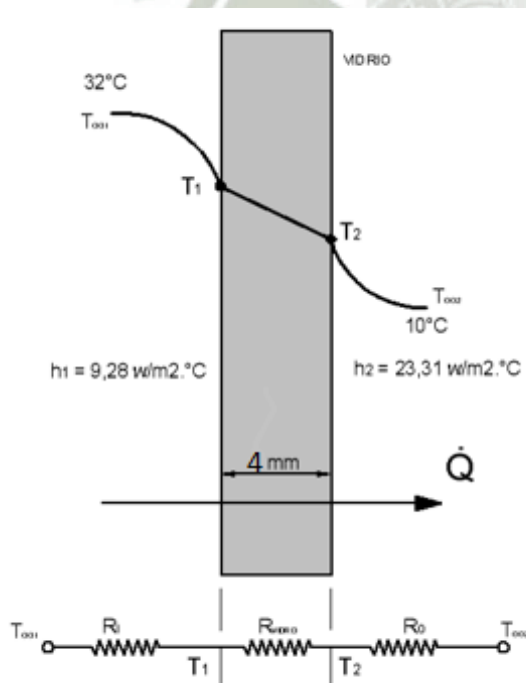
Conductividad térmica del vidrio es  $k=0,78 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ . Este proyecto está relacionado con conducción atreves de las lunas de vidrio y convección en sus superficies y este se puede manejar de mejor manera utilizando el concepto de resistencia térmica y dibujar la red de resistencias térmicas

Donde:

$R_i$ : Resistencia por convección natural exterior  $^\circ\text{C/w}$ .

$R_{\text{vidrio}}$ : Resistencia por conducción en el vidrio  $^\circ\text{C/w}$ .

$R_o$ : Resistencia por convección forzada en el interior  $^\circ\text{C/w}$ .



$$R_i = \frac{1}{9,28 \cdot 3,23} = 0,033^\circ\text{C/w}$$

$$R_{\text{vidrio}} = \frac{0,004}{0,78 \cdot 3,23} = 0,00158^\circ\text{C/w}$$

$$R_o = \frac{1}{23,31 \cdot 3,23} = 0,0132^\circ\text{C/w}$$

$$R_{total} = R_i + R_{vidrio} + R_o$$

Donde:

$R_i$ : Resistencia por convección natural exterior °C/w.

$R_{vidrio}$ : Resistencia por conducción en el vidrio °C/w.

$R_o$ : Resistencia por convección forzada en el interior °C/w.

$$R_{total} = 0,033 + 0,00158 + 0,0132$$

$$R_{total} = 0,04778\text{°C/w}$$

$$Q_{vidrio} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{total}}$$

Donde:

$Q_{vidrio}$ : Carga térmica por conducción a través del vidrio W.

$R_{total}$ : Resistencia por conducción en el vidrio °C/w.

$T_{ext}$ : Es la temperatura del aire externo °C.

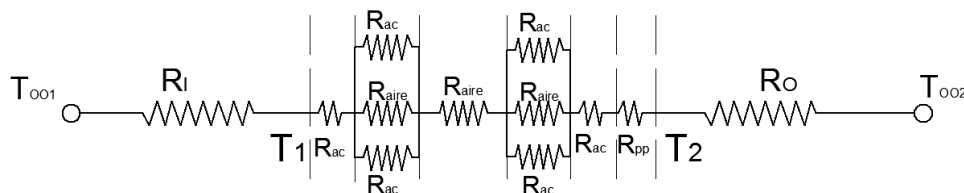
$T_{int}$ : Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

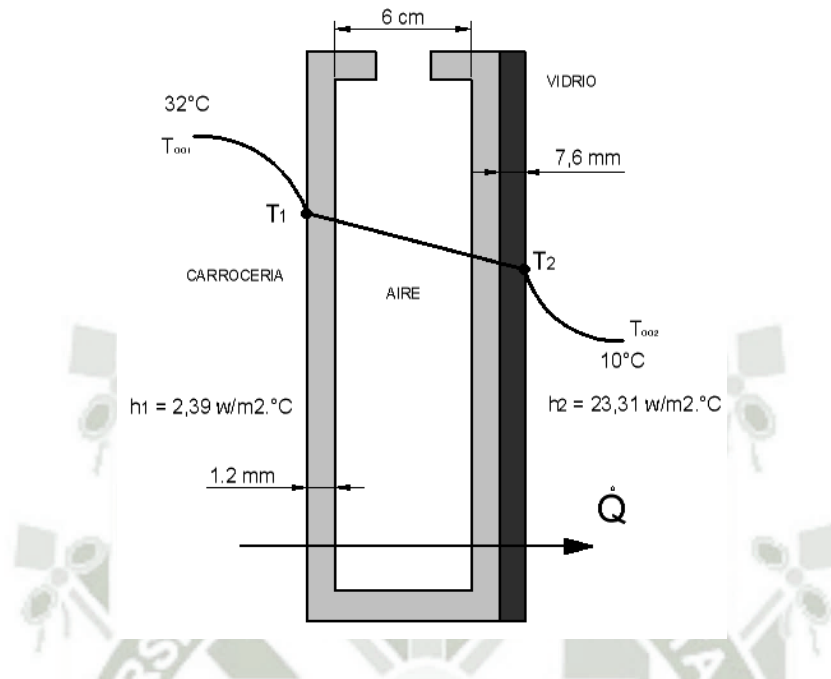
$$Q_{vidrio} = \frac{32 - 20}{0,04778} = 251,15\text{ W}$$

### 3.2.4.2. CONDUCCIÓN DE CALOR EN LA CARROCERÍA

#### 3.2.4.2.1. CARROCERÍA DE LA PARTE LATERAL (PUERTAS)

Diagrama de resistencias térmicas en la puerta del vehículo y condiciones externas e internas.





$$R_i = \frac{1}{2.39 \cdot 1.15} = 0.36 \frac{C}{w}$$

$$R'_{ac} = \frac{0.025}{54 \cdot 0.0021} = 0.22 \frac{C}{w}$$

$$R_o = \frac{1}{23.3 \cdot 1.15} = 0.037 \frac{C}{w}$$

$$R_{ac} = \frac{0.012}{54 \cdot 1.15} = 0.0000193 \frac{C}{w}$$

$$R'_{aire} = \frac{0.025}{0.026 \cdot 1.15} = 0.30 \frac{C}{w}$$

$$R_{aire} = \frac{0.01}{0.026 \cdot 1.15} = 0.33 \frac{C}{w}$$

$$R_{pp} = \frac{0.076}{0.22 \cdot 1.15} = 0.30 \frac{C}{w}$$

$$R_t = \frac{1}{0.22} + \frac{1}{1.20} + \frac{1}{0.22} = 0.10 \frac{C}{w}$$

Donde:

*R<sub>i</sub>*: Resistencia térmica por convección natural exterior °C/w.

*R<sub>ac</sub>*: Resistencia térmica por conducción en la carrocería °C/w.

*R<sub>aire</sub>*: Resistencia térmica producida por el aire °C/w.

*R<sub>pp</sub>*: Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno °C/w.

*R<sub>o</sub>*: Resistencia térmica por convección forzada en el interior °C/w.

*R<sub>t</sub>*: Resistencia térmica total de la puerta °C/w.



$$RT = Ri + Rac + Raire + Raire' + Rac' + Rpp + Ro$$

Donde:

*Ri*: Resistencia térmica por convección natural exterior °C/w.

*Rac*: Resistencia térmica por conducción en la carrocería °C/w.

*Raire*: Resistencia térmica producida por el aire °C/w.

*Rpp*: Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno °C/w.

*Ro*: Resistencia térmica por convección forzada en el interior °C/w.

*RT*: Resistencia térmica total de la puerta °C/w.

$$RT = 0,36 + 0,0000193 + 0,10 + 0,33 + 0,10 + 0,0000193 + 0,30 + 0,037 = 1,22°C/w$$

La carga térmica total de la puerta producida por la conducción de calor.

$$Q_{pu} = \frac{Text - Tint}{RT}$$

Donde:

*Qpu*: Potencia térmica por conducción a través de la puerta W.

*RT*: Resistencia térmica total de la puerta °C/w.

*Text*: Es la temperatura del aire externo °C.

*Tint*: Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

$$Q = \frac{32 - 10}{1,22} = 17,93W$$

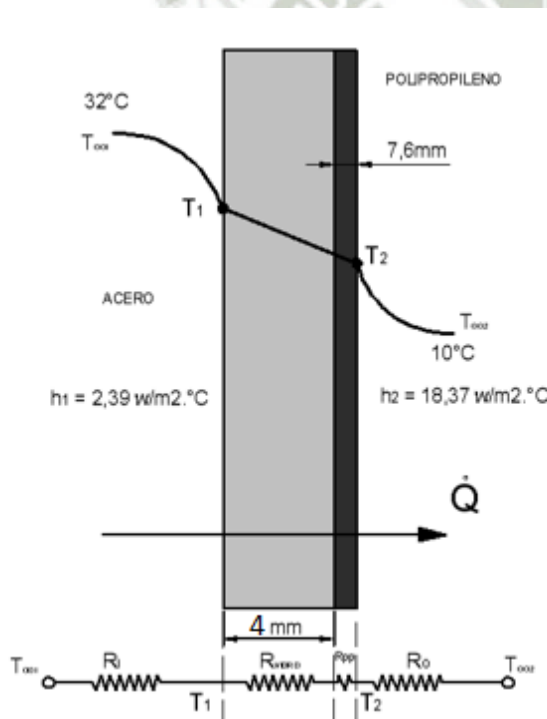
$$Q_{pu} = 17,93W \times 2 \text{ puertas} = 35,86W$$

### 3.2.4.2.2. CARROCERÍA PARTE LATERAL

En este apartado se hallara la carga térmica por conducción por los lados laterales del vehículo en la parte alta del automóvil.

Donde:

- $R_i$ : Resistencia térmica por convección natural exterior °C/w.
- $R_{ac}$ : Resistencia térmica por conducción en la carrocería °C/w.
- $R_{pp}$ : Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno °C/w.
- $R_o$ : Resistencia térmica por convección forzada en el interior °C/w.
- $R_T$ : Resistencia térmica total de la puerta °C/w.



$$R_i = \frac{1}{2,39 \cdot 0,2} = 2,09^{\circ}\text{C/w}$$

$$R_{ac} = \frac{0,004}{54 \cdot 0,2} = 0,000370^{\circ}\text{C/w}$$

$$R_o = \frac{1}{18,37 \cdot 0,2} = 0,027^{\circ}\frac{\text{C}}{\text{w}}$$

$$R_{pp} = \frac{0,0076}{0,22 \cdot 0,2} = 0,172^{\circ}\text{C/w}$$

$$R_T = R_i + R_{ac} + R_o + R_{pp}$$

$$R_{total} = 2,09 + 0,27 + 0,00011 + 0,172 = 2,53^{\circ}\text{C/w}$$

$$Q_{la} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{RT}$$

Donde:

$Q_{la}$ : Potencia térmica por conducción a través de la parte lateral W.

$RT$ : Resistencia térmica total de la puerta °C/w.

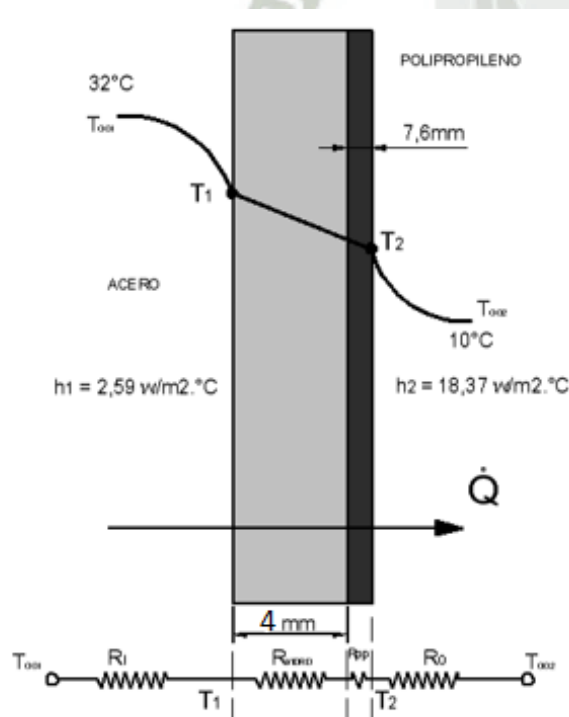
$T_{ext}$ : Es la temperatura del aire externo °C.

$T_{int}$ : Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

$$Q = \frac{32 - 10}{2,53} = 8,69 W$$

$$Q_{la} = 8,69 \times 2 \text{ lados} = 17,39 W$$

### 3.2.4.2.3. CARROCERÍA PARTE DELANTERA.



$$R_i = \frac{1}{2,39 \cdot 1,04} = 0,37 \text{ °C/w}$$

$$R_{ac} = \frac{0,0012}{54 \cdot 1,04} = 0,0000213 \text{ °C/w}$$

$$R_o = \frac{1}{18,37 \cdot 1,04} = 0,0523 \text{ °C/w}$$

$$R_{pp} = \frac{0,0076}{0,22 \cdot 1,04} = 0,00332 \text{ °C/w}$$



$$RT = Ri + Rac + Ro + Rpp$$

Donde:

*Ri*: Resistencia térmica por convección natural exterior °C/w.

*Rac*: Resistencia térmica por conducción en la carrocería °C/w.

*Rpp*: Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno °C/w.

*Ro*: Resistencia térmica por convección forzada en el interior °C/w.

*RT*: Resistencia térmica total de la puerta °C/w.

$$RT = 0,37 + 0,0000213 + 0,0523 + 0,00332 = 0,42°C/w$$

$$Qad = \frac{Text - Tint}{RT}$$

Donde:

*Qad*: Potencia térmica por conducción a través parte delantera W.

*RT*: Resistencia térmica total de la puerta °C/w.

*Text*: Es la temperatura del aire externo °C.

*Tint*: Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

$$Qad = \frac{32 - 10}{0,42} = 51,68W$$

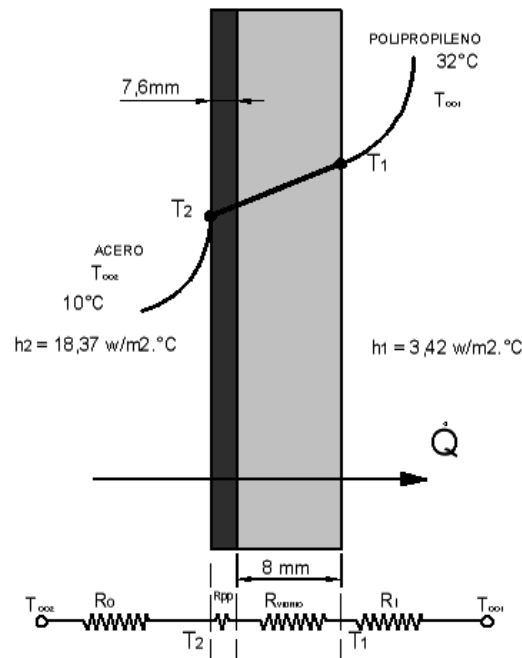
#### 3.2.4.2.4. CARROCERÍA PARTE TRASERA.

$$Ri = \frac{1}{3,42 \cdot 0,46} = 0,635°C/w$$

$$Racero = \frac{0,0012}{54 \cdot 0,46} = 0,0000483°C/w$$

$$Ro = \frac{1}{18,37 \cdot 0,46} = 0,118°C/w$$

$$Rpp = \frac{0,0076}{0,22 \cdot 0,46} = 0,075°C/w$$



$$RT = Ro + Rpp + Rac + Ri$$

Donde:

- $Ri$ : Resistencia térmica por convección natural exterior °C/w.
- $Rac$ : Resistencia térmica por conducción en la carrocería °C/w.
- $Rpp$ : Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno °C/w.
- $Ro$ : Resistencia térmica por convección forzada en el interior °C/w.
- $RT$ : Resistencia térmica total de la puerta °C/w.

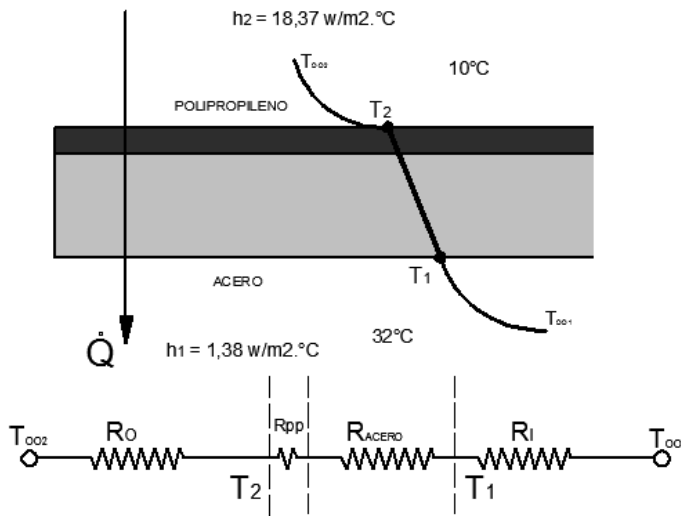
$$RT = 0,635 + 0,0000483 + 0,118 + 0,075 = 0,82°C/w$$

Donde:

- $Qat$ : Potencia térmica por conducción a través de la parte trasera W.
- $RT$ : Resistencia térmica total de la puerta °C/w.
- $Text$ : Es la temperatura del aire externo °C.
- $Tint$ : Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

$$Qat = \frac{Text - Tint}{RT} = \frac{32 - 10}{0,82} = 26,56W$$

### 3.2.4.2.5. CARROCERÍA TECHO DEL VEHÍCULO.



$$R_i = \frac{1}{0,8823 \cdot 1,32} = 0,85^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_{acero} = \frac{0,0012}{54 \cdot 1,32} = 0,0000168^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_o = \frac{1}{18,37 \cdot 1,32} = 0,0412^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_{pp} = \frac{0,0076}{0,22 \cdot 1,32} = 0,0261^\circ\text{C}/\text{w}$$

Donde:

- $R_i$ : Resistencia térmica por convección natural exterior  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_{ac}$ : Resistencia térmica por conducción en la carrocería  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_{pp}$ : Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_o$ : Resistencia térmica por convección forzada en el interior  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_T$ : Resistencia térmica total de la puerta  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .

$$R_T = 0,85 + 0,0000168 + 0,0412 + 0,0261 = 0,917^\circ\frac{\text{C}}{\text{w}}$$

$$Q_{te} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_T}$$

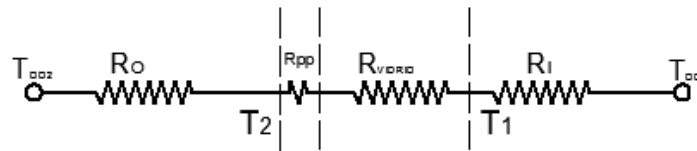
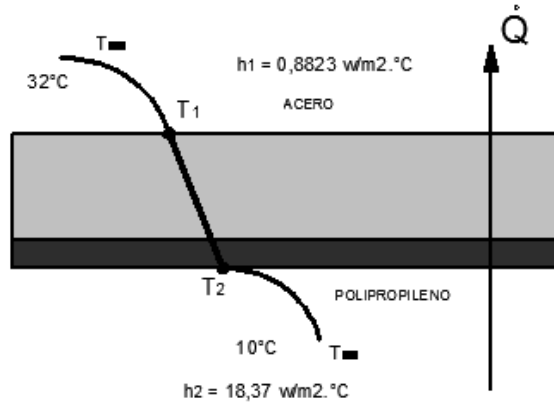
Donde:

- $Q_{te}$ : Potencia térmica por conducción a través del techo W.
- $T_{ext}$ : Es la temperatura del aire externo  $^\circ\text{C}$ .
- $T_{int}$ : Es la temperatura del aire en interior del habitáculo  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_{te} = \frac{32 - 10}{0,917} = 23,98\text{W}$$



### 3.2.4.2.6. CARROCERÍA PISO DEL VEHÍCULO.



$$R_i = \frac{1}{1,38 \cdot 4,08} = 0,177^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_{acero} = \frac{0,0012}{54 \cdot 4,08} = 0,0000054^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_o = \frac{1}{18,37 \cdot 4,08} = 0,0133^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_{pp} = \frac{0,0076}{0,22 \cdot 4,08} = 0,00846^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$RT = 0,177 + 0,0000054 + 0,0133 + 0,00846 = 0,19^\circ\text{C}/\text{w}$$

Donde:

- $R_i$ : Resistencia térmica por convección natural exterior  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_{acero}$ : Resistencia térmica por conducción en la carrocería  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_{pp}$ : Resistencia térmica producida por el aislamiento de polipropileno  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $R_o$ : Resistencia térmica por convección forzada en el interior  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .
- $RT$ : Resistencia térmica total de la puerta  $^\circ\text{C}/\text{w}$ .

$$Q_{pi} = \frac{Text - Tint}{RT}$$

Donde:

$Q_{pi}$ : Potencia térmica por conducción a través del piso W.

$Text$ : Es la temperatura del aire externo °C.

$Tint$ : Es la temperatura del aire en interior del habitáculo °C.

$$Q_{pi} = \frac{32 - 10}{0,19} = 110,68W$$

### 3.2.4.2.7. CARGA TOTAL DE LA CARROCERÍA.

Carga total de la carrocería del habitáculo por conducción térmica

$$Q_{carr} = Q_{pu} + Q_{la} + Q_{ad} + Q_{at} + Q_{te} + Q_{pi}$$

Donde:

$Q_{carr}$ : Potencia térmica por conducción total del habitáculo W.

$Q_{pu}$ : Potencia térmica por conducción a través de la puerta W.

$Q_{la}$ : Potencia térmica por conducción lateral W.

$Q_{ad}$ : Potencia térmica por conducción de parte delantera W.

$Q_{at}$ : Potencia térmica por conducción de la parte trasera W.

$Q_{te}$ : Potencia térmica por conducción a través del techo W.

$Q_{pi}$ : Potencia térmica por conducción a través del piso W.

$$Q_{carr} = 35,86 + 17,39 + 51,68 + 26,56 + 23,98 + 110,68$$

$$Q_{carr} = 266,15W$$

### 3.2.4.2.8. CARGA TOTAL DEL HABITACULO.

$$Q_h = Q_{carr} + Q_{vidrio}$$

Donde:

$Q_h$ : Potencia térmica total del habitáculo W.

$Q_{carr}$ : Potencia térmica por conducción a través de la puerta W.

$Q_{vidrio}$ : Potencia térmica por conducción lateral W.

$$Q_h = 266,15W + 251,15W$$

$$Q_h = 517,3W$$

### 3.2.5. CARGA TERMICA TOTAL DEL HABITACULO

$$Q_T = Q_{carr} + Q_{vidrio} + Q_{sp} + Q_{ia} + Q_{ext} + Q_{int}$$

Donde:

$Q_T$ : Potencia térmica total del habitáculo W.

$Q_{carr}$ : Potencia térmica por conducción a través de la puerta W.

$Q_{vidrio}$ : Potencia térmica por conducción lateral W.

$Q_{sp}$ : Potencia térmica emitida por persona W.

$Q_{ia}$ : Potencia térmica por infiltración de aire W.

$Q_{ext}$ : Potencia térmica por convección natural externa W.

$Q_{int}$ : Potencia térmica por convección forzada en el interior del habitáculo W.

$$Q_T = 266,15 + 251,15 + 208 + 36,3 + 155,2 + 75,74$$

$$Q_T = 992,54W$$



### 3.3. ELECCION DE LA CELDA PELTIER

Después de haber hecho el estudio térmico de la caja refrigerada y hallar el valor del calor que debe absorber la célula, se saben cuáles van a ser las características que tiene que cumplir el módulo Peltier utilizado.

Los parámetros para su elección son:

- La temperatura exterior
- La temperatura interior
- El calor absorbido

MAGNITUD	SIMBOLO	VALOR
Calor requerido absorbido por la celda	Qc	105,2 W
Temperatura exterior	Text	32°C
Temperatura interior	Tint	18°C

Tabla 16. Valores necesarios para la selección de la celda

Además es importante para cálculos posteriores saber cuál es la diferencia de temperaturas utilizada, es decir:

$$\Delta T = 32^{\circ}C - 20^{\circ}C = 12^{\circ}C = 285K$$

La celda Peltier seleccionada debe cumplir al menos con los requisitos de la tabla 16.

En una primera aproximación, se utilizan los datos presentados en el apartado 3.2.5. Los valores de la tabla 16 están dentro del rango de valores de una célula Peltier estándar.

Datos de la celda Peltier a utilizar, observamos que nuestros datos de entrada están dentro del rango de esta celda peltier.

La selección de la célula Peltier para esta aplicación puede hacerse de dos formas:

- A partir de las Curvas Universales de Rendimiento Termoeléctrico.
- A partir del software proporcionado por el fabricante o suministrador.

### 3.3.1. CÁLCULO DEL CALOR MÁXIMO ABSORBIDO, $Q_C$ \_MAX, A PARTIR DE LAS GRÁFICAS UNIVERSALES DE RENDIMIENTO

La mayoría de los cálculos y programas que se usan en el mercado para la selección de una célula Peltier están basados en unas curvas características normalizadas llamadas Gráficas Universales de Rendimiento.

Éstas relacionan los siguientes parámetros entre ellos:

- La diferencia de temperaturas.
- El calor máximo absorbido.
- La tensión de entrada.
- La corriente de entrada a la célula.

El uso de estas gráficas proporciona las características específicas del módulo Peltier requerido. Claro está que estas gráficas devuelven un valor aproximado de las características del módulo Peltier seleccionado.

Por lo tanto, es necesario completarlo con un Software o programa que tienen en cuenta otras variables como el calor generado por conducción interna, el calor generado por efecto Joule o el generado en las soldaduras de la célula, lo que da un ajuste más fino a los valores de salida.

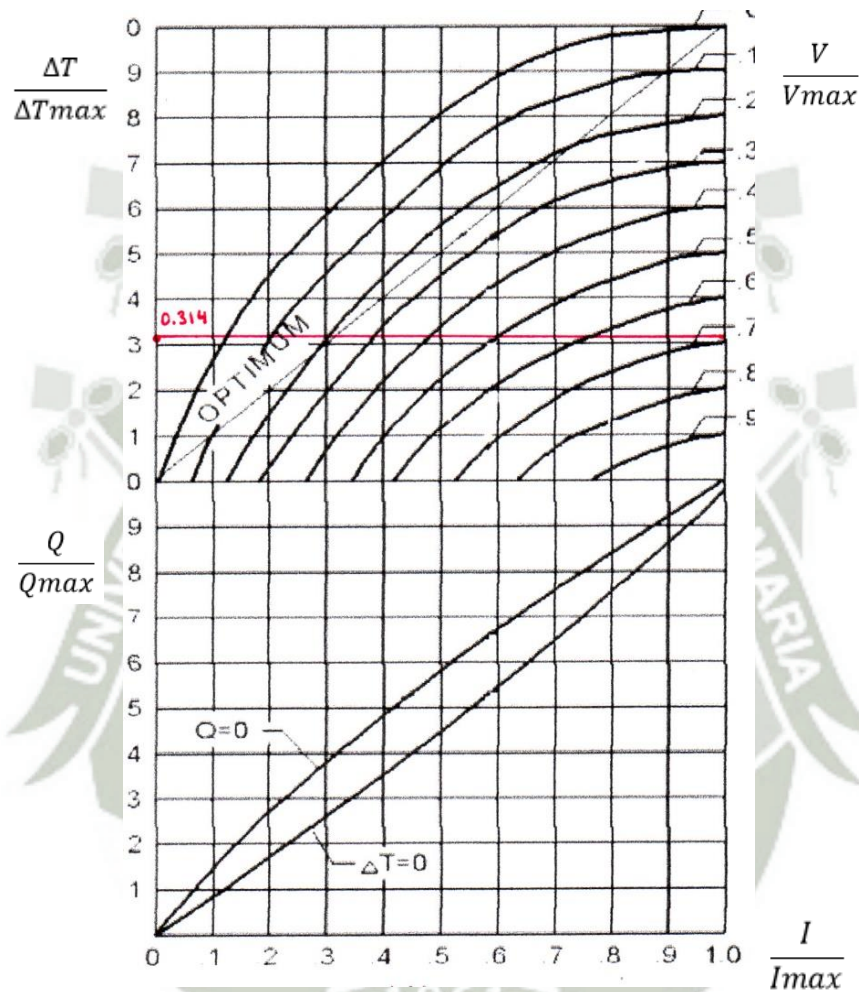
El cálculo empieza tomando la unidad más sencilla que existe, es decir una célula estándar de un único nivel. El valor de entrada en las gráficas es la diferencia de temperaturas, que para este caso su valor es:

$$\Delta T = 22^{\circ}C$$

La diferencia de temperaturas para estas gráficas está normalizada y es igual a  $70^{\circ}C$ , por lo tanto hay que corregirla, obteniendo lo siguiente:

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{22^{\circ}C}{70^{\circ}C} = 0,314$$

Se dibuja una línea horizontal para el valor de  $\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}}$ , tal y como muestra la figura:



Gráficas 1. Universales de Rendimiento para el valor  $\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}}$  estudiado

La diagonal OPTIMUM de la gráfica proporciona el valor óptimo de la relación  $Q/Q_{max}$  o utilizando la nomenclatura de este proyecto  $Q_c/Q_{max}$ , que debería tener la célula para alcanzar un rendimiento óptimo.



Por definición existen dos valores de  $Q_c/Q_{max}$ :

- $Q_c/Q_{max\_max}$  viene dado por la intersección de la nueva línea y el eje de ordenadas derecho. Representa el valor máximo de la relación  $Q_c/Q_{max}$ , el calor máximo absorbido teórico tiene la siguiente expresión:

$$Q_{max\_max} = \frac{\alpha^2 \cdot T_c^2}{2 \cdot R} - \frac{A \cdot \lambda}{l} \cdot \Delta T$$

Que como se ha visto en el apartado mencionado se halla derivando el calor absorbido por la célula con respecto a la intensidad e igualando a cero:

$$\frac{\partial Q_c}{\partial I} = 0$$

De este  $Q_{max\_max}$ , se obtiene la célula más pequeña y barata que se podría utilizar, sin tener en cuenta el valor del rendimiento sólo maximizando la cantidad de calor absorbido.

$Q_c/Q_{max\_opt}$ , que se halla gracias a la intersección entre la línea que se acaba de dibujar y la diagonal OPTIMUM, interpolando entre las curvas parabólicas.

La expresión de  $Q_{max\_opt}$  representa del calor absorbido cuando se alcanza el máximo COP siendo igual a:

$$Q_{max\_opt} = \Delta T \cdot \left[ \frac{\alpha^2}{R \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)} \cdot \left( T_c - \frac{\Delta T}{2 \cdot (\sqrt{1 + \gamma \Delta T} + 1)} \right) - \frac{A \cdot \lambda}{l} \right]$$

Con:

$$\gamma = \frac{\alpha^2 \cdot l}{2 \cdot R \cdot A \cdot \lambda}$$

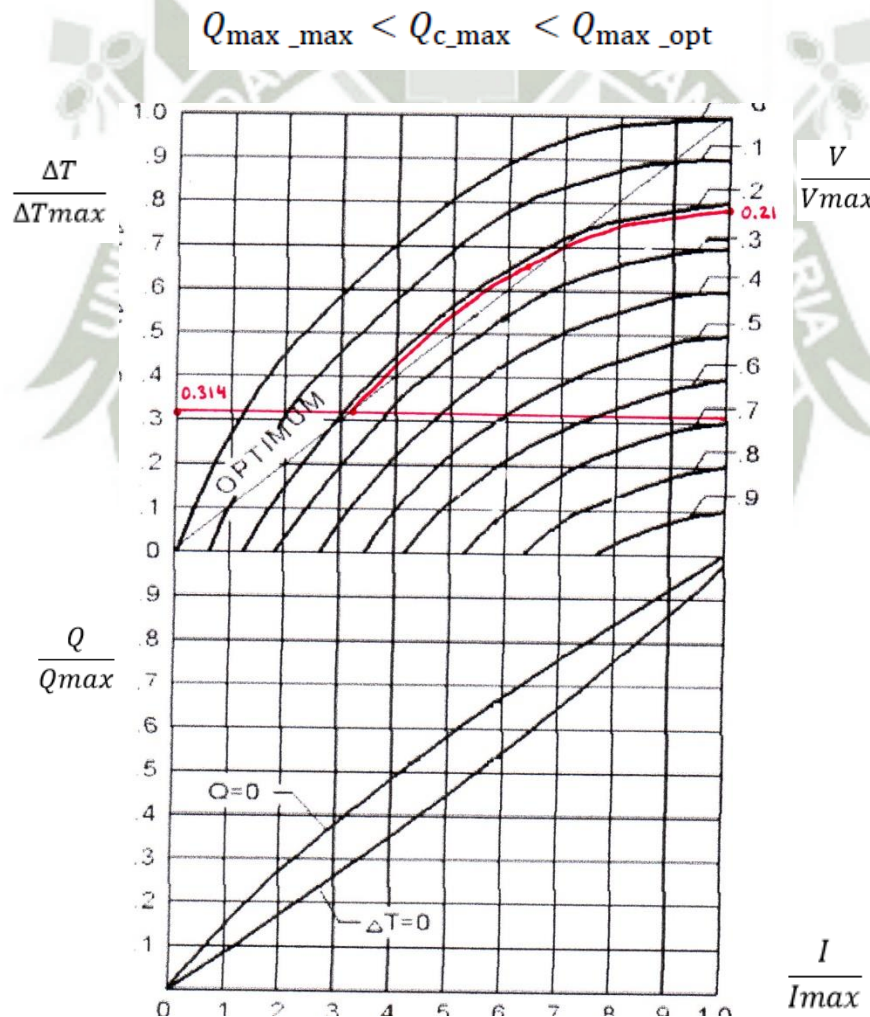
Este calor, a diferencia del anterior, representa el calor óptimo que puede absorber una célula Peltier. De esta relación se obtiene la célula con mayor rendimiento que exista para los datos de entrada impuestos.

Por definición se cumple para un mismo valor de  $Q_c$  que:

$$\frac{Q_c}{Q_{\max\_opt}} < \frac{Q_c}{Q_{\max\_max}}$$

$$Q_{\max\_max} < Q_{\max\_opt}$$

Y por tanto el valor de  $Q_{c\_max}$  de la célula seleccionada debe verificar que se halla entre el valor óptimo de la aplicación y el valor máximo absorbido teórico requerido para la aplicación, es decir que se cumple que:



La relación entre el  $Q_{\max\_opt}$  y el  $Q_c$  es de:

$$\frac{Q_c}{Q_{max\_opt}} = 0,21$$

Despejando se obtiene

$$Q_{max\_opt} = \frac{Q_c}{0,21} = \frac{84,32}{0,21} = 400W$$

Por otro lado, la relación entre  $Q_{max\_max}$  y  $Q_c$  es:

$$\frac{Q_c}{Q_{max\_max}} = 0,69$$

Luego  $Q_{max\_max}$  es igual a:

$$Q_{max\_max} = \frac{Q_c}{0,69} = \frac{84,32}{0,69} = 122,20W$$

Luego la  $Q_{c\_max}$  a elegir está dentro del rango:

$$122,20W < Q_{c\_max} < 400W$$

Determinamos a partir de las gráficas universales de rendimiento el resto de los parámetros de la celda Peltier. De esta forma se comprueban los datos del fabricante.

<i>CARACTERISTICA</i>	<i>VALOR</i>
<i>Calor requerido absorbido por la celda</i> $Q_{c\_max}$	<i>136W</i>
<i>Q calor entregado por la celda</i>	<i>84,32W</i>
$\Delta T/\Delta T_{max}$	<i>0,31</i>

Tabla 17. Tabla de características de Célula Peltier obtenidas en anteriores apartados.

En este caso ya se sabe cuáles van a ser las condiciones del flujo de calor para la célula y la diferencia de temperaturas por lo tanto queda verificar el resto de los parámetros.

Como se ha visto anteriormente, el  $Q_{c\_max}$  de la célula seleccionada debe estar entre el valor óptimo de la aplicación y el valor máximo absorbido teórico requerido para la aplicación, es decir que:



$$Q_{\max\_max} < Q_{c\_max} < Q_{\max\_opt}$$

Pero para poder entrar en las Gráficas Universales con alguna de las relaciones de calores  $\frac{Q_c}{Q_{\max\_opt}}$  o  $\frac{Q_c}{Q_{\max\_max}}$ , es necesario conocer uno de los dos valores de o  $Q_{\max\_opt}$ .

Al no saber ninguno de los dos se toma el valor proporcionado por el suministrador como el más desfavorable del intervalo es decir que:

$$Q_{\max\_opt} = Q_{c\_max} = 136W$$

Luego la relación  $\frac{Q_c}{Q_{\max\_opt}}$  queda tal que:

$$\frac{Q_c}{Q_{\max\_opt}} = \frac{84,32W}{136W} = 0,62$$

Dentro de las curvas de rendimiento se traza una parábola correspondiente a  $Q/Q_{\max} = 0,62$ . En la intersección con la recta  $\Delta T/\Delta T_{\max} = 0,31$ , se traza una línea vertical para conocer los niveles de tensión y corriente necesarios.

Se obtiene un valor de  $I/I_{\max} = 0,79$  y dos valores de  $V/V_{\max}$  ( $V/V_{\max}=0,75$  y  $V/V_{\max}=0,84$ ) cada uno para unas condiciones de operación específicas.

Ya que estas curvas están normalizadas para un valor de intensidad  $I_{\max}$  de  $5,7 \cdot A$ , entonces el valor de la intensidad en el caso estudiado,  $I$ , debe ser de:

$$\frac{I}{I_{\max}} = 0,81$$

$$I = 0,81 \cdot I_{\max} = 0,81 \cdot 5,5A = 4,45A$$

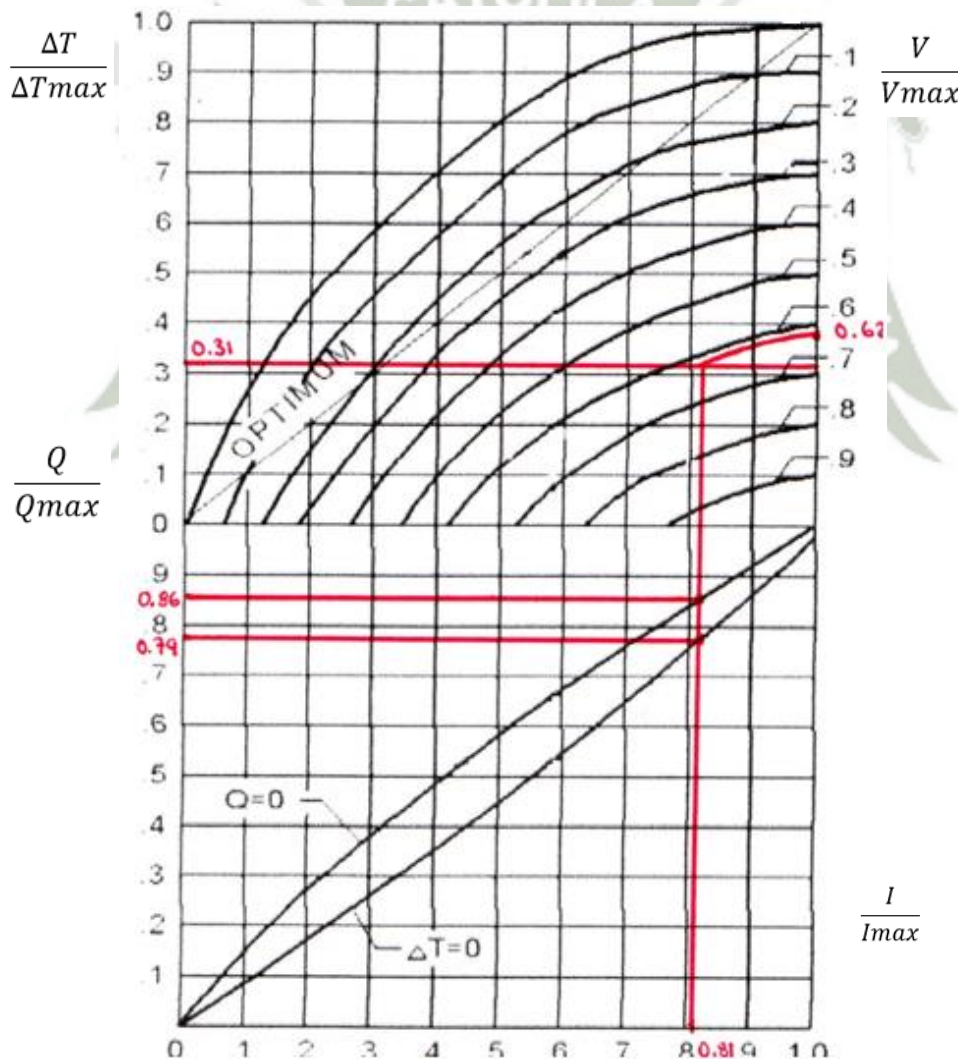
Siendo el valor proporcionado por el suministrador es de  $I = 5,5A$ , lo que nos demuestra la correspondencia de los valores en todo momento.

En el caso de la tensión, se tienen dos valores, esto es debido a que la resistencia de entrada del módulo Peltier varía en función de la diferencia de temperatura entre caras de forma que la relación entre la corriente y la tensión de entrada no es lineal.

Se tienen dos gráficas de tensión en función de las condiciones de trabajo, es decir:

- Cuando la diferencia de temperaturas es cero, el módulo está en reposo y el bombeo de calor hacia el exterior es máximo,
- Sin embargo, cuando la diferencia de temperaturas entre caras es máxima el bombeo de calor no es necesario y se verifica que  $Q = 0$ .

Esto quiere decir que cuando el módulo está en reposo se usa la curva correspondiente a  $\Delta T = 0$ , pero conforme vaya aumentando la diferencia de temperatura entre caras las curvas son diferentes.



Gráfica 1. Gráficas universales de rendimiento para el valor  $I/I_{max}$

Esto va a hacer que si mantenemos la tensión de entrada la corriente variará. Para que esto no ocurra, los fabricantes recomiendan insertar un circuito que controle la tensión de entrada entre los valores máximo y mínimo. Se le deja al lector la opción de profundizar sobre este tema con la ayuda de la bibliografía que se referencia ya que este tema no entra dentro de los objetivos propuestos en este proyecto.

El valor normalizado de la tensión de la batería es igual a:

$$V_{max} = 13,5V$$

Los valores de la tensión obtenidos a partir de las gráficas son:

- Para la condición de  $\Delta T=0$ :

$$\frac{V}{V_{max}} \Big|_{\Delta T=0} = 0,79$$

$$V_{\Delta T=0} = 0,79 \cdot V_{max} = 0,79 \cdot 13,5V = 10,66V$$

- Para la condición de  $Q = 0$ :

$$\frac{V}{V_{max}} \Big|_{Q=0} = 0,86$$

$$V_{Q=0} = 0,86 \cdot V_{max} = 0,86 \cdot 13,5V = 11,66V$$

El suministrador da un valor de  $V$  para  $Q=0$  de  $12 \cdot V$ , que sigue estando cercano al valor obtenido gráficamente.

Finalmente la potencia eléctrica requerida es:

$$P_e = U \cdot I = 11,66 \cdot 3,5 = 40,81W$$

Según los datos del fabricante se tiene que la potencia eléctrica requerida es de:

$$P_e = U \cdot I = 12 \cdot 4,5 = 48W$$

Si se calcula el error que se ha cometido entre el método gráfico y los resultados proporcionados por el fabricante se tiene que:



$$\% \text{ error}_{P_e} = \frac{48 - 40,81}{40,81} = 0.17 = 17\%$$

Lo que alienta a pensar que los cálculos realizados son en gran medida fiables a la hora de utilizarlos para una correcta selección de una célula Peltier esto ocurre porque encontramos una corriente de arranque que inicia el sistema y una corriente estabilizada que trabaja el sistema.

Por otro lado, se observa que la potencia generada por la célula es mayor que la que tiene que bombear,  $Q_{c\_max}$ . Esto hace que la potencia calorífica que debe disipar es decir, el calor total de la cara caliente, sea la suma de las dos:

$$Q_h = Q_{c\_max} + P_e = 992,54 + 66 = 1058,54 \text{ W}$$

$Q_h$  es la cantidad de calor que hay disipar instalando un radiador suficientemente grande en la cara caliente.

### 3.3.2. ELECCION DE LA CELDA

Para seleccionar la celda Peltier adecuada tenemos que tener en cuenta algunos parámetros que debe cumplir el funcionamiento de esta como son el voltaje, amperaje y potencia así como la resistencia interna.

Como vimos anteriormente la batería del automóvil tiene una capacidad nominal de 13.5 V a plena carga y cuenta con 50 A/h para estas capacidades seleccionamos la celda peltier TEC1-1275 que tiene como capacidad de absorción de calor de 136W por celda entonces.

$$\# \text{ de Celdas} = \frac{1058,54}{136} = 7,78 \text{ celdas}$$

Para este proyecto usaremos 8 celdas las cuales están distribuidas en el módulo las cuales satisfacen la potencia del módulo peltier y trabajan correctamente con el voltaje y la intensidad de la batería la cual alimenta el proyecto.

## CAPITULO 4 FLUJOS DE CALOR

Para poder estudiar en profundidad un dispositivo Peltier es necesario analizarlo térmicamente.

Existen 5 flujos de calor principales, que son:

- Calor absorbido por efecto Peltier.
- Calor cedido o disipado por efecto Peltier.
- Calor perdido por efecto Joules.
- Calor perdido por conducción.
- Calor perdido por efecto Thompson.

### 4.1.1. CALOR ABSORBIDO POR EFECTO PELTIER.

La cara fría de la celda Peltier absorbe energía, luego hay un flujo de calor del lado frío hacia la célula, que a su vez es la suma de todos los calores absorbidos por cada una de las uniones de semiconductores que componen la celda.

Utilizando la ecuación de Peltier, el calor absorbido/disipado por efecto Peltier en una unión es:

$$Q_P = \pi_{xy} \cdot I$$

Donde:

$Q_P$ : El calor absorbido/disipado por la unión de la celda Peltier en W.

$I$ : La intensidad de entrada a la celda en A.

$\pi_{xy}$  Coeficiente Peltier en una unión en V.

Haciendo uso de la ecuación que relaciona el efecto Seebeck con el de Peltier se calcula el calor disipado o absorbido en función de la temperatura de la unión.

Dando lo siguiente:

$$\pi_{xy} = \alpha_{xy} \cdot T$$

Donde:

$\pi_{xy}$  : Coeficiente Peltier en una unión en V  
 $\alpha_{xy}$  : Coeficiente Seebeck en una unión en V/K

T : Temperatura en la unión en K

Y por lo tanto, en la cara fría se tiene:

$$Q_{Pc} = \alpha_{xy} \cdot T_c \cdot I$$

Análogamente, del otro lado, la unión de cara caliente cederá energía al ambiente, luego tendremos un flujo de calor cedido desde la celda hacia el lado caliente.

El calor cedido por efecto Peltier es:

$$Q_{Ph} = \alpha_{xy} \cdot T_h \cdot I$$

Para la totalidad de la célula se tiene las mismas fórmulas pero cambian los valores de los coeficientes de Peltier y de Seebeck ya que los valores anteriores son para una unión de semiconductores.

Estos valores son función del número de uniones de semiconductores que componen la célula, son dependientes de la temperatura y se expresan en forma polinómica.

El coeficiente Seebeck de una célula Peltier viene dado por:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot T + \alpha_3 \cdot T^2 + \alpha_4 \cdot T^3$$

Dónde:

$\alpha$  : Es el coeficiente Seebeck de toda la celda en V/K,  
T : La temperatura media del módulo en K.



Los valores de  $\alpha_i$  representan los coeficientes de Seebeck normalizados para una célula de 71 termopares, 6 Amperios y un rango de temperaturas entre  $-100^{\circ}\text{C}$  y  $150^{\circ}\text{C}$ , y son iguales a:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 1,33450 \cdot 10^{-2} \\ \alpha_2 &= -5,37574 \cdot 10^{-5} \\ \alpha_3 &= 7,45731 \cdot 10^{-7} \\ \alpha_4 &= -1,27141 \cdot 10^{-9}\end{aligned}$$

Esta expresión solo es válida cuando la diferencia de temperaturas entre caras es 0, es decir cuando las dos caras tienen la misma temperatura. Cuando la diferencia de temperatura entre caras es distinta de cero, los coeficientes Seebeck de cada una de las caras se escriben tal que:

El coeficiente de Seebeck para la cara fría es:

$$\alpha_{PC} = \alpha_1 \cdot T_C + \frac{\alpha_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{\alpha_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{\alpha_4 \cdot T_C^4}{4}$$

El coeficiente de Seebeck para la cara caliente es:

$$\alpha_{PH} = \alpha_1 \cdot T_H + \frac{\alpha_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{\alpha_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{\alpha_4 \cdot T_H^4}{4}$$

Donde:

- $\alpha_{pc}$ : Coeficiente de Seebeck para la cara fría en V/K.
- $\alpha_{ph}$ : Coeficiente de Seebeck para la cara caliente en V/K.
- $\alpha_i$ : Coeficiente de Seebeck, normalizados.
- $T_h$ : Temperatura de la cara caliente en K.
- $T_c$ : Temperatura de la cara fría en K.

El coeficiente total normalizado de toda la célula es:

$$\alpha = \frac{\alpha_{PH} - \alpha_{PC}}{\Delta T}$$

Dónde:

- $\alpha$ : Es el coeficiente de Seebeck de toda la celda normalizado en V/K,
- $\alpha_{ph}$ : Coeficiente de Seebeck normalizado para la cara fría en V/K,
- $\alpha_{pc}$ : Coeficiente de Seebeck normalizado para la cara caliente en V/K,
- $T$ : La diferencia de temperaturas de la célula en K.

Cuando la celda no cumple con las características de normalización la transformación es la siguiente:

$$\alpha' = \alpha \cdot \frac{N}{71}$$

Dónde:

- $\alpha'$ : Es el coeficiente de Seebeck de toda la celda no normalizado en V/K.
- $\alpha$ : Es el coeficiente de Seebeck de toda la celda normalizado en V/K.
- $N$ : Número de termopares de la nueva celda.

Hallamos el coeficiente Seebeck de la celda peltier, para ello hallamos la temperatura media de la celda.

Temperatura en la cara caliente:

$$T_h = 50^\circ C = 323K$$

Temperatura en la cara fría:

$$T_c = 20^\circ C = 293K$$

Temperatura de la celda cuando las dos caras tienen la misma temperatura:

$$T_m = 23^\circ C = 295K$$

Intensidad de entrada de la celda peltier:

$$I = 4,5A$$

Coefficiente Seebeck

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot T + \alpha_3 \cdot T^2 + \alpha_4 \cdot T^3$$

$$\alpha = 0,0133 - 0,0000537x296,15 + 0,000000745x296,15^2 - 0,00000000127x296,15^3$$

$$\alpha = 0,0298 \text{ V/K}$$

Coefficiente Seebeck para la cara fría de la celda:

$$\alpha_{PC} = \alpha_1 \cdot T_C + \frac{\alpha_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{\alpha_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{\alpha_4 \cdot T_C^4}{4}$$

$$\alpha_{pc} = 0,0133x293,15 - \frac{0,0000537x293,15^2}{2} + \frac{0,000000745x293,15^3}{3} - \frac{0,00000000127x293,15^4}{4}$$

$$\alpha_{pc} = 5,50 \text{ V/K}$$

Coefficiente Seebeck para la cara caliente de la celda:

$$\alpha_{PH} = \alpha_1 \cdot T_H + \frac{\alpha_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{\alpha_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{\alpha_4 \cdot T_H^4}{4}$$

$$\alpha_{ph} = 0,0133x325,15 - \frac{0,0000537x325,15^2}{2} + \frac{0,000000745x325,15^3}{3} - \frac{0,00000000127x325,15^4}{4}$$

$$\alpha_{ph} = 6,44 \text{ V/K}$$



Coefficiente Seebeck normalizado de la celda peltier:

$$\alpha = \frac{\alpha_{PH} - \alpha_{PC}}{\Delta T}$$

$$\alpha_{xy} = \frac{6,44 - 5,50}{325,15 - 293,15}$$

$$\alpha_{xy} = 0,0295 \text{ V/K}$$

Este cálculo es más exacto y con este resultado trabajamos para hallar los parámetros más importantes de una celda Peltier

Potencia Disipada por Efecto Peltier en una celda

$$Q_{Pc} = \alpha_{xy} \cdot T_c \cdot I$$

$$Q_{pc} = 0,0295 \times 293,15 \times 4,5$$

$$Q_{pc} = 38,91 \text{ W}$$

Potencia Cedido por Efecto Peltier en una celda

$$Q_{Ph} = \alpha_{xy} \cdot T_h \cdot I$$

$$Q_{ph} = 0,0295 \times 325,15 \times 4,5$$

$$Q_{ph} = 43,15 \text{ W}$$

Coefficiente Peltier de la celda

$$\pi_{xy} = \alpha_{xy} \cdot T$$

$$\pi_{xy} = 0,0295 \times 296,15$$

$$\pi_{xy} = 8,73 \text{ V}$$

Calor disipado/absorbido por la celda Peltier

$$Q_P = \pi_{xy} \cdot I$$

$$Q_p = 8,73 \times 4,5$$

$$Q_p = 39,28 \text{ W}$$

#### 4.1.2. CALOR CEDIDO POR EFECTO JOULE.

Al aumentar la intensidad de entrada existe un aumento proporcional de la potencia de refrigeración, según el efecto Peltier. Es lógico pensar que si se lograra aumentar la intensidad de entrada hasta alcanzar valores muy elevados, se podría alcanzar, valores de potencia de refrigeración casi infinitos. Desgraciadamente esto no es posible debido al efecto Joule, que pone en juego otra transferencia de calor en la celda. El efecto Joule afirma que si por un material, circula una corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones en movimiento chocando con los demás átomos es transformada en calor.

Es decir, que al circular una corriente en cualquier material, éste se calienta en mayor o menor medida en función de su resistividad y de la magnitud de dicha corriente. Según James Prescott Joule, el calor disipado depende del cuadrado de la corriente de entrada, como indica la siguiente ecuación:

$$Q_j = R_{xy} \cdot I^2 \cdot t$$

Dónde:

- Qj: Energía calorífica generada por el efecto Joule.
- I: Corriente medida en A.
- Rxy: Resistencia eléctrica del semi-conductor en  $\Omega$ .
- T: Tiempo en min.

De la misma forma que antes, el calor cedido por efecto Joule para toda la celda depende de la fórmula polinómica de la resistencia eléctrica, esto es:

$$R = R_1 + R_2 \cdot T + R_3 \cdot T^2 + R_4 \cdot T^3$$

Dónde:

R: Resistencia eléctrica de toda la celda en  $\Omega$ .

T: Temperatura media del módulo en K.

Siendo los coeficientes normalizados de resistencia eléctrica, para una misma celda de características 71 termopares, de 6 Amperios y un rango de temperaturas entre  $-100^{\circ}\text{C}$  y  $150^{\circ}\text{C}$ , tales que:

$$\begin{aligned} R_1 &= 2,08317 \\ R_2 &= -1,98763 \cdot 10^{-2} \\ R_3 &= 8,53832 \cdot 10^{-5} \\ R_4 &= -9,03143 \cdot 10^{-8} \end{aligned}$$

Para cada una de las caras, la resistencia es la siguiente:

- la resistencia eléctrica para la cara fría es:

$$R_{PC} = R_1 \cdot T_C + \frac{R_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{R_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{R_4 \cdot T_C^4}{4}$$

- la resistencia eléctrica para la cara caliente es:

$$R_{PH} = R_1 \cdot T_H + \frac{R_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{R_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{R_4 \cdot T_H^4}{4}$$

Donde:

R<sub>pc</sub>: Resistencia para la cara fría.

R<sub>ph</sub>: Resistencia para la cara caliente.

R<sub>i</sub>: Coeficientes de resistencia, normalizados.

T<sub>h</sub>: Temperatura de la cara caliente en K.

T<sub>c</sub>: Temperatura de la cara fría en K.



La resistencia total normalizada de toda la célula es:

$$R = \frac{R_{PH} - R_{PC}}{\Delta T}$$

Dónde:

R: Es la resistencia de toda la celda normalizada en  $\Omega$ .

Rph: Resistencia para la cara fría en  $\Omega$ .

Rpc: Resistencia para la cara caliente en  $\Omega$ .

$\Delta T$ : Diferencia de temperaturas de la celda en K.

Para el cálculo de la resistencia de una celda que no cumple con las características de normalización la transformación es la siguiente:

$$R' = R \cdot \frac{6}{I_{\max}} \cdot \frac{N}{71}$$

Dónde:

R': Es la resistencia de toda la celda no normalizada en  $\Omega$ .

R: Es la resistencia de toda la celda normalizada en  $\Omega$ .

N: Número de termopares de la nueva celda.

I<sub>max</sub>: La intensidad óptima o máxima de la nueva celda.

Hallamos la resistencia de la unión de la celda peltier:

$$R = R_1 + R_2 \cdot T + R_3 \cdot T^2 + R_4 \cdot T^3$$

$$R_{xy} = 2,08317 - 0,01987x296,15 + 0,0000853x296,15^2 - 0,0000000903x296,15^3$$

$$R_{xy} = 1,34 \Omega$$

Calor Cedido por efecto Joule

$$Q_j = R_{xy} \cdot I^2 \cdot t$$

$$Q_j = 1,3 \times 4,5^2 \times 0,5$$

$$Q_j = 13,56 \text{ W}$$

#### 4.1.3. CALOR POR TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONDUCCIÓN.

La diferencia de temperaturas, al igual que la intensidad, es otro parámetro importante para el estudio térmico de un dispositivo Peltier. Cuanta más alta es esa diferencia, mayor flujo de calor hay entre las dos caras de la celda.

Pero de la misma forma que en el anterior apartado, no se puede alcanzar una diferencia de temperaturas infinita con sólo aumentar la intensidad de entrada o la potencia de refrigeración o calefacción máxima.

Esto es debido a que cuando se tiene una diferencia de temperaturas entre los dos lados de un material, se produce en mayor o menor medida un fenómeno de transmisión de calor por conducción en el semiconductor.

A medida que la diferencia de temperaturas aumenta, el fenómeno de calor por conducción crece hasta llegar a un punto en el que se alcanza una diferencia de temperatura máxima. A partir de ese punto todo el calor bombeado retorna al punto de partida y la celda no calienta ni enfría más. En los dispositivos que se encuentran en el mercado, esta temperatura está entre los 55°C y 65°C.

El valor del calor por conducción cumple con la ley de Fourier, y es igual para cada unión de la celda a:

$$Q_{cond} = \lambda_{xy} \cdot A_{xy} \cdot \frac{\delta T}{\delta x}$$

Dónde:

Qcond: Calor generado por conducción en W.

T: Temperatura en K.

$\lambda_{xy}$ : Conductividad del material semiconductor en W/K·m.

$A_{xy}$ : Área transversal al flujo de calor de cada semiconductor en m<sup>2</sup>.

X: Distancia entre caras.

Cabe destacar que:

$$\lambda_{xy} \cdot A_{xy} = K_{xy}$$

Donde  $K_{xy}$  representa la conductividad de cada unión de la celda Peltier en W/K.

El parámetro de conductividad térmica de la celda, al igual que los parámetros anteriores como el coeficiente de Seebeck y la resistencia del semiconductor, también es dependiente de la temperatura y puede expresarse como:

$$K = K_1 + K_2 \cdot T + K_3 \cdot T^2 + K_4 \cdot T^3$$

Dónde:

K: Conductividad de toda la celda en W/K

T: Temperatura media del módulo en K.

Siendo los coeficientes normalizados, al igual que los  $\alpha_i$  y los  $R_i$ , para una misma celda compuesta por 71 termopares, de 6 Amperios y un rango de temperaturas entre  $-100^\circ\text{C}$  y  $150^\circ\text{C}$ , tal que:

$$\begin{aligned} K_1 &= 4,76218 \cdot 10^{-1} \\ K_2 &= -3,89821 \cdot 10^{-6} \\ K_3 &= -8,64864 \cdot 10^{-6} \\ K_4 &= 2,20868 \cdot 10^{-8} \end{aligned}$$

Para cada una de las caras, se tiene que:

- la conductividad térmica para la cara fría es:

$$K_{PC} = K_1 \cdot T_C + \frac{K_2 \cdot T_C^2}{2} + \frac{K_3 \cdot T_C^3}{3} + \frac{K_4 \cdot T_C^4}{4}$$

- la conductividad térmica para la cara caliente es:



$$K_{PH} = K_1 \cdot T_H + \frac{K_2 \cdot T_H^2}{2} + \frac{K_3 \cdot T_H^3}{3} + \frac{K_4 \cdot T_H^4}{4}$$

Dónde:

- Kpc: Conductividad para la cara fría en W/K.
- Kph: Conductividad para la cara caliente en W/K.
- Ki: Coeficiente de conductividad normalizados.
- Th: Temperatura de la cara caliente en K.
- Tc: Temperatura de la cara fría en K.

La conductividad total normalizada de toda la celda es:

$$K = \frac{K_{PH} - K_{PC}}{\Delta T}$$

Donde:

- K: Es la conductividad de toda la celda normalizada en W/K.
- Kpc: Conductividad para la cara fría en W/K.
- Kph: Conductividad para la cara caliente en W/K.
- $\Delta T$ : Diferencia de temperaturas de la celda en K.

Para el cálculo de la conductividad de una celda que no cumple con las características de normalización la transformación es la siguiente:

$$K' = K \cdot \frac{6}{I_{max}} \cdot \frac{N}{71}$$

Dónde:

- K' : Es la conductividad de toda la celda no normalizada en W/K.
- K : Es la conductividad de toda la célula normalizada en W/K.
- N : Número de termopares de la nueva celda.
- I<sub>max</sub> : La intensidad óptima o máxima de la nueva celda.

Hallamos la conductividad de toda la célula normalizada:

$$K = K_1 + K_2 \cdot T + K_3 \cdot T^2 + K_4 \cdot T^3$$

$$K_{xy} = 0,476 - 0,00000389x296,15 - 0,00000864x296,15^2 + 0,000000022x296,15^3$$

$$K_{xy} = 0,2885 \text{ W/K}$$

Calculo de potencia por conducción en una celda Peltier

$$Q_{condh} = \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PC} \cdot \lambda_{PC}}{l} = \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PC}}{l}$$

$$Q_{cond} = \frac{(323,15 - 293,15)x0,2885}{2}$$

$$Q_{cond} = 4,32 \text{ W}$$

#### 4.1.4. CALOR POR EFECTO THOMSON.

Finalmente aparece el último flujo de calor. Éste es debido al efecto Thompson que implica la aparición de un flujo de calor entre el material y el exterior, al circular una corriente a través de un gradiente de temperatura.

Las pérdidas de calor por efecto Thompson en la cara fría vienen dadas por la ecuación:

$$\frac{\partial Q_t}{\partial x} = \tau \cdot I \cdot \frac{\delta T}{\delta x}$$

Dónde:

- $\frac{\partial Q_t}{\partial x}$  Potencia calorífica generada o absorbida por segmento de material.
- $\tau$  Coeficiente Thompson.
- $I$  : Densidad de corriente eléctrica que circula por el conductor.
- $\frac{\delta T}{\delta x}$  Gradiente de temperatura.

Normalmente, en el rango de temperaturas en los que trabaja una celda Peltier la transmisión de calor producida por el efecto Thompson suele ser insignificante en comparación con la de los demás efectos termoeléctricos.

Luego este efecto se considerará despreciable.

#### 4.2. BALANCE DE CALOR EN UNA CELDA PELTIER.

El cálculo del calor total absorbido o disipado en cada una de las caras es función de todas las transferencias de calor generadas por los diferentes efectos termoeléctricos.

La representación de todos los flujos de calor en una celda Peltier es:

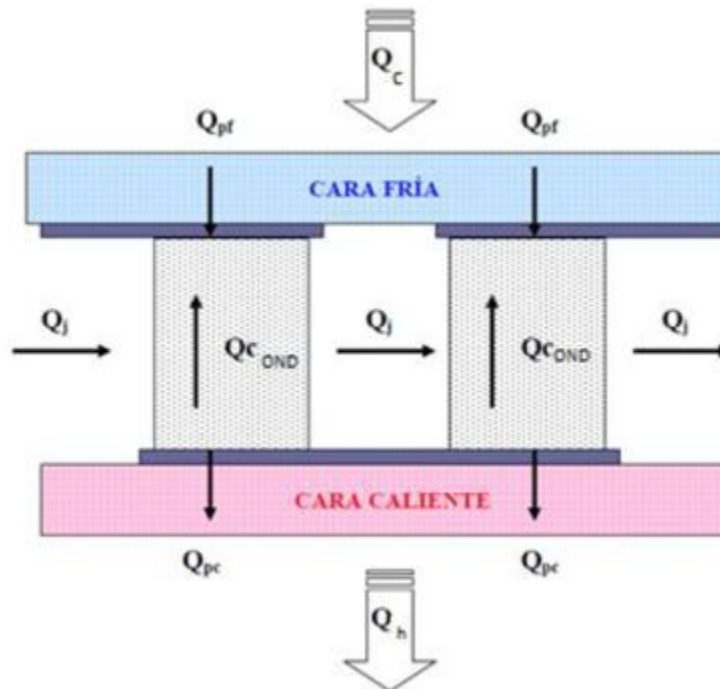


Figura 30. Balance de calor en una celda peltier.

Dónde:

- $Q_c$ : Calor total absorbido por la celda Peltier.
- $Q_h$ : Calor total disipado por la celda Peltier.
- $Q_{pc}$ : Calor absorbido por efecto Peltier en la cara fría.
- $Q_{ph}$ : Calor disipado por efecto Peltier en la cara caliente.



- $Q_{cond}$ : Calor generado por efecto de la conducción interna. (Parte del calor de la parte caliente vuelve a la cara fría por la diferencia de temperatura).
- $Q_j$  : Calor generado por efecto Joule por unidad de tiempo. (Calor generado por el nivel de corriente que calienta la célula globalmente).

#### 4.2.1. BALANCE DE CALOR EN LA CARA CALIENTE.

Balance de calor en la cara caliente es el siguiente:

$$Q_h = Q_{ph} + Q_{jh} - Q_{condh}$$

Dónde:

- $Q_h$ : Calor total disipado por la celda Peltier en W.
- $Q_{jh}$ : Calor generado por efecto Joule en la cara caliente por unidad de tiempo.

Que tiene la siguiente expresión:

$$Q_{jh} = \frac{1}{2} \cdot R_{PC} \cdot I^2$$

$Q_{condh}$ : Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara caliente en W.

Que aplicado al dispositivo Peltier resulta:

$$Q_{condh} = \frac{T_h - T_c}{R_{th}}$$

Dónde:

Th: Temperatura de la cara caliente en K.

Tc: Temperatura de la cara fría en K.

Rth: Resistividad térmica de semiconductor en K/W.

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda_{PC} \cdot A_{PC}} = \frac{l}{K_{PC}}$$

Luego se tiene que:

$$Q_{condh} = \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PC} \cdot \lambda_{PC}}{l} = \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PC}}{l}$$

El balance de calor de la cara caliente queda por lo tanto:

$$Q_h = \alpha \cdot T_h \cdot I + \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PC}}{l}$$

Balance de calor en la cara caliente

$$Q_h = Q_{ph} + Q_{jh} - Q_{condh}$$

$$Q_h = 43,16 + 13,56 - 4,32$$

$$Q_h = 52,4 \text{ W}$$

#### 4.2.2. BALANCE DE CALOR EN LA CARA FRÍA.

Por otro lado, el balance de calor en la cara fría resulta:

$$Q_c = Q_{pc} - Q_{jc} - Q_{condc}$$

Dónde:

$Q_c$ : Calor total absorbido por la celda Peltier en W.

$Q_{jc}$ : Calor generado por efecto Joule en la cara fría por unidad de tiempo.

Que tiene la siguiente expresión:

$$Q_{jc} = \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2$$

$Q_{condc}$ : Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara caliente en W.

Que aplicado al dispositivo Peltier resulta:

$$Q_{condc} = \frac{T_h - T_c}{R_{th}}$$

Dónde:

$T_h$ : Temperatura de la cara caliente en K.

$T_c$ : Temperatura de la cara fría en K.

$R_{th}$ : Resistividad térmica de semiconductor.

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda_{PH} \cdot A_{PH}} = \frac{l}{K_{PH}}$$



Luego se tiene que:

$$Q_{condc} = \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l} = \frac{(T_h - T_c) \cdot K_{PH}}{l}$$

El balance de calor de la cara fría queda por lo tanto:

$$Q_c = \alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l}$$

Balance de calor en la cara fría de la celda peltier:

$$Q_c = Q_{pc} - Q_{jc} - Q_{condc}$$

$$Q_c = 43,16 - 13,56 - 4,32$$

$$Q_c = 25,28 \text{ W}$$

### 4.3. PARÁMETROS FUNDAMENTALES DE UN DISPOSITIVO PELTIER

#### 4.3.1. POTENCIA TÉRMICA DE LA CELDA.

La potencia térmica de la celda que viene dado por la diferencia entre el flujo de calor de la cara caliente y la fría. Que es lo mismo que:

$$Pt = Q_h - Q_c = \alpha \cdot I \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I^2$$

Dónde:

- Qc: Calor total absorbido por la celda Peltier en W.
- Qh: Calor total disipado por la celda Peltier en W.
- I: Intensidad de entrada a la celda en A.
- R: Resistencia eléctrica de la celda en  $\Omega$ .
- $\alpha_{xy}$ : Coeficiente de Seebeck de la unión en  $V/^{\circ}K$ .
- Th: Temperatura de la cara caliente en K.
- Tc: Temperatura de la cara fría en K.

Potencia Térmica.

$$Pt = 0,0295 \times 4,5 \times 50 + 1,34 \times 4,5^2$$

$$Pt = 33,77 \text{ W}$$

Potencia térmica Total

$$Pt = 33,77 \text{ W} \times 8 \text{ celdas}$$

$$Pt = 270,18 \text{ W}$$

#### 4.3.2. TENSIÓN DE ENTRADA DE LA CELDA.

Si relacionamos la potencia térmica con la eléctrica, estas dos deben ser iguales lo que resulta que:

$$P_t = P_e$$

$$\alpha \cdot I \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I^2 = V_{en} \cdot I^2$$

Donde las variables son las mismas que las del apartado anterior exceptuando la  $V_{en}$  que es la tensión de entrada de la célula en V.

Podemos despejar entonces que la tensión de entrada necesaria debe de ser:

$$V_{en} = \alpha \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I$$

$$V_{en} = 0,0295 \times (323,15 - 293,15) + 3,1 \times 4$$

$$V_{en} = 13,39 \text{ V}$$

### 4.3.3. COEFICIENTE DE OPERACIÓN EN CASO DE REFRIGERACIÓN.

En todo estudio térmico que se aprecie debe definirse el coeficiente de rendimiento. En vez de la eficiencia térmica, que se toma como criterio en el análisis de las máquinas térmicas, el estándar para la eficiencia de la energía en los procesos de refrigeración es el coeficiente de operación COP.

Se define comúnmente como el cociente de lo que se desea entre lo que debemos dar. El objetivo de un refrigerador es el extraer el calor de una región que se halla a baja temperatura a fin de mantener esta en un valor deseado.

Por tanto el coeficiente de operación (COP) de un refrigerador se define como:

$$COP = \frac{Q_c}{P_e}$$

Dónde:

Qc: Calor total absorbido por la celda Peltier en w.

Pe: Potencia eléctrica de la célula en W.

El COP o también llamado coeficiente de operación es el equivalente al rendimiento para los motores térmicos. Por definición es la relación entre el calor útil, o extraído para una máquina frigorífica y la energía eléctrica aportada.

Hallamos el COP del sistema teniendo en cuenta que cuando la celda trabaja de forma estabilizada tiene una corriente de 4,5 A y 11 V por cada celda que en este caso son 8.

$$COP = \frac{25,8 \times 8 \text{ celdas}}{11V \times 3,5A \times 8 \text{ celdas}}$$

$$COP = \frac{206,4 \text{ W}}{307,7 \text{ W}} = 0,67$$

Si se desarrolla la ecuación del COP se tiene:

$$COP = \frac{\alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - \frac{(T_h - T_c) \cdot A \cdot \lambda}{l}}{\alpha \cdot (T_h - T_c) \cdot I + R \cdot I^2}$$

El cual quedara para un estudio posterior.



#### 4.3.4. DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MÁXIMAS.

Si en la ecuación anterior del COP  $Q_{cmax\_max}$  eliminamos la unión entre los dos semiconductores, este coeficiente de operación cae a cero y nos da el valor de la diferencia de temperaturas máxima que puede existir en un semiconductor. Esto es:

$$\Delta T_{max} = \gamma \cdot \frac{T_c^2}{2}$$

Hallamos la diferencia máxima de temperaturas con:

$$\gamma = 0,00752$$

$$\Delta T_{max} = 0,00752 \times \frac{293,15^2}{2}$$

$$\Delta T_{max} = 323.15 = 50^\circ C$$

#### 4.3.5. FIGURA DE MÉRITO.

La figura de mérito es un parámetro de medida del comportamiento de una celda o un material, medido en amperios.

Éste, en una celda Peltier, es función del efecto termoeléctrico Seebeck, la resistencia eléctrica y el coeficiente de conductividad, tal que:

$$Z = \alpha \cdot \frac{T_c}{R}$$

Dónde:

- $\alpha$ : Es el coeficiente de Seebeck de toda la célula normalizado en V/K.
- R: Es la resistencia eléctrica de la célula en  $\Omega$ .
- Tc: Es la temperatura de la cara fría en K.

Para mayores valores de Z se tiene mayor eficiencia termodinámica, según ciertas disposiciones, en particular el requisito de que los dos materiales del par tengan valores Z similares.

La figura de mérito, es por lo tanto, es un parámetro muy conveniente para comparar la eficiencia del potencial de dispositivos usando materiales diferentes. Valores de  $Z=1$  se consideran buenos, y valores de al menos en el rango de 3-4 se consideran esenciales para que la termoelectricidad compita con la generación mecánica y refrigeración en eficiencia. Hasta ahora, los mejores valores  $Z$  alcanzados están en el rango de 1.5-3.

Figura de mérito.

$$Z = \alpha \cdot \frac{T_c}{R}$$

$$Z = 0,0295 \times \frac{293,15}{3,5}$$

$$Z = 2,47 A$$

Esto nos indica que nuestro modulo puede competir contra un sistema de aire acondicionado convencional aunque este valor es bajo ya que la eficiencia es uno de los puntos débiles de las celdas Peltier se mantiene en un nivel aceptable.

#### 4.3.6. ESTUDIO DE LAS CÉLULAS Y MÓDULOS PELTIER EXISTENTES.

Como hay todo tipo de dispositivos Peltier en el mercado, es necesario saber bien lo requisitos de la aplicación para poder elegir el más adecuado. Durante todo este apartado se analizan las celdas Peltier que se ofrecen actualmente.

Para la elección de un dispositivo termoeléctrico es necesario saber:

- Cuáles son los fluidos térmicos de los que se va a hacer uso, agua o aire principalmente. En este proyecto el aire es el fluido térmico utilizado.
- Las condiciones de uso más significativas, es decir, las principales características que se estudian para elegir una celda Peltier.
- Y en último lugar, definir el módulo termoeléctrico que es el dispositivo donde se va a incorporar la célula elegida.

#### 4.3.7. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA CELDA PELTIER.

Seleccionar la apropiada celda Peltier para una aplicación específica requiere una evaluación de todo el sistema del enfriador.

Cualquier catálogo del mercado de celda Peltier, proporciona el valor de los siguientes parámetros:

- Número de niveles de la célula,  $N$ .
- Calor disipado o bombeado máximo,  $Q_c_{max}$ .
- Intensidad de entrada  $I$ .
- Tensión de entrada  $V_{en}$  o también llamada  $V_{in}$ .
- Dimensiones de la célula.
- Coeficiente de operación COP.

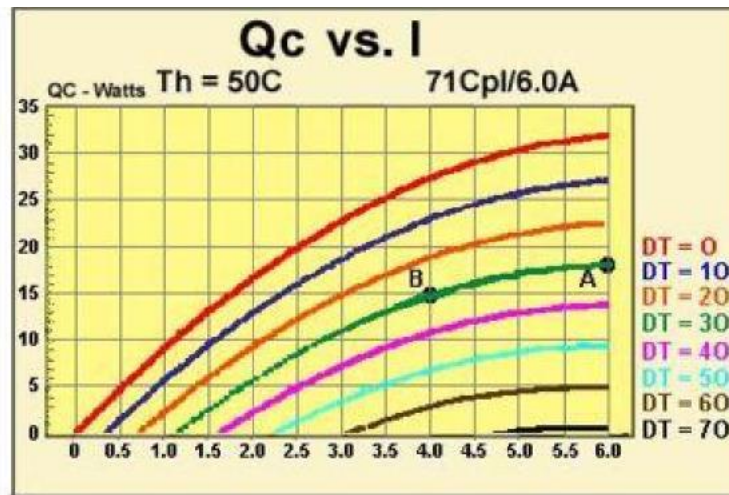
Además el fabricante una vez elegida la celda, proporciona las siguientes gráficas de operación:

- Gráfica del calor disipado o bombeado,  $Q_c$  en función de la intensidad de entrada  $I$
- Gráfica de la tensión de entrada  $V_{en}$  o también llamada  $V_{in}$  en función de la intensidad de entrada  $I$ ,
- Gráfica del coeficiente de operación COP en función de la intensidad de entrada  $I$

##### 4.3.7.1. GRÁFICA DEL CALOR ABSORBIDO O BOMBEADO $Q_c$ CON RESPECTO A LA INTENSIDAD DE ENTRADA $I$

La figura 9 es un ejemplo de gráficas proporcionadas por el suministrador de la celda Peltier, suelen representarse en función de un intervalo de diferencia de temperaturas y de unos valores de partida. En este caso, las gráficas muestran el calor disipado o bombeado,  $Q_c$  en función de la intensidad de entrada  $I$ . Las gráficas vienen definidas a partir de unos valores de partida utilizados en la toma de muestras, como son para este ejemplo:





Grafica 2. Gráfica del calor bombeado en función de la intensidad.

1. La temperatura del lado caliente,  $T_h$ , 50°C ,
2. El número de pares de semiconductores, en este caso 71,
3. La intensidad máxima alcanzada, 6 A.

Estos valores se determinan una vez elegida la celda.

Tomando como ejemplo las gráficas de la figura 9, si se supone que se requiere una temperatura del lado frío,  $T_c$  de 20°C, es decir,  $\Delta T = 30$  °C (con la temperatura del lado caliente,  $T_h = 50$  °C), el mayor valor de  $Q_{c\_max}$  es 18 W, (punto A) con una intensidad de entrada de 6 A.

Por otro lado, si por ejemplo, se quiere las mismas condiciones, pero con un calor bombeado que ya no es máximo,  $Q_c$  de 15 W, la corriente de entrada debe disminuir hasta alcanzar 4 A (punto B). Estas gráficas las suministra el propio fabricante a partir de datos experimentales pero se sostienen en las ecuaciones térmicas de una celda Peltier explicadas en el apartado 3. En concreto siguiendo con la explicación, el valor del calor absorbido  $Q_c$  tiene la siguiente expresión:

$$Q_c = -\frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 + \alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l}$$

Es una función parabólica como se puede comprobar con las gráficas de la figura 9, tal que:

$$Q_c = a \cdot I^2 + b \cdot I + c$$

Con los valores:

$$a = -\frac{1}{2} \cdot R$$

$$b = \alpha \cdot T_c$$

$$c = -\frac{(T_h - T_c) \cdot A_{PH} \cdot \lambda_{PH}}{l}$$

El valor del término a es negativo, lo que da concavidad a las gráficas. Su término independiente c, es negativo y depende del incremento de temperaturas  $\Delta T$ , lo que demuestra observando la gráficas de la figura 9 que cuanto mayor sea éste, la gráfica se desplaza hacia valores menores en el eje de las ordenadas.

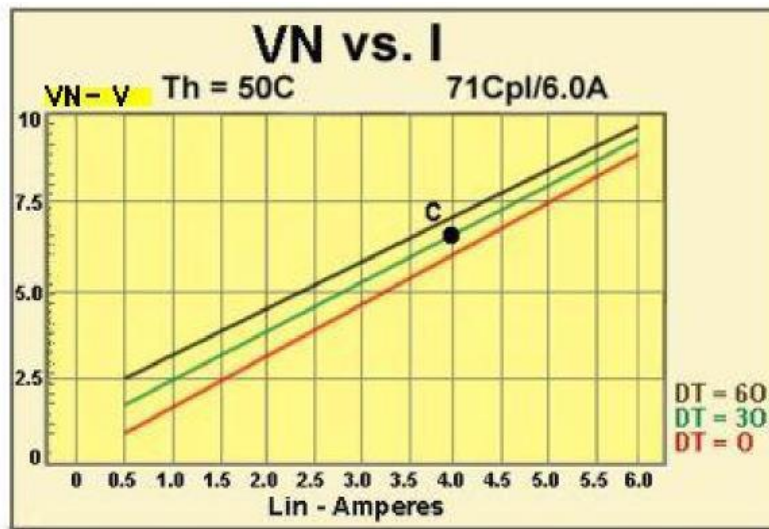
#### 4.3.7.2. GRÁFICA DE LA TENSIÓN DE ENTRADA VEN CON RESPECTO A LA INTENSIDAD DE ENTRADA I

En la figura 10 se observa los valores que toma la tensión de entrada (Ven) en función de la intensidad de entrada (I) para diferentes diferencias de temperaturas  $\Delta T$ , siendo las condiciones de la muestra. La tensión de entrada es lineal con respecto a la intensidad de entrada, tanto en las gráficas de la figura 10 como en la ecuación de arriba, siendo su término independiente proporcional a la diferencia de temperaturas entre caras.

Si se continúa con el ejemplo anterior y con los mismos datos de entrada, para una intensidad de entrada I de 4 A y una diferencia de temperaturas,  $\Delta T$  de 30 °C, se obtiene el punto C, que proporciona un valor de la tensión de entrada de aproximadamente 6,7 V. Las gráfica 3, representan el conjunto de datos experimentales que obtiene el fabricante cuando mide la tensión de entrada variando la intensidad y la diferencia de temperaturas. Pero estos datos también verifican la ecuación que se ha hallado tal que:

$$V_{en} = \alpha \cdot (T_h - T_c) + R \cdot I$$

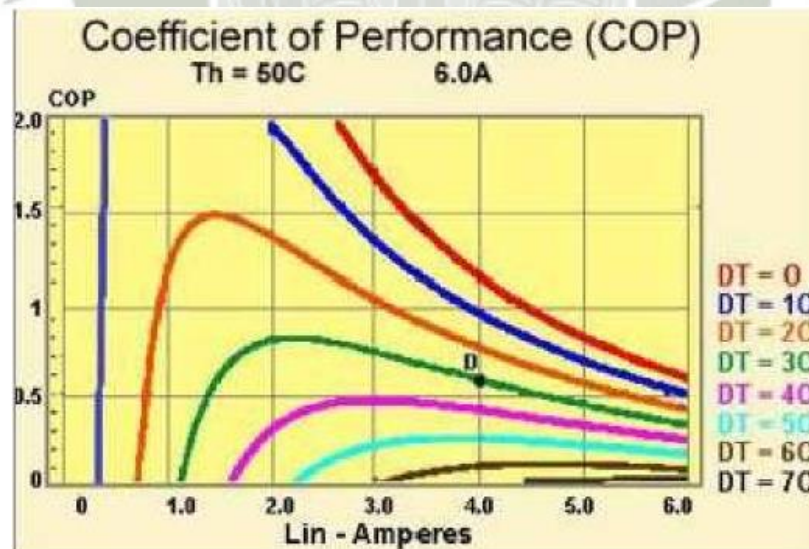




Grafica 3. Gráfica de la tensión de entrada en función de la intensidad.

#### 4.3.7.3. GRÁFICA DEL COP CON RESPECTO A LA INTENSIDAD DE ENTRADA

El gráfico de la gráfica 4 muestra la variación del COP en función de la intensidad (I) para un rango de diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ).



Grafica 4. Gráfico del COP en función de la I.



Siguiendo con el ejemplo ( $I = 4 \text{ A}$ ,  $\Delta T = 30 \text{ °C}$ ), se obtiene el punto D, que muestra que el COP para el caso estudiado es de aproximadamente 0,62. Este gráfico es la unión de los dos anteriores y de la misma manera que los anteriores existe una fórmula matemática que se desarrolla.

#### 4.3.8. ANALISIS DE CÁLCULOS TÉRMICOS.

Para este proyecto tendremos como base de temperaturas.  $T_{ext} = 30 \text{ °C}$ ,  $T_{int} = 18 \text{ °C}$ , la temperatura en el interior de la cabina del vehículo  $T_{ab} = 22 \text{ °C}$  las temperaturas en la cara fría de la celda  $T_{cf} = 15 \text{ °C}$  temperatura en la cara caliente de la celda  $T_{ch} = 50 \text{ °C}$ .

La potencia obtenida para este proyecto requerirá  $Q = 1118.68 \text{ W}$  de potencia aproximado para cumplir con las especificaciones de nuestro sistema teniendo que superar una carga térmica de  $Q_{termico} = 992.54 \text{ W}$  por eso se utilizara 16 celdas peltier que cubran esta carga térmica soportando cada una una carga de  $Q_c = 69,87 \text{ W}$  de absorción de calor.

Como vemos en las gráficas el COP teórico para este caso es de 0.62 y el COP máquina que hallamos para nuestro modelo fue 0,67 en el cual vemos una pequeña diferencia aceptable esto nos indica que las celdas utilizadas para este proyecto son los dispositivos que cumplen con los requerimientos aceptables para el buen funcionamiento del sistema de aire acondicionado por efecto peltier con un porcentaje de error de 7 % nos muestra que a pesar de tener baja eficiencia la celda peltier con este sistema se puede conseguir una buena eficiencia de funcionamiento térmico.

También en este capítulo hallamos la figura de mérito que sirve para comparar la eficiencia del potencial de dispositivos y otros dispositivos de aire acondicionado tenemos  $Z = 2.47 \text{ A}$  lo cual nos indica que puede competir con otros sistemas de A/A ya que estos están en el orden de 3 a 4A.

## **CAPITULO 5**

### **IMPLEMENTACION DEL MODULO PELTIER**

#### **5. INTRODUCCIÓN.**

En este capítulo veremos la construcción del prototipo de sistema de climatización por efecto Peltier así como la elección y diseño de sus componentes

El módulo Peltier está constituido por 3 partes las cuales son el módulo de pruebas constituido por las celdas Peltier, banco de ventiladores, disipadores de calor y la carcasa hecha de fibra de vidrio. El circuito de potencia y el circuito de control a continuación veremos este sistema.

#### **5.1. CLIMATIZACION DEL HABITACULO EN EL AUTOMOVIL.**

##### **5.1.1. NOCIONES DE CONFORT TÉRMICO.**

Confort: estado de completo bienestar físico, mental y social. El confort, depende de multitud de factores personales y parámetros físicos.

Confort térmico: representa el confort desde el punto de vista del ambiente higrotérmico exterior a la persona.

Con objeto de obtener un confort térmico adecuado en cualquier ambiente es necesario controlar principalmente dos variables: temperatura y humedad.

El adecuado control de la temperatura del medio ambiente que circunda el cuerpo humano elimina el esfuerzo fisiológico de acomodación, obteniéndose con ellos un mayor confort y la consiguiente mejora del bienestar físico y de las condiciones de salubridad.

Una gran parte del calor que posee el cuerpo humano se disipa por evaporación a través de la piel. Como quiera que la evaporación se favorece con la humedad relativa del aire baja y se retarda si ésta es alta, se deduce que la regulación de la humedad tenga una importancia tan vital como la de la temperatura.



Figura 31. Zona de confort térmico en la cabina del automóvil

### 5.1.2. CONDUCTOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DE HABITÁCULO.

El objetivo principal de un sistema de climatización es acondicionar el habitáculo del vehículo de tal forma que se alcance en su interior el confort térmico.

Para ello, el sistema impulsa el aire exterior que entra por la toma de aire, atraviesa el evaporador y el radiador de calefacción a través del conjunto de distribución de trampillas y circula por los diferentes conductos.

El aire soplado sale por los difusores y se mezcla con el aire ambiente que se encuentra en el interior del habitáculo, de tal forma que dicho aire ambiente alcance la temperatura de consigna.

La calidad del aislamiento térmico y la temperatura inicial de las paredes del habitáculo tienen una influencia importante en el tiempo necesario para alcanzar la temperatura de consigna en el interior del habitáculo.



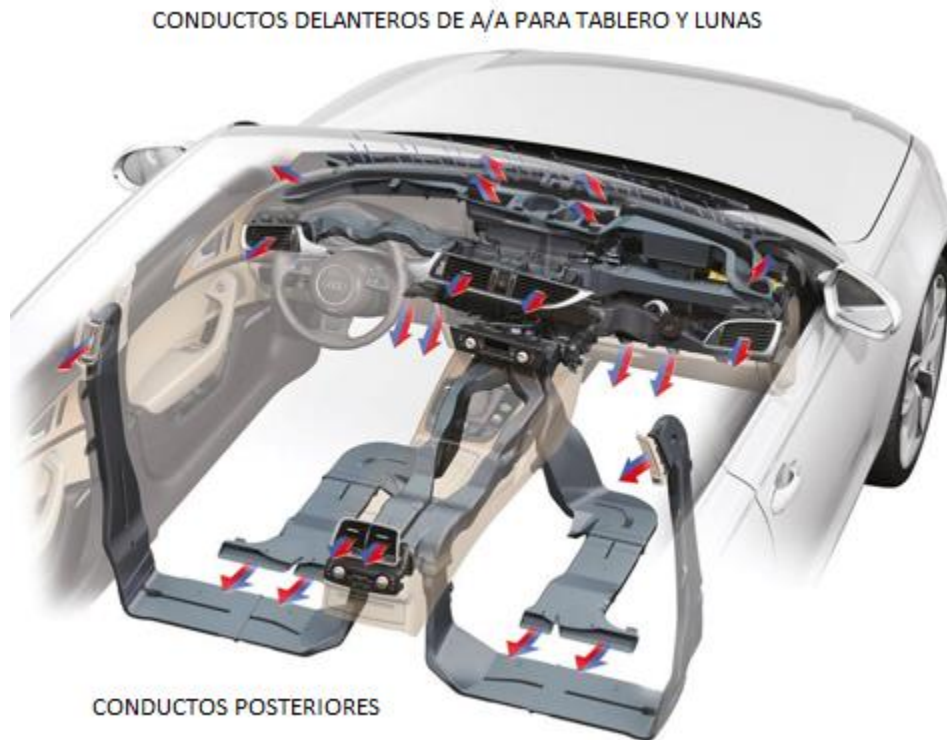


Figura 32. Conductos de aire delantero y posterior de la cabina.

### 5.1.3. CIRCUITO DE AIRE EN EL HABITÁCULO

El conjunto de distribución de trampillas o climatizador es el entorno donde se encuentran la mayoría de los componentes del sistema de climatización regulada.

Por un lado el aire refrigerante llega al radiador de calefacción donde se produce la cesión de calor al aire entrante.

Por otro lado, el fluido frigorífico llega al evaporador donde se produce la absorción de calor del aire entrante, previamente filtrado a través del filtro del habitáculo. El evaporador es pues el órgano productor de frío. En ambos casos, el aire entrante es impulsado al interior del habitáculo mediante el impulsor, que dispone de un módulo electrónico de velocidad o potenciómetro que hace girar la turbina del impulsor a una determinada velocidad dependiendo de la consigna manual o automática.

Por último, las diferentes trampillas (recirculación, distribución y de mezcla de aire frío y caliente) están gobernadas por actuadores que reciben señales de la centralita cuando proceda.

Un haz de cables conecta cada uno de estos componentes con la centralita que se encuentra detrás del tablero de mandos.

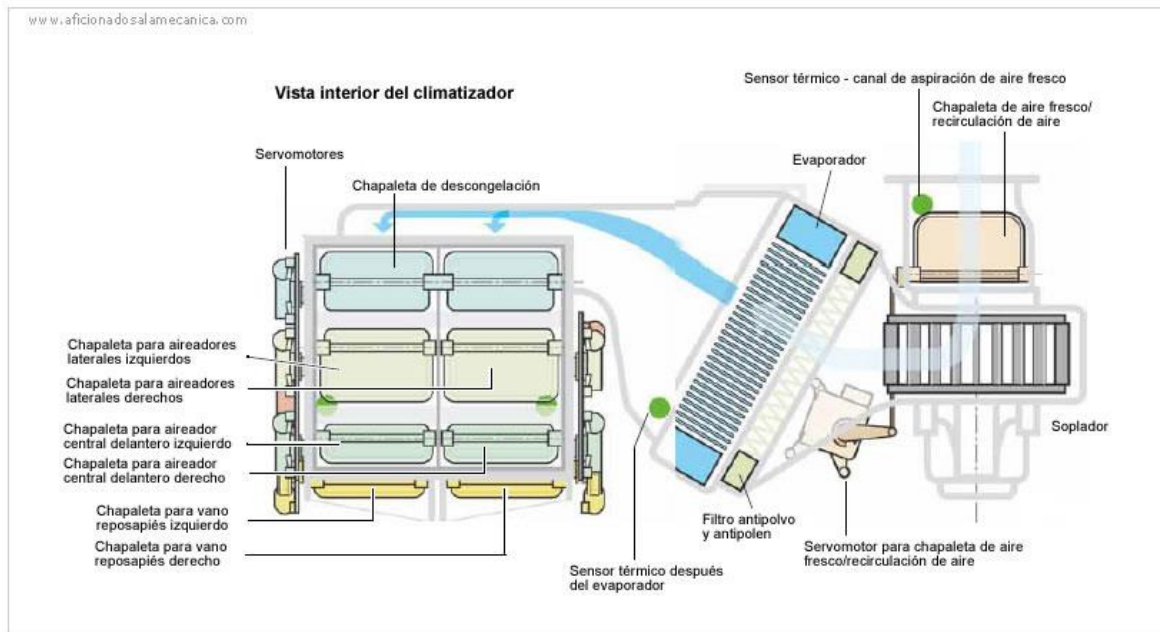


Figura 33. Climatizador del vehículo.

## 5.2. IMPLEMENTACIÓN DEL MODULO PELTIER.

El sistema de climatización es el encargado de absorber y disipar el calor dentro del habitáculo este sistema consta de las siguientes partes:

- Disipadores de calor
- Banco de ventiladores
- Celdas Peltier
- Climatizador

Por este climatizador corre una corriente de aire impulsado por medio de un banco de ventiladores los cuales hacen circular aire a través de las paletas de los disipadores este flujo de aire es perpendicular a la transferencia de calor que absorbe y disipa este módulo para luego ser arrastrado por los conductos de aire frío y aire caliente los cuales son conectados



al soplador que se encuentra en la parte inferior derecha del habitáculo del automóvil el cual es el encargado de suministrar a través de los diferentes conductos de aire acondicionado del automóvil.

### **5.2.1. DISIPADOR DE CALOR.**

Hemos calculado la potencia calorífica total que va a ser generada en la cara caliente de nuestra célula por la suma del calor absorbido en la cara fría y el calor generado por la potencia consumida.

En el caso de que no hagamos nada para disipar de alguna manera esta potencia, se convertirá en calor que aumentará la temperatura de la cara caliente de la célula de forma extraordinaria. Este calor volverá a la cara fría por el efecto de conducción interna haciendo que la célula no refrigere y pudiendo incluso destruirla haciendo que se fundan los termopares de silicio que la componen.

Es pues, absolutamente necesario, que ese calor acumulado sea disipado al ambiente de alguna manera. La célula por sí sola no es capaz de disipar todo el calor que genera de forma eficaz, por lo tanto será necesario instalar algún tipo de dispositivo que nos ayude a transportar ese calor de la cara caliente al exterior. Estos dispositivos se llaman radiadores o disipadores.

Lo que va a conseguir el radiador es una transferencia de calor por conducción de la cara caliente a la estructura de este. Esta estructura se calentará más o menos en función del material y forma que tenga, y en función también del buen contacto que tenga con la célula. Así conseguiremos que en lugar de calentarse la célula (que es lo que no podemos permitir), se caliente el radiador. Al radiador se le suele aplicar también un ventilador que fuerza que todo ese calor que “extrae” de la célula sea enviado rápidamente al ambiente haciendo que este sea capaz de absorber todavía más calor.

Los radiadores más comunes son los que están fabricados en aluminio o aluminio anodizado en negro para facilitar la conducción del calor. El diseño de estos consta de una superficie lisa para hacer un buen contacto con la superficie del componente electrónico y un cuerpo con múltiples aletas que hacen que la superficie en contacto con el aire sea máxima para una mejor disipación del calor.

El disipador de calor que utilizamos para este proyecto son dos componentes los cuales son utilizados uno para absorber el calor este disipador a comparación del disipador para la cara caliente cuenta con un espesor de 0.5 cm y el disipador para la cara fría cuenta con un espesor de 1.5 cm el cual disipa una gran cantidad de calor por este motivo este disipador tiene que ser más robusto.





Figura 34. Imagen del disipador de calor utilizado en el proyecto

Este disipador de calor está hecho íntegramente para alta disipación de calor y el material del cual está construido es de aluminio el cual es más sensible a cambios de temperatura.

Para que el contacto entre célula y radiador sea máximo se suelen utilizar pastas de silicona con alta conductividad térmica que mejoran el contacto entre las superficies y facilitan la extracción de calor.

Por muy pulida que esté la superficie de la célula y el disipador siempre van a existir imperfecciones que van a provocar que queden huecos microscópicos y que el contacto entre las dos superficies no sea total. La pasta rellenará estos huecos hará que la conductividad térmica entre los dos componentes mejore considerablemente.



*Huecos microscópicos entre célula y disipador*

Figura 35. Funcionamiento de la pasta térmica

Existen muchos tipos de pastas térmicas dependiendo de la aplicación para las que sean concebidas. Las más eficientes suelen incorporar limaduras algún metal conductor como la plata para mejorar su rendimiento.

Para nuestro proyecto vamos a utilizar, tanto para la cara fría como para la cara caliente, una pasta térmica con un 10% de limaduras de plata y con las siguientes características-

$$\begin{aligned} \text{Conductividad térmica} &\rightarrow > 2.17 \text{ W/m-K} \\ \text{Resistencia térmica} &\rightarrow < 0.06 \text{ } ^\circ\text{C-m}^2/\text{W} \end{aligned}$$

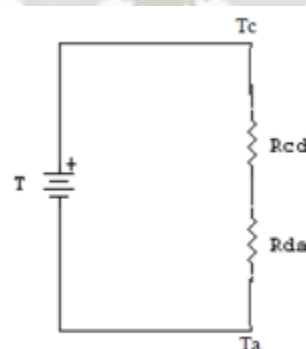
Sabiendo que la potencia calorífica que tenemos que disipar es de  $Q_h = 54,4 \text{ W}$  (tal como hemos descubierto anteriormente), podemos realizar una analogía eléctrica para poder averiguar analíticamente qué disipador vamos a necesitar.

De esta manera podemos suponer las siguientes equivalencias:

ANALOGÍA TÉRMICA – LEY DE OHM	
Intensidad I	Calor W
Tensión V	Temperatura T
Resistencia R	Resistencia térmica R
$V = IR$	$T = WR$

Tabla 18. Analogía térmica

El circuito equivalente en la disipación de calor sería el siguiente:



Ley de Ohm térmica

$$T = T_c - T_a = Q_h (R_{cd} + R_{da})$$

Según las características técnicas de la célula, si queremos conseguir una temperatura en la cara fría de 15°C la máxima temperatura que debe alcanzar la cara caliente será de  $70 + 15 = 85^{\circ}\text{C}$ .

De esta manera tenemos que  $T_c = 85^{\circ}\text{C}$ .

Respecto a la temperatura ambiente, el peor caso sería cuando esta es máxima y más cercana a la temperatura de la superficie de la célula; así pues tenemos que, tal como hemos dictaminado antes, el peor caso es cuando  $T_a = 30^{\circ}\text{C}$ . Por otro lado tenemos que la resistencia térmica entre la célula y el disipador será (debido a la pasta térmica utilizada) igual a

$$R_{cd} = 0,006^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$$

Despejando de la ecuación de la ley de Ohm térmica tenemos que:

$$T = T_c - T_a = Qh(R_{cd} + R_{da})$$

$$R_{da} = \frac{T_c - T_a}{Qh} - R_{cd}$$

$$R_{da} = \frac{71 - 30}{39.25} - 0.06 = 0.98^{\circ}\text{C}/\text{W}$$

De esta manera tenemos que la resistencia térmica máxima que debe tener el disipador ha de ser de  $0.98^{\circ}\text{C}/\text{W}$ .

Si echamos un vistazo al mercado de disipadores encontramos que para conseguir uno con esas características las dimensiones de este han de ser muy elevadas.

Para reducir las dimensiones del disipador y conservar sus características, debemos considerar de forma obligada la necesidad de montar un ventilador que fuerce la extracción de calor. Aun así sigue siendo difícil conseguir que este sea de unas dimensiones aceptables para conseguir un buen rendimiento de la célula.

Debemos conseguir que la temperatura de la cara caliente de la célula sea lo más baja posible en todo momento, y para conseguir esto observamos que el tamaño del radiador tendría que ser tan o más grande que la propia caja de frío, complicando así mucho el montaje y aumentando el peso de esta considerablemente.



### 5.2.2. BANCO DE VENTILADORES.

En este apartado veremos el banco de ventiladores los cuales están conformados por dos bloques de ventiladores cada uno de 5 unidades conformando banco de 10 unidades dispuestas en serie para aumentar la presión del aire y esta pueda abastecer el flujo adecuado al habitáculo del automóvil.

Como vemos en el apartado 3.1.2. Donde se halló una velocidad de:

$$v_{c_{int}} = 2,74 \text{ m/s}$$

Esta velocidad de aire es aceptable para el habitáculo ya que abarca en su totalidad el espacio de la cabina.

Se eligió 10 ventiladores modelo F-08020-12.2 por ser de la medida exacta para esta aplicación a continuación tabla con los características de este.

MODELO	Dimensiones	Voltaje	Corriente	Flujo de aire	Presión	Ruido
<b>F-08020-12.2</b>	80X80X20	12V	0.24A	46.6 m <sup>3</sup> /h	33.8 pascales	32.4 dB

Tabla 19. Características de los ventiladores utilizados para el proyecto

Como vemos en la imagen se tiene un banco de ventiladores conformado por 5 de estos con una longitud total 42 cm de largo por 8 cm de alto y 2 cm de ancho.

### 5.2.3. CELDA PELTIER.

Las celdas Peltier son las que extraen o disipan calor del módulo térmico por medio de una corriente eléctrica la cual circula por el interior de la celda provocando caída y ganancia de electrones lo cual produce que una de sus caras se caliente o disipe calor y la otra cara se enfríe y extraiga calor, estas celdas están fabricadas con un material semiconductor.

Para la construcción del módulo se utilizó 16 celdas Peltier las cuales cada 4 pastillas es controlado con un relay.

A continuación esta la tabla con los valores experimentales obtenidos de hacer las pruebas respectivas.

Estos valores se obtuvieron conectando las celdas en paralelo con la batería del automóvil

		Voltaje	Resistencia	Amperaje	P real	P arranque	C Fría	C caliente
<b>Tramo 1</b>	Celda 1	10.9 V	3 $\Omega$	3.66 A	39.49 W	54.74 W	21°C	45°C
	Celda 2	10.97 V	3.1 $\Omega$	3.45 A	37.84 W	49.36 W	20°C	47°C
	Celda 3	10.90 V	3.2 $\Omega$	3.43 A	39.64 W	49.05 W	22°C	48°C
	Celda 4	10.90 V	4 $\Omega$	3.72 A	39.31 W	49.05 W	22°C	48°C
<b>Tramo 2</b>	Celda 5	10.86 V	3.1 $\Omega$	3.62 A	39.16 W	48.87 W	20°C	48°C
	Celda 6	10.85 V	3 $\Omega$	3.61 A	39.75 W	48.82 W	20°C	48°C
	Celda 7	10.68 V	4.5 $\Omega$	3.37 A	35.31 W	48.06 W	22°C	45°C
	Celda 8	11.30 V	4.5 $\Omega$	3.51 A	38.36 W	50.85 W	18°C	48°C

Tabla 20. Valores de prueba de modulo termoelectrico.

Estas celdas están distribuidas como se ve a continuación:

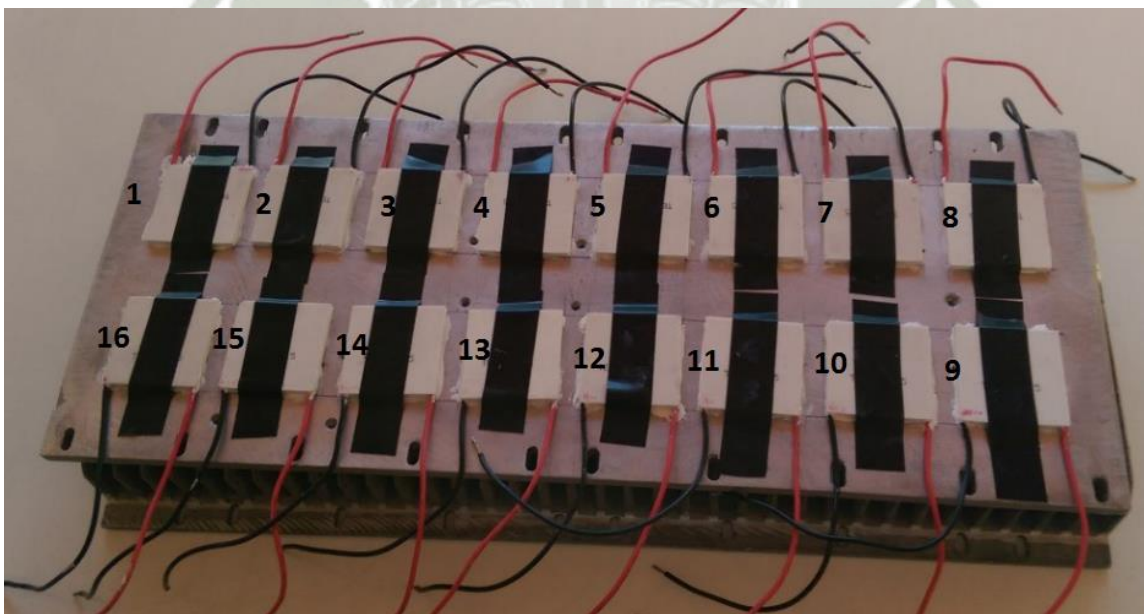


Figura 36. Distribución de las celdas peltier ubicadas en el disipador de calor



Para este proyecto solo se utilizara el tramo 1 y 2 lo cual nos indica que vamos a utilizar las celdas desde la 1 hasta la numero 8 las demás celdas Peltier conformadas por las celda desde la 9 hasta la 16 se utilizaran para una ampliación del proyecto y una mayor potencia.

#### 5.2.4. MODULO TERMICO.

A continuación veremos paso a paso como se instaló los diferentes componentes del sistema térmico el cual es el responsable de entregar el aire caliente y aire frio para el sistema de aire acondicionado.

El primer paso es asegurar o fijar correctamente cada celda al disipador de calor y esto lo logramos gracias a la silicona térmica que es la encargada de aumentar la transferencia de calor entre la cara caliente y la cara fría con sus respectivos disipadores de calor

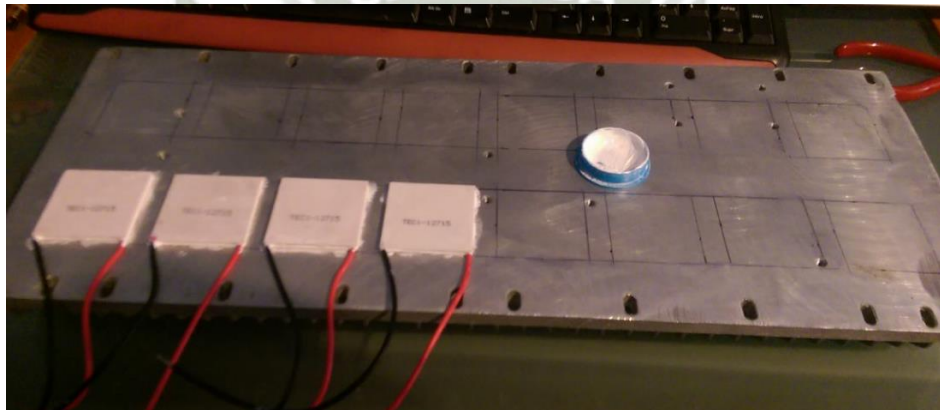


Figura 37. Distribución de celdas de peltier.

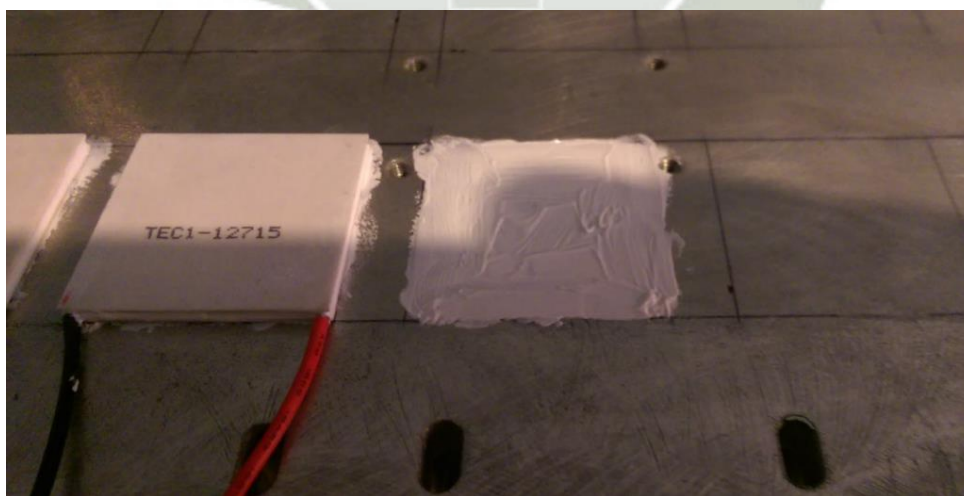


Figura 38. Pasta térmica o pegamento térmico



Una vez fijadas todas las celdas a los disipadores de calor estas deben estar aisladas entre caras ya que se debe de cuidar que el lado caliente no haya conducción de calor hacia la cara fría de la celda para este caso utilizaremos poliuretano inyectado en forma de espuma térmica para ello utilizamos la espuma térmica BISON el cual cómo podemos ver trabaja correctamente entre  $-40^{\circ}\text{C}$  y  $90^{\circ}\text{C}$  lo cual nos indica que esta en el rango de temperaturas adecuada

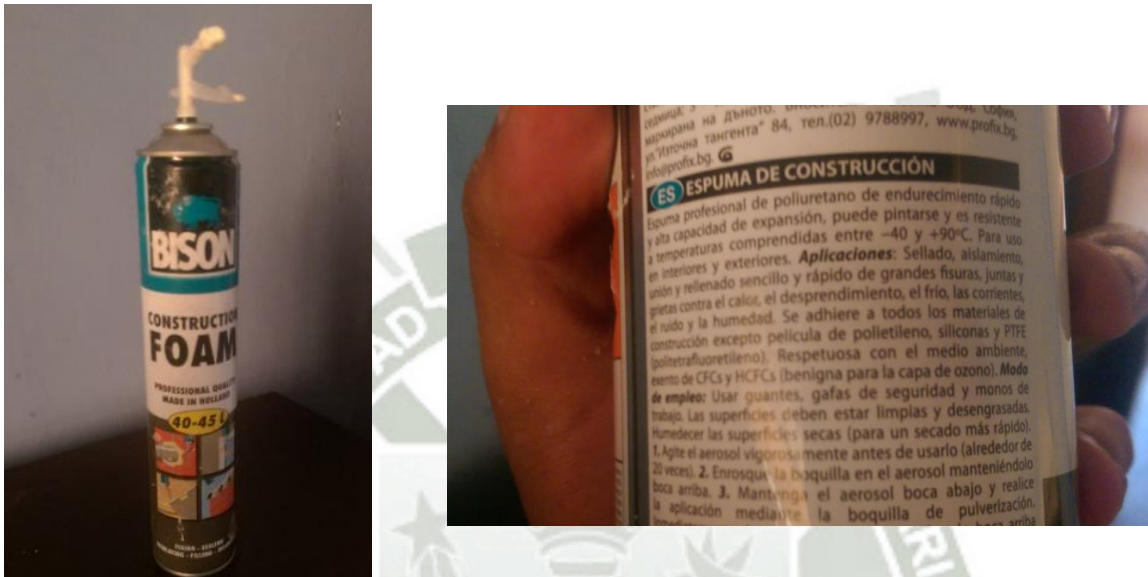


Figura 39. Silicona térmica o poliuretano inyectado.

Como vemos en la siguiente foto se utilizó la espuma o poliuretano inyectado para cubrir toda la superficie de contacto de las celdas así aislándolas entre caras.

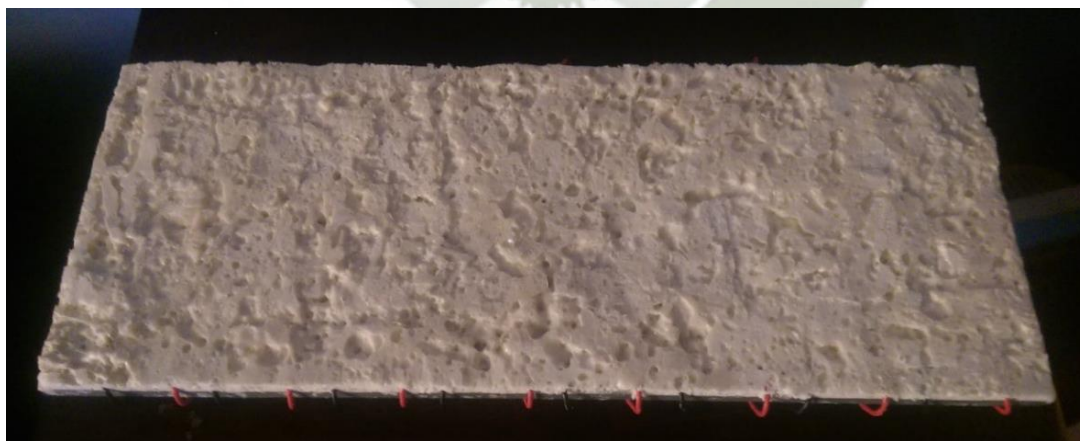


Figura 40. Poliuretano inyectado encima de las celdas peltier.

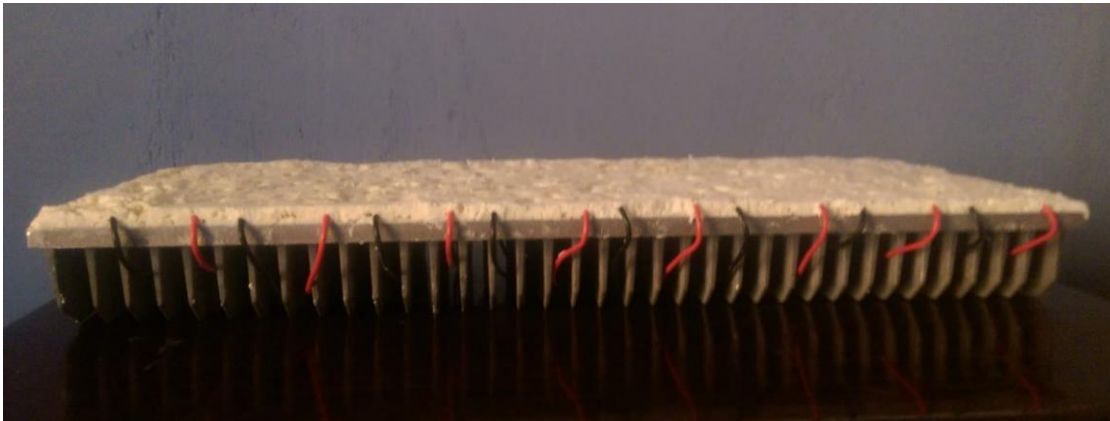


Figura 41. Empastado de poliuretano.

Una vez utilizada la espuma aislante o poliuretano se debe tener cuidado cuando eliminamos el exceso de espuma y tener siempre presente hacerlo cuidadosamente para no dañar la superficie de la celda.

Ahora que ya aislamos las dos superficies de la celda unimos los dos disipadores por medio de pernos los cuales también deberán ser aislados para que no exista una transferencia de calor, una vez que tenemos el módulo Peltier unido añadimos una bornera para hacer el conexionado respectivo este ira colocado en el disipador de la cara fría fijado en una plancha de carbonita dura la cual también cumple como aislante para que no exista un aumento de temperatura el cual dañaría las conexiones.



Figura 42. Bornera eléctrica y conexionado de cables.



Ahora que ya tenemos el módulo térmico armado diseñamos una carcasa de fibra de vidrio el cual puede aguantar altas temperatura y no provocara sobrecalentamiento en el módulo, está compuesta por 3 partes la tapa donde encontramos el banco de ventiladores la segunda parte o cuerpo protege el módulo térmico y la tercera parte son los conductos de aire acondicionado.



Figura 43. Tapa con el banco de ventiladores y conexionado



Figura 44. Módulo peltier eléctrico y de control.



### **5.2.5. CIRCUITO ELÉCTRICO.**

En este apartado veremos el sistema de alimentación del módulo térmico Peltier el cual obtiene su energía de la batería del automóvil que es alimentado por un distribuidor el cual recarga la batería y así podemos obtener suficiente energía para alimentar al sistema.

#### **5.2.5.1. CIRCUITO DE POTENCIA.**

El circuito de potencia es el que debe soportar la mayor cantidad de energía este circuito es el que arranca o cierra el sistema considerando que se va a trabajar con altas corrientes la conexión de la batería con el módulo se llevara a cabo por medio de dos cables de calibre 10 el cual puede soportar hasta 80 Amperios y es el más macizo del sistema.

Una vez energizado el sistema este alimenta a 4 relays que son los que gobiernan los tramos y a su vez gobierna las celdas Peltier, cada relay funciona con un voltaje de 12 V y un amperaje que varía de 20 a 30 A.

Los relays utilizados son de uso automotriz para evitar el sobrecalentamiento cada uno de estos trabajara con alrededor de 20 Amperios y este utiliza un cable de calibre 12 el cual puede soportar hasta 45 Amperios que es más que suficiente para alimentar las celdas Peltier.

A este circuito también se conecta el banco de ventiladores que tienen un consumo de 0.20 A los cuales representan una carga no muy alta para el sistema como son 10 unidades de ventiladores consumirán alrededor de 2 Amperios.

Este circuito también alimenta al sistema de control previo a los relays los cuales trabajan a 5 V lo cual no genera un alto consumo de energía

Como el sistema de climatización necesita un alto consumo de corriente se debe tener cuidado con los interruptores y borneras ya que son elementos que unen el circuito para este caso se utilizó un interruptor sellado para maquinaria pesada ya que otros modelos no soportan esta energía.



Figura 45. Tablero eléctrico del módulo peltier

#### 5.2.5.2. COMPROBACIÓN DE CORRIENTES.

Si cruzamos la recta que nos marca una diferencia de temperatura entre caras de  $43^{\circ}\text{C}$  con la curva que nos marca el flujo de pérdidas a  $17.58\text{ W}$  (calculado al principio); podemos comprobar que la corriente que debe estar consumiendo la célula en funcionamiento es de  $4\text{ A}$ . aprox.

Lo comprobamos mediante un tester conectándolo en serie con la célula

Podemos ver que, efectivamente, la corriente es aproximadamente de  $4\text{ A}$ . Conforme va aumentando la diferencia de temperatura entre caras la resistencia de la célula también va aumentando y por consiguiente la corriente de entrada baja.

La corriente anteriormente mostrada es la que hay cuando se acaba de poner en marcha el sistema con 30°C de diferencia de temperatura entre caras. Cuando la temperatura interior alcanza los 20 °C, la corriente baja a 3.6 A.

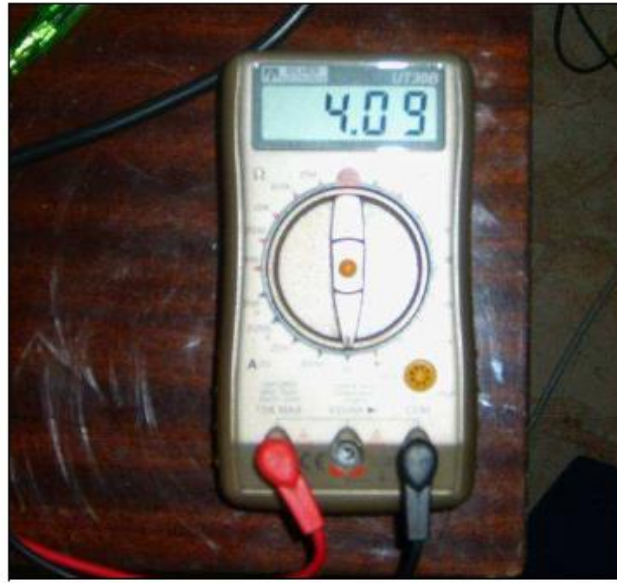


Figura 46. Comprobación de corriente de entrada a la celda.

#### 5.2.6. CIRCUITO DE CONTROL.

El circuito de control del sistema de climatización es el que ve que el módulo funcione correctamente y funcione dentro de ciertos parámetros, este circuito alimenta a un circuito electrónico de control arduido a 12V que controla la temperatura y la potencia del módulo térmico.

Este circuito es alimentado por una batería externa la cual está incluida en el módulo de control se determinó que el circuito estuviera alimentado externamente para evitar elevadas corrientes y picos de energía que pueden dañar los circuitos electrónicos y provocar que los sensores no funcionen establemente.

El sistema de control tiene como principal sensor al sensor de temperatura el cual está colocado en la superficie de la cara caliente y otro colocado en la cara fría una vez censada la temperatura esta puede ser visualizado en la pantalla led como TEMP\_1 para la temperatura en la cara caliente y TEMP\_2 para la cara fría.



Cuando el sensor de temperatura llega a los 70 grados centígrados envía una señal a un módulo de relays que trabaja a 5 V y estos son activados previamente a los relays de potencia así este cierra el circuito por medio de la bobina de relay de potencia desactivando todo el modulo ya que como sabemos tenemos una temperatura de cara fría de 20°C y cómo podemos ver en apartados anteriores hallamos que la máxima diferencia entre caras es de 50°C así cuando llega a este limite el relay se cierra evitando el sobrecalentamiento.

Así mismo si deseamos aumentar la potencia en una futura ampliación del proyecto los otros dos relays de control pueden ser activados manualmente para aumentar la disipación y extracción de calor.

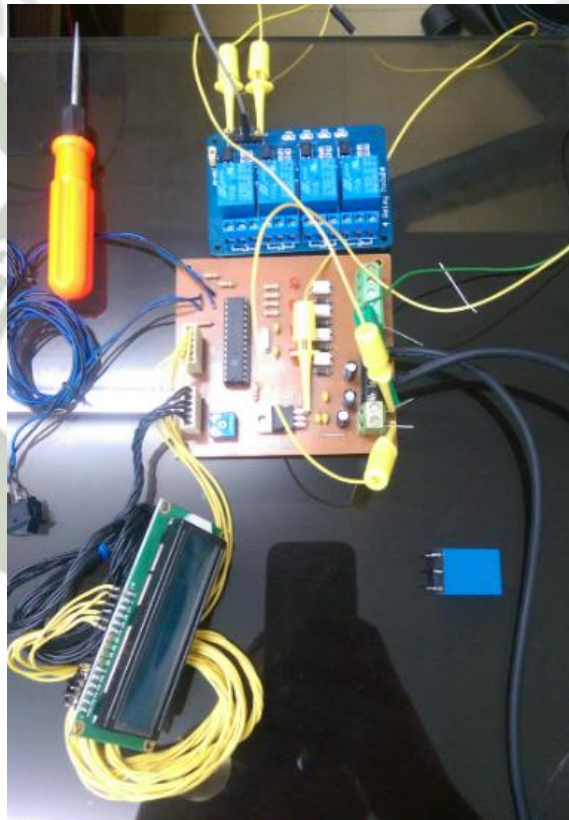


Figura 47. Módulo arduino banco de condensadores y pantalla LCD

Como hemos podido ver la construcción del módulo térmico de climatización por efecto Peltier cuenta con varios sistemas los cuales son el circuito de control que es el que mantiene en un estándar al sistema sin que se produzca un sobrecalentamiento y circuito de potencia que es el que se encarga de alimentar el modulo, y el módulo térmico que es el encargado de disipar y extraer calor por medio de la termoelectricidad.

### 5.2.7. COMPARACIÓN DEL MÓDULO TÉRMICO CON UN SISTEMA CONVENCIONAL.

	Split ART Cool LG A12AHD	Prototipo Células Peltier
Capacidad frigorífica (W / Kcal/h)	3398 / 3024	1170 / 1040
Capacidad calorífica (W / Kcal/h)	3575 / 3074	--
Consumo total frío/calor (W)	1099 / 1200	1000
Conexiones de tubería (inch)	Líquido 1/4 - Gas 1/2	--
Alimentación (V.ph.Hz)	220 / 1 / 50	<b>12 V</b>
Intensidad absorbida frío/calor (A)	4,9 / 5,3	3,4
Nº de hilos de interconexion (N x mm2)	5 x 1,5	--
Caudal de aire máximo (m3/h)	498	<b>600</b>
Dimensiones (mm)	568x570x137	<b>450x400x150</b>
Peso (Kg)	8,5	<b>15.5</b>
Nivel sonoro (dbA)	30	28
Precio	<b>2090.5 soles</b>	<b>1500 soles</b>

Tabla 21. Comparación de módulo peltier con sistema de aire acondicionado

Como vemos en la tabla comparativa anterior podemos ver el modelo Split que es comúnmente utilizado tiene una mayor potencia pero si lo comparamos con nuestro modulo se alcanza los valores de temperatura adecuados sin necesitar grandes potencias.

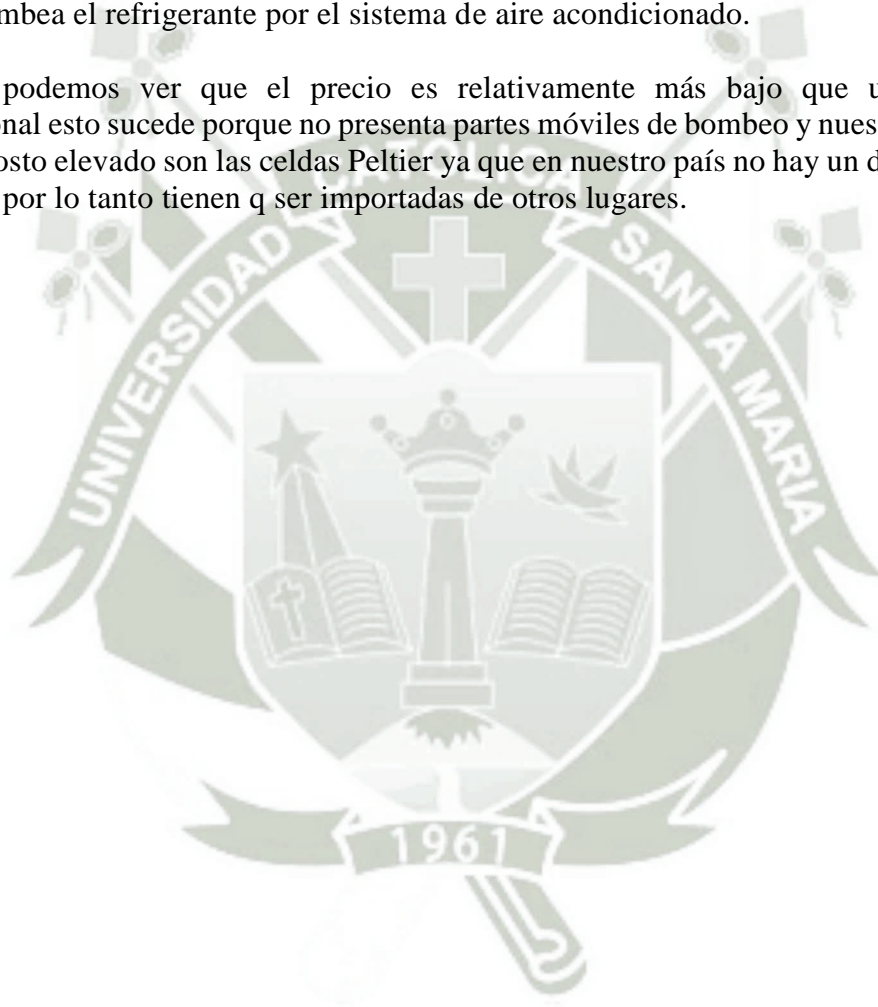
Otro beneficio es que nuestro sistema no presenta partes móviles lo cual nos quiere decir que no es necesario un mantenimiento muy minucioso sino de una inspección cada cierto tiempo, mantenimiento mínimo.

Los tamaños que presentan el modelo convencional Split y el módulo Peltier son relativamente iguales.

Nuestro módulo no necesita refrigerante como el otro modelo ya que nuestro sistema es íntegramente eléctrico.

A la hora de utilizar el sistema de climatización Peltier ya que este es independiente de un sistema mecánico y este remplace al modelo convencional se lograría alivianar un poco la potencia de transmisión del motor ya que ahora no existe el compresor del motor el cual bombea el refrigerante por el sistema de aire acondicionado.

También podemos ver que el precio es relativamente más bajo que un sistema convencional esto sucede porque no presenta partes móviles de bombeo y nuestro sistema el único costo elevado son las celdas Peltier ya que en nuestro país no hay un distribuidor de estas y por lo tanto tienen que ser importadas de otros lugares.





## CONCLUSIONES

Se construyó un módulo que tiene una Potencia térmica de 270.18W de disipación de calor adecuada para este tipo de sistema de aire acondicionado así mismo cuenta con una potencia eléctrica de 326.48W que consume el sistema para su funcionamiento y una potencia individual de cada Celda Peltier de  $Q_c=25.28$  W aunque todavía se sigue viendo técnicas para que aumente su eficiencia ya que es el punto débil de la termoelectricidad pero aun así se alcanzó altos niveles de eficiencia y potencia.

Se ha determinado que el sistema cumple las especificaciones iniciales (bajo ruido, vibraciones y portabilidad). Así también bajo costo de materiales y bajo costo de construcción con respecto a modelos más comerciales de aire acondicionado como podemos ver el conjunto de materiales y sistemas incluidos en este proyecto son más baratos que los sistemas utilizados para climatización de aire.

El módulo térmico por efecto Peltier es un módulo de bajo consumo que funciona en un rango de temperaturas que van desde los 18°C hasta los 50°C con lo cual cubre el rango de temperaturas de confort del automóvil, este módulo se localizara en la parte derecha del tablero principal del habitáculo cerca del climatizador del auto el cual reparte el aire por la cabina por medio de los conductos de aire acondicionado delanteros y posterior, para este proyecto se presenta un prototipo el cual no será instalado por cuestión de estudio y presentación.

La alimentación del módulo es muy importante. Por ello, se han diseñado y probado dos fuentes de alimentación diferentes para dar solución a esta. Alimentado por una batería BOSH de 50 A/h a un circuito de potencia que este a su vez alimenta a las celdas Peltier y un circuito cerrado para el sistema de control alimentado por una batería pequeña de 12V recargable.

Se utilizara dos tramos para las celdas Peltier, cada tramo cuenta con 8 celdas Peltier para este proyecto se utilizara solo un tramo ya que la batería del automóvil no abastece la totalidad de estas y la otra mitad se utilizara en una ampliación y mejoramiento del proyecto ya que se necesitara cambiar la batería del automóvil por una más robusta que abastezca la cantidad de corriente adecuada.

Por todo ello, se demuestra la viabilidad de un sistema como el propuesto permitiendo implantar la tecnología Peltier en Climatización Automotriz y sistemas de refrigeración caseros e industriales y dejando una vía abierta a la realización de un prototipo basado en los resultados de este proyecto.

## BIBLIOGRAFIA

### LIBROS

Circuitos i dispositius electronics, UPC, Barcelona (1998).

Termodinámica, Y.A. Cengel y M.A. Boles, McGrawHill, 4ª. Ed. (2008).

Principios de Transferencia de Calor, F. Kreith & M.S. Bohn, Editorial Thomson, 6ª. Edición (2001)

Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. DeWitt Fundamentos de Transferencia de Calor Fuente: Universidad Carlos III de Madrid

Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios, RITE Real Decreto 1751/1998, de 31 de julio

Redondo, J.M., Noriega, G., Villasevil, F., López, A. El arte de refrigerar, introducción a la termoelectricidad. 2002.

Villasevil, F. J. Desarrollo y caracterización de estructuras termoelectricas constituidos con materiales y geometrías no estándar. Fuente: Universidad Politécnica de Catalunya.

Chávez, J.A., Ortega, J.A., Turó, Salazar, J., García, M.J., (1998) “Circuito eléctrico equivalente de una célula termoelectrica Peltier”, Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación, Pamplona

García, E., Valera, A., (1998) “Sistema de control de temperatura de una célula Peltier”, Jornadas de Automática

Germán, “Introducción a la termoelectricidad, <http://inopia.upc.es/AIT/german/libro/>, 2000 Ljung, L., (1998)

Pedro Fernández Díaz, Manual de Refrigeración Fuente: Universidad de Cantabria

Palacios, R.; Arenas Alonso, A.; Vázquez, J.; Pagola de las Heras, F.L, Caracterización experimental de un Parámetro Transparente Activo Termoelectrico (PTA). Fuente: Climamed 2006. Congrès Méditerranéen des Climaticiens. Lyon (France). 20-21 November 2006.

Vázquez Arias, Jorge. Propuesta tesis. “Estudio de sistemas termoelectricos mediante el método de los elementos de contorno y técnicas experimentales”. Directores: Linares Hurtado, José Ignacio. Fuente: Universidad Pontificia de Comillas.

## WEB CONSULTADAS

Ferrotec. (2001-2017) thermoelectric modules.(USA)Corporation.:  
[http://www.ferrotec.com/index.php?id=module\\_detail&mod\\_id=108](http://www.ferrotec.com/index.php?id=module_detail&mod_id=108)

II IV Marlow (2000-2017) thermoelectric coolers dallas (USA):  
<http://www.marlow.com>

TEC thecnologyc INc, (2005-2017) cold plate coolers (USA):  
<http://www.tetech.com/Peltier-Thermoelectric-Cooler-Modules/Series-Parallel.html>

European Thermodynamics limited (2016) thermoelectric labs (England):  
<http://www.europeanthermodynamics.com/thermoelectrics.html>

Kazus , (2014-2016) thermoelectric cooling systems (USA):  
[http://kazus.ru/nuke/users\\_files/05032008/5499068.pdf](http://kazus.ru/nuke/users_files/05032008/5499068.pdf)

Astronomie, (2015) Introduction of the peltier effect (USA):  
[http://www.astronomie.be/erik.bryssinck/peltier\\_device\\_uk.html](http://www.astronomie.be/erik.bryssinck/peltier_device_uk.html)

Wikipedia, (2001) Termoelectricidad (USA):  
<http://es.wikipedia.org/wiki/Termoelectricidad>

National instruments, (2015-2017) Notas termopares (USA):  
<http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/7347>

Metas.com, (2002-2017) Termopares, Silva Medrano Guerrero  
<http://www.metas.com.mx/guiametas/La-Guia-MetAs-02-07-TC.pdf>

Enrique Martines Buc (2015) Modulos de efecto peltier  
<http://perso.wanadoo.es/astrosantapola/ccd/peltier/ccd2.htm>

MMT, modulos termoeléctricos basicos  
<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/PELTIER.htm>

Radian termal products (2009-2017), estándar heatsinks (USA):  
<http://www.radianheatsinks.com>

Watronic INC (20015) Thermoelectric products California (USA)  
<http://www.inbthermoelectric.com/>

Ciencia popular (2008) Materiales Termoelectricos  
<http://www.cienciapopular.com/tecnologia/materiales-termoelectricos>



## ANEXOS

ANEXO A: ABREBIATURAS.....	133
ANEXO B: DATASHEET CELDA PELTIER.....	136
ANEXO C: CARACTERISTICAS DE CELDAS PELTIER.....	137
ANEXO D: CARACTERISTICAS DE CABLES INDECO.....	140
ANEXO E: PANEL DE CONTROL DE AUTOMOVIL EK9.....	141
ANEXO F: PLANO DE CIRCUITO ELECTRIC.....	145
ANEXO G: PLANO DE CIRCUITO ELECTRONICO DE CONTROL.....	146
ANEXO H: PLANO DE DISIPADOR DE CALOR.....	147
ANEXO I: PLANOS DE BANCO DE VENTILADORES.....	148
ANEXO J: PLANO DE MEDIDAS DE HABITACULO DEL VEHICULO.....	149
ANEXO K: PLANO DE MODULO PELTIER.....	150
ANEXO L: PLANO DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	151

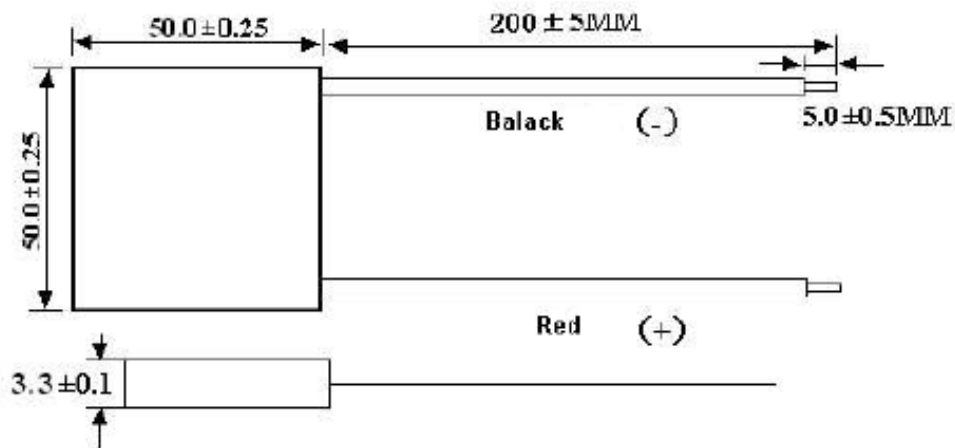
FORMULA	UNIDAD	SIGNIFICADO
%error_Qc	%	Desviación del calor absorbido por la célula.
%error_Text	%	Desviación de la temperatura exterior.
k <sub>xy</sub>	W/K·m	Conductividad del material semiconductor.
μ <sub>a_ext</sub>	N·s/m <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica del aire exterior.
μ <sub>a_int</sub>	N·s/m <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica del aire interior.
A	m <sup>2</sup>	Área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor.
A <sub>ext</sub>	m <sup>2</sup>	Área exterior del habitáculo en metros.
A <sub>int</sub>	m <sup>2</sup>	Área interior del habitáculo refrigerado.
A <sub>m</sub>	m <sup>2</sup>	Área media del habitáculo.
A <sub>xy</sub>	m <sup>2</sup>	Área transversal al flujo de calor de cada semiconductor.
COP	-	Coefficiente de operación.
COP <sub>max</sub>	-	Coefficiente de operación máximo.
COP <sub>QCmax</sub>	-	Coefficiente de operación cuando el enfriamiento es máximo.
Cp <sub>a_ext</sub>	J/kg·K	Calor específico del aire exterior.
Cp <sub>a_int</sub>	J/kg·K	Calor específico del aire interior.
Dh <sub>int</sub>	m	Diámetro hidráulico.
e	m	Espesor de la carrocería.
e <sub>v</sub>	m	Espesor del vidrio.
E <sub>AB</sub>	V	Fuerza electromotriz.
g	m/s <sup>2</sup>	Aceleración de la gravedad.
Gr <sub>L</sub>	-	Número de Grashof.
Gr <sub>L_ext</sub>	-	Número de Grashof para el aire exterior.
Gr <sub>L_int</sub>	-	Número de Grashof para el aire interior.
h	W/K·m <sup>2</sup>	Coefficiente de convección.
h <sub>ext_hi</sub>	W/K·m <sup>2</sup>	Coefficiente de convección para la parte horizontal inferior.
h <sub>ext_hs</sub>	W/K·m <sup>2</sup>	Coefficiente de convección para la parte horizontal superior.
h <sub>ext_v</sub>	W/K·m <sup>2</sup>	Coefficiente de convección para las paredes exteriores verticales.
h <sub>int</sub>	W/K·m <sup>2</sup>	Coefficiente de convección del aire interior.
I	A	Intensidad de entrada a la célula.
I <sub>COP_max</sub>	A	Corriente máxima de entrada para el cual el rendimiento es máximo.
I <sub>max</sub>	A	Intensidad óptima o máxima de la nueva célula.
I <sub>QC_max</sub>	A	Corriente de entrada a la célula cuando el enfriamiento es máximo.
J	A/s	Flujo Corriente eléctrica.
k	W/m·K	Conductividad del material.
k <sub>v</sub>	W/mK	Conductividad térmica del vidrio.
k <sub>a_ext</sub>	W/m·K	Conductividad térmica del aire exterior.
k <sub>a_int</sub>	W/m·K	Conductividad térmica del aire interior.
k <sub>aire</sub>	W/mK	Conductividad térmica del aire.

FORMULA	UNIDAD	SIGNIFICADO
L	m	Longitud característica exterior.
Lint	m	Longitud característica interior.
N	-	Número de termopares de la célula.
NU <sub>L</sub>	-	Número de Nusselt para una longitud característica.
NU <sub>L_ext</sub>	-	Número de Nusselt para el aire exterior.
NU <sub>L_hi</sub>	-	Número de Nusselt para la pared horizontal inferior.
NU <sub>L_hs</sub>	-	Número de Nusselt para la pared horizontal superior.
NU <sub>L_int</sub>	-	Número de Nusselt para el aire interior.
NU <sub>L_v</sub>	-	Número de Nusselt para las paredes verticales.
Pe	W	Potencia eléctrica de la célula.
P <sub>ext</sub>	atm	Presión del aire exterior.
P <sub>int</sub>	atm	Presión del aire interior.
Pr <sub>ext</sub>	-	Coefficiente de Prandtl del aire exterior.
Pr <sub>int</sub>	-	Coefficiente de Prandtl del aire interior.
Pt	W	Potencia térmica de la célula.
Q <sub>c</sub>	W	Calor absorbido por la célula.
Q <sub>c_max</sub>	W	Calor máximo absorbido requerido por la célula Peltier.
Q <sub>cond</sub>	W	Calor generado por efecto de la conducción interna.
Q <sub>condc</sub>	W	Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara fría.
Q <sub>condh</sub>	W	Calor generado por efecto de la conducción interna en la cara caliente.
Q <sub>h</sub>	W	Calor total disipado por la célula Peltier en la cara caliente.
Q <sub>jc</sub>	W	Calor generado por efecto Joule en la cara fría.
Q <sub>jh</sub>	W	Calor generado por efecto Joule en la cara caliente.
Q <sub>lado</sub>	W	Calor transferido desde el exterior hacia el interior por el lado vertical.
Q <sub>max_max</sub>	W	Calor máximo absorbido teórico.
Q <sub>max_opt</sub>	W	Calor absorbido para un rendimiento máximo.
Q <sub>pc</sub>	W	Calor absorbido por efecto Peltier.
Q <sub>ph</sub>	W	Calor disipado por efecto Peltier.
Q <sub>t</sub>	W	Calor perdido por efecto Thompson.
Q <sub>x</sub>	W	Calor transferido por cualquier pared.
Ra <sub>L</sub>	-	Número de Rayleigh para una longitud característica.
Ra <sub>L_ext</sub>	-	Número de Rayleigh para el aire exterior.
Ra <sub>L_hi</sub>	-	Número de Rayleigh de la pared horizontal inferior.
Ra <sub>L_hs</sub>	-	Número de Rayleigh de la pared horizontal superior.
Ra <sub>L_v</sub>	-	Número de Rayleigh para las paredes verticales.
R <sub>cond_a</sub>	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica de conducción de la carrocería.
R <sub>cond_b</sub>	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica de conducción del vidrio.
R <sub>conv_ext</sub>	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica por convección exterior.
R <sub>conv_ext_hi</sub>	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica por convección de la pared horizontal inferior.



FORMULA	UNIDAD	SIGNIFICADO
R conv_i nt	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica por convección interior.
Re L_ext	-	Número de Reynolds para el aire exterior.
Re L_int	-	Número de Reynolds para el aire interior.
R pc	-	Resistencia eléctrica para la cara fría.
R ph	-	Resistencia eléctrica para la cara caliente.
Rs	°C/W	Resistencia térmica del disipador.
R th	K/W	Resistividad térmica de semiconductor.
R tot	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica total.
R tot_cond	K·m <sup>2</sup> /W	Resistencia térmica de conducción total.
R xy	-	Resistencia eléctrica del semi-conductor.
t	s	Tiempo.
T ab	K	Temperatura de la inter-cara entre la carrocería y el vidrio.
Tc	K	Temperatura de la cara fría de la célula Peltier.
T ext	K	Temperatura exterior del habitáculo refrigerado.
Th	K	Temperatura de la cara caliente de la célula Peltier.
T int	K	Temperatura interior del habitáculo refrigerado.
Ts ext	K	Temperatura de la pared exterior.
Ts int	K	Temperatura de la pared interior.
U	W/K· m <sup>2</sup>	Coefficiente global de transferencia de calor.
Va_ext	m <sup>2</sup> /s	Viscosidad cinemática del aire exterior.
Va_i nt	m <sup>2</sup> /s	Viscosidad cinemática del aire interior.
V ent	V	Tensión de entrada.
V ext	m/s	Velocidad del aire exterior.
V int	m/s	Velocidad del aire interior.
Vol aire_int	m <sup>3</sup> /h	Volumen de aire.
Z	A	Figura de mérito.
α a_ext	m <sup>2</sup> /s	Difusividad térmica del aire exterior.
α a_i nt	m <sup>2</sup> /s	Difusividad térmica del aire interior.
α pc	V/K	Coefficiente de Seebeck para la cara fría.
α ph	V/K	Coefficiente de Seebeck para la cara caliente.
α xy	V/K	Coefficiente de Seebeck de la unión.
β ext	K-1	Coefficiente de expansión del aire exterior.
β int	K-1	Coefficiente de expansión del aire interior.
Πxy	V	Coefficiente de Peltier de una unión.
ρa_ext	kg/m <sup>3</sup>	Densidad del aire exterior.
ρa_int	kg/m <sup>3</sup>	Densidad del aire interior.
W	W/A·K	Coefficiente Thompson.

### TEC1-12715 Datasheet



No.	Items	Symbol	Parameter	Condition
1	Max. Operating Tem.	T	<90°C	
2	Max. Cooling Power	Qmax	136	Vacuum testing Tem Th=30°C
3	Tem. Difference Max	ΔTmax	70	Vacuum testing Tem Th=30°C
4	Input Voltage Max	Vmax	15.4	Vacuum testing Tem Th=30°C
5	Max. Current	I <sub>max</sub>	15.0	Vacuum testing Tem Th=30°C
6	Resistance	R	0.75 ± 0.05	Ambient Tem Th=25°C
7	Parallel		≤ 0.05 mm	
8	Lines		20AWG	

When the ambient temperature raise or fall 1°C, the module resistance will raise or fall 0.015 accordingly.

# THW-90

## Usos

Aplicación general en instalaciones fijas, edificaciones, interior de locales con ambiente seco o húmedo, conexiones de tableros de control y en general en todas las instalaciones que requieran mayor capacidad de corriente al TW-80.

## Descripción

Conductores de cobre electrolítico recocido, sólido, cableado ó flexible. Aislamiento de PVC.

## Características

Buena resistencia dieléctrica, resistencia a la humedad, productos químicos, grasas, aceite y al calor hasta la temperatura de servicio. Retardante a la llama.

## Marca

INDECO S.A. THW-90 450/750 V <Sección> <Año de Fabricación>

## Calibres

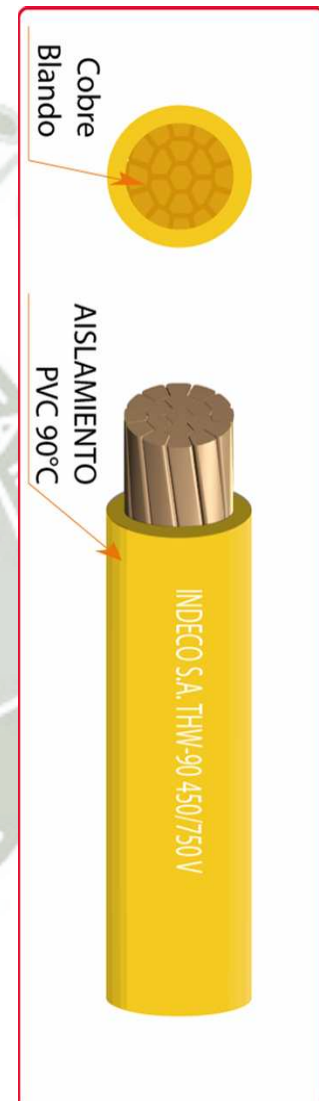
2.5 mm<sup>2</sup> - 500 mm<sup>2</sup>

## Embalaje

De 2.5 a 10 mm<sup>2</sup>: En rollos estándar de 100 metros.  
De 16 a 500 mm<sup>2</sup>: En carretes de madera.

## Colores

De 2.5 a 10 mm<sup>2</sup>: Amarillo, azul, blanco, negro, rojo y verde.  
Mayores de 16 mm<sup>2</sup>: Solo en color negro.



## Normas de Fabricación

NTP 370.252

## Tensión de servicio

450/750 V

## Temperatura de operación

90°C



**TABLA DE DATOS TECNICOS THW - 90 (mm<sup>2</sup>)**

CALIBRE CONDUCTOR	NUMERO HILOS	DIAMETRO HILO	DIAMETRO CONDUCTOR	ESPESOR AISLAMIENTO	DIAMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE (*)	
							AIRE	DUCTO
mm <sup>2</sup>		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
2.5	7	0.66	1.92	0.8	3.5	32	37	27
4	7	0.84	2.44	0.8	4.1	47	45	34
6	7	1.02	2.98	0.8	4.6	67	61	44
10	7	1.33	3.99	1.1	6.2	117	88	62
16	7	1.69	4.67	1.5	7.7	186	124	85
25	7	2.13	5.88	1.5	8.9	278	158	107
35	7	2.51	6.92	1.5	10	375	197	135
50	19	1.77	8.15	2	12.3	520	245	160
70	19	2.13	9.78	2	13.9	724	307	203
95	19	2.51	11.55	2	15.7	981	375	242
120	37	2.02	13	2.4	18	1245	437	279
150	37	2.24	14.41	2.4	19.4	1508	501	318
185	37	2.51	16.16	2.4	21.1	1866	586	361
240	37	2.87	18.51	2.4	23.5	2416	654	406
300	37	3.22	20.73	2.8	26.5	3041	767	462
400	61	2.84	23.51	2.8	29.3	3846	908	541
500	61	3.21	26.57	2.8	32.3	4862	1037	603

**TABLA DE DATOS TECNICOS THW - 90 (AWG / MCM)**

CALIBRE CONDUCTOR	SECCION NOMINAL	NUMERO HILOS	DIAMETRO HILO	DIAMETRO CONDUCTOR	ESPESOR AISLAMIENTO	DIAMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE (*)	
								AIRE	DUCTO
AWG/MCM	mm <sup>2</sup>		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
14	2.1	7	0.60	1.75	0.8	3.4	28	35	25
12	3.3	7	0.76	2.20	0.8	3.8	40	40	30
10	5.3	7	0.96	2.78	0.8	4.4	59	56	40
8	8.4	7	1.20	3.61	1.1	5.9	98	80	56
6	13.3	7	1.53	4.60	1.5	7.6	161	107	75
4	21.1	7	1.93	5.80	1.5	8.9	240	141	96
2	33.6	7	2.44	7.31	1.5	10.4	363	192	130
1/0	53.4	19	1.87	8.58	2	12.7	570	260	170
2/0	67.4	19	2.10	9.64	2	13.8	704	300	197
3/0	85.1	19	2.35	10.82	2	15	871	350	226
4/0	107.2	19	2.64	12.15	2.4	17.1	1109	406	260
250	126.7	37	2.06	13.25	2.4	18.2	1289	457	290
300	151.9	37	2.25	14.51	2.4	19.5	1527	505	321
350	177.5	37	2.44	15.69	2.4	20.6	1769	569	350
500	253.1	37	2.91	18.73	2.8	24.5	2512	699	429

(\*) NO MAS DE TRES CONDUCTORES POR DUCTO / TEMPERATURA AMBIENTE 30°C.

# Specification of Thermoelectric Module

## TEC1-12715

### Description

The 127 couples, 50 mm × 50 mm size single module which is made of our high performance ingot to achieve superior cooling performance and 70°C or larger delta T max, is designed for superior cooling and heating applications. Beyond the standard below, we can design and manufacture the custom made module according to your special requirements.

### Features

- No moving parts, no noise, and solid-state
- Compact structure, small in size, light in weight
- Environmental friendly
- RoHS compliant
- Precise temperature control
- Exceptionally reliable in quality, high performance

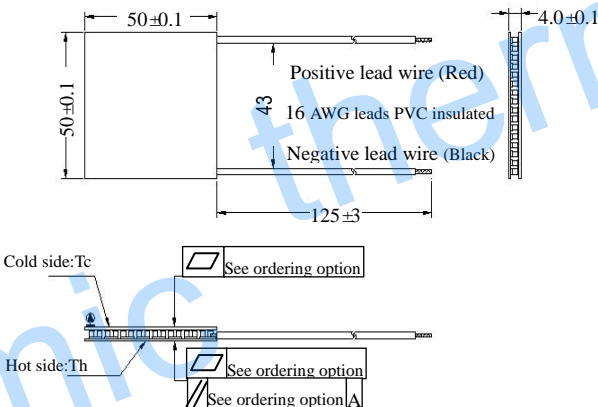
### Application

- Food and beverage service refrigerator
- Portable cooler box for cars
- Liquid cooling
- Temperature stabilizer
- CPU cooler and scientific instrument
- Photonic and medical systems

### Performance Specification Sheet

Th( °C)	27	50	Hot side temperature at environment: dry air, N2
DTmax( °C)	70	79	Temperature Difference between cold and hot side of the module when cooling capacity is zero at cold side
Umax(Voltage)	16	17.2	Voltage applied to the module at DTmax
I <sub>max</sub> (amps)	15	15	DC current through the modules at DTmax
QC <sub>max</sub> (Watts)	150.2	164.2	Cooling capacity at cold side of the module under DT=0 °C
AC resistance(ohms)	0.72~0.88	0.79~0.98	The module resistance is tested under AC

### Geometric Characteristics Dimensions in millimeters



### Manufacturing Options

#### A. Solder:

1. T100: BiSn (Melting Point=138 °C)
2. T200: CuSn (Melting Point= 227 °C)

#### B. Sealant:

1. NS: No sealing (Standard)
2. SS: Silicone sealant
3. EPS: Epoxy sealant
4. Customer specify sealing

#### C. Ceramics:

1. Alumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, white 96%)(AIO)
2. Aluminum Nitride (AlN)

#### D. Ceramics Surface Options:

1. Blank ceramics (not metalized)
2. Metalized (Copper-Nickel plating)

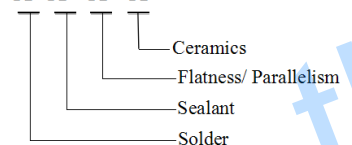
### Flatness/ Parallelism Option

Suffix	Thickness / H (mm)	Flatness/ Parallelism (mm)	Lead wire length(mm) Standard/Optional length
TF	0:4.0±0.1	0:0.05/0.05	125 ±3/Specify
TF	1:4.0±0.05	1:0.025/0.025	125 ±3/Specify
TF	2:4.0±0.03	2:0.015/0.015	125 ±3/Specify

Eg. TF01: Thickness 4.0±0.1(mm) and Flatness 0.025/0.025(mm)

### Naming for the Module

TEC1- 12715 - X - X - X - X



TEC1-12715- T200 -NS - TF02 - AIO

T200: Solder, Copper Tin (Melting Point=227 °C)

NS: No sealing

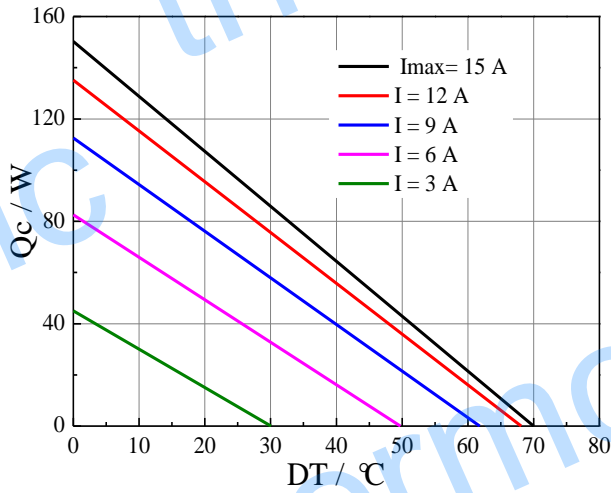
AIO: Alumina white 96%

TF02: Thickness ±0.1(mm) and Flatness/Parallelism 0.015/0.015(mm)

# Specification of Thermoelectric Module

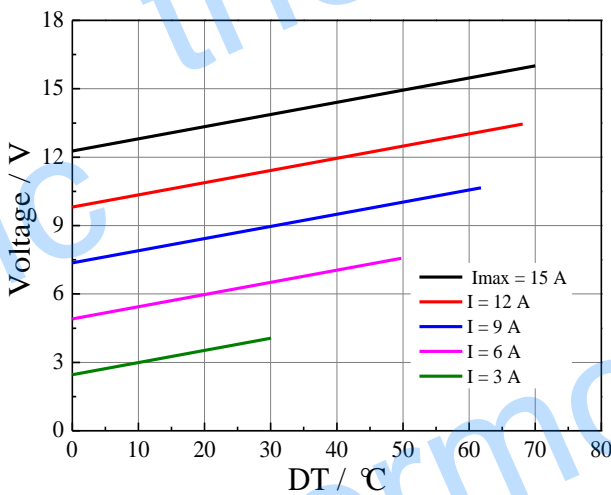
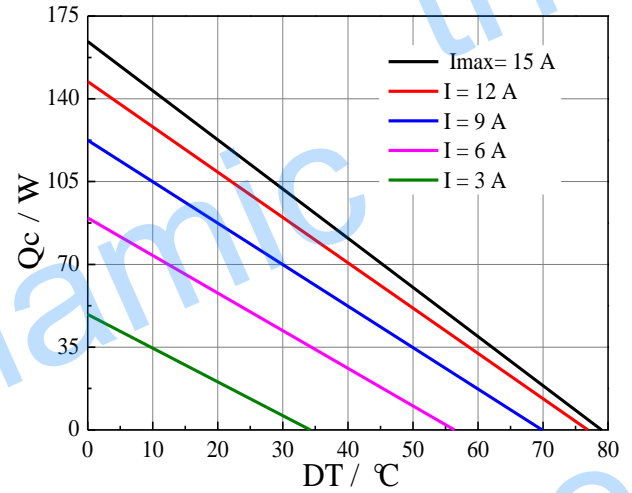
TEC1-12715

## Performance Curves at $T_h=27\text{ }^\circ\text{C}$

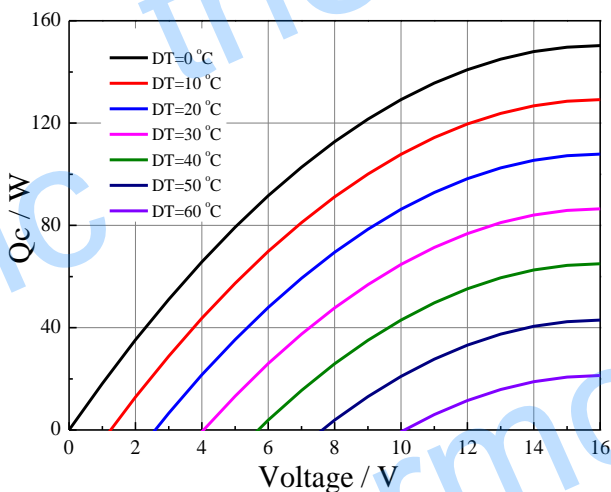
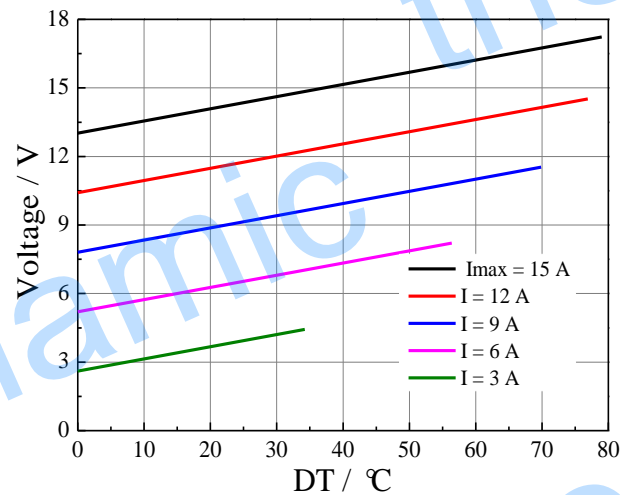


Standard Performance Graph  $Q_c = f(DT)$

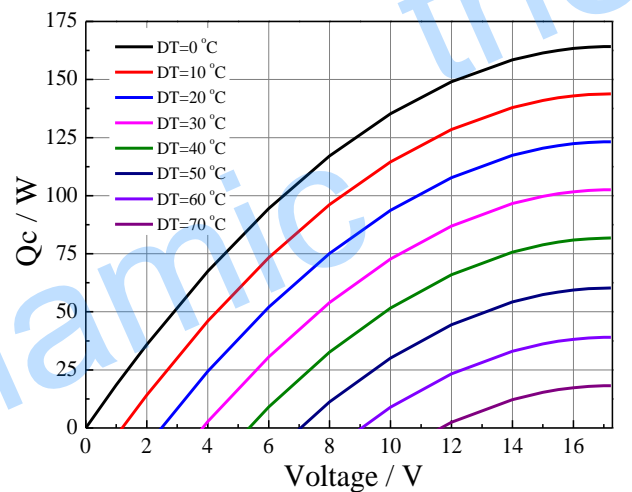
## Performance Curves at $T_h=50\text{ }^\circ\text{C}$



Standard Performance Graph  $V = f(\Delta T)$



Standard Performance Graph  $Q_c = f(V)$

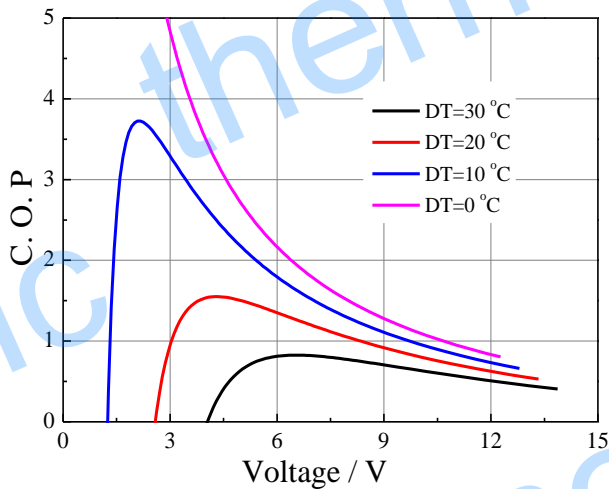




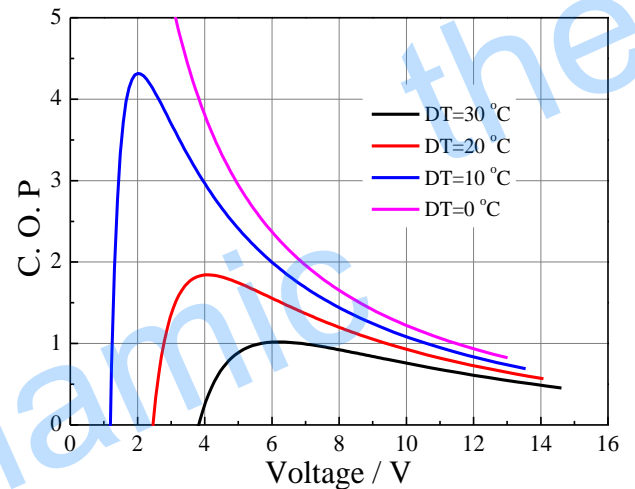
## Specification of Thermoelectric Module

TEC1-12715

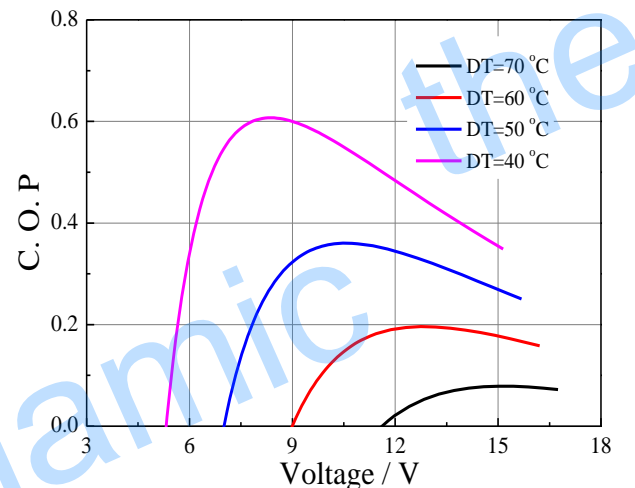
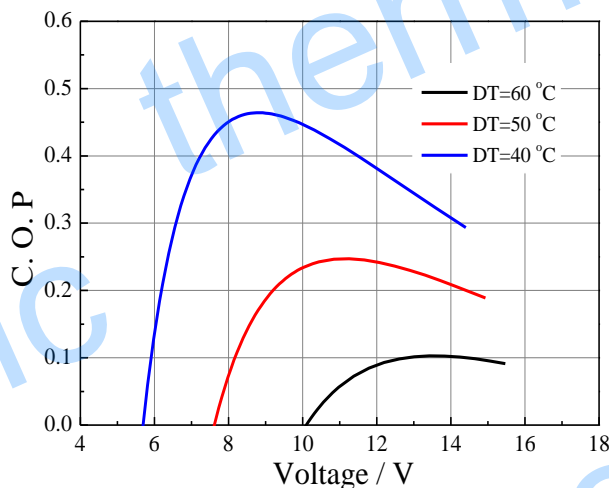
Performance Curves at  $T_h=27\text{ }^\circ\text{C}$



Performance Curves at  $T_h=50\text{ }^\circ\text{C}$



Standard Performance Graph COP = f(V) of  $\Delta T$  ranged from 0 to 30 °C



Standard Performance Graph COP = f(V) of  $\Delta T$  ranged from 40 to 60/70 °C

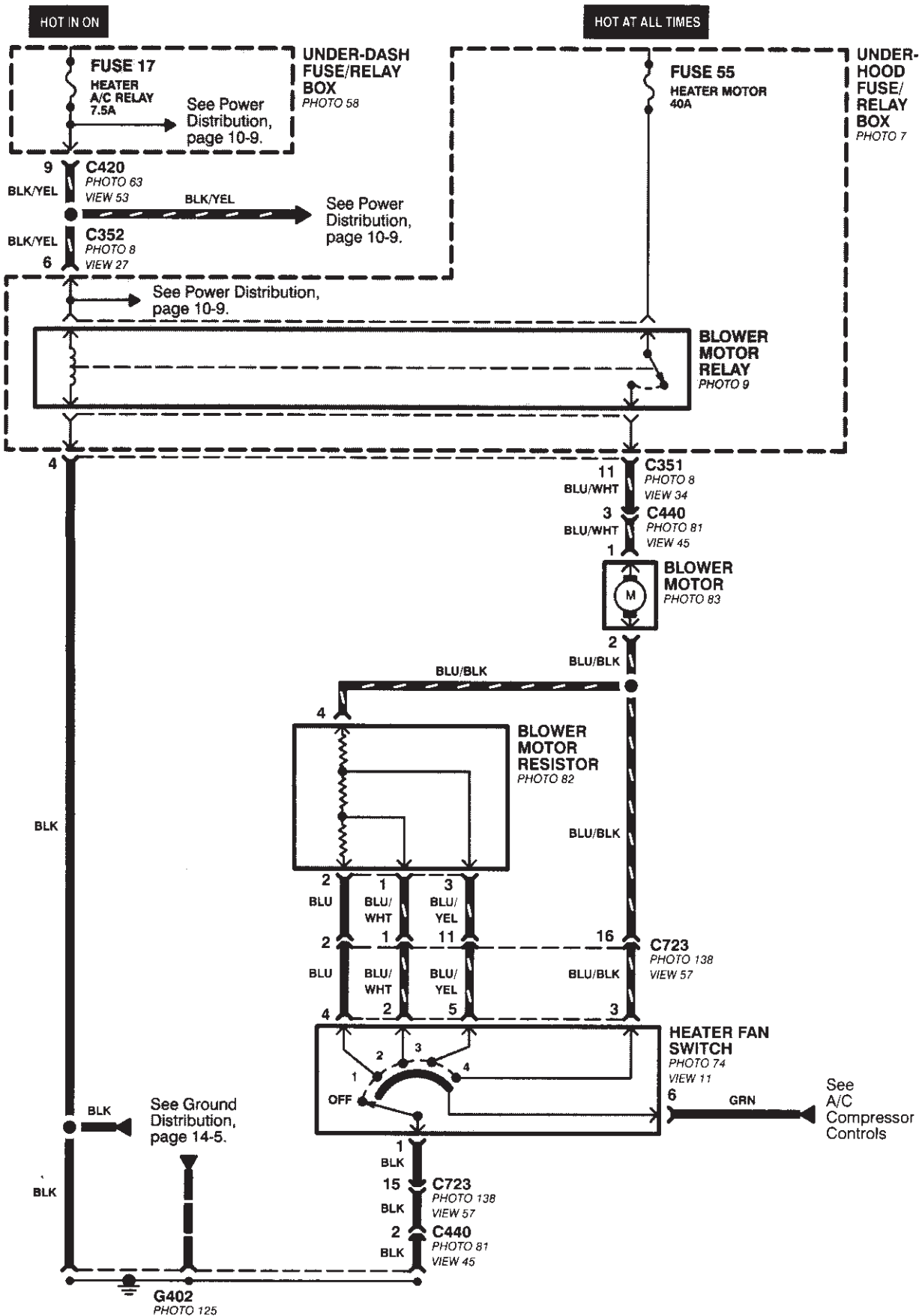
Remark: The coefficient of performance (COP) is the cooling power  $Q_c$ /Input power ( $V \times I$ ).

### Operation Cautions

- Cold side of the module stucked on the object being cooled
- Hot side of the module mounted on a heat radiator
- Operation or storage module below 100 °C
- Operation below  $I_{max}$  or  $V_{max}$
- Work under DC

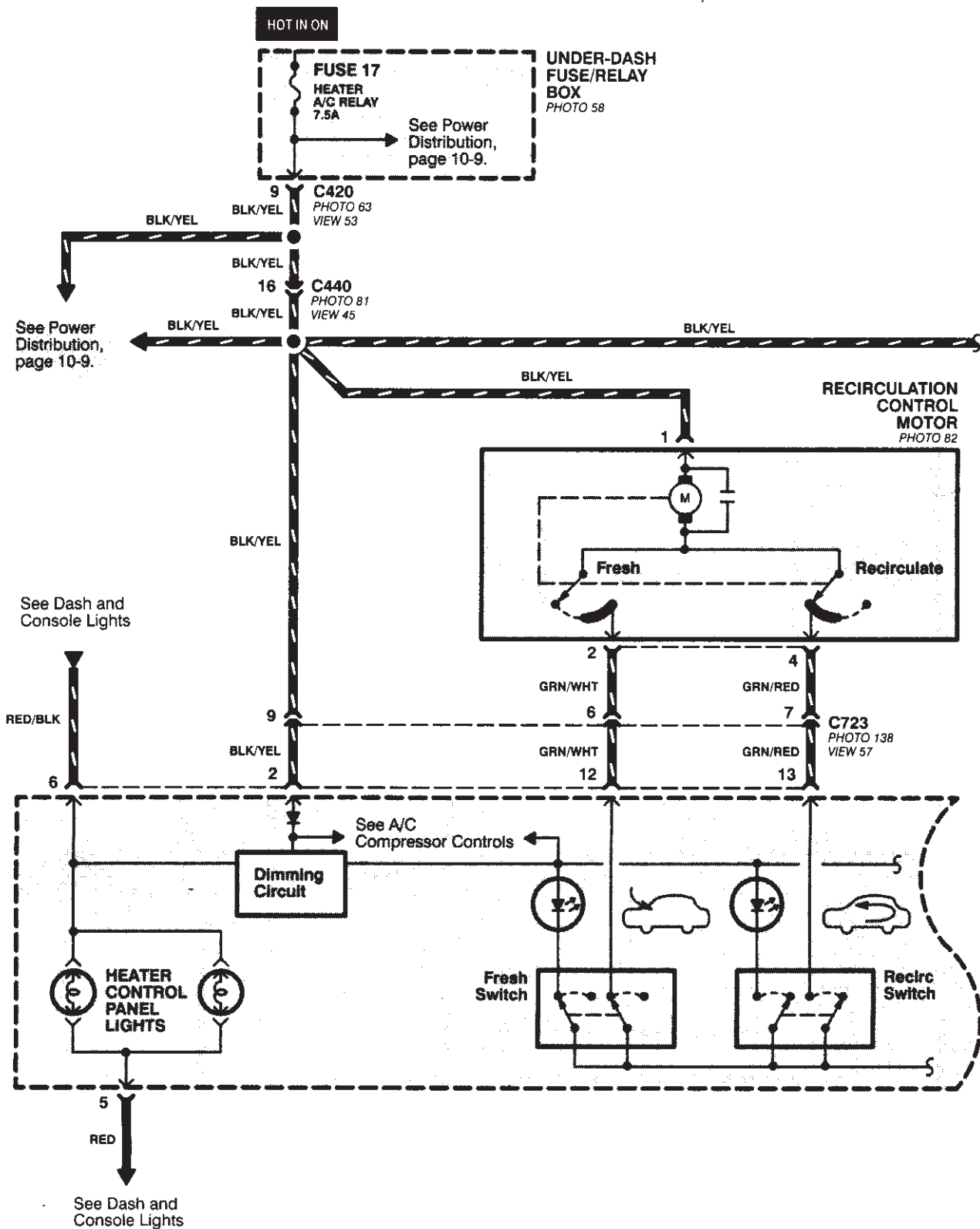
# Blower Controls

- '96-'98 Models

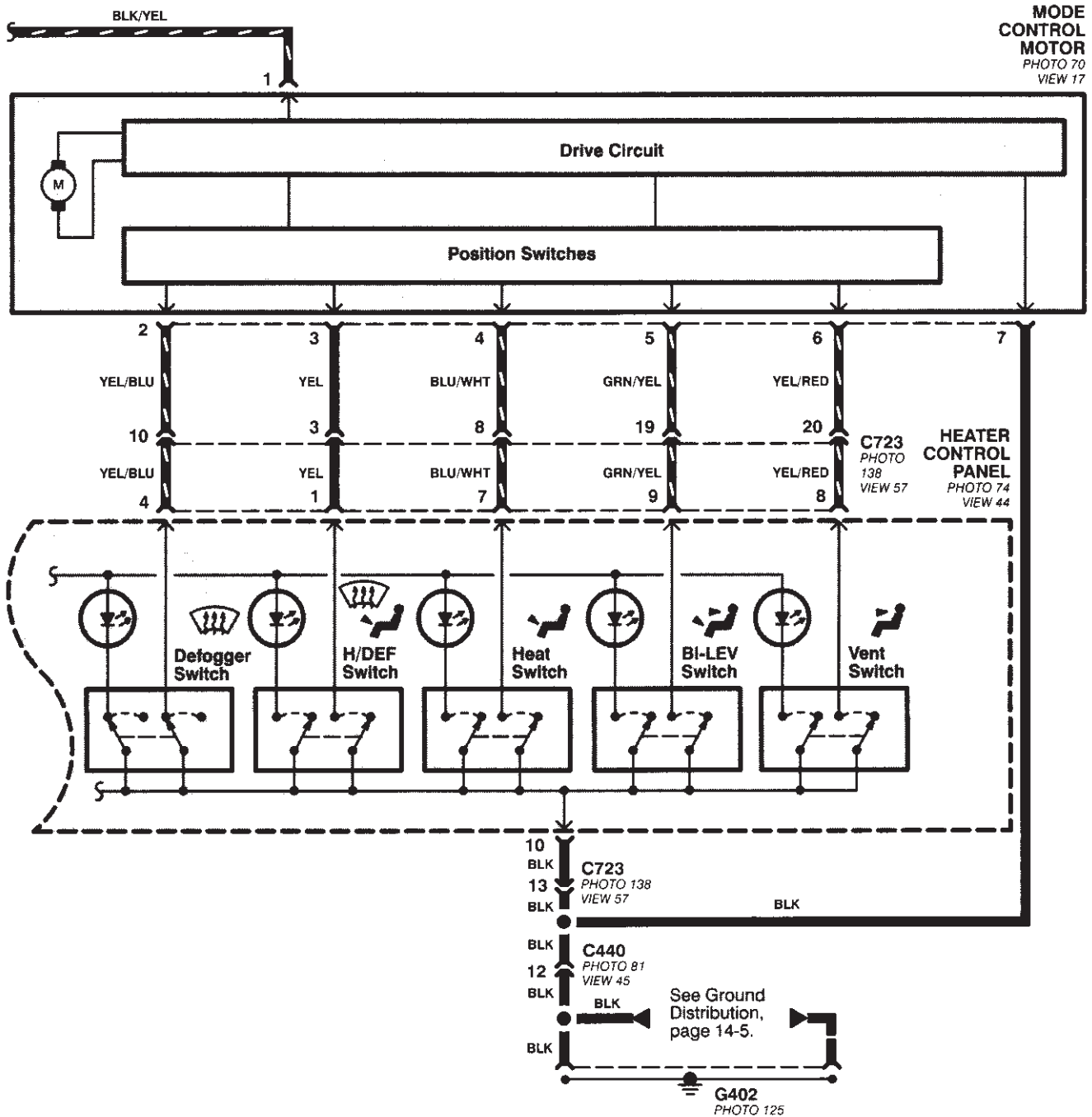


# Air Delivery

- '96-'98 Models

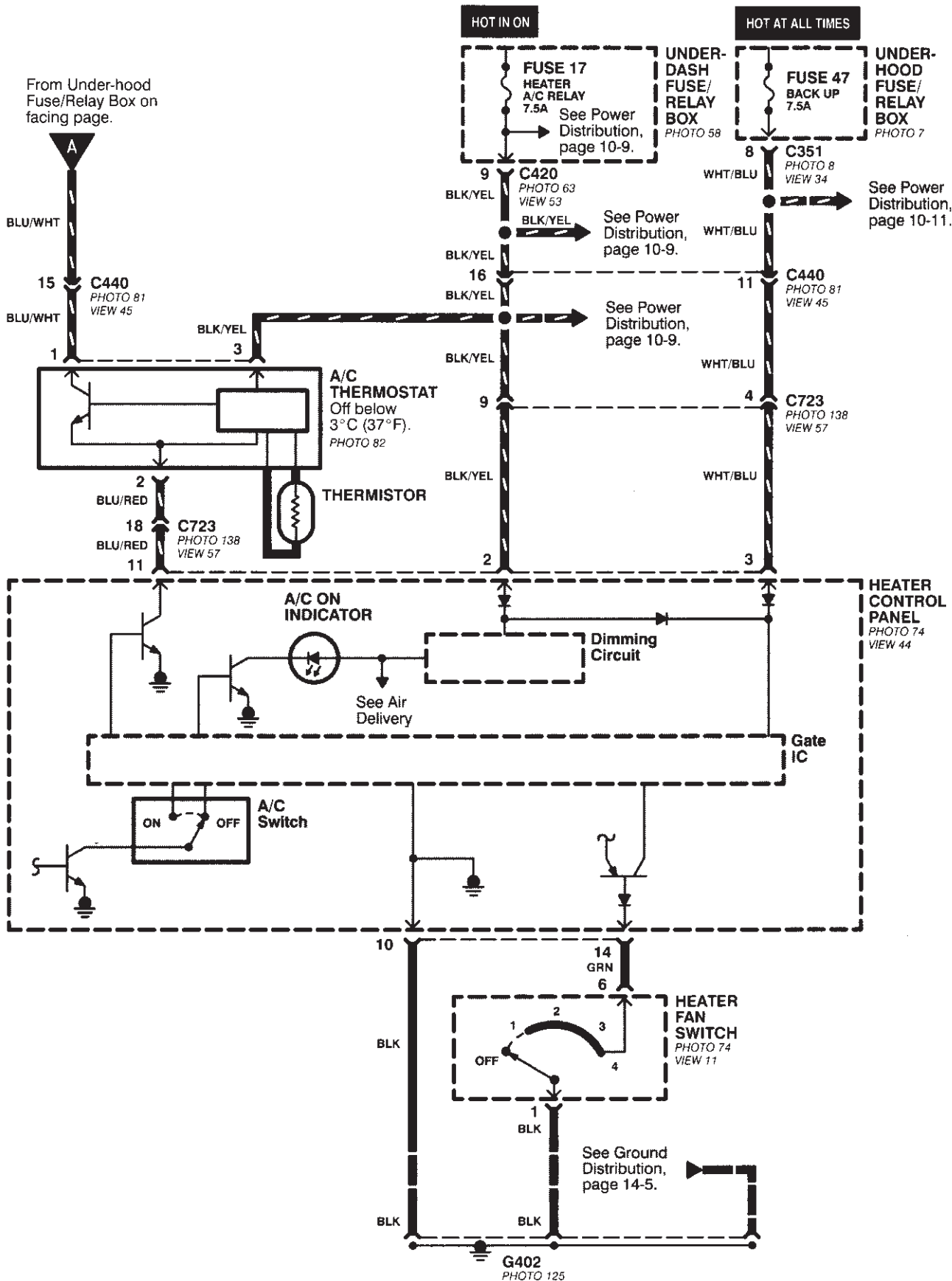


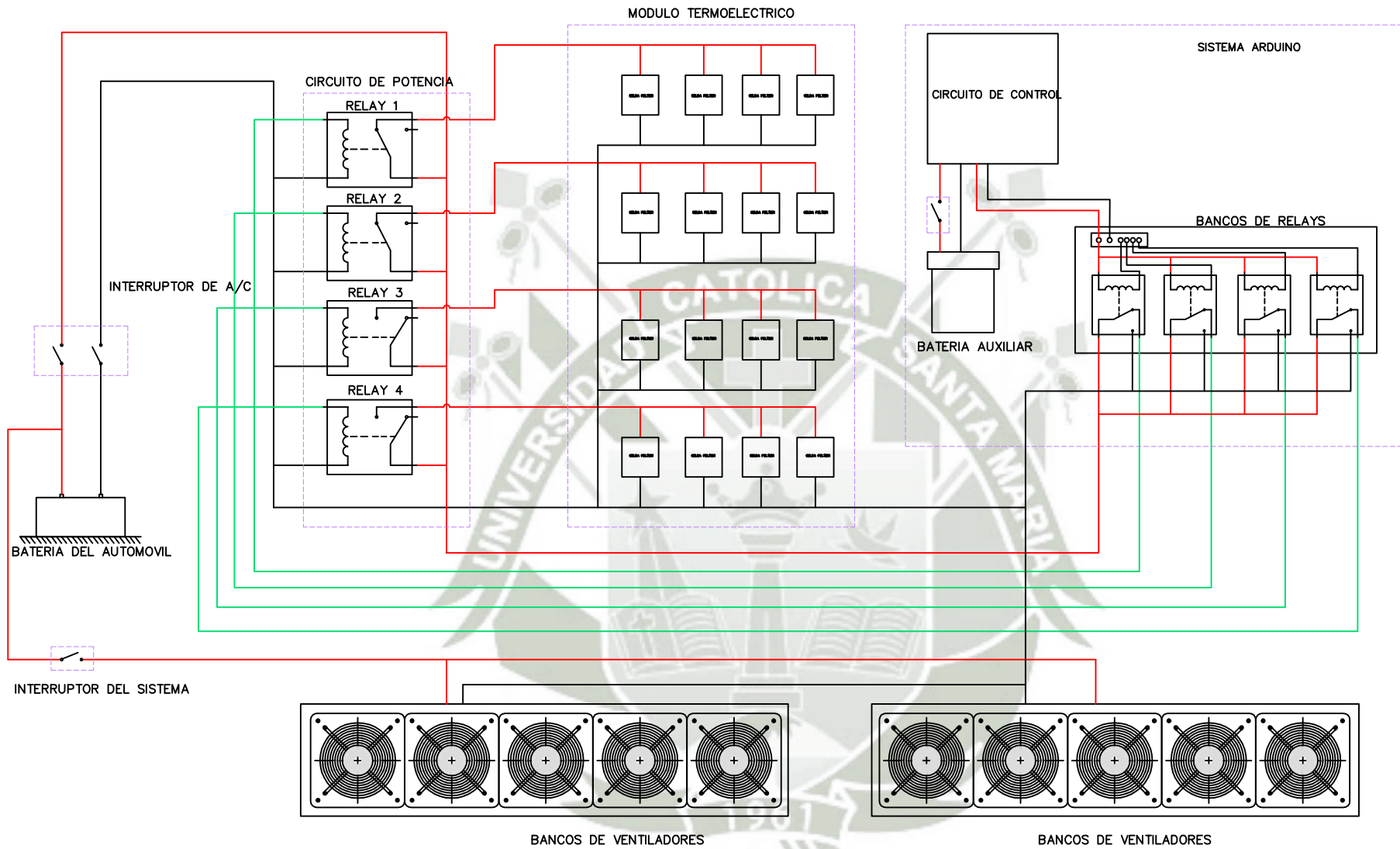







- '96-'98 Models



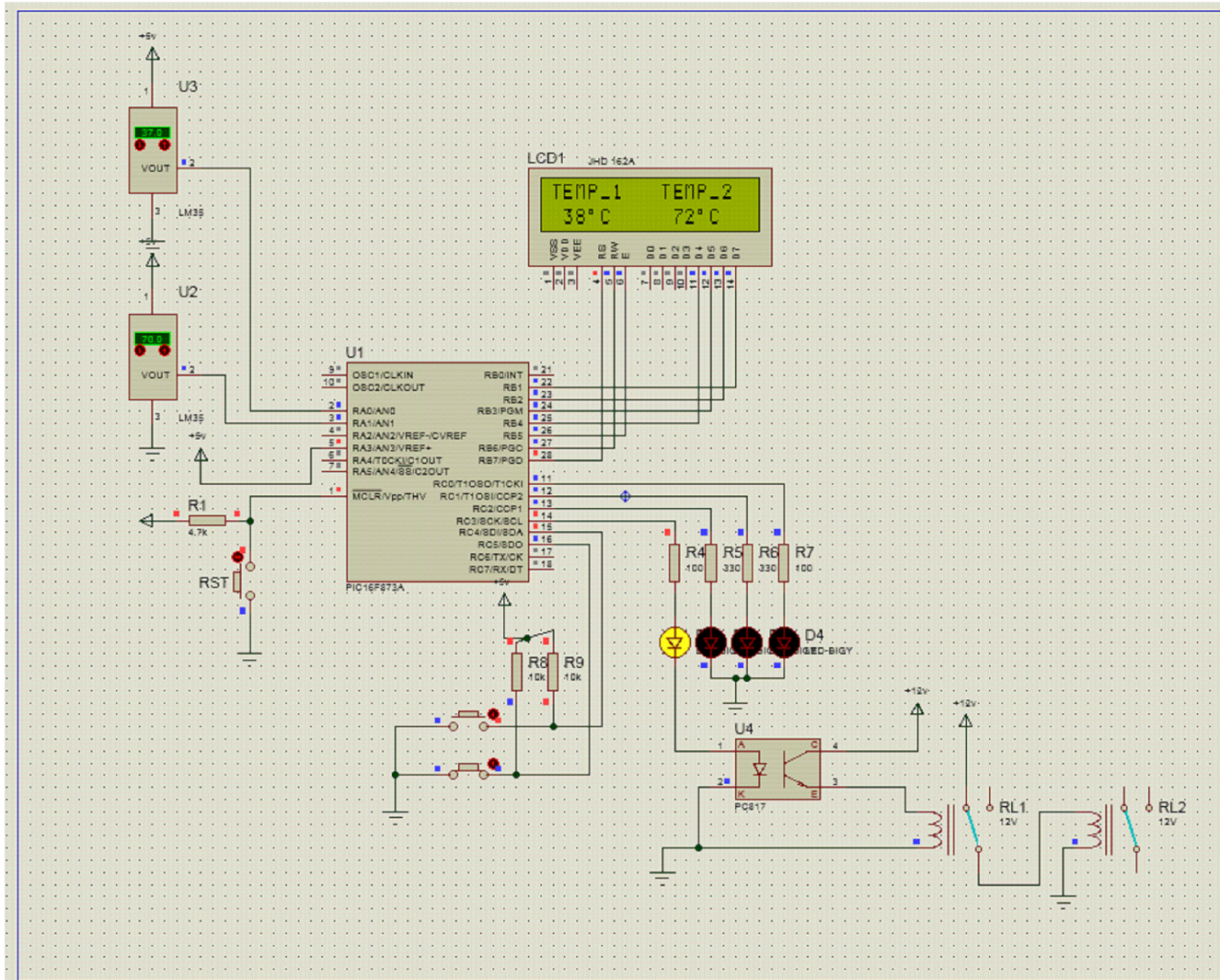


BANCOS DE VENTILADORES

BANCOS DE VENTILADORES

	<p>UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA</p>	<p>PROYECTO : "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION PARA UN AUTOMOVIL HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER"</p>
	<p>CIRCUITO ELECTRICO</p>	
<p>DISEÑO</p>	<p>ELIUD ROMERO DELGADILLO</p>	<p>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIAS FISICAS Y FORMALES</p> <p>PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA</p>
<p>ASCESORES</p>	<p>ING. CARLOS GORDILLO ANDIA ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA</p>	
<p>LÁMINA A-1</p>	<p>ING. MARIO VALENCIA SALAS</p>	





UNIVERSIDAD  
CATOLICA DE  
SANTA MARIA

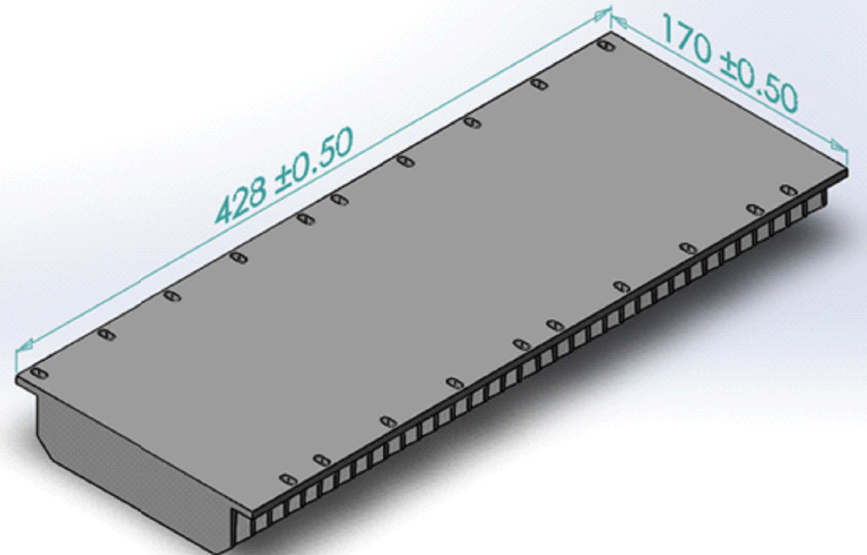
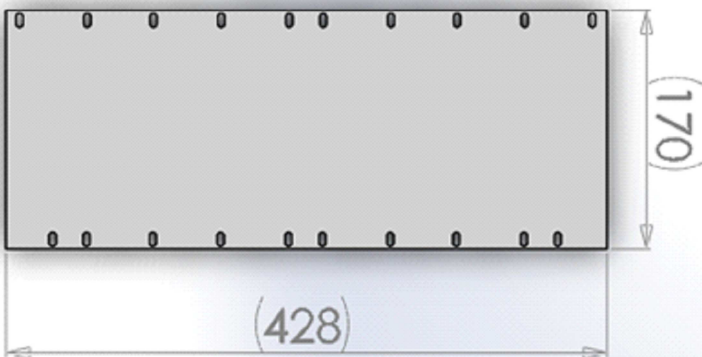
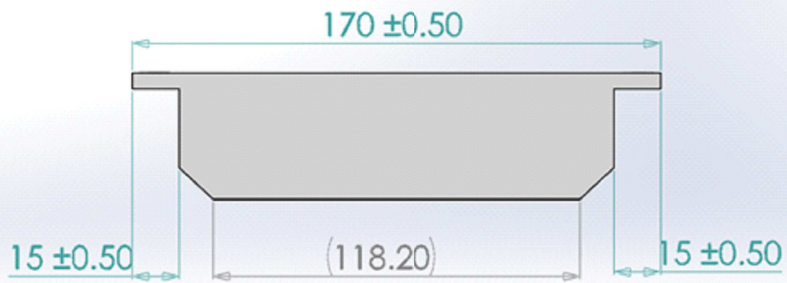
PROYECTO : "DISEÑO E  
IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE  
CLIMATIZACION PARA UN AUTOMOVIL  
HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER"

SISTEMA CONTROL

DISEÑO	ELIUD ROMERO DELGADILLO
ASCESORES	ING. CARLOS GORDILLO ANDIA
	ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA
LAMINA A-2	ING. MARIO VALENCIA SALAS

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIAS  
FISICAS Y FORMALES

PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA  
MECANICA MECANICA-ELECTRICA Y  
MECATRONICA



UNIVERSIDAD  
CATOLICA DE  
SANTA MARIA

PROYECTO : "DISEÑO E  
IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE  
CLIMATIZACION PARA UN AUTOMOVIL  
HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER"

DISIPADOR DE CALOR

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIAS  
FISICAS Y FORMALES

DISEÑO ELIUD ROMERO DELGADILLO

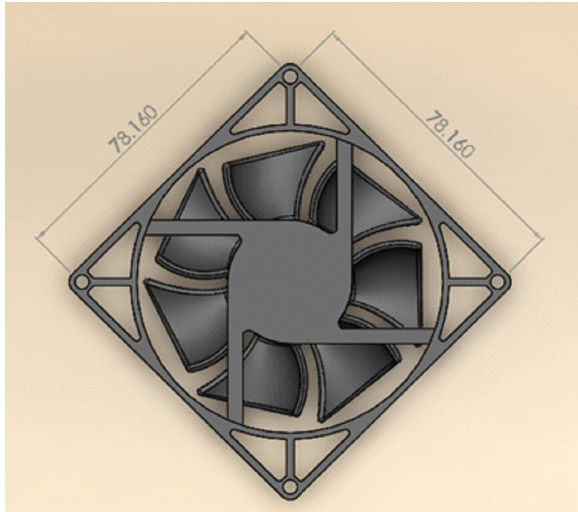
ASCESORES ING. CARLOS GORDILLO ANDIA

ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA

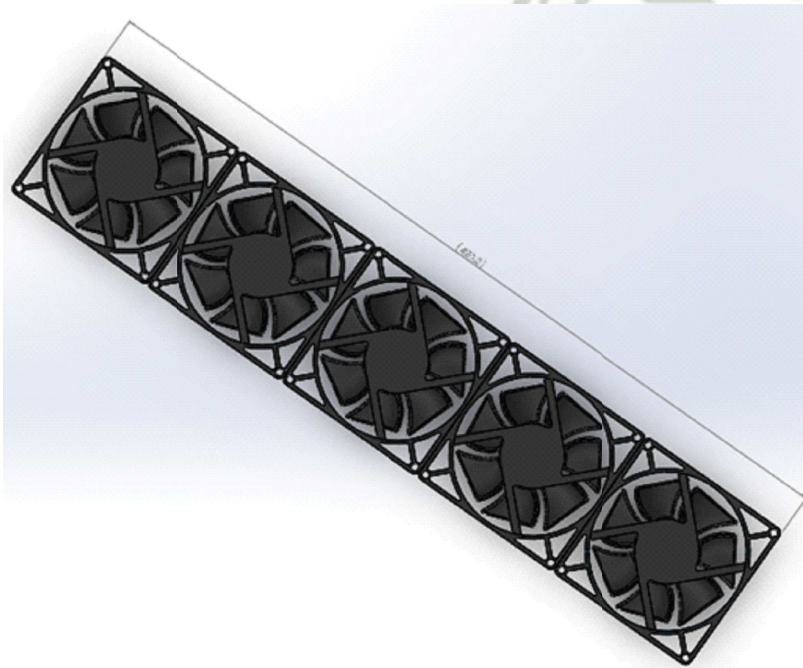
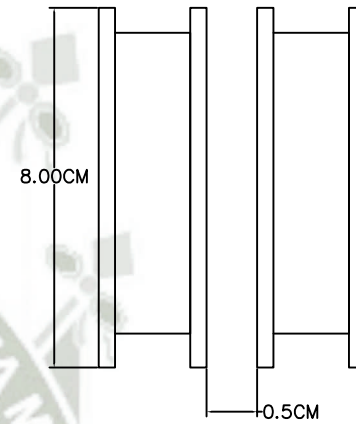
LÁMINA A-3 ING. MARIO VALENCIA SALAS

PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA  
MECANICA MECANICA-ELECTRICA Y  
MECATRONICA



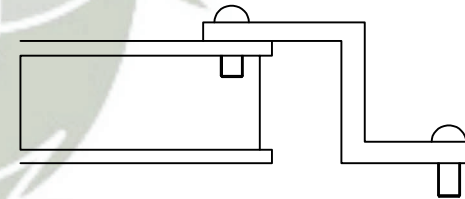


VENTILADORES A CONTRA POSICION




FIJACION DEL BANCO DE VENTILADORES CON PERNOS DE Ø 0.5"

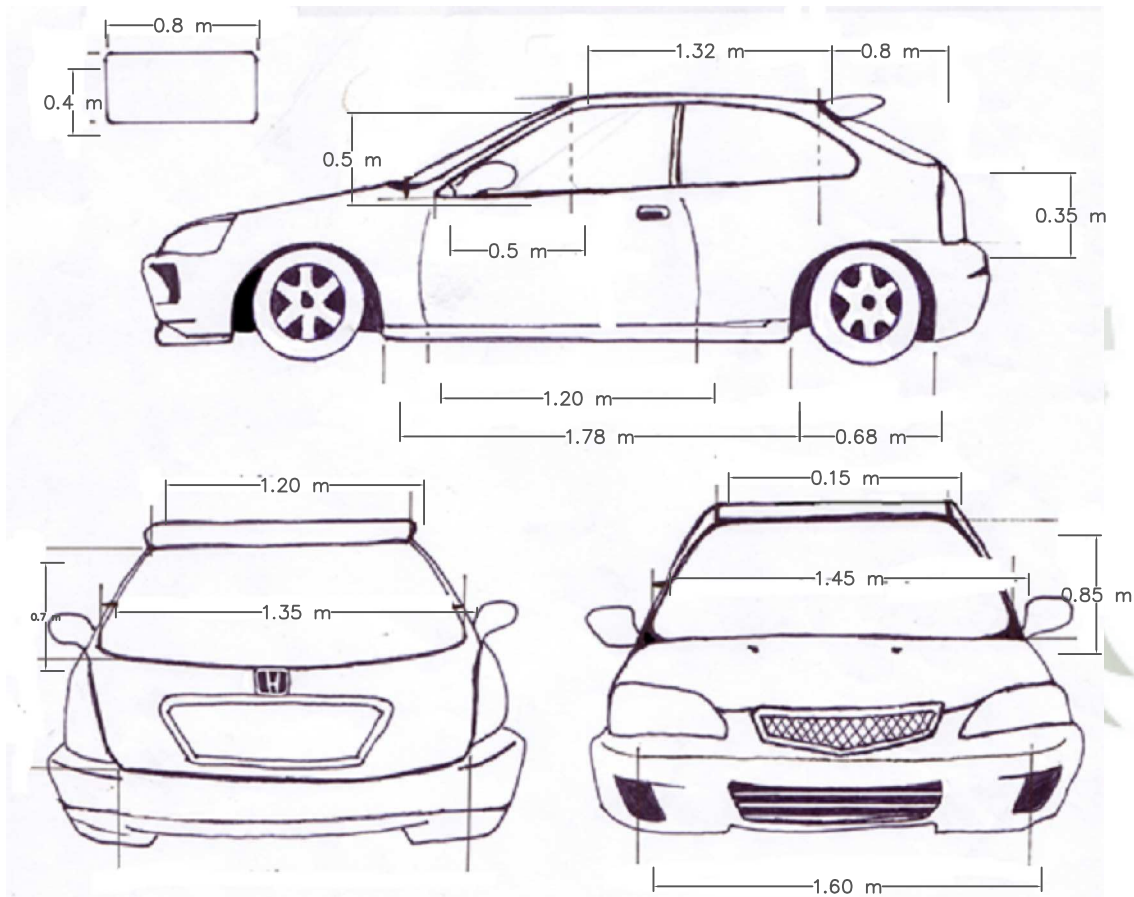
PERNO FIJADO EN EL VENTILADOR




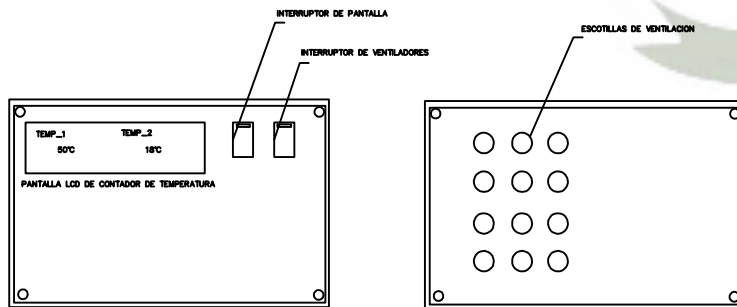
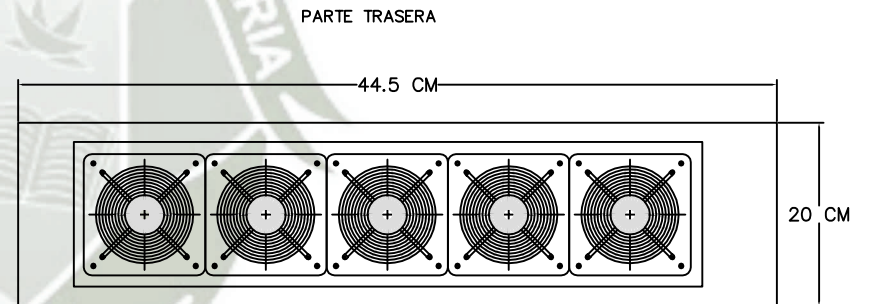
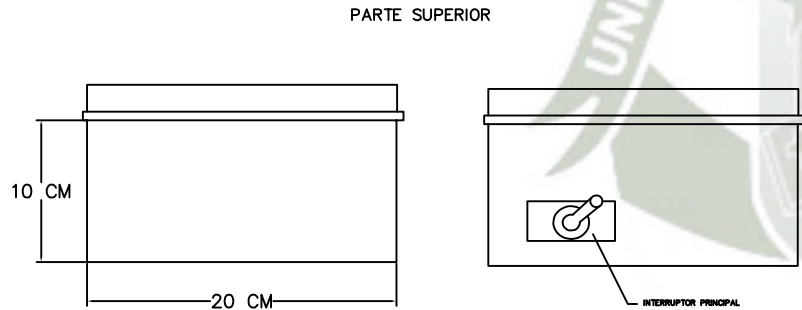
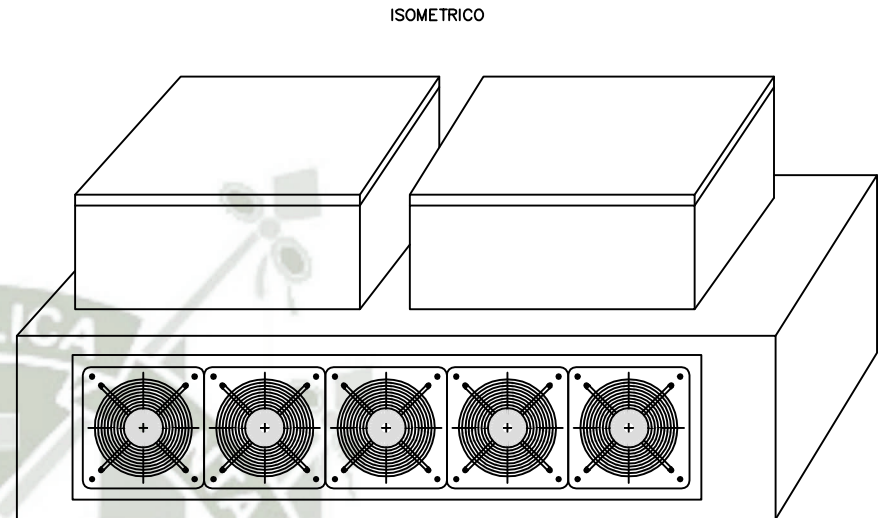
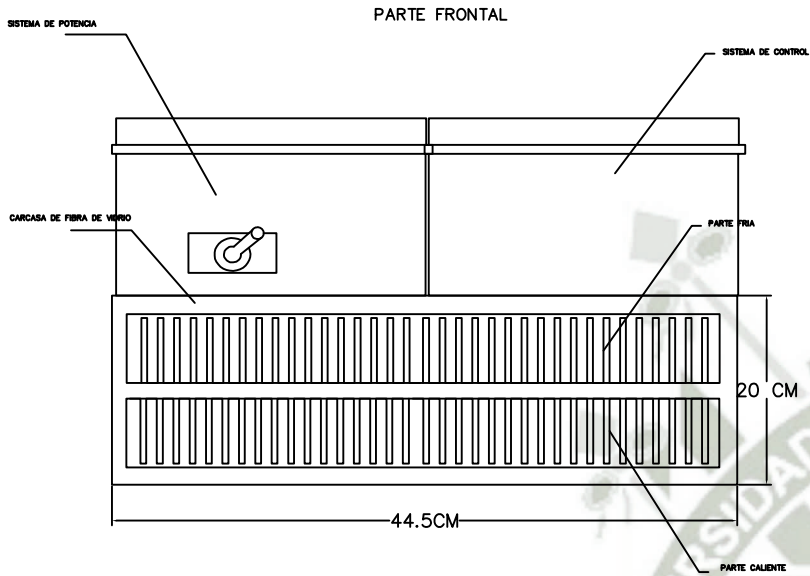
PERNO FIJADO EN EL MODULO

	<p>UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA</p>	<p>PROYECTO : "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION PARA UN AUTOMOVIL HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER"</p>
	<p>BANCO DE VENTILADORES</p>	<p>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIAS FISICAS Y FORMALES</p>
<p>DISEÑO</p>	<p>ELIUD ROMERO DELGADILLO</p>	<p>PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA</p>
<p>ASCSORES</p>	<p>ING. CARLOS GORDILLO ANDIA ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA</p>	
<p>LÁMINA A-4</p>	<p>ING. MARIO VALENCIA SALAS</p>	





	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	PROYECTO : "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION PARA UN AUTOMOVIL HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER"
	MEDIDAS DEL HABITACULO DEL VEHICULO	FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIAS FISICAS Y FORMALES
DISEÑO	ELIUD ROMERO DELGADILLO	PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
ASCESORES	ING. CARLOS GORDILLO ANDIA	
LÁMINA A-5	ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA ING. MARIO VALENCIA SALAS	



	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	PROYECTO : "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION PARA UN AUTOMOVIL HONDA CIVIC POR EFECTO PELTIER"
	MODULO PELTIER	FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIAS FISICAS Y FORMALES
DISEÑO	ELIUD ROMERO DELGADILLO	PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
ASCSORES	ING. CARLOS GORDILLO ANDIA	
LÁMINA A-6	ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA ING. MARIO VALENCIA SALAS	