

Sistema de refrigeración para unidad móvil de almacenamiento de tracto camión utilizando calor residual de los gases de combustión del motor

Refrigeration system for mobile truck storage unit using waste heat from engine combustion gases

VALLE-HERNANDEZ, Julio†*, MORALES-ORTEGA, Edgar Enrique, NIETO-PEÑA, Alejandra y ROMAN-AGUILAR, Raúl

*Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo. Escuela Superior de Apan
Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo*

ID 1^{er} Autor: *Julio, Valle-Hernández* / **ORC ID:** 0000-0001-8957-0066, **Researcher ID Thomson:** O-7339-2018, **CVU CONACYT ID:** 210743

ID 1^{er} Coautor: *Edgar Enrique, Morales-Ortega* / **ORC ID:** 0000-0001-8317-3473, **Researcher ID Thomson:** O-7876-2018

ID 2^{do} Coautor: *Alejandra, Nieto-Peña* / **ORC ID:** 0000-0001-8683-0280, **Researcher ID Thomson:** O-7383-2018

ID 3^{er} Coautor: *Raúl, Roman-Aguilar*

Recibido 08 Julio, 2018; Aceptado 12 Septiembre, 2018

Resumen

El transporte de productos perecederos es parte fundamental de la cadena de suministro de alimentos. Entre los medios de transporte refrigerado se encuentra el tracto camión equipado con unidad de producción de frío, que utiliza un sistema de compresión de vapor para realizar este trabajo, con un elevado consumo de energía, que implica un alto costo económico y ambiental. Los sistemas de refrigeración por absorción son considerados como una alternativa ecológica para la refrigeración de productos perecederos y el acondicionamiento de edificaciones, al sustituir un componente de compresión mecánica por uno de compresión térmica. En este trabajo se presenta el diseño, modelado matemático y análisis energético de un sistema de refrigeración por absorción acoplado a una cámara refrigerada de tracto camión, para el transporte de carne de pollo, que utiliza como fuente de energía térmica el calor residual de los gases de combustión del motor. En los resultados se muestra la carga térmica asociada al proceso de refrigeración, así como los balances de energía de los sistemas integrados.

Refrigeración por Absorción, Calor residual, Análisis Energético

Abstract

The transport of perishable products is a fundamental part of the food supply chain. Among the variety of refrigerated transport means is the truck tract equipped with cold production unit that uses a steam compression system to perform this work, with a high energy consumption, which implies a high economic and environmental cost. Absorption refrigeration systems are currently considered as an ecological alternative for cooling products and building conditioning by replacing a mechanical compression component with one of thermal compression. This work presents the design, mathematical modeling and energy analysis of a refrigeration system by absorption, applied to the transport of chicken meat by a refrigerated tract truck that uses as a source of thermal energy the residual heat of engine combustion gases. The results show the thermal load associated with the cooling process, as well as the energy balances of the integrated systems.

Absorption Refrigeration, Waste Heat, Energy Analysis

Citación: VALLE-HERNANDEZ, Julio, MORALES-ORTEGA, Edgar Enrique, NIETO-PEÑA, Alejandra y ROMAN-AGUILAR, Raúl. Sistema de refrigeración para unidad móvil de almacenamiento de tracto camión utilizando calor residual de los gases de combustión del motor. *Revista de Ingeniería Mecánica*. 2018. 2-7: 1-7.

* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: julio_valle@uaeh.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

El transporte es un eslabón importante en la cadena de frío, al surgir la necesidad de trasportar alimentos perecederos a mercados lejanos sin que se descompongan, pues de otra manera la venta de estos productos se restringiría al lugar donde se originaron (Medina Ramírez, 2009). Los sistemas de compresión de vapor son la tecnología más común de refrigeración para el traslado de alimentos perecederos dentro de cajas refrigeradas de tracto-camión, debido a su disponibilidad y manejo de temperaturas. Sin embargo, este tipo de sistemas requiere gran cantidad de energía para realizar el trabajo de compresión, implicando un alto costo económico y ambiental, siendo la quema de combustible fósil la fuente primaria de obtención de energía.

Dada la problemática anterior, el estudio y uso de nuevas tecnologías de generación de energía para sistemas de refrigeración, que permita el uso eficiente y/o renovable de energía, tiene un gran potencial a corto y mediano plazo. En el presente trabajo se propone aprovechar el calor residual proveniente de los gases de combustión del motor diésel de un tracto camión, que transporta alimentos perecederos refrigerados, como fuente de energía para el sistema de refrigeración, reduciendo el costo de combustible y la emisión de gases de efecto invernadero a la atmosfera.

Metodología

Para determinar la factibilidad del diseño propuesto, éste se desarrollo en tres partes. La primera parte consiste en determinar las cargas térmicas asociadas al proceso de refrigeración, y con ellas determinar la cantidad de calor que debe remover el sistema de refrigeración.

Una vez determinada la cantidad de calor a extraer de la camara frigorífica, se desarrolla el sistema de refrigeración por absorción que alcance la capacidad máxima requerida.

En la tercera parte, se determina la energía térmica suministrada por los gases de combustión del motor y se compara con la requerida por el sistema de refrigeración por absorción.

Cargas térmicas y análisis energético de la camara frigorífica

Para determinar el calor que debe extraer el sistema de refrigeración se consideraron cargas térmicas del producto a refrigerar, así como los materiales de aislamiento para una caja refrigerada de tracto-camión.

Carga térmica generada por producto

Para calcular estas cargas térmicas se debe especificar el tipo de perecedero que se va a transportar. Para este trabajo se consideraron propiedades termodinámicas de carne de pollo, mostradas en la Tabla 1. La carga térmica por producto se calcula como:

$$Q_{sensible} = \frac{m}{t} * C_p * \Delta T \quad (1)$$

Dónde:

$Q_{sensible}$ = Calor extraído [kW]

m = Masa del producto [kg]

t = Tiempo de traslado [seg]

C_p = Calor específico arriba o debajo del punto de congelación [KJ/kg K]

ΔT = Diferencia de temperatura [K]

Propiedades termodinámicas de la carne de pollo	
Calor específico abajo del punto de congelación	1.77 kJ/kgK
Calor específico arriba del punto de congelación	3.320 kJ/kgK
Calor latente	246.556 kJ/kg
Contenido de agua	74%
Punto más alto de congelación	270K

Tabla 1 Propiedades termodinámicas de la carne de pollo
Fuente: Elaboración propia

Carga térmica generada por transmisión a través de paredes

Este concepto se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q = A * U * \Delta T \quad (2)$$

Donde:

Q = Calor total de transmisión a través de las paredes [W]

A = Área de exposición [m²]

ΔT = Diferencial de temperatura entre la temperatura interior y exterior [K]

U = Coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K], calculado como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_n}{k_n} + \frac{1}{f_e}} \quad (3)$$

Donde:

f_i = Coeficiente de convección al interior [W/m²K]

f_e = Coeficiente de convección al exterior [W/m²K]

e = Espesor del aislante (76.2 mm)

k = Conductividad térmica del poliuretano, aislante (0.0245 W/m K)

Para el cálculo de carga térmica por transmisión de paredes se consideraron las condiciones ambientales de la ciudad de Durango, entidad principal productor de carne de pollo en México. Dichas condiciones ambientales se muestran en la tabla 2:

Mes	T. Media	T. Máx	T. Mím	V. Viento	Media
Enero	12.5 °C	25	-5 °C	9.3 km/h	
Febrero	13.7 °C	29	-1 °C	9.5 km/h	
Marzo	14.5 °C	27	1 °C	11.2 km/h	
Abril	20 °C	29	3 °C	14.7 km/h	
Mayo	22.6 °C	32	5 °C	14 km/h	
Junio	21.6 °C	33	10 °C	9.2 km/h	
Julio	20.8 °C	29	11 °C	8.1 km/h	
Agosto	22.2 °C	30	8 °C	9.5 km/h	
Septiembre	21.5 °C	31	7 °C	8.1 km/h	
Octubre	19.1 °C	29	3 °C	9.4 km/h	
Noviembre	18.1 °C	29	-2 °C	8.3 km/h	
Diciembre	14.1 °C	27	-6 °C	12.9 km/h	

Tabla 2 Condiciones ambientales de la ciudad de Durango
Fuente: *Meteored, 2018*

Cálculo de los Coeficientes convectivos

Para el cálculo de los coeficientes convectivo de remoción de calor, en este caso por el aire en contacto con la caja refrigerada de tracto camión, se tomaron en cuenta las propiedades termodinámicas del aire a presión constante y diferentes condiciones de temperatura que se muestran en la Tabla 3.

Propiedades del aire a 1 atm de presión				
Temperatura [°C]	Densidad [kg/m ³]	Viscosidad cinemática [m ² /s]	Conductividad térmica [W/m ² k]	# Prandtl
5	1.269	0.0001382	0.02401	0.735
10	1.246	0.0001426	0.02439	0.7336
15	1.225	0.000147	0.02476	0.7323
20	1.204	0.0001516	0.02514	0.7309
25	1.184	0.0001562	0.02551	0.7296
30	1.164	0.0001608	0.02588	0.7282
35	1.145	0.0001655	0.02625	0.7268
40	1.127	0.0001702	0.02662	0.7255

Tabla 3 Propiedades del aire

Fuente: *Cengel & Cimbala, Mecánica de Fluidos Fundamentos y aplicaciones, 2006*

El cálculo de coeficiente convectivo se llevó a cabo mediante la metodología del coeficiente adimensional de transferencia de calor, partiendo del número de Nusselt que está relacionado mediante la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{hL}{k} \quad (4)$$

Donde:

k = Conductividad térmica del fluido [W/mK]

L = longitud característica [m]

h = Convectividad térmica del fluido [W/m²K]

Osborn Reynolds estableció el número adimensional de Reynolds (Re) como el parámetro clave para determinar el régimen de flujo, el cual está dado por la siguiente formula:

$$Re = \frac{\text{Fuerza inercial}}{\text{Fuerza viscosa}} = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{\nu} \quad (5)$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido [kg/m³]

V = Velocidad del fluido [m/s]

L = longitud característica [m]

μ = Viscosidad dinámica [kg/ms]

ν = Viscosidad cinemática [m²/s]

El número de Prandtl (Pr) es considerado como un número adimensional, que va en proporción al cociente entre la difusividad de momento, conocida como viscosidad y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{\text{Difusión viscosa}}{\text{Difusión térmica}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu Cp}{k} \quad (6)$$

Donde:

ν = Viscosidad cinemática [m²/s]

α = Difusividad térmica [m²/s]

μ = Viscosidad dinámica [kg/ms]

Cp = Calor específico [J/kgK]

k = Conductividad térmica del fluido [W/mK]

Para el cálculo del número de Nusselt, relacionando el número de Reynolds y Prandtl sobre una placa plana horizontal en región turbulenta está dado por la siguiente formula:

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.37 Re_L^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

$$0.6 \leq Pr \leq 60 \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

Diseño del Sistema de Refrigeración por absorción

Descripción del proceso de refrigeración

Un sistema de refrigeración por absorción es similar a uno por compresión de vapor, en donde el refrigerante una vez que fue comprimido fluye por un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, sólo que la etapa de compresión se realiza mediante un proceso térmico, en lugar de uno mecánico. Es decir el compresor es sustituido por un sistema integrado por un generador, una válvula de expansión, un absorbedor y una bomba de recirculación, como se muestra en la Figura 1.

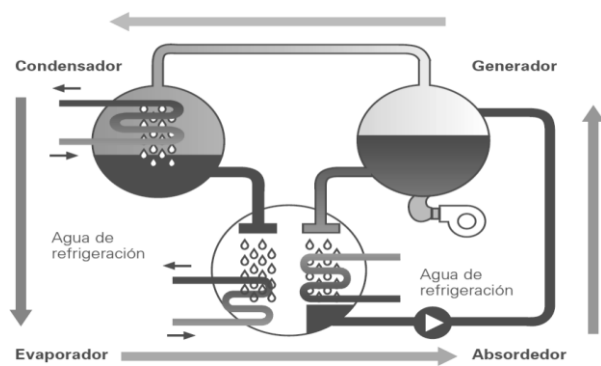


Figura 1 Etapa de Compresión de un sistema de refrigeración por absorción

Fuente: Dirección de Desarrollo Aplicaciones Distribución Gas Natural SDG, S. A., 1999

En el generador se produce un aumento de la temperatura de la solución refrigerante-absorbente (amoníaco- agua), debido al calor transferido desde una fuente de energía externa, produciendo la separación de estos por sus diferentes temperaturas de evaporación. Quedando en el generador una solución líquida pobre en refrigerante que fluye a través de una válvula de expansión hacia el absorbedor.

El refrigerante liberado (amoníaco), en estado gaseoso a alta presión pasa al condensador donde es condensado, y después a la válvula de expansión donde sufre una caída de presión así como una disminución de temperatura. El flujo de refrigerante a baja presión y temperatura ingresa a la zona a enfriar, donde se evapora al extraer la energía, produciendo el efecto frigorífico.

En el absorbedor el vapor refrigerante (amoníaco), proveniente de la etapa de refrigeración, es absorbido mediante un proceso exotérmico por la solución pobre en refrigerante, volviendo a formarse la solución refrigerante-absorbente que es bombeada al generador, completando el ciclo.

El trabajo consumido por el ciclo es únicamente el necesario para hacer funcionar la bomba, siendo menor que el trabajo requerido por el compresor en un sistema de refrigeración convencional.

Análisis termodinámico del sistema

En la Figura 2 se muestra el diagrama del sistema de refrigeración por absorción.

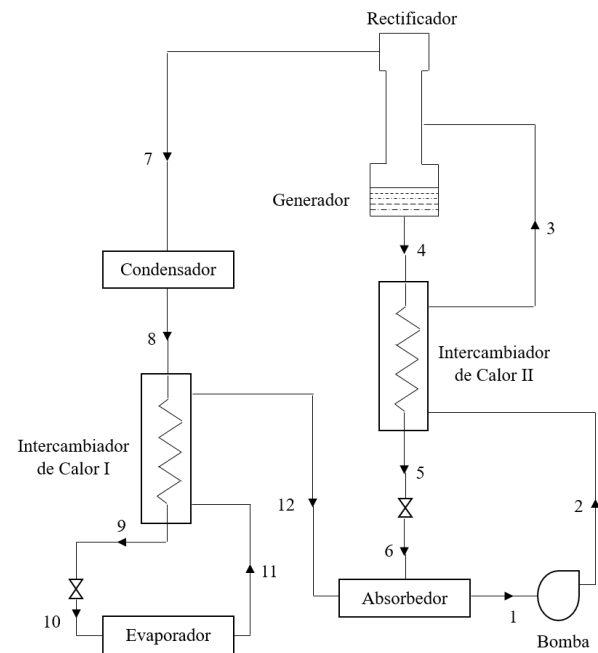


Figura 2 Diagrama esquemático del sistema de refrigeración por absorción

Fuente: Elaboración Propia

En base al diagrama de la figura 2, se realizaron los balances de masa y energía en cada uno de los componentes que conforman al sistema.

Intercambiador de calor I

$$m_8 h_8 + m_{11} h_{11} = m_9 h_9 + m_{12} h_{12} \quad (8)$$

$$m_9 h_9 = m_{10} h_{10} \quad (9)$$

$$m_{10} h_{10} + Q_E = m_{11} h_{11} \rightarrow m_{10} h_{10} = m_{11} h_{11} - Q_E \quad (10)$$

$$m_9 h_9 = m_{11} h_{11} - Q_E \quad (11)$$

$$\begin{aligned} m_8 h_8 + m_{11} h_{11} &= m_{11} h_{11} - Q_E + m_{12} h_{12} \rightarrow \\ m_8 h_8 + Q_E &= m_{12} h_{12} \end{aligned} \quad (12)$$

$$m_8 = m_{12} \quad (13)$$

$$m_8 = \frac{Q_E}{h_{12} - h_8} \quad (14)$$

Evaporador

$$m_{10} h_{10} + Q_E = m_{11} h_{11} \quad (15)$$

$$m_{10} = m_{11} \quad (16)$$

$$h_{11} = h_{10} + \frac{Q_E}{m_{11}} \quad (17)$$

Absorbedor

$$m_{12} X_{12} + m_6 X_6 = m_1 X_1 \quad (18)$$

$$m_{12} + m_6 = m_1 \quad (19)$$

$$\begin{aligned} m_{12} X_{12} + m_6 X_6 &= (m_{12} + m_6) X_1 \rightarrow \\ m_{12} X_{12} + m_6 X_6 &= m_{12} X_1 + m_6 X_1 \end{aligned} \quad (20)$$

$$m_{12} (X_{12} - X_1) = m_6 (X_1 - X_6) \quad (21)$$

$$m_6 = \frac{m_{12} (X_{12} - X_1)}{X_1 - X_6} \quad (22)$$

Intercambiador de calor II

$$m_4 h_4 + m_2 h_2 = m_5 h_5 + m_3 h_3 \quad (23)$$

$$m_4 = m_5 \quad (24)$$

$$m_2 = m_3 \quad (25)$$

$$m_5 (h_5 - h_4) = m_2 (h_2 - h_3) \quad (26)$$

$$h_5 = \frac{m_2 (h_2 - h_3)}{m_5} + h_4 \quad (27)$$

Condensador

$$m_7 = m_8 \quad (28)$$

$$X_7 = X_8 \quad (29)$$

$$Q_C = m_8 (h_8 - h_7) \quad (30)$$

Siendo m el flujo másico en [Kg/s], h la entalpía en [KJ/Kg], X la concentración de refrigerante y Q el flujo de calor en [KW].

Los subíndices numéricos indican el punto en el diagrama de la Figura 2 en que se está, y las letras C y E si se trata del condensador o el evaporador, respectivamente.

Recuperación del calor residual de los gases de combustión

La recuperación de calor residual que se pierde durante un proceso puede ser utilizado como fuente de energía térmica. Mientras mayor sea la temperatura de la fuente de calor residual, mayor será el potencial de aprovechamiento de dicho calor. Un ejemplo claro de la pérdida de calor en un proceso, es la que se da en la expulsión de los gases de combustión de un motor diésel debido a las altas temperaturas con las que se expulsan. Esta energía será aprovechada por el sistema de refrigeración por absorción. En la tabla 4 se muestra el balance térmico de motores de combustión interna para combustible Diésel reportada por Santiago Sanz en 2007:

Componente del balance térmico	Motor Diésel (%)
Calor equivalente al trabajo efectivo	30
Calor cedido al refrigerante	30
Calor en los gases de escape	30
Fricción y Radiación	10

Tabla 4 Balance térmico del motor diésel.

Fuente: Sanz, 2007

A partir de los datos proporcionados por la tabla 4, se observa que el 30 % del calor disponible por un motor diésel de combustión interna corresponde a los gases de escape. Este calor residual puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{gases} = 0.3 * CV * \dot{m} \quad (31)$$

Donde:

CV = Valor calorífico del combustible (42.8 MJ/kg)

\dot{m} = Flujo másico del combustible

Resultados

Coefficientes convectivos

El cálculo de coeficiente convectivo se realizó con respecto a diferentes velocidades a las cuales pueda moverse el tracto camión. En el grafico siguiente se muestran los resultados obtenidos de coeficiente convectivo a diferentes condiciones de velocidad.

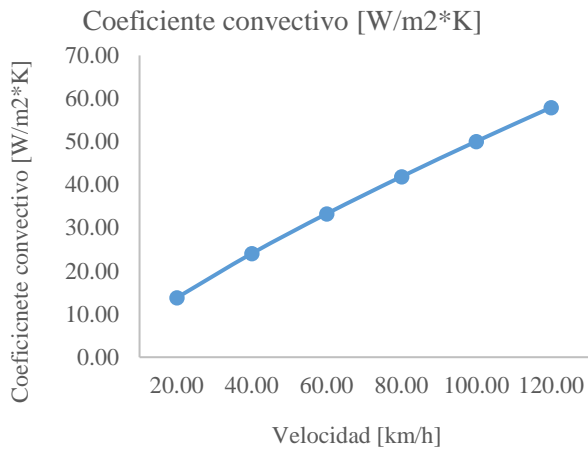


Gráfico 1 Coeficiente convectivo respecto a diferentes condiciones de velocidad

Fuente: Elaboración Propia

En el gráfico 1 se observa que el coeficiente convectivo de transferencia de calor aumenta proporcionalmente con la velocidad a la que circule el tracto-camión. Para el análisis energético se consideró una velocidad media de 80 Km/h, con un respectivo $h_{conv} = 42 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Cargas térmicas

Los resultados de cargas térmicas para cada mes del año, obtenidas para diferentes condiciones ambientales en la ciudad de Durango, se muestran en el siguiente gráfico:

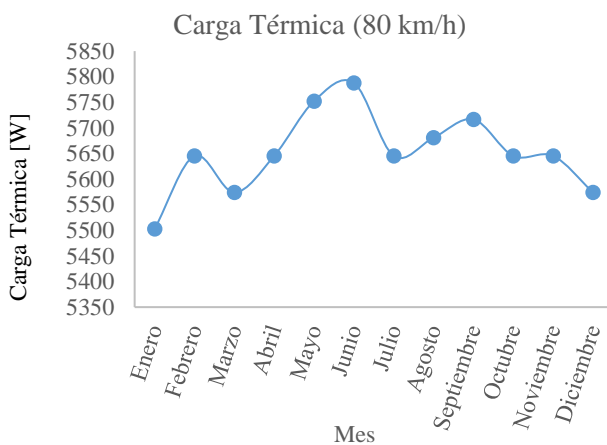


Gráfico 2 Cargas térmicas mensuales a condiciones de velocidad promedio de 80 km/h

Fuente: Elaboración Propia

En el gráfico 2 se observa que la mayor carga térmica se tiene en el mes de junio, debido a las altas temperaturas de la región, la cual resultó de 5.8 KW. Hay que tomar en cuenta que este valor se obtuvo considerando que el camión refrigerado se mueve a una velocidad promedio de 80Km/h, y a condiciones de temperatura máxima.

Sistema de refrigeración

Para nuestro caso de estudio, se realizó el análisis a condiciones de operación máxima, por lo que se considera la carga térmica del mes de junio que presenta el valor más alto del año. Los valores obtenidos de entalpía (h), flujo másico (m), presión (P), temperatura (T), y concentración de refrigerante (X), requeridos para el balance energético del sistema de refrigeración por absorción se muestra en la tabla 5.

	h [KJ/Kg]	m [Kg/s]	P [KPa]	T [K]	X
1	-91.72	0.01761	3.55	306.1	0.4754
2	-90.42	0.01761	12.75	306.3	0.4754
3	157.6	0.01761	12.75	353.4	0.4754
4	346.8	0.01274	12.75	393.1	0.2747
5	3.9	0.01274	12.75	315.2	0.2747
6	3.9	0.01274	3.55	315.4	0.2747
7	1292	0.004871	12.75	306.1	1
8	156.4	0.004871	12.75	306.1	1
9	74.14	0.004871	12.75	289	1
10	74.14	0.004871	3.55	268.2	0.9999
11	1263	0.004871	3.55	268.1	1
12	1345	0.004871	3.55	302.2	1

Tabla 5 Estados termodinámicos del sistema de absorción

Fuente: Elaboración Propia

Utilizando las ecuaciones (8) a (30), con los datos obtenidos para las entalpías, flujos másicos y concentración de refrigerante en cada uno de los puntos de operación del sistema de refrigeración por absorción, se calcularon los diferentes flujos de calor y el trabajo de la bomba. Los resultados del balance energético se presentan en la tabla 6.

W_{bomba}	- 0.02295 kW
$Q_{generador}$	- 8.825 kW
$Q_{condensador}$	5.532 kW
$Q_{evaporador}$	-5.79 kW
$Q_{absorbador}$	8.2113 kW
$Q_{rectificador}$	0.8897 kW

Tabla 6 Resultados del balance energético del sistema de absorción

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 6, puede observarse que el calor extraído en el evaporador es igual a la carga térmica máxima que se requiere abatir en la cámara frigorífica. Lo que nos asegura que el sistema de refrigeración por absorción tiene la capacidad requerida. El calor requerido por el generador resultó de 8.8 KW, que debe ser suministrado por los gases de combustión del motor.

Recuperación del calor residual de gases de combustión

Para el análisis se consideró un tracto-camión de 30 toneladas, con un rendimiento de 2.8 Km/l, viajando a 80 Km/h. Como resultado de la ecuación (31), correspondiente a la recuperación del calor residual de los gases de combustión, se obtuvo un valor de 117 kW de energía disponible para el sistema de refrigeración por absorción. Considerando que no todo el calor se pueda aprovechar, por el diseño del recuperador, aun con un 10 % del calor aprovechable se satisface la energía térmica requerida por el generador del sistema de refrigeración por absorción.

Conclusiones

A partir de los resultados del balance de energía, se puede considerar que la cogeneración de energía mediante la recuperación de gases de combustión del motor de un tracto-camión es viable para cubrir en su totalidad el calor necesario para alimentar un sistema de refrigeración por absorción.

Cabe mencionar que los resultados obtenidos fueron en base a las características del producto a refrigerar, en este caso la carne de pollo, y a las condiciones climatológicas de la región de estudio, la Ciudad de Durango. Manejando otro producto y/u otra región se tendrían que recalcular las cargas térmicas, no obstante, los resultados obtenidos nos permiten especular que el consumo de energía también podría satisfacerse.

Si bien los resultados de este proyecto son preliminares, pueden considerarse un precedente que permite considerar el aprovechamiento del calor residual de los gases de combustión de un tracto-camión. Lo anterior impactaría positivamente en la economía y cuidado del ambientalmente asociados a la cadena de suministro de productos refrigerados.

Referencias

- Bautista Kuri, A. (2018). Cálculo de transmisión de elementos constructivos y temperatura de sus superficies. Mundo HVAC&R.
- Cengel, Y. (2007). Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico. México: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinámica. México: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones. México: Mc Graw Hill.
- Cortés Cortés, M., & Iglesias León, M. (2004). Generalidades sobre Metodología de la Investigación. México: Colección material didáctico.
- Dirección de Desarrollo Aplicaciones Distribución Gas Natural SDG, S. A. (1999). Manual de Producción de frío por absorción a gas natural.
- Kreith, F., Manglik, R., & Bohn, M. (2012). Principios de Transferencia de Calor. México: CENGAGE Learning.
- Manteca Valdelande, V. (2003). El transporte terrestre de alimentos. Distribución y consumo.
- Medina Ramírez, S. (2009). Las cadenas de frío y el transporte refrigerado en México. Comercio exterior.
- Meteored. (2018). Meteored. Obtenido de Meteored: <https://www.meteored.mx/>
- Morales Peñaloza, A., & Pérez Lechuga, G. (2018). La criogenia y la refrigeración. MUNDO HVAC&R.
- Morales Pérez, C., & De la Torre Moreno, M. (2006). Características del transporte refrigerado en México.
- Sabino, C. (1992). El proceso de investigación. Caracas: Panapo.
- Sanz, S. (2007). Motores, Editex S.A.
- Torrella Alcaraz, E. (1996). La producción de frío. España: Universidad Politécnica de Valencia.
- Umaña Cerros, E. (s.f.). Conservación de alimentos por frío.
- Whitman, B., Johnson, B., Tomczyk, J., & Silberstein, E. (2010). Tecnología de refrigeración y aire acondicionado. México: Delmar Cengage Learning.