

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



Diseño de revestimiento de carrocería frigorífica compuesto por fibra de poliuretano para aumentar el rendimiento del ciclo de refrigeración

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

Jean Kevin Zevallos Diez

ASESOR

Alejandro Segundo Vera Lazaro

<https://orcid.org/0000-0003-0198-338X>

Chiclayo, 2023

**Diseño de revestimiento de carrocería frigorífica compuesto por
fibra de poliuretano para aumentar el rendimiento del ciclo de
refrigeración**

PRESENTADA POR
Jean Kevin Zevallos Diez

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR

Hernán Henry Santisteban Chapoñan
PRESIDENTE

Elmer Rolando Polo Briceño
SECRETARIO

Alejandro Segundo Vera Lazaro
VOCAL

Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a mis padres, que gracias a sus consejos pude salir adelante cuando creí no poder más. Ellos fueron un gran apoyo incondicional para mi desarrollo profesional.

Le doy las gracias a mi padre Jorge Antonio Zevallos Mejía, que hoy en día no se encuentra conmigo debido a que la pandemia me hizo perderlo, él siempre fue para conmigo un gran amigo, compañero y consejero.

A mi madre Erika Milsen Diez Verá, a pesar de haber estado hospitalizada luchó por mis hermanos y por mí, ella no quería dejarnos solos y siempre tuvo unas palabras de aliento para mí, para poder lograr mis objetivos.

A mis hermanos Elvis Michael Zevallos Díez y Jorge André Zevallos Díez, que en el momento en que sentíamos que el mundo se nos caía nos unimos mucho más para salir adelante y ayudarnos en el día a día.

A mis amigos y compañeros Josemaría, Isis, Carmen que viendo el momento tan difícil por el cual pase, nunca me dejaron solo y siempre estuvieron conmigo brindándome su apoyo y su amistad incondicional.

Por último, también me lo dedico a mí, que a pesar de las adversidades que he vivido, siempre busque la manera de levantarme y que cada lágrima derramada por mi padre no haya sido en vano. Ya que todos los logros de aquí para adelante irán de la mano de mi madre y de mi padre que siempre llevaré presente en mi corazón y en cada paso que dé en este largo camino profesional.

Agradecimientos

Un agradecimiento a todas las personas que formaron parte de mi proceso universitario, estando en cada escalón que subía.

A los ingenieros que nos impartieron su conocimiento e incluso aconsejando para ser algo más adelante en la vida.

A mi asesor que estuvo pendiente en cada duda que tuve y apoyándome con su conocimiento dándome guías de cómo realizar un mejor trabajo.

A mis familiares que siempre estuvieron apoyándome.

INFORME DE ORIGINALIDAD

22%

INDICE DE SIMILITUD

22%

FUENTES DE INTERNET

4%

PUBLICACIONES

5%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

dspace.ups.edu.ec

Fuente de Internet

3%

2

qdoc.tips

Fuente de Internet

3%

3

dokumen.pub

Fuente de Internet

2%

4

tesis.usat.edu.pe

Fuente de Internet

1%

5

minds.wisconsin.edu

Fuente de Internet

1%

6

repositorio.uts.edu.co:8080

Fuente de Internet

1%

7

archive.org

Fuente de Internet

1%

8

upcommons.upc.edu

Fuente de Internet

1%

9

idoc.pub

Fuente de Internet

1%

ÍNDICE

Resumen	7
Abstract	8
Introducción	9
Objetivos	10
Revisión de literatura	11
Antecedentes	11
Bases Teóricas.....	15
1. Ciclo de refrigeración con vapor de compresión	15
2. Ciclo de Carnot de refrigeración.....	17
3. Coeficiente de Performance	18
4. Condiciones de contorno externas	19
5. Identificación de la refrigeración óptima del ciclo de refrigeración utilizando un refrigerante puro.....	20
6. Conducción de calor.....	23
7. Convección de transferencia de calor	28
8. Balance de energía por convección en un canal de flujo	29
Materiales y métodos	31
Método de investigación	31
1. Diseño de investigación	31
2. Técnica de recolección de datos.....	31
3. Poblacion y muestra	31
Resultados y discusión	32
Resultados	32
1. Características de la carrocería del camión frigorífico	32
2. Cálculo del coeficiente convectivo externo (h_e)	33
3. Cálculo del coeficiente convectivo interno (h_i).....	35
4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación	36
5. Simulación Térmica	39
5.1. Simulación térmica sin aislante	39
5.2. Post Procesado de la Placa.....	40
5.3. Revestimiento de poliuretano con espesor de 40 mm.....	41

5.4.	Pre- Procesado	43
5.5.	Procesado	43
5.6.	Post Procesado de la placa con revestimiento.....	44
5.7.	Revestimiento de poliuretano con espesor de 50 mm.....	46
5.8.	Pre- Procesado	47
5.9.	Procesado	47
5.10.	Post Procesado de la placa con revestimiento.....	49
5.11.	Revestimiento de poliuretano con espesor de 60 mm.....	50
5.12.	Pre- Procesado	52
5.13.	Procesado	52
5.14.	Post Procesado de la placa con revestimiento.....	54
5.15.	Revestimiento de poliuretano con espesor de 70 mm.....	55
5.16.	Pre- Procesado	56
5.17.	Procesado	56
5.18.	Post Procesado de la placa con revestimiento.....	58
6.	Cálculo de la reducción de pérdida de calor	60
	Conclusiones	62
	Recomendaciones.....	63
	Referencias	64
	Anexos.....	65

RESUMEN

Con la industrialización de alimentos perecederos, se ha visto necesario su transporte tanto a la misma fábrica de procesamiento como a los diferentes mercados existentes, para lo cual se utiliza el camión frigorífico. Por otro lado, estos alimentos deben conservarse a una temperatura, tal que, los mantenga frescos y evite su caducidad prematura, mientras son transportados.

Actualmente, los camiones que no cuentan con un revestimiento de un material que evite la transferencia de calor entre las paredes de la carrocería frigorífica hacia el medio ambiente, tienden a requerir más tiempo para llegar a su temperatura ideal de conservación, con lo cual se reduce la eficiencia en consumo energético.

Por esta razón, el objetivo de este proyecto de investigación es diseñar y simular la carrocería frigorífica con revestimiento utilizando un compuesto de fibra de vidrio-c/resina epoxy para reducir la transferencia de calor en la misma, cumpliendo con la resolución Ministerial No 127-2011- PRODUCE.

Se utilizará la matriz morfológica para el diseño de la carrocería frigorífica, las ecuaciones analíticas para evaluar la transferencia de calor y el software SolidWorks para la simulación térmica.

Palabras clave: revestimiento de carrocería frigorífica, fibra de vidrio-c, transferencia de calor.

ABSTRACT

With the industrialization of perishable foods, it has become necessary to transport them both to the same processing factory and to the different existing markets, for which the refrigerated truck is used. On the other hand, these foods must be kept at a temperature that keeps them fresh and prevents their premature expiration while they are being transported.

Currently, trucks that do not have a coating of a material that prevents heat transfer between the walls of the refrigerated body to the environment, tend to require more time to reach their ideal storage temperature, which reduces efficiency in energy consumption.

For this reason, the objective of this research project is to design and simulate the refrigerated body with coating using a fiberglass-c/epoxy resin compound to reduce heat transfer in it, complying with Ministerial Resolution No 127- 2011- PRODUCE.

The morphological matrix will be used for the design of the refrigerated body, the analytical equations to evaluate the heat transfer and the SolidWorks software for the thermal simulation.

Keywords: refrigerated body coating, c-fiber, heat transfer.

INTRODUCCIÓN

El transporte por carretera en vehículos frigoríficos, el método más habitual de transporte alimentario y es una parte para la distribución de alimentos frescos. El objetivo del sistema de transporte refrigerado es mantener una temperatura igualitaria durante todo el proceso de carga, lo cual es fundamental para mantener la calidad, seguridad e idoneidad de los productos perecederos. Dentro de las dimensiones de refrigeración, Los niveles de temperatura y uniformidad se ajustan directamente mediante patrones de movimiento del viento. Este sistema de diversas condiciones climáticas, insolación y variación de calor entre el aire exterior y las paredes del contenedor de envío [1].

La fibra de vidrio en la industria química y alimentaria aportan, a diferencia de los metales, una absoluta resistencia a la corrosión de un tipo electrolítico, escaso peso, reducida conductividad térmica y la ausencia de problemas de mantenimiento. Todo esto es muy importante, no solo para los sistemas de conducción y medios de transportes de productos agresivos, sino también para las industrias petroleras, frigoríficas, papeleras y alimentarias en general. [2].

La cantidad de pérdida de calor permitida, dentro de un parámetro con la unidad de superficie de un camión frigorífico (potencia/superficie), se suele fijar en $10\text{W}/\text{m}^2$ para temperaturas positivas y $8\text{W}/\text{m}^2$ para temperaturas negativas; asimismo cabe considerar que el Instituto de París recomienda $8\text{W}/\text{m}^2$ para el primer caso y $6\text{W}/\text{m}^2$ para el segundo caso. [3]

Por tal motivo, el presente trabajo presenta el diseño con un revestimiento de material compuesto a una carrocería frigorífica y simular la disminución de la pérdida de calor de la misma, aumentando el rendimiento del ciclo de refrigeración.

Objetivos

Objetivo general

- Diseñar un revestimiento utilizando un compuesto de fibra de vidrio para disminuir la transferencia de calor en la carrocería del camión frigorífico.

Objetivos específicos

1. Diagnosticar el estado actual de los revestimientos de las carrocerías frigoríficas.
2. Análisis de transferencia de calor en el diseño con revestimiento de fibra de poliuretano.
3. Realizar un análisis y simulación térmica del diseño del revestimiento utilizando el software SolidWorks.
4. Realizar el cálculo de reducción de la transferencia de calor en el revestimiento.

REVISIÓN DE LITERATURA

Antecedentes

- a) **Título:** Análisis computacional – experimental del comportamiento térmico de un furgón frigorífico, construido por la empresa “carrocería faicán” para el transporte de los alimentos.

Autor(es): Juan José Aguirre Rivera y Carlos Esteban Buenaño Merino.

Editorial: Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca.

Año: 2018

Objetivo: Realizar análisis térmicos de las características térmicas de camiones frigoríficos para el transporte de alimentarios para predecir la ubicación de temperatura dentro del camión.

Método: La investigación semiempírica utiliza un enfoque cuantitativo, donde, a través del manejo de variables, se lleva un estudio de situaciones de la vida real, para desarrollar o utilizar un instrumento para medir la variable dependiente.

Resultados: Este trabajo determina un análisis de tres dimensiones utilizando el CFD (la línea de flujo de transporte está relacionada con la transferencia) apropiado con el tiempo, donde El valor, o cambio de temperatura máximo, es inicialmente de 3,11 °C. 9 minutos del proceso de inicio; El cambio máximo en los primeros 1260 segundos es 1.61 ° C y en una etapa estable a la temperatura del control (0 ° C), el cambio de temperatura máxima es 0.71 ° C.

Conclusiones: El resultado obtenido en la entrada representa la entrada de aire a camión frigorífico, donde la variación de temperatura con el tiempo se ajusta a una función exponencial, por lo que el cambio de temperatura promedio es el más bajo, es decir 0,05 °C.

Correlación: ambas investigaciones realizan un estudio del comportamiento térmico con la finalidad de la conservación de los alimentos de la parte interna del camión frigorífico.

- b) **Título:** Simulación numérica de flujo de aire y transferencia de calor en un enfriador vertical con puerta panorámica.

Autor(es): Freddy E. Narváez; Nelson G. Jara; Fran Z. Reinoso; Pablo A. Narváez; Lourdes E. Jara y Cesar A. Isaza-Roldan.

Editorial: Facultad de Ciencias Químicas, Universidad de Cuenca

Año: 2018

Objetivos: Desarrollo de un modelo de simulación numérica de flujo de aire y transferencia de calor de campana de enfriamiento vertical con puerta panorámica marca Indúrame, modelo VFV, basado en el método de elementos finitos (FEM).

Método: Se realizan simulaciones de flujo con el modelo y se visualiza la temperatura en el centro geométrico del artefacto, lo cual se confirma comparando los resultados en la simulación con los datos de la habitación. Los experimentos pueden asegurar que el modelo matemático desarrollado muestre resultados dentro de los valores permitidos en la norma mexicana NOM-022-ENER/SCFI 2008, contribuyendo a una mejor cobertura que incluye un mayor rendimiento del flujo de aire.

Resultados: En el primer caso, el fallo obtenido entre las medidas del caudal de aire medido estudiado y las medidas del caudal de aire simulado es del 8,9%, con un máximo y un mínimo del 5%. Para la temperatura determinaron una diferencia de 1,32°K, validando así el método.

Conclusiones: Optimizar el tiempo de desarrollo de nuevos productos es una prioridad para los proyectos que generan artefactos de línea blanca. En ese sentido, dice, gracias a la simulación digital mediante el método de elementos finitos, fue posible optimizar según la validación del método del enfriador vertical desarrollado.

Correlación: la modelación de un sistema para mantener una temperatura adecuada para preservar alimentos en su interior y no afecte al consumidor.

c) **Título: Análisis numérico de la transferencia de calor por conducción y radiación térmica combinadas en un medio semi transparente.**

Autor(es): Daniel Rebollo; Marisol Velasco; Federico Bocca y Rodolfo Rodrigo

País: Argentina

Año: 2018

Objetivos: Se analiza la influencia de la conductividad térmica, coeficiente de absorción, coeficiente de dispersión, dimensiones de la cavidad y reflectividad de las paredes.

Método: Las fórmulas del sistema de coordenadas cartesianas amplían el análisis a las cavidades irregulares ortogonales y bidimensionales, que se rellenan con un medio gris contrastante que transmite, absorbe, emite y dispersa.

Resultados: El proceso de transferencia de calor se resolvió mediante la combinación de conducción y radiación de calor en una cavidad de forma aleatoria llena de medios anisótropos de absorción, emisión y dispersión.

Conclusiones: Los resultados se comparan con los disponibles en la literatura, donde se utilizan diferentes métodos numéricos para resolver las ecuaciones de transferencia de calor y radiación.

Correlación: la relación entre nuestras investigaciones es la comprobación de transferencia de calor por conducción y radiación térmica.

d) Título: Análisis numérico de la hidrodinámica y la transferencia de calor del flujo gas-sólidos en dos configuraciones de salida de un riser industrial usando la teoría meso-escala para predecir el arrastre interfacial.

Autor(es): I. Paz-Paredes; J.G. Barbosa-Saldana, E. Arce-Medinac, L. A. Moreno-Pacheco y P. Quinto-Diez.

País: España

Año: 2017

Objetivos: Analizar otras configuraciones de salida del riser que permitan mejorar los patrones de concentración y velocidades de los sólidos.

Método: El modelo fue resuelto mediante el software ANSYS Fluent® 14.5, resolviendo las ecuaciones de balance masa-cantidad-energía; las ecuaciones estructurales para el cálculo de las interacciones de fase, y la fase sólida con las propiedades de la fase de pared y la partícula.

Resultados: El modelo propuesto predice que el equilibrio térmico en el riser es estable con un valor aproximado de 948 K.

Conclusiones: En general, los modelos CFD propuestos, incluido el modelo de lecho fluidizado (TFM), la teoría de dinámica de flujo granular (KTGF) y el modelo de tracción EMMS, pueden considerarse adecuados para simular el sistema. Craqueo catalítico de lecho fluidizado (FCC) a escala industrial en un solo paso.

Correlación: en ambas investigaciones se resuelven de manera analítica dadas por expresiones matemáticas y que requieren la solución mediante ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias que, debido a las complicadas geometrías del objeto, cargas y propiedades del material, no se pueden obtener.

e) **Título: Diseño de un equipo de prueba para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada interna.**

Autor(es): Yoeli Angarita Sandoval; Josman Fabian Perez Galvis y Cesar Eduardo Moreno Manrique.

Editorial: Unidades Tecnológicas de Santander.

Año: 2020

Objetivos: Determine y prediga experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor en el banco de pruebas.

Método: Creación de un banco de pruebas y creación de Un sistema de control que permite ajustar y visualizar los parámetros obtenidos de la transferencia de calórica por convección forzada interna.

Resultados: Un experimento para evaluar el coeficiente de transferencia de calor de un banco de pruebas de cuatro diámetros diferentes de tubos de acero de 1 pulgada, pulgada y $\frac{1}{2}$ pulgada. y $\frac{3}{8}$ de pulgada. Se midieron la temperatura y la presión del asiento.

Conclusiones: De las pruebas de banco, se concluyó que el cambio de temperatura con el tiempo afecta la convección H, por lo que se determinó que, a mayor rango de temperatura, mejor es el sistema y el número de carga disminuye.

Correlación: En ambas investigaciones se realiza un diseño que estudia cómo influye la temperatura en ellas.

Bases Teóricas

1. Ciclo de refrigeración con vapor de compresión

Se presenta una revisión del ciclo de compresión de vapor estándar [4,5]. Se describen y explican los diferentes componentes y se describen y explican los fundamentos termodinámicos.

La figura 1.1 muestra el esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor que funciona entre una temperatura baja T_l y una temperatura más alta T_h . Se adjunta un esquema de las figuras 1.2 y 1.3 que presentan un diagrama de temperatura-entropía y de presión-entalpía. El refrigerante circula continuamente por este ciclo y sus diferentes estados se describen a partir de la entrada del evaporador.

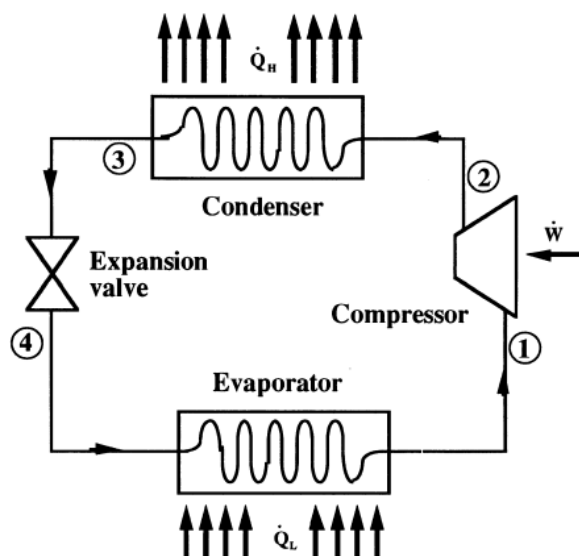


Figure 1.1 Vapor compression refrigeration cycle

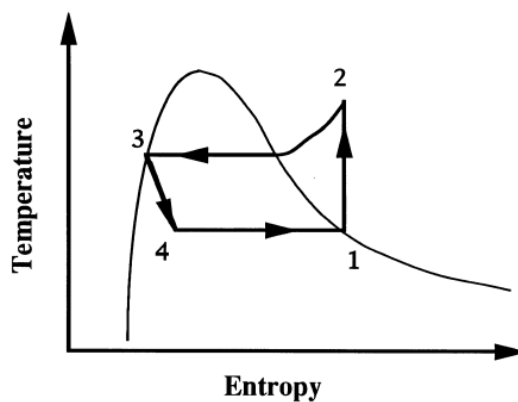


Figure 1.2 Temperature-Entropy diagram for a vapor compression cycle

El refrigerante entra en el evaporador como una mezcla bifásica líquido-vapor de baja calidad en estado 4. Se convierte en vapor y sale del evaporador en el estado 1 con una calidad de $x=1$ o en un estado ligeramente sobrecalentado. La transferencia de calor en el evaporador se produce desde una región fría externa a menor temperatura que el refrigerante hacia el refrigerante. Para un fluido puro, la presión y la temperatura permanecen aproximadamente constantes durante el cambio de periodo, pero la temperatura del refrigerante aumenta la región sobrecalentada. El refrigerante se comprime del estado 1 al estado 2, donde sale del compresor como vapor sobrecalentado a una presión y temperatura mayores.

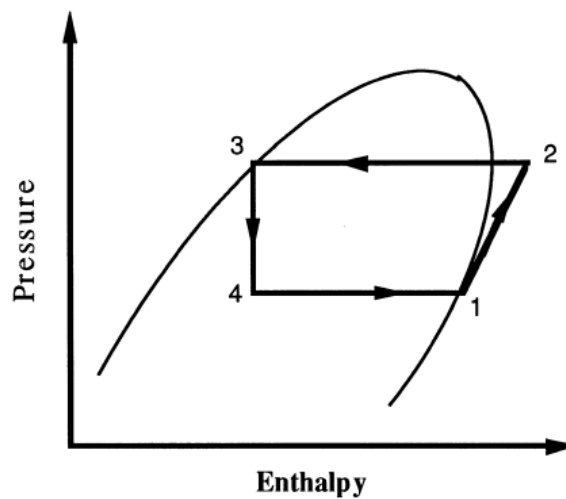


Figure 1.3 Pressure-Enthalpy diagram for a vapor compression cycle

A medida que el refrigerante pasa por el evaporador, la transferencia de calor desde el espacio refrigerado en el ciclo resulta en la vaporización del refrigerante. Esta es la capacidad de refrigeración o la carga de refrigeración y se determina por el producto de la diferencia de entalpía a través del evaporador y el caudal másico del refrigerante.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4)$$

La potencia necesaria para el ciclo viene dada por el producto del caudal másico del refrigerante y la diferencia de entalpía entre la salida del evaporador y la del comienzo del condensador.

$$W = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)$$

La tasa de transferencia de calor del condensador a los alrededores viene dada por

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_3)$$

Se supone que el estrangulamiento es isoentálpico, pero es irreversible y hay un aumento de la entropía.

$$h_3 = h_4$$

El coeficiente de rendimiento (COP), se define como la carga de refrigeración o capacidad de refrigeración dividida por la potencia suministrada al ciclo. El COP puede tomar valores entre cero e infinito.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

2. *Ciclo de Carnot de refrigeración*

El ciclo de refrigeración de Carnot no tiene irreversibilidades internas. En lugar de la válvula de expansión de expansión, como en el ciclo de compresión de vapor, se aplica un expansor al sistema, de modo que la energía que se disipaba en la válvula de expansión puede obtenerse ahora como potencia. La figura 1.4 ilustra el esquema del ciclo de Carnot.

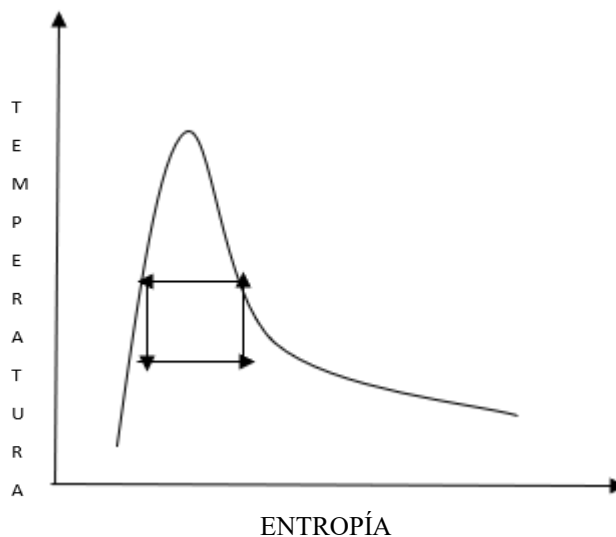


Figura N°1.4. Diagrama de temperatura para el ciclo de Carnot.

El coeficiente de rendimiento del ciclo de Carnot viene determinado por [2]:

$$COT = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \text{ with } T_4 = T_1 \text{ and } T_2 = T_3 ,$$

donde T_2 es la temperatura a la que se expulsa el calor del ciclo a un sumidero de calor isotérmico y T_1 es la temperatura a la que se adhiere calor al ciclo desde una fuente de calor isotérmica.

3. *Coeficiente de Performance*

El diseño del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que alcanza el máximo coeficiente de rendimiento (COP) para tamaños de intercambiadores de calor, índices de capacitancia y las temperaturas de la corriente externa es de gran importancia práctica. Las leyes de la termodinámica y los mecanismos de transferencia de calor para identificar un objetivo de diseño realista para el COP de los ciclos de refrigeración. Este COP difiere del COP de Carnot, que se utiliza habitualmente como objetivo de diseño para los ciclos reales. Carnot introdujo el concepto de reversibilidad y el principio de que el rendimiento térmico sólo puede expresarse en función de la fuente térmica y del disipador de calor. Sin embargo, el COP de Carnot, que supone un ciclo termodinámico Perfecto donde no hay estabilidad y que produce el máximo COP, no proporciona un límite superior realista para las consideraciones de diseño por varias razones.

Los cursos reversibles de transferencia de calor, asumidos en los análisis de Carnot, no consideran los mecanismos de transferencia de calor. El calor se añade al ciclo en el

evaporador mediante una corriente externa, que se enfría a medida que fluye a través del evaporador; el calor se rechaza del ciclo mediante una corriente externa, que se calienta cuando pasa por el condensador.

La transferencia de calor a una velocidad finita es necesariamente un proceso irreversible e inevitable en un ciclo de refrigeración. Además, los intercambiadores de calor representan una importante limitación de tamaño y coste para de los ciclos de refrigeración, pero el ciclo de Carnot no puede proporcionar ninguna información útil sobre el diseño de los intercambiadores de calor.

El concepto de depósitos térmicos a temperatura constante, utilizado en los análisis del ciclo de Carnot no tiene un paralelo directo en la práctica. En realidad, los ciclos de refrigeración reciben y rechazan energía térmica de flujos externos. Estas corrientes, que fluyen a velocidades de capacitancia térmica finita de calor finito y con temperaturas de entrada conocidas, no representan un sumidero o fuente de calor isotérmico. Este efecto no se tiene en cuenta en los análisis del ciclo de Carnot.

Hay interés en las mezclas no azeotrópicas de refrigerantes, para las que el cambio de fase cambio de fase en el evaporador y el condensador no se produce a una temperatura constante. Las mezclas de refrigerantes ofrecen la posibilidad de obtener mayores eficiencias y son posibles sustitutos de los CFC. Se desea determinar de forma sencilla el COP máximo de estos fluidos y se presentará en el próximo capítulo. Este COP no puede calcularse con un análisis simple del ciclo Carnot debido a la variación de la temperatura del refrigerante durante los cambios de fase y las limitaciones del intercambiador de calor.

4. *Condiciones de contorno externas*

Se examina el rendimiento del ciclo de compresión de vapor ideal, sin irreversibilidades internas se examina el rendimiento del ciclo de compresión de vapor ideal, sin irreversibilidades internas. Los procesos en el condensador y el evaporador se suponen isobáricos; el proceso de compresión en el compresor y la turbina se supone isentrópico. El ciclo está diseñado para proporcionar una carga de enfriamiento especificada (Q) a una corriente externa con la capacidad calorífica CL que entra en el evaporador a la temperatura TL . Otra corriente con la capacidad calorífica CRH rechaza el calor y entra en el condensador a la temperatura TH .

La figura 1.5 muestra el ciclo examinado.

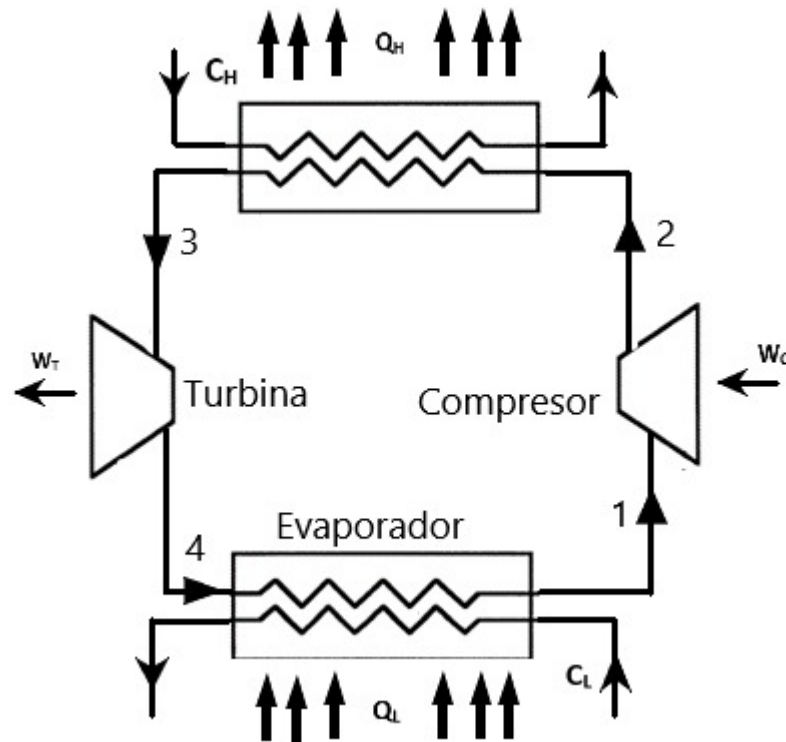


Figura N°1.5. Ciclo de refrigeración con flujos externos.

La revisión del mecanismo de transferencia de calor en los intercambiadores de calor se Basado en las relaciones fundamentales de transferencia de calor [6,7]. Todos los componentes del ciclo de refrigeración se modelan con el programa Engineering Equation Solver (EES), [8] el cual puede resolver grandes sistemas de ecuaciones algebraicas y tiene incorporadas funciones matemáticas y de propiedades termo físicas.

5. Identificación de la refrigeración óptima del ciclo de refrigeración utilizando un refrigerante puro.

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C - \dot{W}_T} = \frac{T_1}{T_h - T_1}$$

donde Q_L es la carga de refrigerante (o capacidad de refrigeración), W_C y W_T son las potencias del compresor y la turbina. T_1 es la temperatura a la que se transfiere el calor

del espacio enfriado al ciclo a través del intercambiador de calor inferior (evaporador) y T_h es la temperatura a la que se transfiere el calor del ciclo al intercambiador de calor inferior (intercambiador de calor superior); es la temperatura transmitida a través de condensadores y disipadores de calor. El COP de Carnot es el COP máximo alcanzable en un ciclo de refrigeración con transferencia de calor a temperatura constante.

La determinación del COP de Carnot se basa únicamente en las temperaturas del fluido de trabajo (refrigerante) en el ciclo. No tiene en cuenta la carga de refrigeración ni condiciones externas, como la fuente de calor externa (espacio refrigerado), y el mecanismo de transferencia de calor del ciclo al entorno.

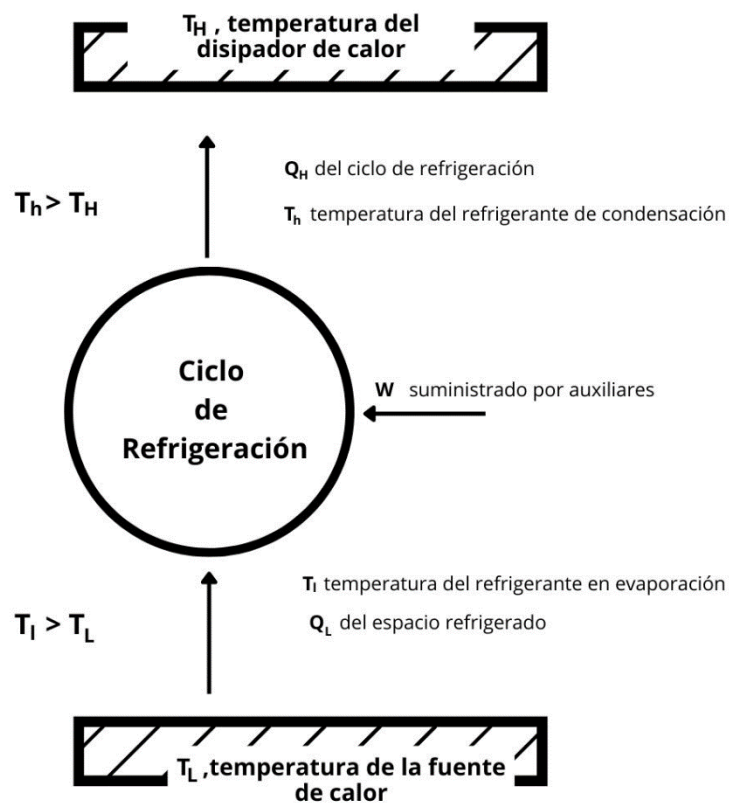


Figura N°1.6. Esquema de un motor de refrigeración.

Además, no tiene en cuenta los índices de capacitancia térmica C_H y C_L de los fluidos de transferencia de calor en el condensador y el evaporador, sus coeficientes globales de transferencia de calor UA ni los de calor en el condensador y el evaporador, sus coeficientes globales de transferencia de calor UA o eficacia EL y EH de los intercambiadores de calor. Klein [9] encontró una expresión más realista para el COP de Carnot en función de las condiciones externas:

$$COP = \frac{T_{L,in} - \Delta T}{(T_{H,in} - \Delta T)}$$

donde $T_{L,in}$ es la temperatura a la que el fluido externo entra en el intercambiador de calor de baja temperatura y $T_{H,in}$ es la temperatura a la que el fluido externo entra en el intercambiador de alta temperatura. temperatura (los índices con letras mayúsculas se refieren a los parametros de la corriente externa y a los intercambiadores de calor, mientras que las minúsculas se refieren a las condiciones de refrigeración). El término restante ΔT , una diferencia de temperatura, es una medida del rendimiento del ciclo basado en las condiciones externas descritas anteriormente y se define como:

$$\Delta T = \dot{Q}_L \frac{\varepsilon_H \dot{C}_H + \varepsilon_L \dot{C}_L}{\varepsilon_H \dot{C}_H \varepsilon_L \dot{C}_L}$$

La eficacia del intercambiador de calor, con un fluido que sufre una transferencia de calor isotérmica, es descrita por Kays y London [7] como:

$$\varepsilon_L = 1 - \exp\left(-\frac{UA_L}{\dot{C}_L}\right)$$

$$\varepsilon_H = 1 - \exp\left(-\frac{UA_H}{\dot{C}_H}\right)$$

Donde UA_L y UA_H son las conductancias del intercambiador de calor de baja y alta temperatura respectivamente.

El COP definido en la ecuación (1.8) tiene su máximo para $\Delta T \rightarrow 0$. Este límite es posible para una capacidad de refrigeración de $\dot{Q}_L = 0$, pero no tiene interés práctico, porque daría lugar a un ciclo de refrigeración con refrigeración nula. en un ciclo de refrigeración con capacidad de enfriamiento nula. Las tasas de capacitancia térmica tienen la mayor influencia en la ΔT . Si ambos se aumentan a valores infinitos, la transferencia de calor con las corrientes externas pasa a ser isotérmica, como se supone en el análisis del ciclo de Carnot.

La figura 1.7 muestra las dos posibilidades de distribución de la temperatura de las corrientes externas para un acoplamiento a una fuente de calor y un sumidero con tasas de capacitancia de calor infinitas o finitas.

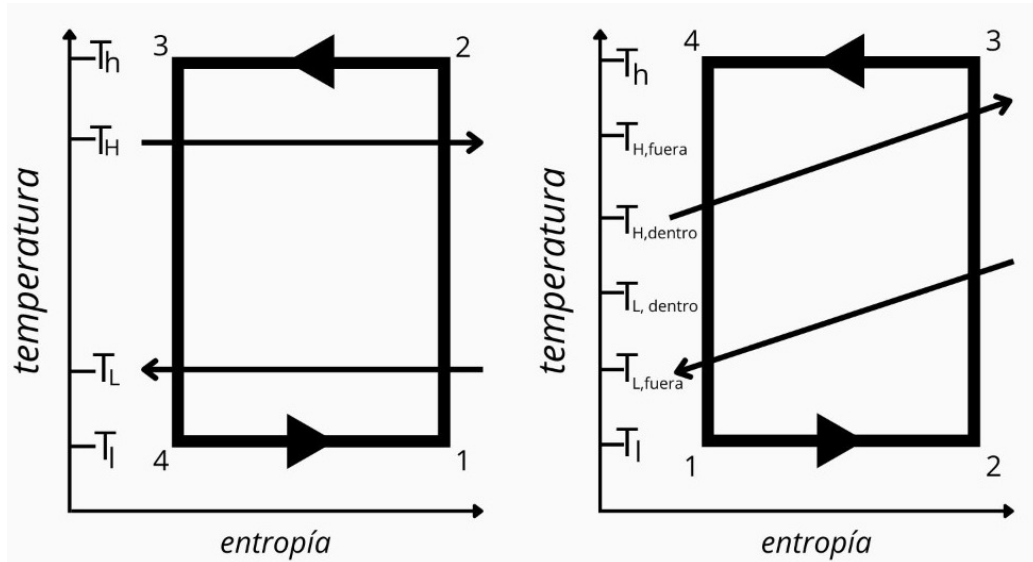


Figura N°1.7. Temperatura frente a la entropía para un ciclo Carnot acoplado a un disipador de calor y una fuente de calor con tasas de capacitancia de oído infinitas (izquierda) o tasa de capacitancia de calor finita (derecha).

En realidad, la transferencia de calor hacia y desde las corrientes externas no es isotérmica. Klein [10] muestra que el COP óptimo en ese caso se alcanza para productos iguales de la eficacia del intercambiador de calor efectividad del intercambiador de calor y sus tasas de capacitancia de calor:

$$\varepsilon_H \dot{C}_H = \varepsilon_L \dot{C}_L$$

6. Conducción de calor

Si hay un gradiente de temperatura en el cuerpo, el experimento mostró que la energía se mueve de la zona de alta temperatura a la zona de baja temperatura. Decimos que la energía se transfiere por conducción y que la tasa de transferencia de calor por unidad es proporcional al gradiente de temperatura normal:

$$\frac{q_x}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial x}$$

Cuando se introduce la constante de proporcionalidad:

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

donde el gradiente de temperatura en la dirección de la circulación de calor está representado por x y q_x , respectivamente, es el porcentaje de transferencia de calor. La segunda ley de la termodinámica se mantiene sumando el signo negativo a la constante normal k , que se conoce como conductividad térmica del material. De acuerdo con el sistema de coordenadas 1.8, el calor debe moverse hacia abajo en la escala de temperatura. en la imagen. Joseph Fourier, un físico matemático francés, hizo una contribución significativa al análisis del proceso de transferencia por conducción, y su trabajo se conoce como la ley de conducción de calor de Fourier, derivada de la fórmula (1-1). El régimen típico de unidades de flujo de calor se expresa en vatios, y la ecuación (1-1) es una ecuación de conducción de calor con k en vatios por metro por grado Celsius.

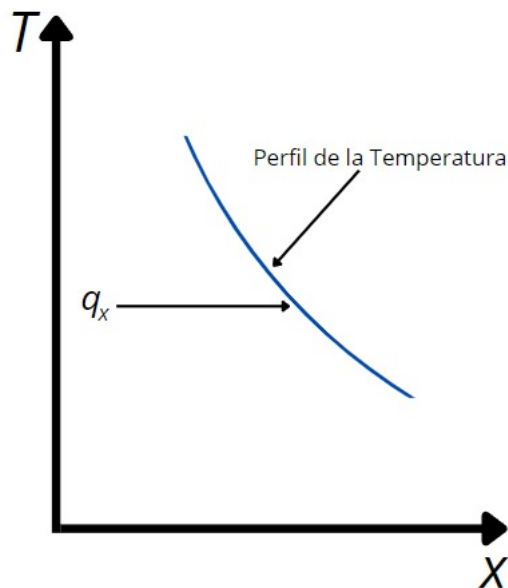


Figura N°1.8. Croquis que muestra la dirección del movimiento de calor.

Energía de conducción en el lado izquierdo Calor generado dentro del elemento = cambio de energía interna transferida en el lado derecho.

Estas cantidades de energía se dan como sigue:

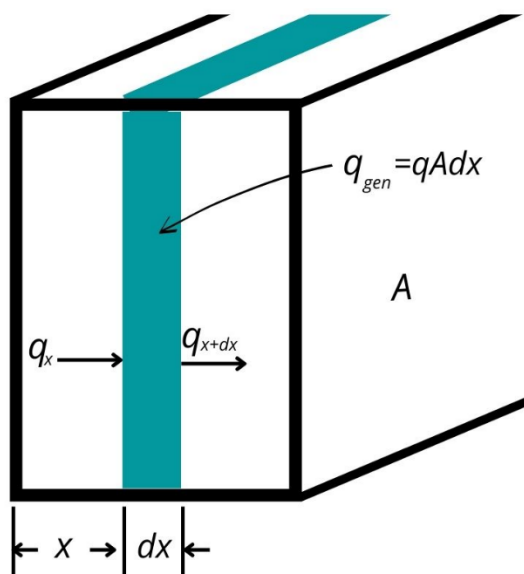


Figura N°1.9. Dimensiones elementales para el análisis de conducción de calor unidimensional.

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$\text{Cambio de la energía interna} = \rho c A \frac{\partial T}{\partial t} dx$$

$$\text{Energía fuera cara derecha} = q_{x+dx} = -kA \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x+dx}$$

$$= -A \left[k \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right]$$

Donde:

“Q” es la energía generada por unidad de volumen, W/m³

“c” es calor específico del material, J/kg · °C

“ρ” es la densidad, kg/m³

Combinando las variables se obtiene:

$$-kA \frac{\partial T}{\partial x} + \dot{q} A dx = \rho c A \frac{\partial T}{\partial t} dx - A \left[k \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right]$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

Esta es una ecuación de conductividad térmica unidireccional. Para manejar el flujo de calor en más de una dirección, solo necesitamos considerar la conductividad térmica dentro y fuera de una unidad de volumen en los tres puntos, como se muestra en la figura 1-3a. balance energético para:

$$q_x + q_y + q_z + q_{gen} = q_x + dx + q_y + dy + q_z + dz + \frac{dE}{dt}$$

y las cantidades de energía vienen dadas por:

$$q_x = -k dy dz \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_{x+dx} = - \left[k \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right] dy dz$$

$$q_y = -k dy dz \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$q_{y+dy} = - \left[k \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy \right] dx dz$$

$$q_z = -k dx dy \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$q_{z+dz} = - \left[k \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) dz \right] dx dy$$

$$q_{gen} = -q dx dy dz$$

$$\frac{dE}{dt} = \rho c dx dy dz \frac{\partial T}{\partial t}$$

La tabla 1 Se enumeran los valores característicos de la conductividad térmica de varios componentes para dar una indicación de los órdenes de magnitud relativos que se pueden esperar en la práctica. Se proporciona información tabular más completa en el Apéndice A al Apéndice A. principalmente, la conductividad térmica depende en gran medida de la temperatura.

Tabla 1. Conductividad térmica de varios materiales a 0°C.

Material	Conductividad térmica en K	
	$W/m \cdot ^\circ C$	$Btu/h \cdot ft \cdot ^\circ f$
metales		
Plata	410	237
Cobre	385	223
Aluminio	202	117
Níquel	93	54
hierro	73	42
Acero al carbono, 1% C	43	25
plomo	35	20.3
Acero al cromo – níquel (18% Cr – 8%Ni)	16.3	9.4
Solidos no metales		
Diamante	2300	1329
Cuarzo, paralelo al eje	41.6	24
Magnesita	4.15	2.4
Mármol	2.08-2.94	1.2-1.7
Arenisca	1.83	1.06
Vidrio, ventana	0.78	0.45
Arce o Roble	0.17	0.096
Caucho duro	0.15	0.087
Cloruro de polivinilo	0.09	0.052
Espuma de poliestireno	0.033	0.019
Serrín	0.059	0.034
Lana de vidrio	0.038	0.0022
Hielo	2.22	1.28

Líquidos		
Mercurio	8.21	4.74
Acuario	0.556	0.327
Amoniaco	0.54	0.312
Aceite lubricante, SAE 50	0.147	0.085
Freón 12, CCl ₂ F ₂	0.073	0.042
Gases		
Hidrogeno	0.175	0.101

7. *Convección de transferencia de calor*

Se sabe que una lámina de metal caliente se enfría más rápido si se posiciona frente a un ventilador que al aire libre. Se dice que el calor se mueve por convección y se llama transferencia de calor por convección. término convectivo sugiere un concepto intuitivo al lector. transferencia de calor; Sin embargo, este concepto intuitivo debe extenderse para obtener una solución analítica completa al problema.

Consideremos. Como la velocidad la placa de calentamiento se muestra en la Fig. 1.9. La temperatura de la placa es T_w y la temperatura del líquido es T_∞ . El flujo se muestra como en la figura, desvaneciéndose a cero en el disco debido a la acción viscosa del líquido sobre la pared del disco, y el calor solo se transfiere por conducción en este punto. Por lo tanto, la transferencia de energía se puede calcular usando la ecuación (1-1) usando la transferencia de calor del fluido y el gradiente de temperatura del líquido en la pared.

Por lo tanto, la de temperatura de la plancha depende del campo de flujo, y un análisis después produce una expresión que incluye ambas cantidades. Pero también, debe recordarse que el mecanismo de transferencia de calor en las paredes es un desarrollo conductor. Usar la ley de enfriamiento de Newton para describir los efectos generales de la convección.:

$$q = h A(T_w - T_\infty)$$

Aquí, la tasa de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre la pared, el líquido y la superficie A. La cantidad h se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección, y la ecuación (1-8) le da una especificación mediante una cuenta analítica h para ciertos sistemas. Para situaciones complejas, debe determinarse experimentalmente. Aquí, la tasa de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre la pared, el líquido y la superficie A. La cantidad h se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección, y la ecuación (1-8) le da una especificación mediante una cuenta analítica h para ciertos sistemas.

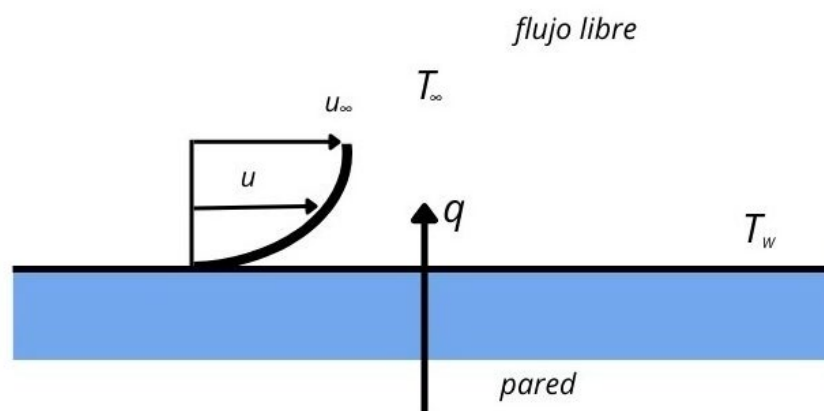


Figura N°1.10. Transferencia de calor por convección de una placa.

8. Balance de energía por convección en un canal de flujo

La transferencia de energía expresada por la ecuación (1-8) se utiliza para evaluar la pérdida por convección para el flujo sobre una superficie externa. De igual importancia es la ganancia o pérdida por convección resultante de un fluido que fluye dentro de un canal o tubo, como se muestra en la figura 1-8. En este caso, la pared calentada en T_w pierde calor hacia el fluido más frío, que en consecuencia aumenta su temperatura a medida que fluye desde las condiciones de entrada en T_i hasta las condiciones de salida en T_e . Utilizando el símbolo i para designar la entalpía:

$$q = \dot{m}(i_e - i_i)$$

donde \dot{m} es el caudal másico del fluido. Para muchos líquidos y gases monofásicos que operan en rangos de temperatura razonables $\Delta i = c_p \Delta T$ y tenemos:

$$q = \dot{m}c_p(T_e - T_i)$$

que puede equipararse a una relación de convección como la ecuación (1-8):

$$q = \dot{m}c_p(T_e - T_i) = hA(T_{w,avg} - T_{fluid, avg})$$

En este caso, las temperaturas del fluido T_e , T_i y T_{fluid} se denominan temperaturas medias de la masa o de la energía de energía. A es la superficie del canal de flujo en contacto con el fluido. Ya veremos de la transferencia de calor por convección para flujos externos e internos en los capítulos 5 y 6. flujos internos en los capítulos 5 y 6. Por ahora, simplemente queremos alertar al lector sobre la distinción entre los dos tipos de flujos.

Debemos tener cuidado de distinguir entre la superficie de convección que se empleada en la ecuación de convección (1-8) y el área de la sección transversal que se utiliza para calcular el caudal de:

$$\dot{m} = \rho u_{mean} A_c$$

donde $A_c = \pi d^2 / 4$ para el flujo en un tubo circular. La superficie de convección en este caso sería πdL , donde L es la longitud del tubo. El área de la zona para la convección es siempre el área de la superficie calentada en contacto con el fluido.

MATERIALES Y MÉTODOS

Método de investigación

1. Diseño de investigación

Tipo aplicada- correlacional.

2. Técnica de recolección de datos

En este proyecto de investigación se usará la observación indirecta de data de propiedades mecánicas de materiales y la normativa de refrigeración Según Real Decreto 1376/2003 (comercio minorista de carnes) la temperatura de congelación será $\pm 12^{\circ} \text{C}$.

3. Poblacion y muestra

La unidad de estudio es el revestimiento de carrocería frigorífica del material compuesto de fibra de vidrio-c/resina epoxy.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Resultados

1. Características de la carrocería del camión frigorífico

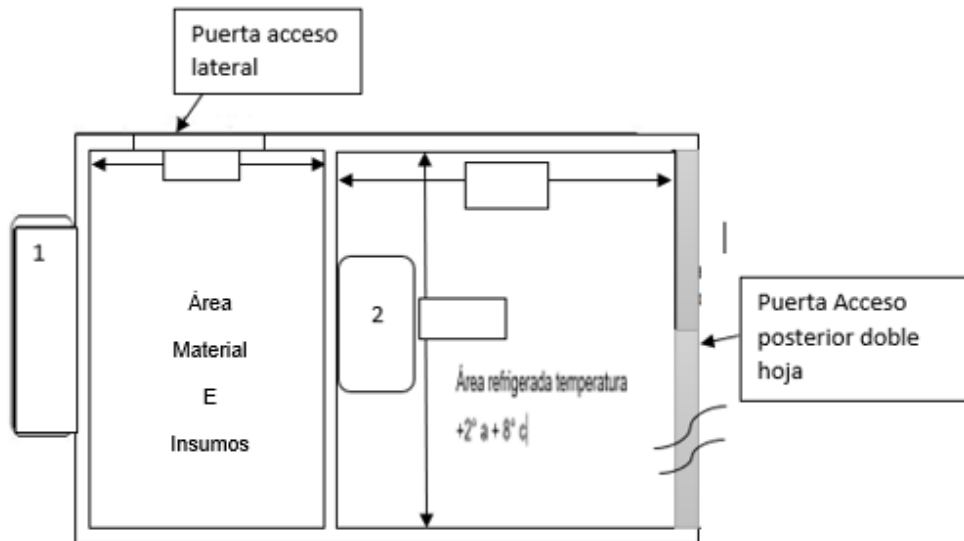


Figura N°1.11. Diseño en AutoCAD de carrocería frigorífica.

Los datos de la carrocería frigorífica son los siguientes:

- Espesor de paredes, piso, techo y puertas (Δx) = 76.2 mm
- K del acero inoxidable: 16,3 W/m² K
- T ambiente: 30°C = 303.15K
- $h_{30^\circ\text{C}} = h_2 = 13 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_{8^\circ\text{C}} = h_1 = 5.3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

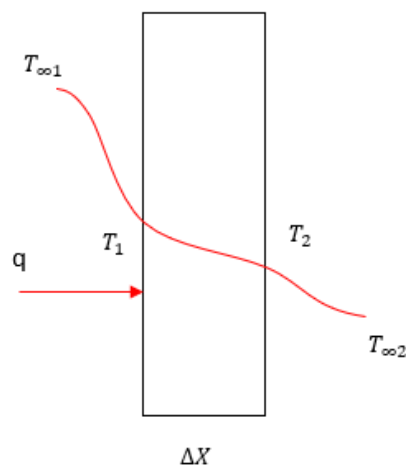
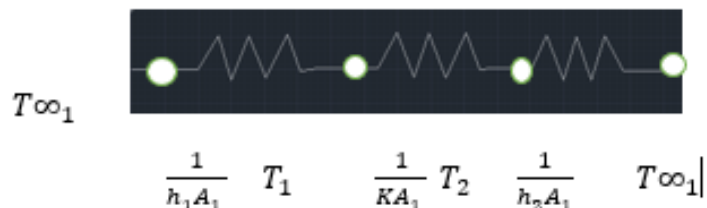


Figura N°1.12. Conducción y convección del calor a través de la pared de la carrocería frigorífica.

La fórmula para hallar la resistencia total con respecto al calor que atraviesa las paredes de la carrocería frigorífica, es la siguiente:



$$\frac{1}{h_1 A_1} \quad T_1 \quad \frac{1}{k A_1} \quad T_2 \quad \frac{1}{h_2 A_1} \quad T_{\infty_2}$$

$$R = \frac{1}{h_1 * A} + \frac{1}{k * A} + \frac{1}{h_2 * A}$$

$$R = \frac{1}{5,3 * 1} + \frac{1}{16,3 * 1} + \frac{1}{13 * 1}$$

$$R = 0.32695W$$

La transferencia total de la carrocería frigorífica al ambiente es de 0.32695W igual a 0.32695 J/s.

2. Cálculo del coeficiente convectivo externo (h_e)

Es necesario determinar el coeficiente de convección exterior del aire al que está sometido el vehículo por la acción del flujo de viento alrededor de la furgoneta, provocado por la acción forzada o natural en respuesta al movimiento del vehículo, y se realiza el análisis en vehículos frigoríficos, teniendo en cuenta las dimensiones internas del camión frigorífico, en este caso es estacionario:

Tabla 2. Dimensiones del camión frigorífico.

Dimension	Medida	Unidad
altura	1.57	m
hancha	1.6	m
profundidad	3.12	m

Datos del aire analizado

Tabla 3. Parámetros iniciales del aire estudiando al exterior del furgón.

Definición	Simbología	Cantidad	Unidades
Velocidad del viento promedio	U_{∞}	4.8	m/s
Temperatura ambiente	T_{media}	30	$^{\circ}C$
Calor específico	C_p	1.004548	m^2/s
Número de Prandtl	Pr	1.2122	-
Conductividad térmica	k	0.024	$W/m \cdot K$
Densidad	ρ	1.222	kg/m^3
Viscosidad dinámica	μ	$1.788 * 10^{-5}$	$kg/m \cdot s$
Viscosidad cinemática	ν	$1.4713 * 10^{-5}$	m^2/s

Fuente: RETscreen

Los datos fueron recolectados en la ciudad de Chiclayo el 21 de junio de 2022 y analizados a temperatura ambiente en los días indicados. Los datos se obtuvieron utilizando las tablas presentadas en el apéndice. El cálculo inicial es del número de Reynolds. Esto le facilita ver si el flujo es laminar o turbulento. Esto tiene diferentes ecuaciones dependiendo del comportamiento, tenemos:

Re

$$Re_L = \frac{4.8 \frac{m}{s} (3.12)m}{1.4713 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_L = 1017875.348 \text{ (Flujo turbulento)}$$

El tipo de turbulencia que experimenta la estructura externa del transportador una vez finalizados los cálculos. El siguiente paso es evaluar el valor del número de Nusselt turbulento. Este principio indica un mayor índice en la transferencia de calor a la superficie. flujo de fluido:

Nu

$$\text{Num} = (0.037 \times \text{Re}_l^{4/5} - 871) \times \text{Pr}^{1/3}$$

$$\text{Num} = (0.037 (1017875.348)^{4/5} - 871) (1.2122)^{1/3}$$

$$\text{Num} = 1596.03$$

Use la ecuación 18 para el cálculo del coeficiente de convección exterior por efecto del viento al circular sobre un camión está parado:

He

$$\text{Num} = \frac{h_e \times L_c}{k} \quad h_e = \frac{\text{Num} \times k}{L_c}$$

$$h_e = \frac{1596.03 (0.024)}{3.12}$$

$$h_e = 12.28 \frac{W}{m^2 K}$$

3. Cálculo del coeficiente convectivo interno (h_i)

En cambio, del coeficiente de convección externo, el coeficiente de convección interno es forzado debido al equipo de refrigeración dentro del camión. Los datos para calcular los coeficientes de convección también se determinaron utilizando las tablas del apéndice.

Datos del aire analizado

Tabla 4. Parámetros primarios del aire analizado al interior del furgón.

Definición	Simbología	Cantidad	Unidades
Velocidad del viento promedio	U_∞	5.38	m/s
Temperatura ambiente	T_{media}	8	°C
Calor específico	C_p	1.00398	m ² /s
Número de Prandtl	Pr	0.9979	-
Conductividad térmica	k	0.024	W/m · K
Densidad	ρ	1.292	kg/m ³
Viscosidad dinámica	μ	1.72×10^{-5}	kg/m · s
Viscosidad cinemática	ν	1.33×10^{-5}	m ² /s

Fuente: RETScreen.

El estudio del número de Reynolds determina que el caudal que fluye por el interior de la furgoneta es circulado por el caudal de aire del evaporador, por lo que se sigue el mismo procedimiento para el coeficiente de convección interna.

Re

$$Re_L = \frac{9.5 \frac{m}{s} \times 3.12 m}{1.33 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_L = 2228571.429$$

De manera similar, encuentre el número de Nusselt para la turbulencia.:

Nu

$$Num = (0.037 \times Re_L^{4/5} - 871) \times Pr^{1/3}$$

$$Num = (0.0037 (2228571.429)^{4/5} - 871) (0.9979)^{1/3}$$

$$Num = 3558.74$$

Teniendo los resultados de los números de Nusselt y Reynolds, se encuentra el valor exacto del coeficiente de convección. En este caso es internamente:

Hi

$$Num = \frac{hi \times Lc}{k}$$

$$hi = \frac{Num \times k}{Lc}$$

$$hi = \frac{3558.74 (0.02236)}{3.12}$$

$$hi = 25.50 \frac{W}{m^2 K}$$

4. *Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación*

Una superficie en contacto con el aire circundante contiene calor convectivo y radiante simultáneamente, y la cantidad total de calor transferido a la superficie es la suma de los componentes radiante y contrarradiativo [2].

El coeficiente por radiación permite que este se exprese como una diferencia de temperatura, similar a la convección. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor por radiación depende de la intensidad de la temperatura, pero no del coeficiente de convección [2].

Datos para el cálculo

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_{rad} = 0.9 (5.67 \times 10^{-8}) \frac{W}{m^2 k^4} (301.3 + 296.3) ((301.3)^2 + (296.3)^2)$$

$$h_{rad} = 5.46 \frac{W}{m^2 k}$$

Utilizando la fórmula:



$$R = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{k_{acero} A} + \frac{1}{k_{fibra} A} + \frac{1}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A}$$

$$h_1 = h_e \quad k_{fibra} = 0.03259 \quad W/m^2k \text{ a } 30 \text{ } ^\circ C$$

$$h_2 = h_i \quad k_{acero \text{ inoxidable}} = 16.3 \quad W/m^2k$$

$$R = \frac{1}{12.28 \frac{W}{m^2k} (1m^2)} + 2 \left(\frac{1}{16.3 \frac{W}{m^2k} (1m^2)} \right) + \frac{1}{0.03259 \frac{W}{m^2k} (1m^2)} + \frac{1}{25.50 \frac{W}{m^2k} (1m^2)}$$

$$R = 30.93 \text{ W}$$

- Aislante PUR ($\Delta x = 40mm$)

$$R = \frac{1}{h_1 A} + \frac{2\Delta x}{k_{AI} A} + \frac{\Delta x}{k_{PUR} A} + \frac{1}{h_2 A}$$

$$R = \frac{1m}{12,28 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{2(76,2 \times 10^{-3})m}{16,3 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{40 \times 10^{-3}m}{0,026 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{1m}{25,50 \frac{W}{mk} (1m^2)}$$

$$R = 1,67 \frac{K}{W} \quad Q = \frac{(281,15 - 303,15)}{1,67 \frac{K}{W}} = -13,17W$$

- Aislante PUR ($\Delta x = 50mm$)

$$R = \frac{1m}{12,28 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{2(76,2 \times 10^{-3})m}{16,3 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{50 \times 10^{-3}m}{0,026 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{1m}{25,50 \frac{W}{mk} (1m^2)}$$

$$R = 2,05 \frac{K}{W} \quad Q = \frac{(281,15 - 303,15)}{2,05 \frac{K}{W}} = -10,73 W$$

- Aislante PUR ($\Delta x = 60mm$)

$$R = \frac{1m}{12,28 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{2(76,2 \times 10^{-3})m}{16,3 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{60 \times 10^{-3}m}{0,026 \frac{W}{mk} (1m^2)}$$

$$+ \frac{1m}{25,50 \frac{W}{mk} (1m^2)}$$

$$R = 2,44 \frac{K}{W} \quad Q = \frac{(281,15 - 303,15)}{2,44 \frac{K}{W}} = -9,02 W$$

- Aislante PUR ($\Delta x = 70mm$)

$$R = \frac{1m}{12,28 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{2(76,2 \times 10^{-3})m}{16,3 \frac{W}{mk} (1m^2)} + \frac{70 \times 10^{-3}m}{0,026 \frac{W}{mk} (1m^2)}$$

$$+ \frac{1m}{25,50 \frac{W}{mk} (1m^2)}$$

$$R = 2,82 \frac{K}{W} \quad Q = \frac{(281,15 - 303,15)}{2,82 \frac{K}{W}} = -7,80 W$$

Tabla 5. Los términos de análisis para resistividad térmica.

Definición	Simbología	Cantidad	Unidades
Temperatura externa media	$T_{\infty 1}$	25	$^{\circ}C$
Temperatura interna media	$T_{\infty 2}$	8	$^{\circ}C$
Coefficiente convectivo externo	h_e	3.41	$W/m^2 \cdot k$
Coefficiente convectivo interno	h_i	10.28	$W/m^2 \cdot k$
Emisividad pintura blanca	ε	0.9	-
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$5.67 \cdot 10^{-8}$	$W/m^2 \cdot k^4$
Temperatura superficial (techo ext.)	T_s	28	$^{\circ}C$
Temperatura alrededores (techo int.)	T_{alr}	23	$^{\circ}C$

Fuente: Autores. RETScreen.

5. Simulación Térmica

5.1. Simulación térmica sin aislante

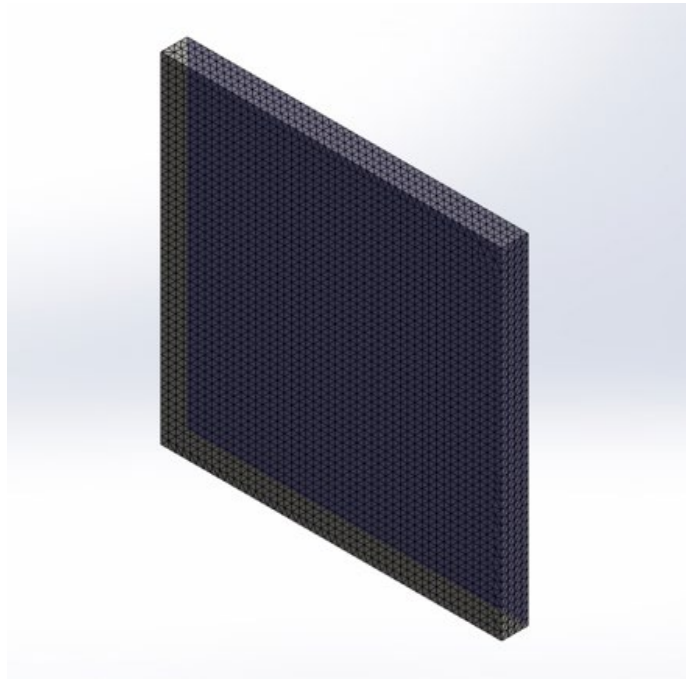


Figura N°1.13. Mallado de la placa. Fuente propia

La información del mallado se muestra a continuación, en donde lo más resaltante es que el porcentaje de elementos finitos mallados correctamente a través del parámetro Aspect Ratio (coeficiente de aspecto) es casi 100% y los elementos finitos distorsionados son 0 %, como muestra la Tabla 7.

Tabla 6. Información de la malla

Tipo de malla	Malla solida
Uso de <u>mallador</u>	Malla estándar
<u>Transición automático</u>	Apagada
incluir bucles automáticos de malla	Apagada
Punto jacobiano	4 puntos
Tamaño del elemento	21.1995 mm
Tolerancia	1.05997 mm
<u>Grafico</u> de calidad de malla	Alto

Tabla 7. Información de la malla detalles

Nodos totales	85719
Elementos totales	56366
Relación de aspecto máxima	3.7594
% de elementos con aspecto radio < 3	100
% de elementos con radio de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:04
Nombre del ordenador	

5.2. Post Procesado de la Placa

Los resultados del análisis térmico de la placa se muestran a continuación.

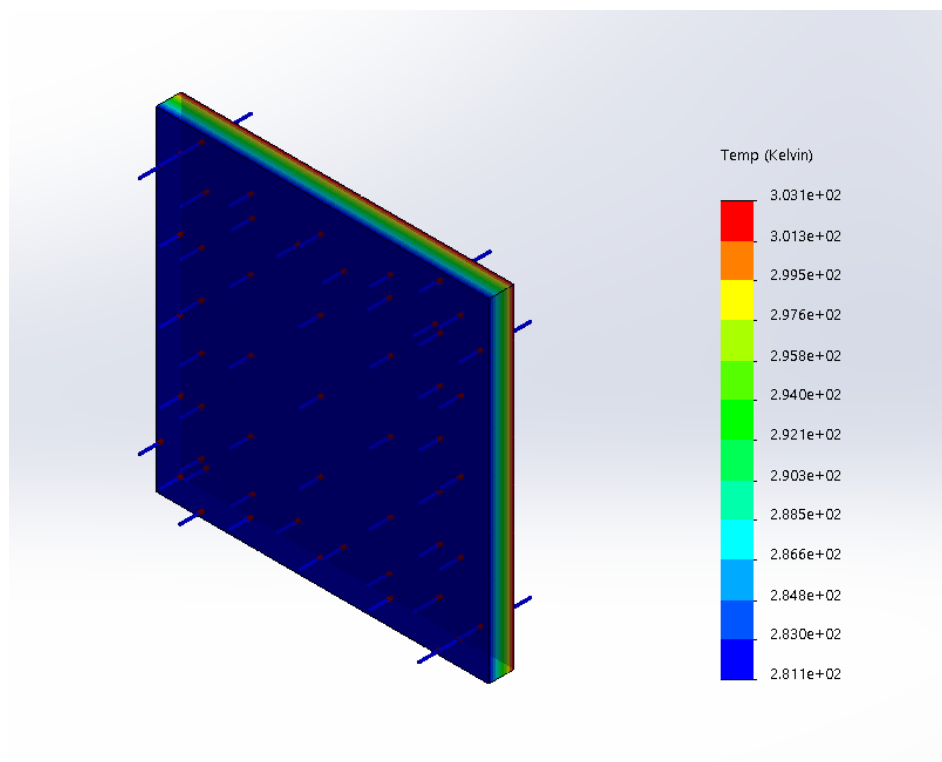


Figura N°1.14. Resultados de la placa con cargas térmicas. Fuente propia

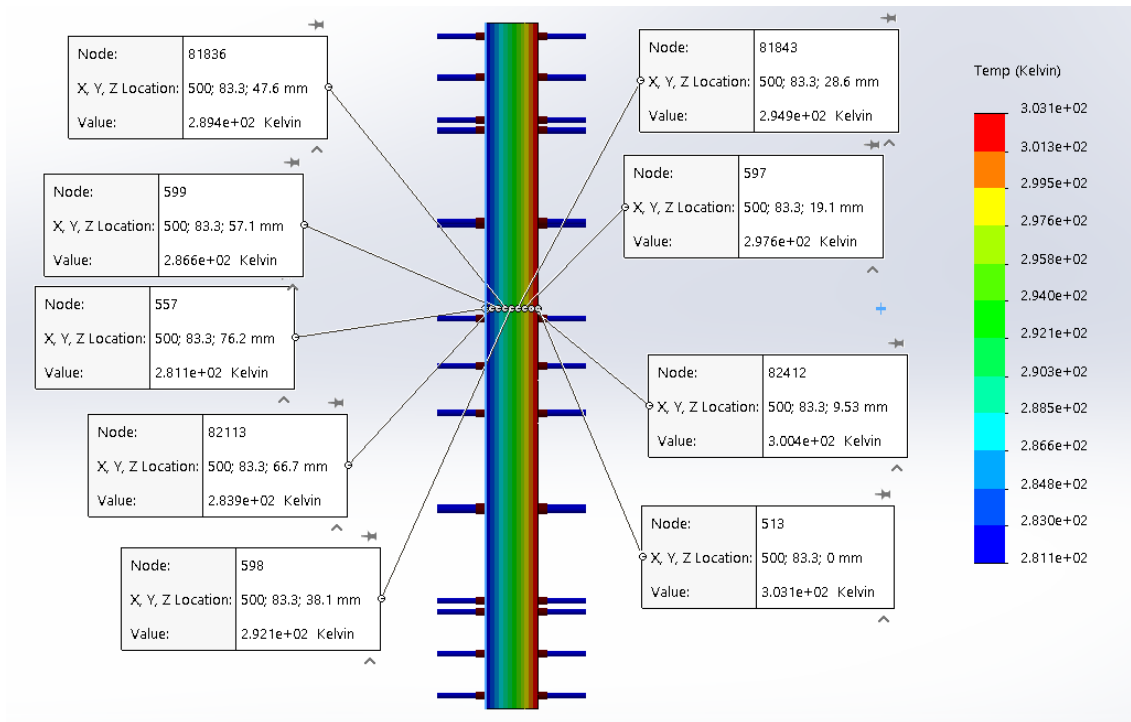


Figura N°1.15. Distribución de las temperaturas a través de la placa.

Fuente propia.

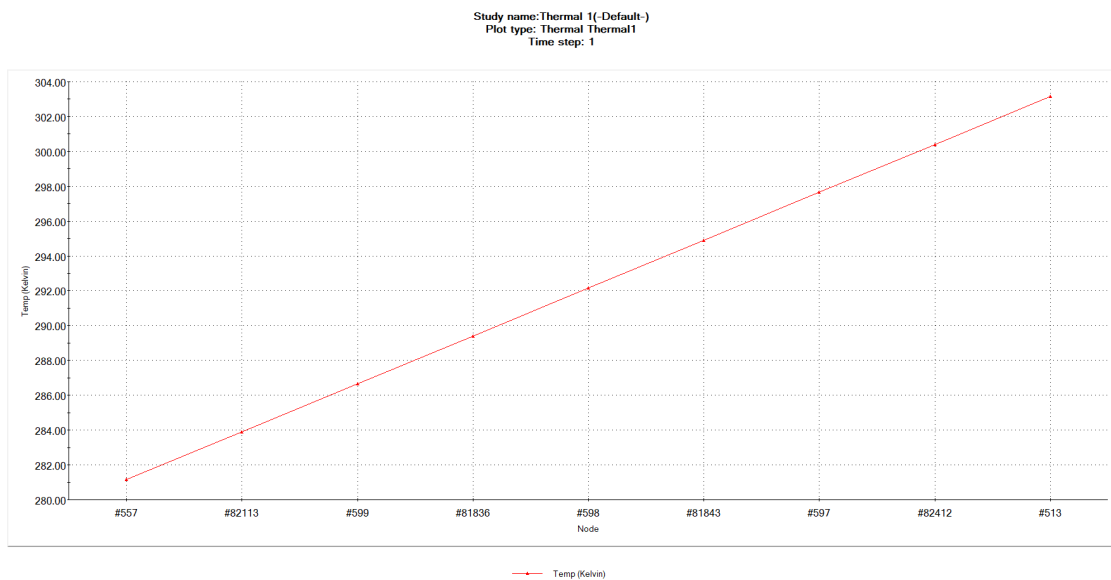


Gráfico N°1.1. Puntos de temperaturas a través de la placa. Fuente propia.

5.3. Revestimiento de poliuretano con espesor de 40 mm

En la Figura N°1.16 se muestra un ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 40 mm de espesor.

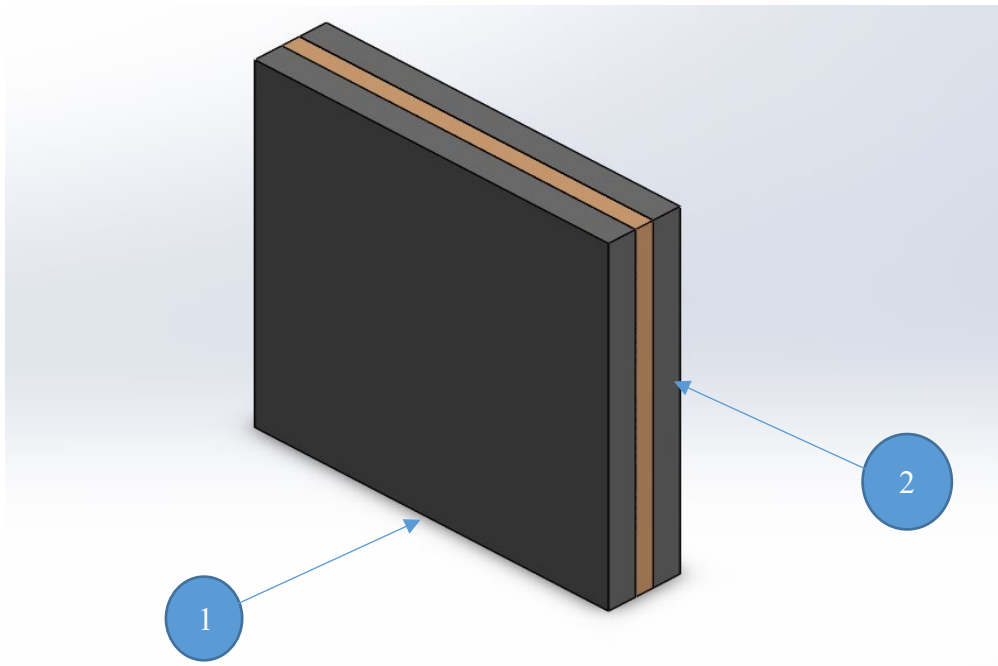


Figura N°1.16. Ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con revestimiento de poliuretano de 40 mm de espesor.

Se agregan los valores de temperatura en cara una de las caras, tanto en la interior (1) y la exterior (2).

$$T1 = 8^{\circ}\text{C}$$

$$T2 = 30^{\circ}\text{C}$$

Con todos los datos geométricos y térmicos se realizó un análisis térmico con el software SolidWorks.

5.4. Pre-Procesado

Para 1 m² de área se añadirán las dimensiones geométricas y las cargas térmicas.

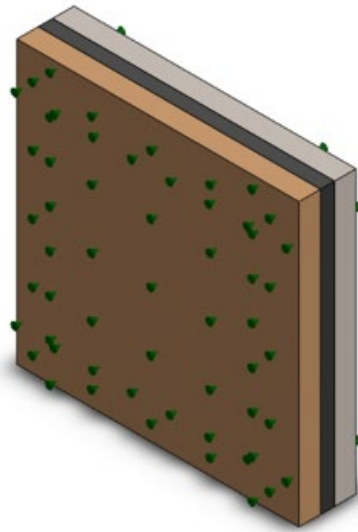


Figura N°1.17. Ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia.

5.5. Procesado

El ensamble se malla para obtener los elementos finitos en campo escalar y poder observar la distribución de temperaturas.

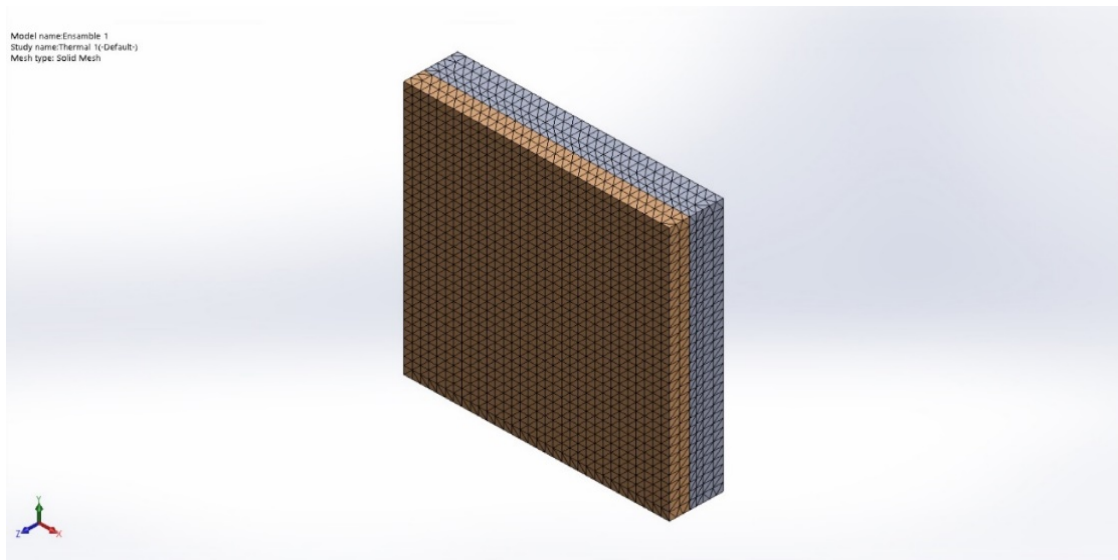


Figura N°1.18. Mallado del ensamble. Fuente propia

La información del mallado se muestra a continuación, en donde lo más resaltante es que el porcentaje de elementos finitos mallados correctamente a través del parámetro

Aspect Ratio (coeficiente de aspecto) es del 100% y los elementos finitos distorsionados son 0 %, como muestra la Tabla 9.

Tabla 8. Información de la malla

Tipo de malla	Malla solida
Uso de mallado	Malla estándar
Transición automática	Apagada
incluir bucles automáticos de malla	Apagada
Punto jacobiano	4 puntos
Tamaño del elemento	31.7533 mm
Tolerancia	1.58766 mm
Gráfico de calidad de malla	Alto
<u>remesh</u> falló con una malla incompatible	Apagada

Tabla 9. Información de la malla detalles

Nodos totales	69420
Elementos totales	48013
Relación de aspecto máxima	3.3076
% de elementos con aspecto radio < 3	100
% de elementos con radio de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:02
Nombre del <u>ordenador</u>	

5.6. Post Procesado de la placa con revestimiento

Los resultados del análisis térmico se muestran a continuación.

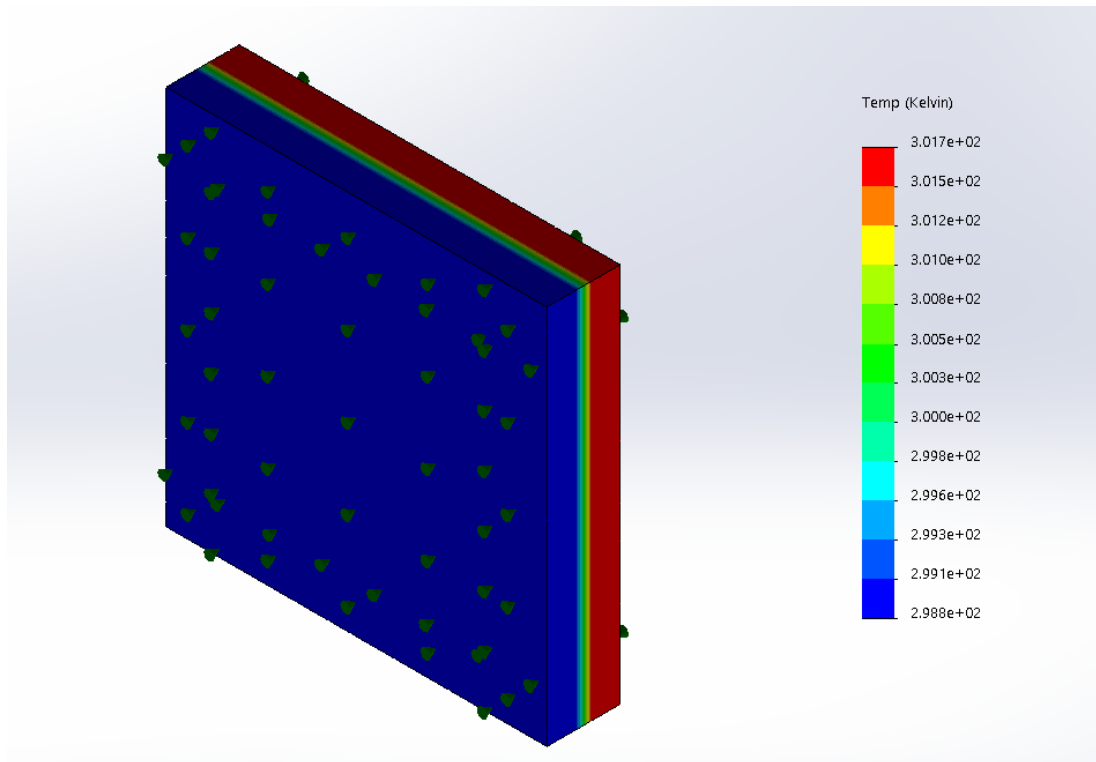


Figura N°1.19. Resultados del ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia

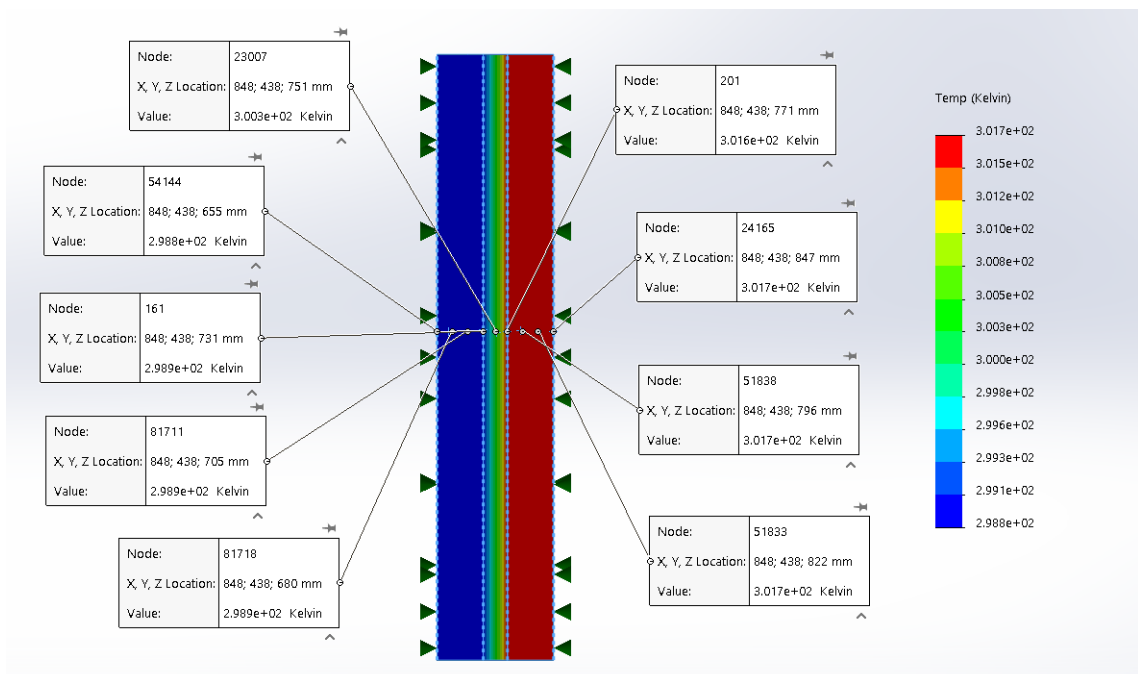


Figura N°1.20. Distribución de las temperaturas a través del ensamble. Fuente propia.

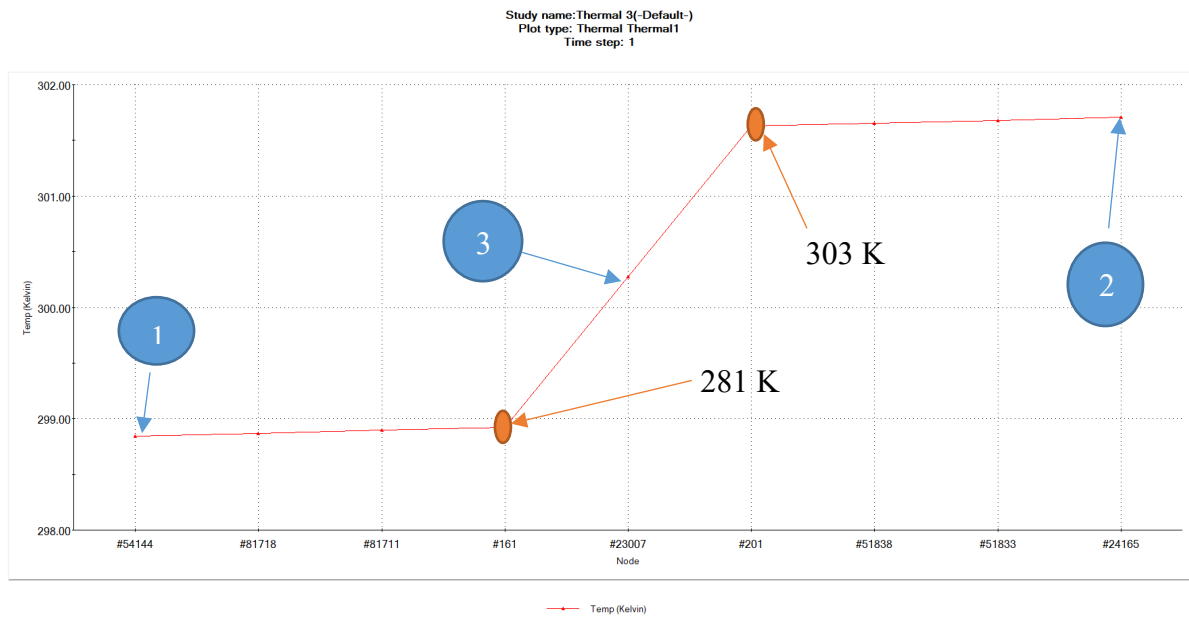


Gráfico N°1.2. Puntos de temperaturas a través del ensamble. Fuente propia.

5.7. Revestimiento de poliuretano con espesor de 50 mm

En la Figura N°1.21 se muestra un ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 50 mm de espesor.

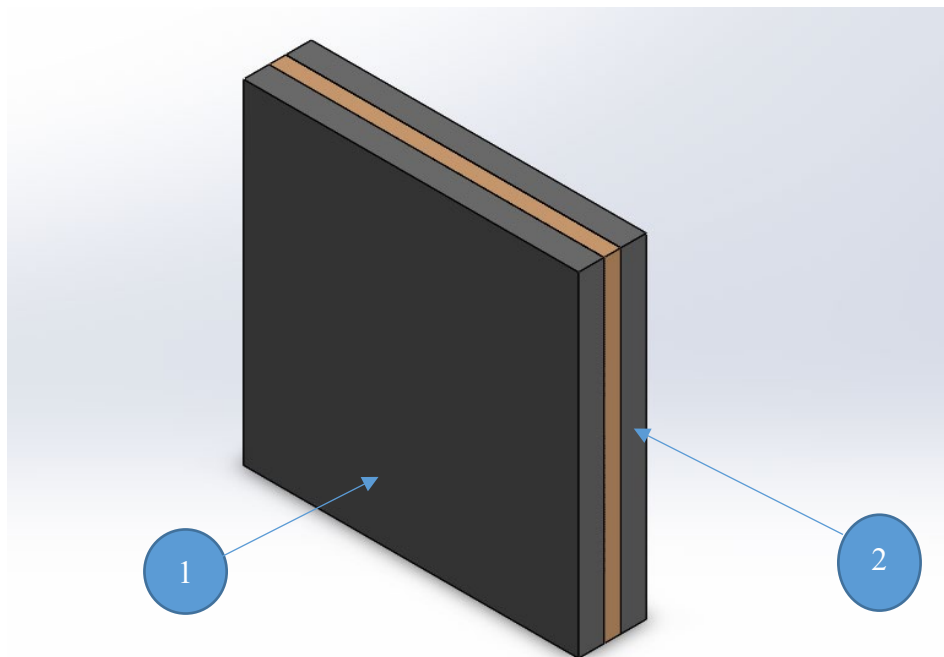


Figura N°1.21. Ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 50 mm de espesor.

Se agregan los valores de temperatura en cara una de las caras, tanto en la interior (1) y la exterior (2).

$T_1 = 8^\circ\text{C}$

$T_2 = 30^\circ\text{C}$

Con todos los datos geométricos y térmicos se realizó un análisis térmico con el software SolidWorks.

5.8. *Pre- Procesado*

Para 1 m^2 de área se añadirán las dimensiones geométricas y las cargas térmicas.

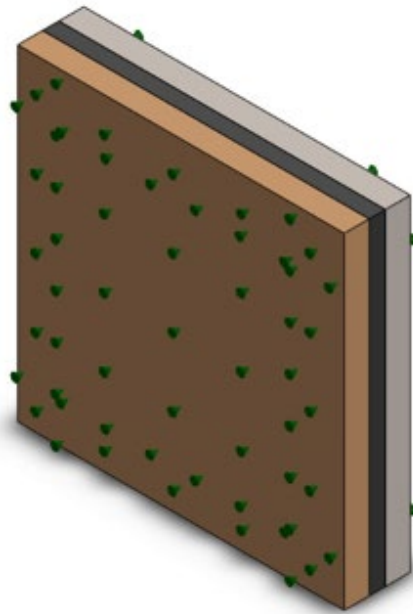


Figura N°1.22. Ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia

5.9. *Procesado*

El ensamble se malla para obtener los elementos finitos en campo escalar y poder observar la distribución de temperaturas.

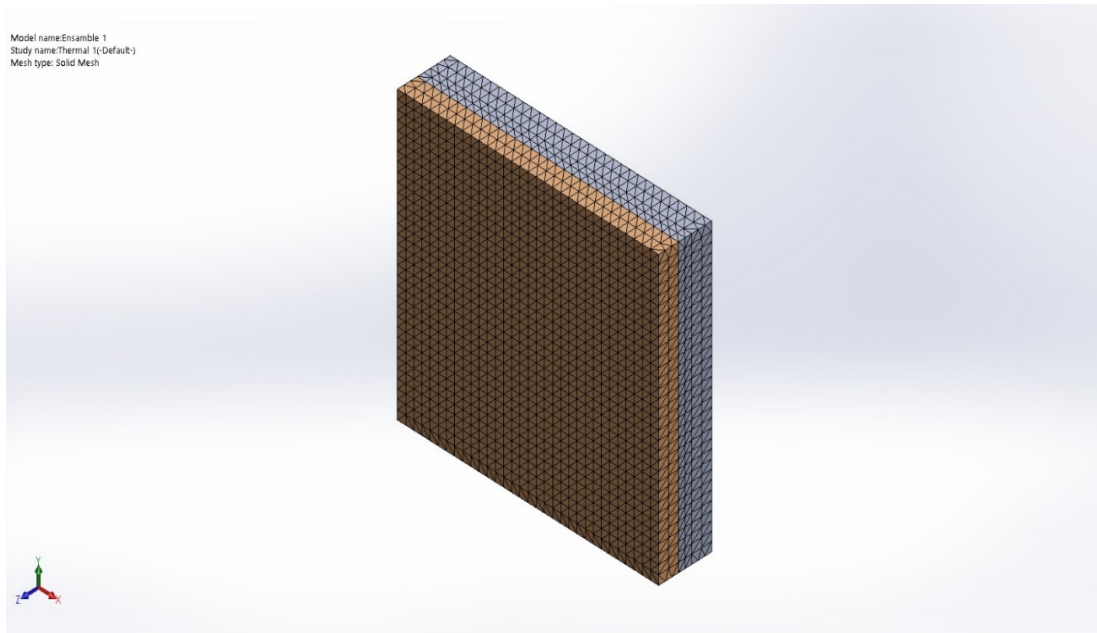


Figura N°1.23. Mallado del ensamble. Fuente propia

La información del mallado se muestra a continuación, en donde lo más resaltante es que el porcentaje de elementos finitos mallados correctamente a través del parámetro Aspect Ratio (coeficiente de aspecto) es casi 100% y los elementos finitos distorsionados son 0 %, como muestra la Tabla 11.

Tabla 10. Información de la malla

Tipo de malla	Malla solida
Uso de <u>mallador</u>	Malla estándar
<u>Transición automático</u>	Apagada
incluir bucles automáticos de malla	Apagada
Punto jacobiano	4 puntos
Tamaño del elemento	31.5601 mm
Tolerancia	1.57801 mm
<u>Grafico</u> de calidad de malla	Alto
<u>remesh</u> falló con una malla incompatible	apagada

Tabla 11. Información de la malla detalles

Nodos totales	70611
Elementos totales	48658
Relación de aspecto máxima	3.6565
% de elementos con aspecto radio < 3	99.9
% de elementos con radio de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:05

5.10. Post Procesado de la placa con revestimiento

Los resultados del análisis térmico se muestran a continuación.

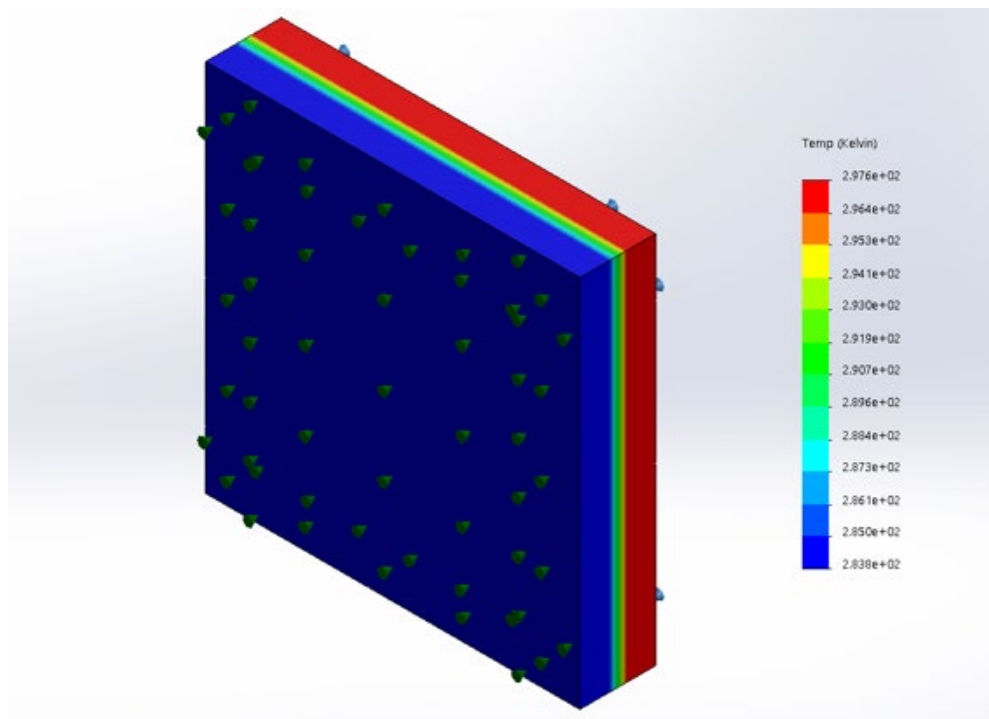


Figura N°1.24. Resultados del ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia

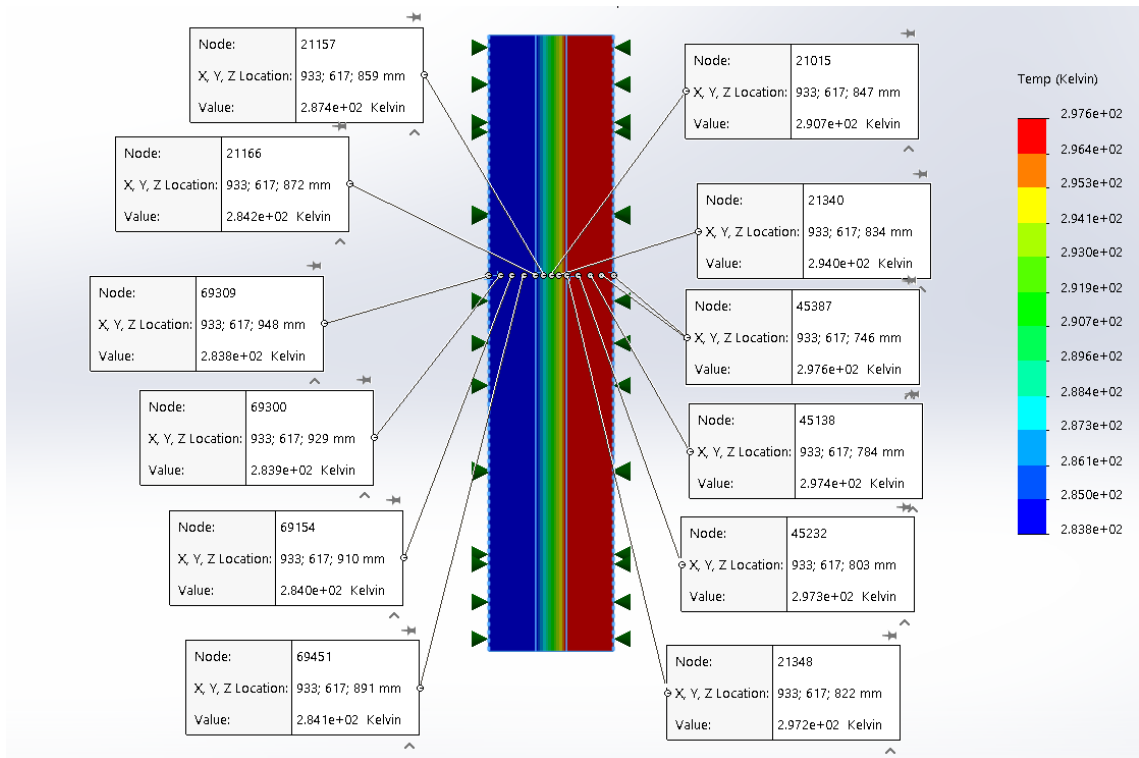


Figura N°1.25. Distribución de las temperaturas a través del ensamble. Fuente propia.

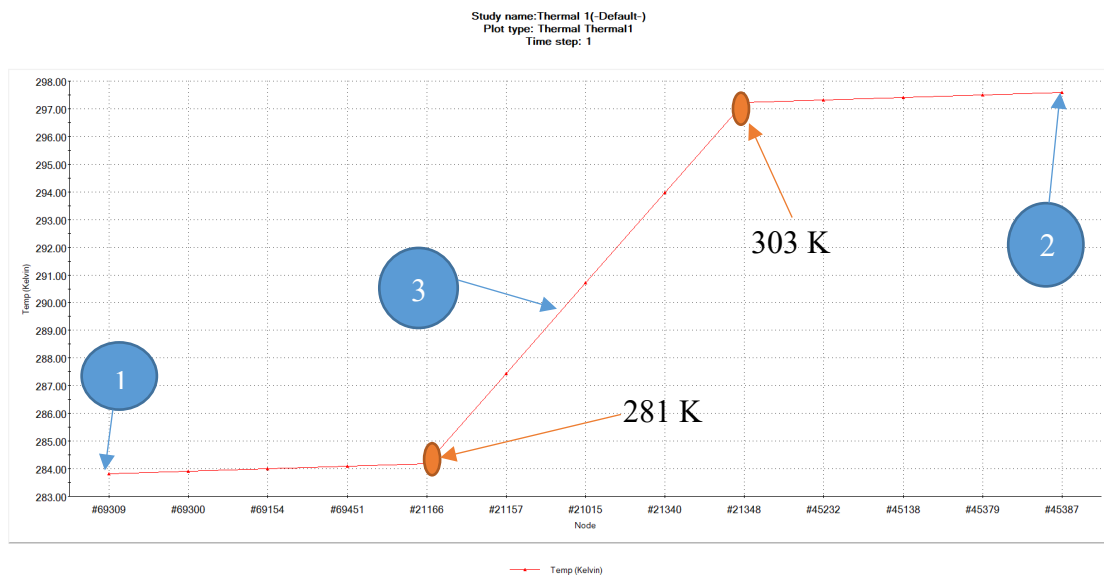


Gráfico N°1.3. Puntos de temperaturas a través del ensamble. Fuente propia

5.11. Revestimiento de poliuretano con espesor de 60 mm

En la Figura N°1.26 se muestra un ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 60 mm de espesor.

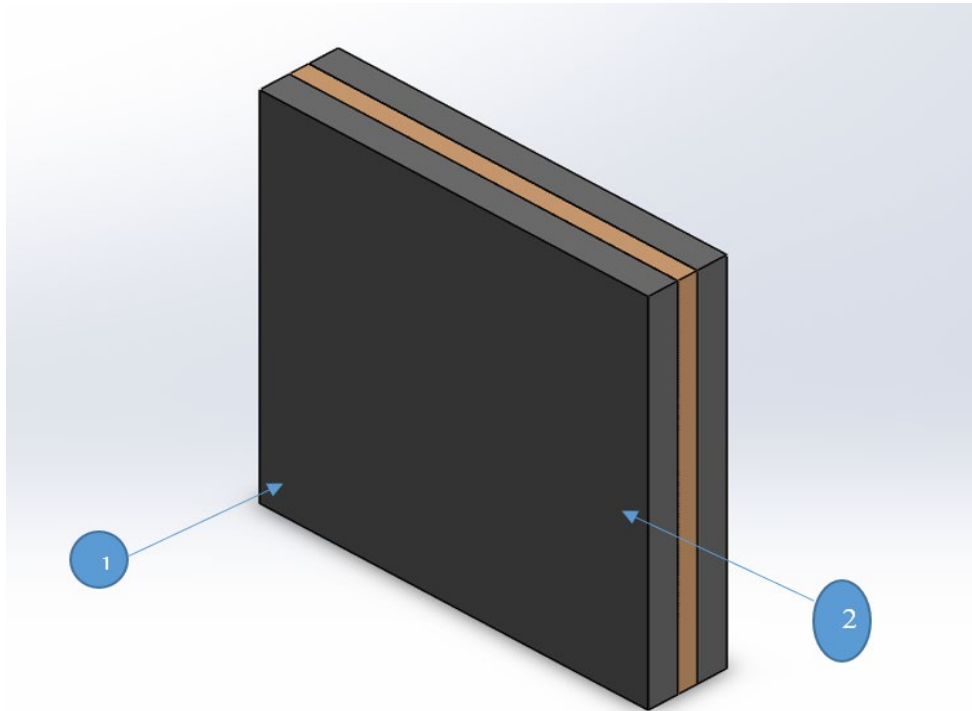


Figura N°1.26. Ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 60 mm de espesor.

Se agregan los valores de temperatura en cara una de las caras, tanto en la interior (1) y la exterior (2).

$$T1 = 8^{\circ}\text{C}$$

$$T2 = 30^{\circ}\text{C}$$

Con todos los datos geométricos y térmicos se realizó un análisis térmico con el software SolidWorks.

5.12. Pre- Procesado

Para 1 m² de área se añadirán las dimensiones geométricas y las cargas térmicas.

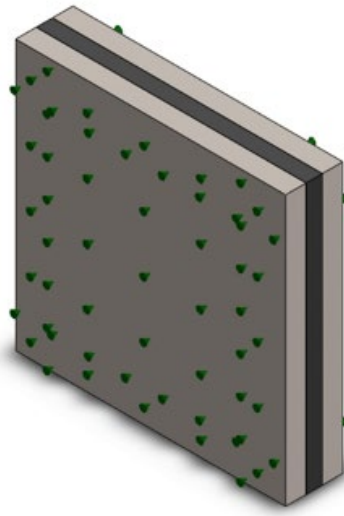


Figura N°1.27. Ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia.

5.13. Procesado

El ensamble se malla para obtener los elementos finitos en campo escalar y poder observar la distribución de temperaturas.

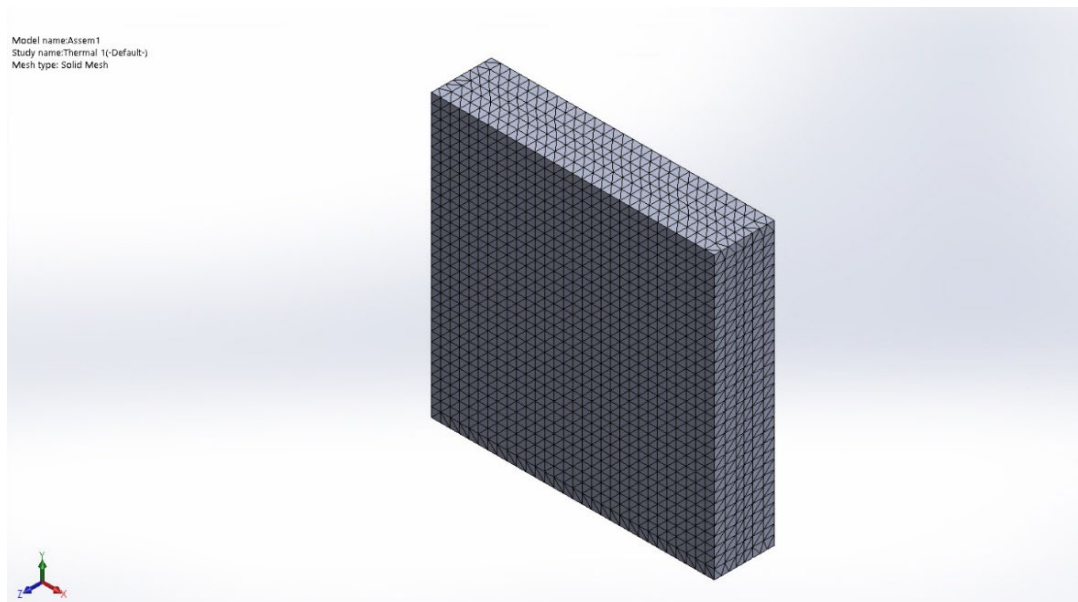


Figura N°1.28. Mallado del ensamble. Fuente propia

La información del mallado se muestra a continuación, en donde lo más resaltante es que el porcentaje de elementos finitos mallados correctamente a través del parámetro

Aspect Ratio (coeficiente de aspecto) es casi 100% y los elementos finitos distorsionados son 0 %, como muestra la Tabla 13.

Tabla 12. Información de la malla

Tipo de malla	Malla solida
Uso de <u>mallador</u>	Malla estándar
Transición automático	Apagada
incluir bucles automáticos de malla	Apagada
Punto jacobiano	4 puntos
Tamaño del elemento	33.5632 mm
Tolerancia	1.67816 mm
<u>Grafico</u> de calidad de malla	Alto
<u>remesh</u> falló con una malla incompatible	Apagada

Tabla 13. Información de la malla detalles

Nodos totales	61704
Elementos totales	42439
Relación de aspecto máxima	3.3173
% de elementos con aspecto radio < 3	100
% de elementos con radio de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (h:mm:ss)	00:00:02
Nombre del <u>ordenador</u>	

5.14. Post Procesado de la placa con revestimiento

Los resultados del análisis térmico se muestran a continuación.

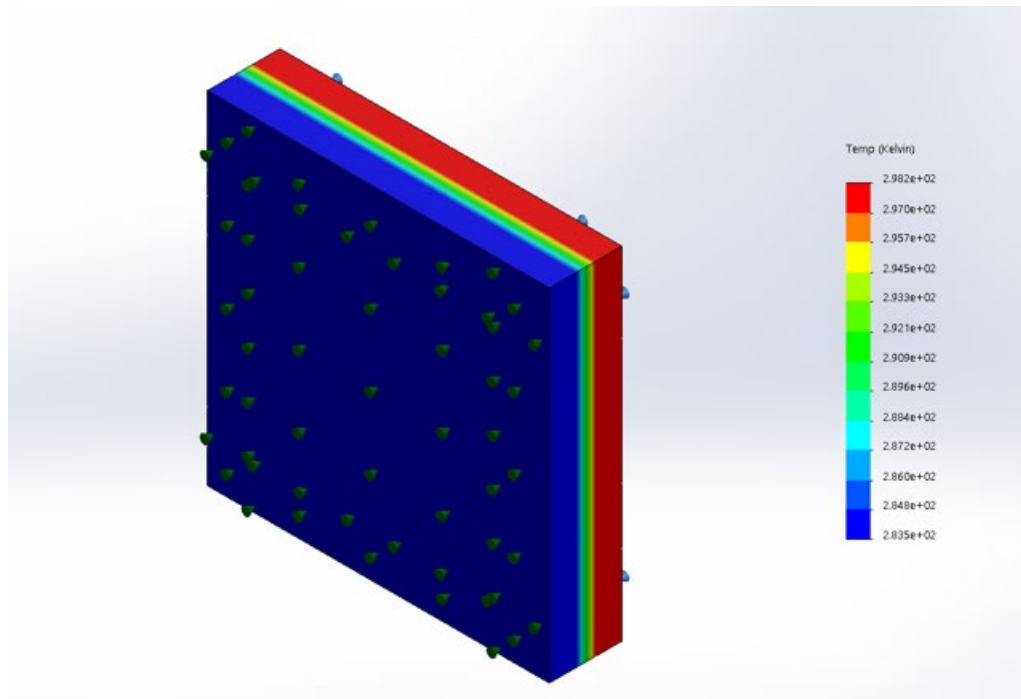


Figura N°1.29. Resultados del ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia

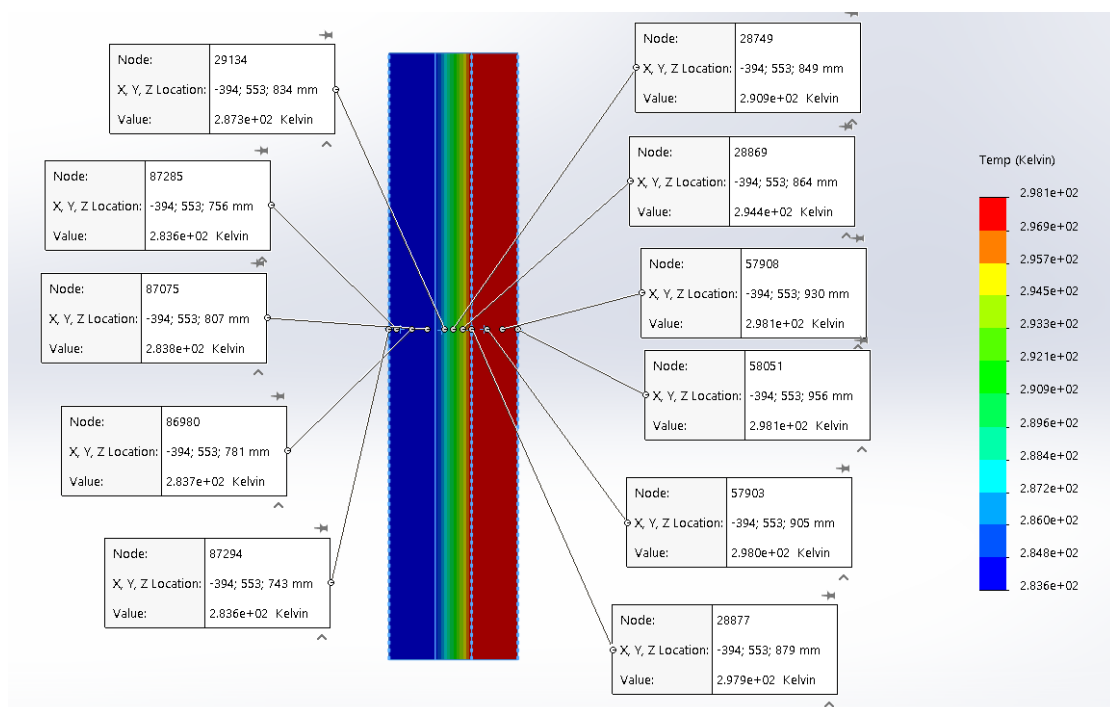


Figura N°1.30. Distribución de las temperaturas a través del ensamble. Fuente propia.

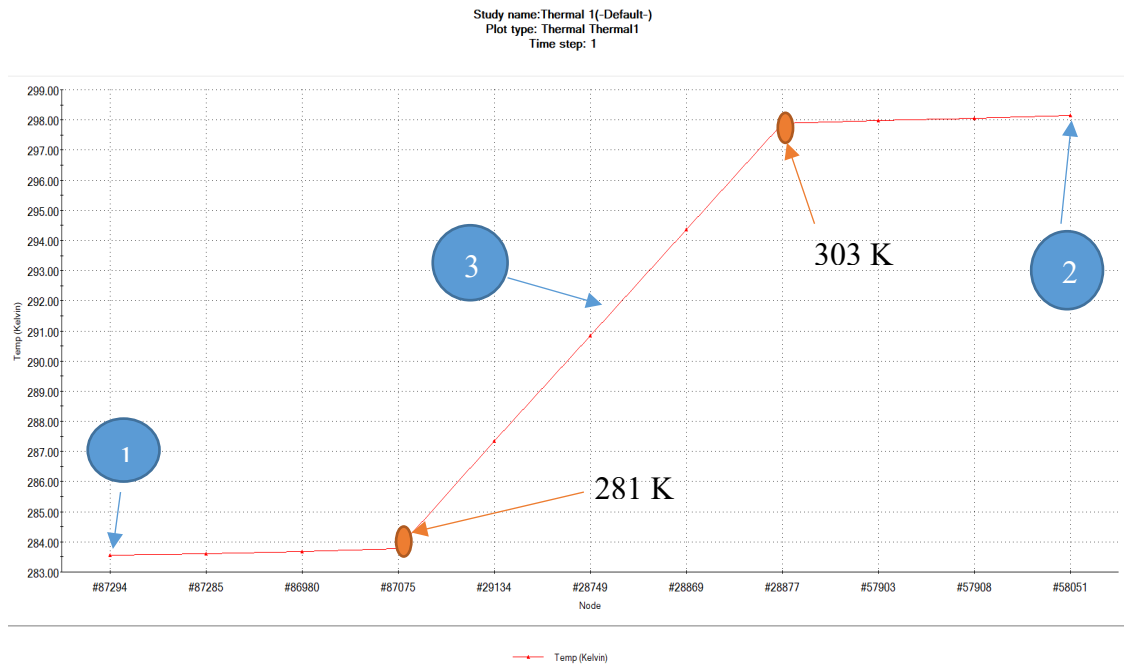


Gráfico N°1.4. Puntos de temperaturas a través del ensamble. Fuente propia.

5.15. Revestimiento de poliuretano con espesor de 70 mm

En la Figura N°1.31 se muestra un ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 70 mm de espesor.

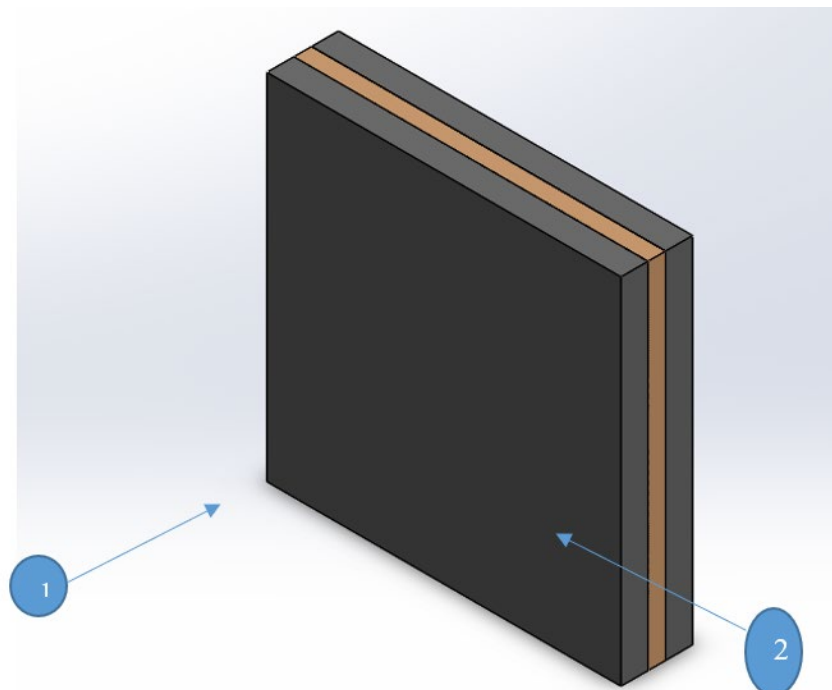


Figura N°1.31. Ensamble de acero inoxidable de 76.2 mm de espesor con un revestimiento de poliuretano de 70 mm de espesor.

Se agregan los valores de temperatura en cara una de las caras, tanto en la interior (1) y la exterior (2).

$$T1 = 8^{\circ}\text{C}$$

$$T2 = 30^{\circ}\text{C}$$

Con todos los datos geométricos y térmicos se realizó un análisis térmico con el software SolidWorks.

5.16. Pre- Procesado

Para 1 m² de área se añadirán las dimensiones geométricas y las cargas térmicas.

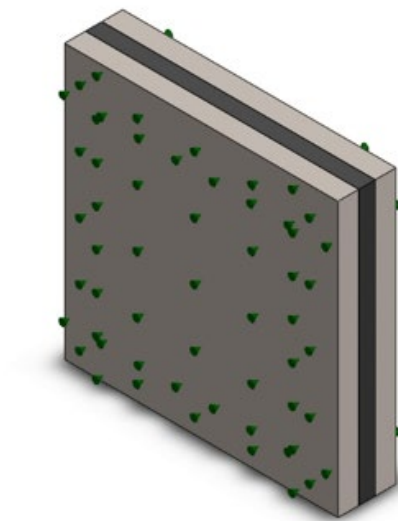


Figura N°1.32. Ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia.

5.17. Procesado

El ensamblaje se malla para obtener los elementos finitos en campo escalar y poder observar la distribución de temperaturas.

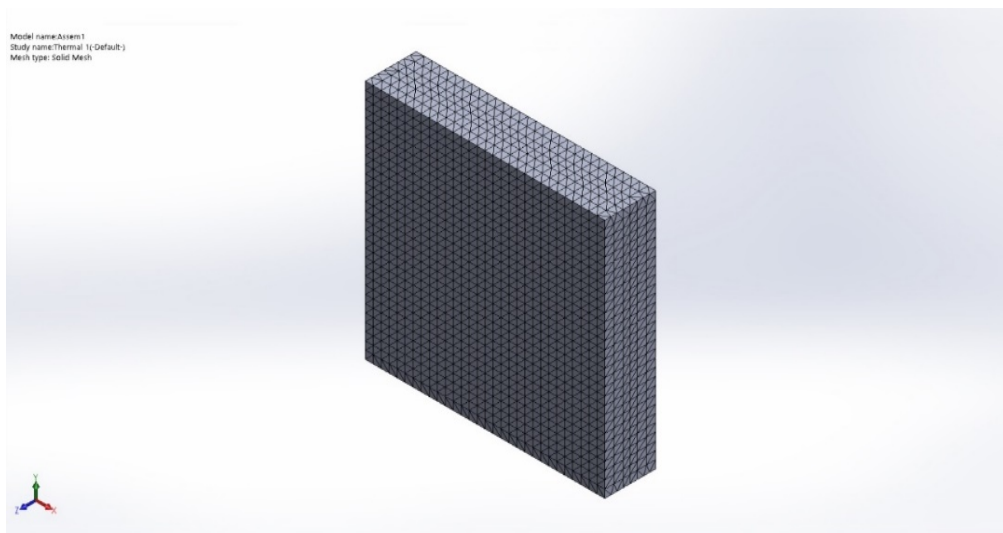


Figura N°1.33. Mallado del ensamble. Fuente propia.

La información del mallado se muestra a continuación, en donde lo más resaltante es que el porcentaje de elementos finitos mallados correctamente a través del parámetro Aspect Ratio (coeficiente de aspecto) es casi 100% y los elementos finitos distorsionados son 0 %, como muestra la Tabla 15.

Tabla 14. Información de la malla

Tipo de malla	Malla solida
Uso de mallado	Malla estándar
Transición automático	Apagada
incluir bucles automáticos de malla	Apagada
Punto jacobiano	4 puntos
Tamaño del elemento	34.0818 mm
Tolerancia	1.70409 mm
Gráfico de calidad de malla	Alto
<u>remesh</u> falló con una malla incompatible	Apagada

Tabla 15. Información de la malla detalles

Nodos totales	61831
Elementos totales	42646
Relación de aspecto máxima	3.9843
% de elementos con aspecto radio < 3	99.9
% de elementos con radio de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:02
Nombre del <u>ordenador</u>	

5.18. Post Procesado de la placa con revestimiento

Los resultados del análisis térmico se muestran a continuación.

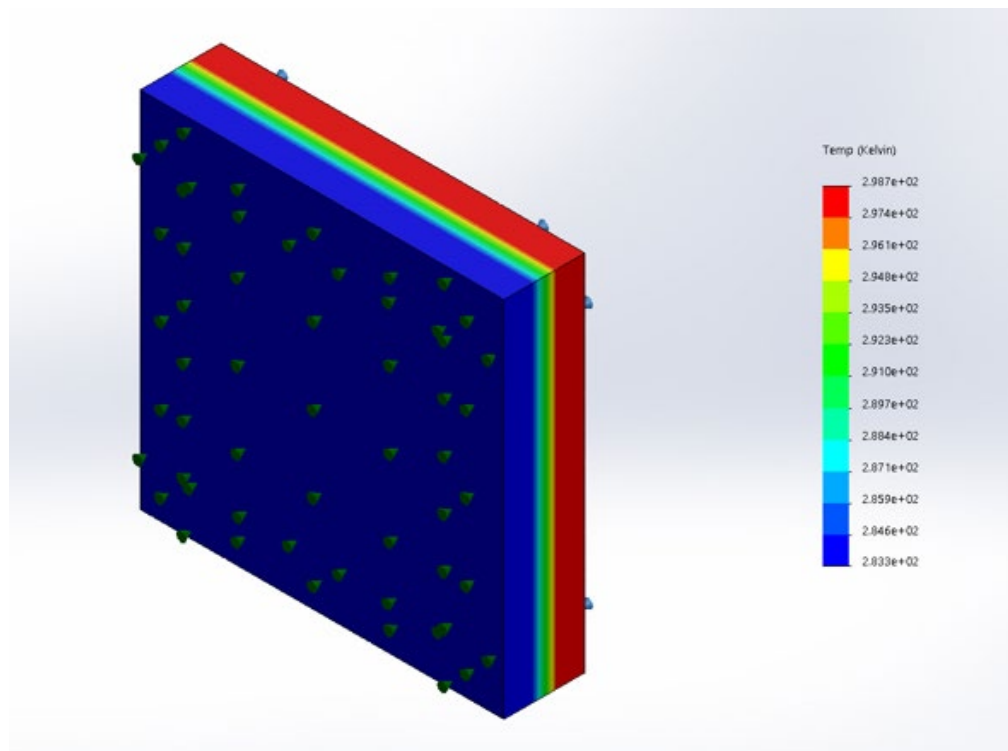


Figura N°1.34. Resultados del ensamble con revestimiento de poliuretano y cargas térmicas. Fuente propia

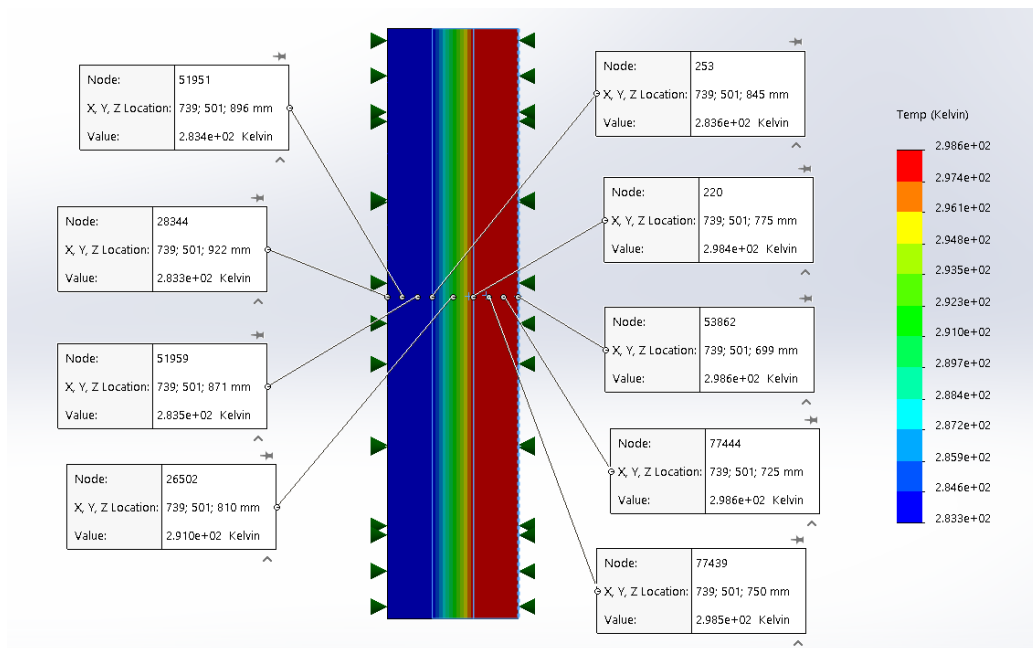


Figura N°1.35. Distribución de las temperaturas a través del ensamble. Fuente propia.

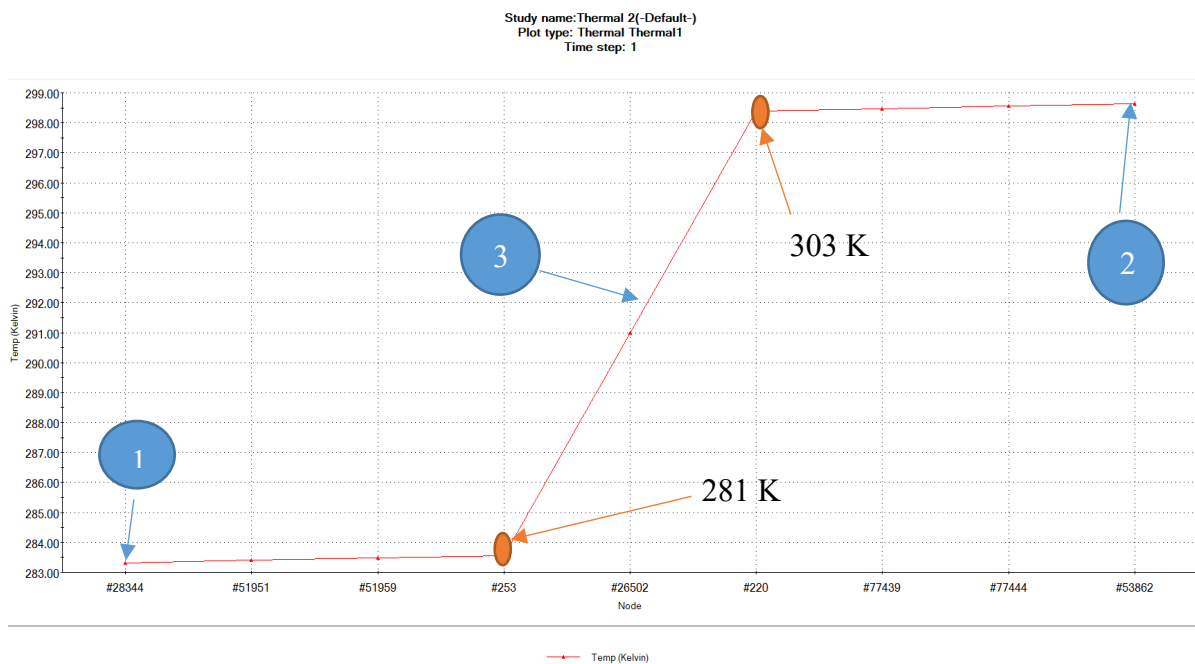


Gráfico N°1.5. Puntos de temperaturas a través del ensamble. Fuente propia

6. Cálculo de la reducción de pérdida de calor

El poliuretano es una buena alternativa para reducir la pérdida de calor en las paredes del camión frigorífico. Se muestran las gráficas y el cálculo de la reducción de pérdida de calor en las mismas.

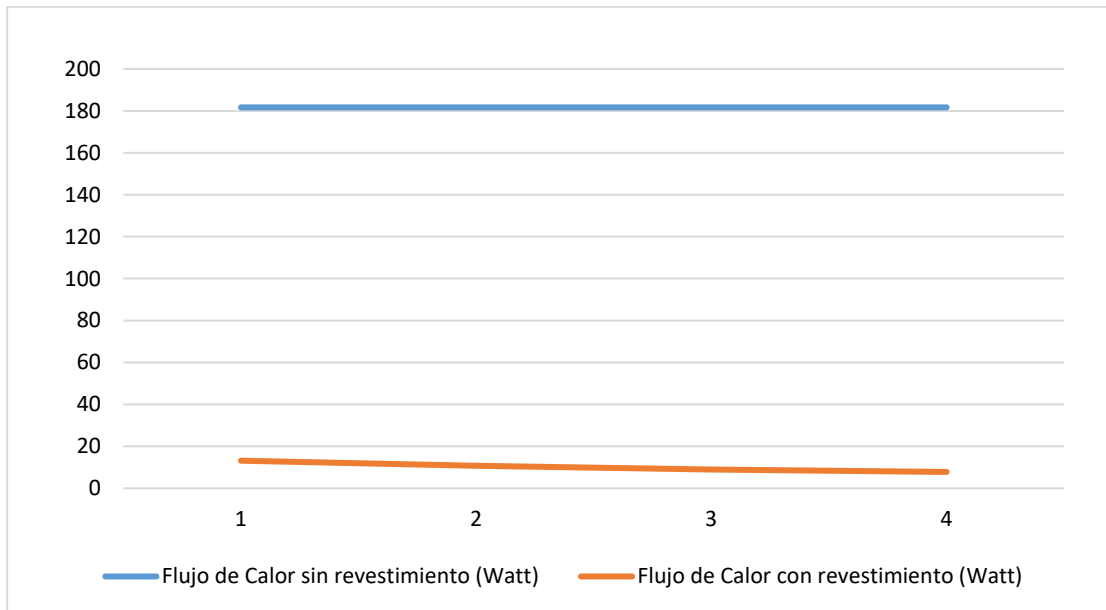


Gráfico N°1.6. Comparación de flujo de calor en la carrocería del camión frigorífico con revestimiento y sin revestimiento. Fuente propia.

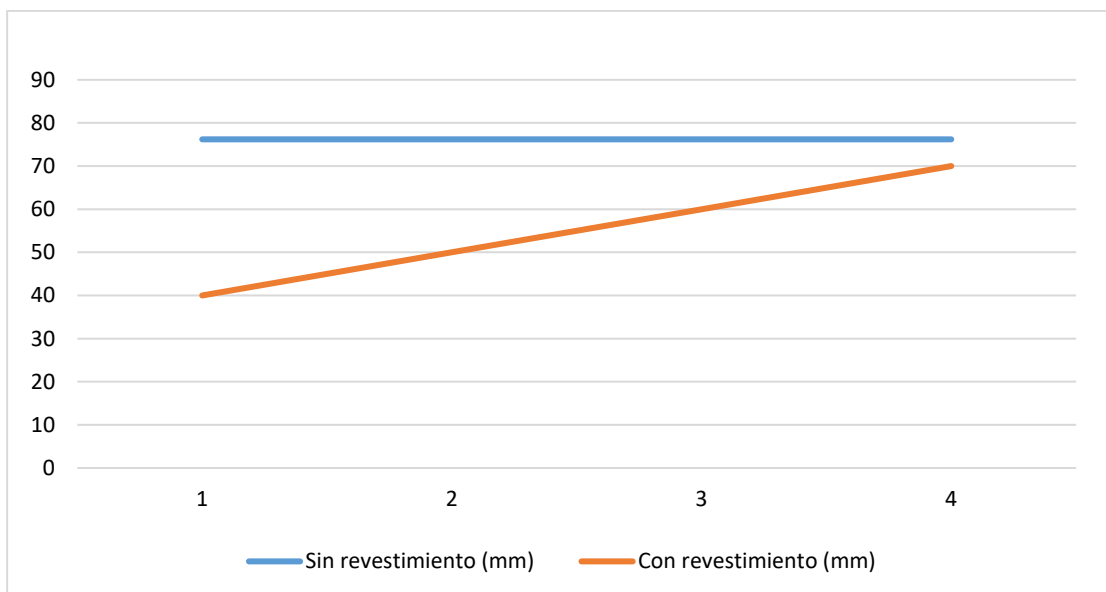


Gráfico N°1.7. Variación del espesor de la placa con revestimiento vs sin revestimiento. Fuente Propia.

Según las gráficas mostradas 1.6 y 1.7 se aprecia que el flujo de calor que se pierde al medio ambiente, disminuye a medida que aumenta el espesor del revestimiento conforme muestra la Tabla 16.

Tabla 16. Porcentaje de variación del flujo de calor según espesor vs espesor con revestimiento.

Sin revestimiento (mm)	Con revestimiento (mm)	\dot{Q} sin revestimiento (W)	\dot{Q} con revestimiento (W)	Porcentaje de Variación (%)
76.2	40	181.67	13.17	7.25
76.2	50	181.67	10.73	5.91
76.2	60	181.67	9.02	4.97
76.2	70	181.67	7.8	4.29

Fuente propia.

El espesor de revestimiento ideal es el de 50mm por ser comercial y porque muchas empresas que fabrican maquinaria frigorífica utilizan este espesor como un valor estándar.

Tabla 17. Propiedades conductivas de materiales de revestimiento usados en camiones frigoríficos.

	Poliestireno	Fibra de Mineral	Fibra de Madera
K (W/m °C)	0.029	0.032	0.04
A (m ²)	1	1	1
To (°C)	8	8	8
Tf (°C)	30	30	30
Δx (m)	0.05	0.05	0.05

Fuente propia.

Tabla 18. Calores perdidos con materiales de revestimiento estándar en camiones frigoríficos.

MATERIAL	\dot{Q} (W)
Poliestireno	-12.76
Fibra de mineral	-14.08
Fibra de madera	-17.6

Fuente propia.

CONCLUSIONES

- Un gran porcentaje de camiones frigoríficos utilizan como revestimiento los siguientes materiales: poliestireno expandido, fibra de madera y fibra mineral, los cuales necesitan mayor espesor para evitar la pérdida de calor con respecto al poliuretano que tiene mayor durabilidad, evita la infiltración del agua y es muy difícil de deteriorar por aplastamiento.
- Se realizaron los cálculos de transferencia de calor con y sin revestimiento; utilizando el método de la resistencia térmica observándose que se pierde desde 10,73 W hasta 7,80W de calor por unidad de tiempo.
- El análisis a través de la resistencia térmica analítica y la simulación térmica utilizando el software SolidWorks, la cual validó los resultados obtenidos, además de mostrar la distribución de la temperatura en el ensamble placas-revestimiento, observándose que a medida que el espesor aumentaba disminuye la cantidad de calor perdido a través de las paredes del camión frigorífico.
- Con el uso del poliuretano como material de revestimiento se reduce la pérdida de calor a través de las paredes del camión frigorífico, en un rango de 16 % a 39%, según el espesor de poliuretano agregado como material de revestimiento al acero inoxidable.

RECOMENDACIONES

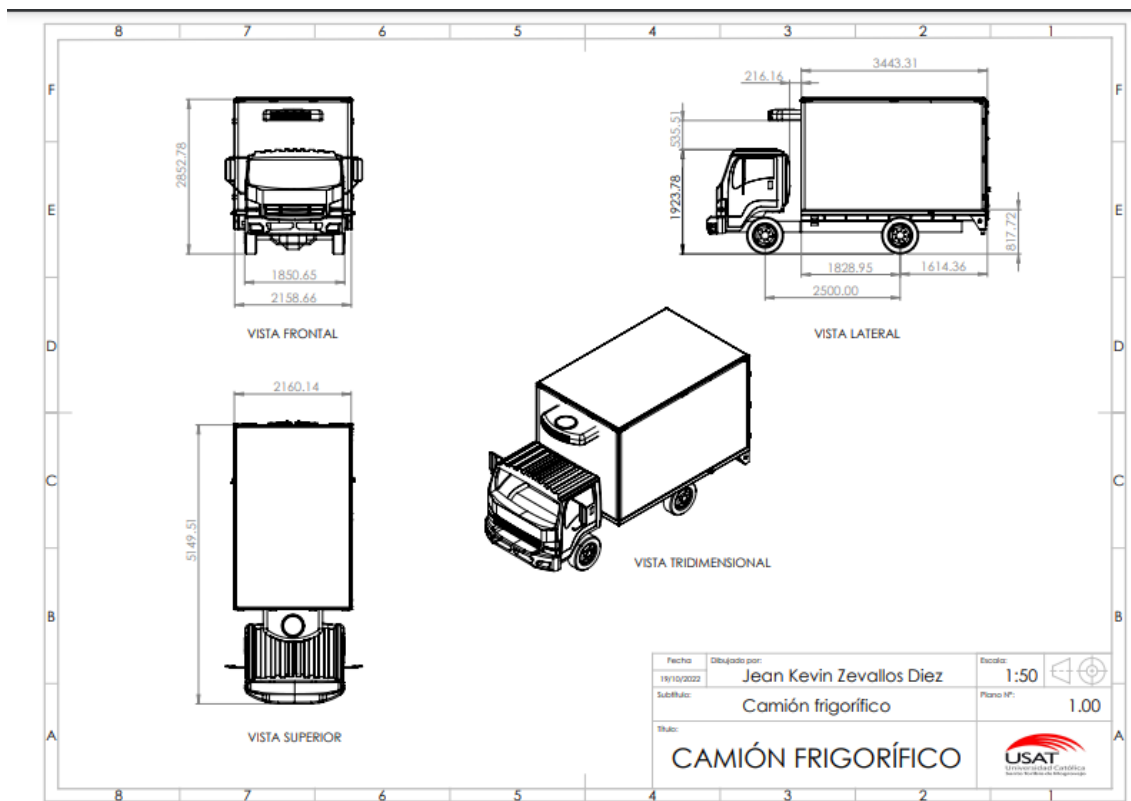
- Diseño de cámaras frigoríficas con sistema FK25I en camiones rígidos eléctricos con batería.
- Diseño de revestimiento de carrocería frigorífica con cristales líquidos en camiones rígidos con batería.
- Diseño de revestimiento de carrocería frigorífica con materiales optoelectrónicos en camiones que trabajen con hidrógeno.

REFERENCIAS

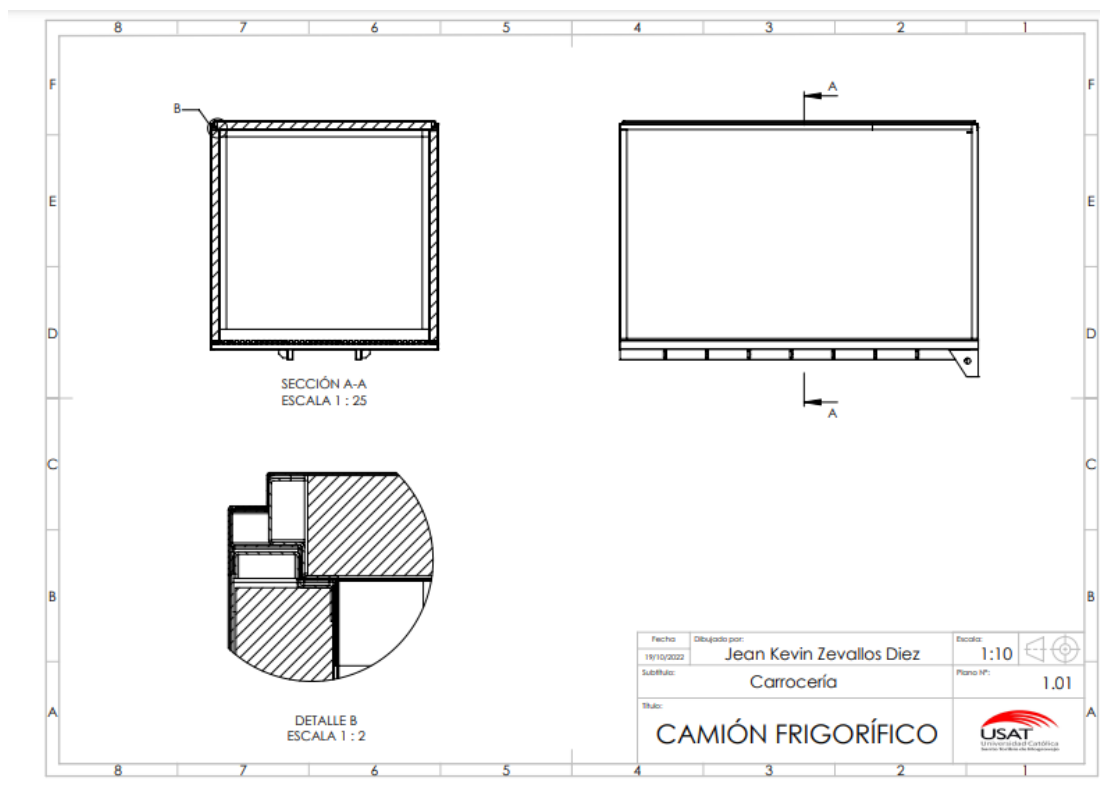
- [1] Miro, J (1983). *Aproximación al conocimiento del poliéster reforzado con fibra de vidrio (PRFV)* http://ropdigital.ciccp.es/pdf/publico/1983/1983_agosto_3216_03.pdf
- [2] Cálculo de carga térmica de instalaciones frigoríficas <https://es.slideshare.net/martorque/calculo-carga-refrigeracion>
- [3] Holusha, J., The Refrigerator of the Future, for Better and Worse , New York Time August 30, 1992
- [4] Moran, M. and Shapiro, H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York (1988)
- [5] Baehr, H. D., *Thermodynamik*, 7th Edn., Springer-Verlag Berlin/Heidelberg (1989)
- [6] Incropera, F. P. and DeWitt D. P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd Edn., John Wiley & Sons, New York (1990)
- [7] Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchanger*, 2nd Edn, McGraw-Hill, New York (1964)
- [8] Klein, S. A., Design Considerations for Refrigeration Cycles, accepted for the publication in the *International Journal of Refrigeration*, (November 1991)
- [9] Morrison, G., McLinden M., Two Refrigerant Mixtures and the Hard Sphere Fluid, *ASHRAE Transactions*, Vol. 91, Pt. 2, Paper HI-85-18 No. 3, 1985
- [10] Normativa técnica sanitaria para alimentos procesados, [Online]. Disponible en: <http://www.controlsanitario.gob.ec/wpcontent/uploads/downloads/2016/12/Resolucio%CC%81n-ARCSA-DE-067-2015-GGG-Normativa-unificada-de-Alimentos-1.pdf> [Accedido el: 18/10/2017].

ANEXOS

PLANOS DEL CAMIÓN



PLANOS DEL SOLIDWORKS DE LAS PLACAS



TABLAS DE MATERIALES DE REVESTIMIENTOS

18 AFO. 2016 **MODIFICACION 0**
2-7126

N° PRESUPUESTO
542/16
1/2
20/07/2016

Valencia a

6 [REDACTED]

ISONORT
PRESUPUESTO

CLIENTE	JWIER DEL [REDACTED]		NIF	
DIRECCIÓN				
POBLACIÓN / CIUDAD				
TELÉFONO / FAX			E-MAIL	

LARGO EXTERIOR	4.250	LARGO INTERIOR	4.080	PISO	115
ANCHO EXTERIOR	2.200	ANCHO INTERIOR	2.060	TECHO / FRENTE	85 / 85
ALTO EXTERIOR	2.200	ALTO INTERIOR	2.000	LATERALES	70
				PUEERTAS TRASERAS	85

- email 2,100

REL. ACCESORIOS

CARROCERÍA ISONORT V7 ULTRALIGHT TK+	7.902,50 €
CAJA COLOR - RAL 9010 - FIBRA 2mm	- €
✓ SUPERFICIE PISO FIBRA PECHINEY - COLOR DEL PISO GRIS	- €
ZO-002 ✓ ZÓCALO: ALU 150mm	- €
U3-047 ✓ LUCES INTERIORES - 2 CON 36 LED (2 DE SERIE) - Luz email	- €
MA-001 ✓ MARCO TRASERO ESTÁNDAR	- €
MA-018 ✓ TERCERA LUZ DE FRENTE	40,00 €
SP-008 ✓ 2 SUJETAPUERTAS TIPO T (PUERTA LATERAL) - (SIN CARGO)	- €
SP-004 ✓ 2 SUJETAPUERTAS TIPO T (PUERTAS TRASERAS) - (SIN CARGO)	- €
TC-072 ✓ 2 UNIDADES TACD'S TRASEROS - GOMA 245x15x80mm (SIN CARGO)	- €
✓ FRENTE REFORZADO PARA EQUIPO DE FRIO (AUTÓNOMO)	265,00 €
BA-001 ✓ BANDA-RAIL DE AMARRE COMBI ZINCADA AGUJERO 25mm - 1 UNIDAD X LATERAL + BANDA SOBREPUESTA - ALTO 900mm AL PISO	195,84 €
FU-057 ✓ PUERTA LATERAL DERECHA ESTÁNDAR ALUMINIO - DISTANCIA AL FRENTE INTERIOR 6mm - (1 UNIDAD) - 1800x800mm	605,00 €
FU-055 ✓ PUERTA LATERAL IZQUIERDA ESTÁNDAR - DISTANCIA AL FRENTE INTERIOR 6mm - (1 UNIDAD) - 1800x800mm	605,00 €
✓ SOBRECCHASIS ACERO GALVANIZADO-MEJORADO 3mm ESPESOR - 160mm EN Z (INCLUIDO)	- €
12 ANCLAJES DE UNIÓN AL SOBRECCHASIS + 36 TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS (INCLUIDO)	- €
PT-001 ✓ 2 PUERTAS TRASERAS CON CIERRES EXTERIORES	- €
PA-005 ✓ ANTEREUPTOR DE LUZ INTERIOR EMPOTRADO + INSTALACIÓN (1 UNIDAD)	- €
0 ✓ SPOILER	385,00 €
0 ✓ CUARIABARRIOS (SIN CARGO)	- €
0 ✓ 4 LUCES DE POSICIÓN LATERAL	45,00 €

- EQUIPO de FRIO: HT 100MB

- DISTANCIA Pta LATERAL - PEGADA AL FRENTE INTERIOR - FRENTE

- VEHICULO: NISSAN CABSTAR NT400.

- Colocación INTERRUPTOR: @STANDARD - 150 TRASERA 600 ALTURA

