

## Caracterización térmica de un intercambiador de calor de un autobús

Delgado, M. \*, Jiménez, J., Vázquez, F.

*Departamento de Ingeniería Eléctrica y Automática, Universidad de Córdoba, Campus de Rabanales, Edificio Leonardo Da Vinci, 14071, Córdoba, España.*

**To cite this article:** Delgado, M., Jiménez, J., Vázquez, F. 2023. Thermal characterisation of a coach heat exchanger. XLIV Jornadas de Automática, 388-392. <https://doi.org/10.17979/spudc.9788497498609.388>

### Resumen

La optimización y control de los sistemas de calefacción instalados en vehículos de transporte público son fundamentales para garantizar el confort térmico de los pasajeros. Esto es debido a las diversas condiciones de funcionamiento en las que operan, las restricciones impuestas por normativas contra emisiones en los vehículos de combustión y el impacto en la autonomía de los vehículos eléctricos. En este trabajo se presenta la caracterización térmica de un intercambiador de calor compacto de flujo cruzado aire-agua de tubo plano con aletas que forma parte del sistema de climatización de un autobús real. Se propone un modelo de caja gris de parámetros concentrados que se ha ajustado utilizando datos obtenidos de una campaña de ensayos que abarca 226 puntos de trabajo, incluyendo las condiciones nominales del sistema de calefacción real. Este modelo simplificado permitirá el desarrollo e implementación de nuevas estrategias de control de calefacción en estos vehículos.

*Palabras clave:* Identificación y modelado de sistemas de automoción, Modelado de caja gris, Validación de modelos, Optimización paramétrica, Supervisión y pruebas.

### Thermal characterisation of a heat exchanger

#### Abstract

The optimization and control of heating systems installed in public transport vehicles are essential to ensure passenger thermal comfort. This is due to the diverse operating conditions they experience, the emissions regulations imposed on combustion vehicles, and the impact on the range of electric vehicles. This work presents the thermal characterization of a compact cross-flow air-water heat exchanger with flat tubes and fins, which is part of a real coach's heating system. A lumped parameter grey-box model is proposed and adjusted using data obtained from a test campaign comprising 226 operating points, including the nominal conditions of the actual heating system. This model will enable the development and implementation of new heating control strategies in these vehicles.

*Keywords:* Automotive system identification and modelling, Grey box modelling, Model validation, Parametric optimization, Supervision and testing.

### 1. Introducción

Los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, Heating, Ventilating and Air Conditioning) instalados en vehículos de transporte público deben funcionar en un amplio rango de condiciones de operación, como la irradiación solar o las temperaturas exteriores. Además, los autobuses tienen unas características

inherentes que los diferencian del resto de vehículos y que dificultan el control de sus sistemas de climatización, como son su bajo aislamiento para reducir el peso de la carrocería, la ocupación variable de pasajeros (He *et al.*, 2018) o las perturbaciones producidas por la apertura/ cierre de sus puertas (Pathak *et al.*, 2018).

En los vehículos de combustión, para calefactar el habitáculo se utiliza el líquido de refrigeración del motor como

\*Autor para correspondencia: p72degum@uco.es  
Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0)

f fuente de energía. Actualmente existen restricciones que dificultan el diseño y control de estos sistemas cuando trabajan en modo de calefacción, debido a la entrada en vigor de las normativas contra emisiones Euro VI y posteriores que limitan el aporte de calor del motor de combustión hasta que este no ha alcanzado una temperatura óptima (Delgado *et al.*, 2023). Además de las dificultades mencionadas para el control de calefacción, en los vehículos eléctricos la batería es la fuente de energía del sistema de calefacción, pudiendo producir en invierno una reducción de hasta un 50% su autonomía (Schaut *et al.*, 2020), (Ramsey *et al.*, 2022).

En este contexto, para diseñar el control del sistema de calefacción de un autobús es necesario disponer de modelos térmicos que reproduzcan su comportamiento. En la bibliografía existen diferentes trabajos que abordan el modelado de sus componentes, como la válvula de control de caudal, el compresor o la válvula de expansión (Choudhury, *et al.*, 2005), (Vázquez *et al.*, 2023), (Ruz *et al.*, 2017). Respecto a los intercambiadores de calor existe una extensa bibliografía que trata su comportamiento. Algunos trabajos se centran en el estudio del efecto de la geometría y dimensiones de las aletas y tubos en el rendimiento (Okbaz *et al.*, 2020), (Habibian, *et al.*, 2018), (Javaherdeh *et al.*, 2018), mientras que otros analizan los intercambiadores de calor empleando un refrigerante como fluido primario (Kumar *et al.*, 2022).

En este artículo se presenta la caracterización térmica de un intercambiador de calor instalado en un sistema de calefacción de un autobús real con el objetivo de poder diseñar y testear estrategias de control de calefacción.

El resto del artículo se organiza de este modo: en la sección 2 se expone el modelo empleado para representar el comportamiento del intercambiador de calor, en la sección 3 se describen las pruebas experimentales realizadas para el ajuste del modelo, en la sección 4 se exponen los resultados obtenidos y, por último, en la sección 5 se resumen las conclusiones del trabajo.

## 2. Modelo

El equipo caracterizado, que forma parte del sistema de climatización de un autobús real, es un intercambiador compacto de aire-agua de flujo cruzado de tubos planos y aletas (Figura 1). En la Tabla 1 se especifican las dimensiones de este intercambiador.



Figura 1: Intercambiador de calor.

Tabla 1: Dimensiones del intercambiador de calor.

Parámetro	Valor
Longitud núcleo (mm)	369.6
Altura núcleo (mm)	178
Anchura núcleo (mm)	67.4
Número de tubos	34
Longitud tubo (mm)	369.6
Anchura tubo (mm)	26
Altura tubo (mm)	2
Altura aleta (mm)	8
Paso de aleta (mm)	2.6
Espesor aleta (mm)	0.08

Este intercambiador se encuentra dentro de la Unidad de Climatización de Conductor (UCC) del autobús y tiene, como entrada del circuito primario, un caudal de agua caliente procedente del sistema de refrigeración del motor, regulado por una válvula de control, y en el secundario, un caudal de aire impulsado por un ventilador centrífugo. Este caudal puede proceder del interior del habitáculo (recirculación), del exterior (renovación) o ser una mezcla de ambos. La salida del circuito secundario es el caudal anterior de aire, ya calentado, que se introduce en el habitáculo.

El modelo de intercambiador cuyo esquema se representa en la Figura 2, desarrollado con el software Matlab/Simulink, tiene como entradas las temperaturas de entrada al intercambiador del fluido caliente (agua)  $T_{h,i}$  (°C) y del fluido frío (aire)  $T_{c,i}$ , y sus caudales máscicos  $\dot{m}_h$  (kg/s) y  $\dot{m}_c$ , y como salidas se obtienen las temperaturas, a la salida del intercambiador, del agua y del aire  $T_{h,o}$  y  $T_{c,o}$ . Es un modelo de parámetros concentrados que usa el método de la Efectividad-NTU (Çengel *et al.*, 2020), basado en el parámetro adimensional *efectividad de la transferencia de calor*  $\varepsilon$ , que se define en (1) como la razón entre la tasa de transferencia de calor real  $\dot{Q}$  (W) y la tasa de transferencia máxima  $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ .

$$\varepsilon = \dot{Q} / \dot{Q}_{m\acute{a}x} \quad (1)$$

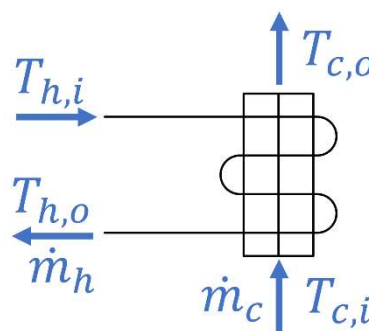


Figura 2: Esquema del intercambiador de calor.

La tasa de transferencia de calor real en el lado del agua y del aire se calculan en (2) y (3), donde  $c_{p,h}$  (J/kg K) y  $c_{p,c}$  representan los calores específicos. En (4) y (5), se definen las tasas de capacidad calorífica del fluido caliente y frío  $\dot{C}_h$  (W/K) y  $\dot{C}_c$ .

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{C}_h (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{C}_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3)$$

$$\dot{C}_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (4)$$

$$\dot{C}_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (4)$$

La tasa de transferencia de calor máxima se define en (6), donde  $\dot{C}_{min}$  representa la tasa de capacidad calorífica mínima ( $\dot{C}_{min1} = \dot{C}_{h1}$  si  $\dot{C}_{h1} < \dot{C}_{c1}$ ,  $\dot{C}_{min1} = \dot{C}_{c1}$  si  $\dot{C}_{c1} < \dot{C}_{h1}$ ).

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = \dot{C}_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6)$$

La efectividad de un intercambiador de calor de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar se define en la ecuación (7), donde  $C_r = \dot{C}_{min} / \dot{C}_{max}$ .

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{1}{C_r} NTU^{0.22} (e^{-C_r NTU^{0.78}} - 1)\right)} \quad (7)$$

El número adimensional de transferencia  $NTU$  se define en la ecuación (8), donde  $U$  (W/m<sup>2</sup> K) representa el coeficiente total de transferencia de calor y  $A$  (m<sup>2</sup>) el área de transferencia de calor.

$$NTU = UA / \dot{C}_{min} \quad (8)$$

El producto  $UA$  puede expresarse como se indica en (9) (Çengel et al., 2020), donde  $R_{pared}$  (K/W) representa la resistencia térmica de la pared que es despreciable (Wang, 1999),  $A_h$ ,  $A_{sin\ aletas}$  y  $A_{aleta}$  son las áreas superficiales de transferencia de calor y  $\eta$  es la eficiencia de las aletas. Los coeficientes de convección  $h$  (W/m<sup>2</sup> K) ( $h_h$  y  $h_c$ , del lado del agua y del aire) (10), dependen de la conductividad térmica del fluido  $k$  (W/m K), del diámetro hidráulico  $D_h$  (m) que es un parámetro geométrico constante del intercambiador y del número de Nusselt ( $Nu$ ).

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_h A_h} + R_{pared} + \frac{1}{h_c (A_{sin\ aletas} + \eta A_{aleta})}} \quad (9)$$

$$h = \frac{Nu k}{D_h} \quad (10)$$

El número de Nusselt se puede obtener como una función que depende de los números de Prandtl ( $Pr$ ) y Reynolds ( $Re$ ),  $Nu = C R_e^n Pr^m$  donde  $C$ ,  $n$  y  $m$  dependen de las condiciones del flujo. El número de Prandtl se calcula a partir de las propiedades térmicas del fluido en (11), donde  $\mu$  (kg/m s) es la viscosidad dinámica. El número de Reynolds (12) depende de propiedades térmicas del fluido y propiedades constructivas del intercambiador (donde  $A_s$  es la superficie transversal), así como del caudal másico del fluido.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (11)$$

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{\mu A_s} \quad (12)$$

Las superficies de transferencia de calor, el diámetro hidráulico y la eficacia de las aletas son parámetros constantes del intercambiador. La variación de las propiedades térmicas de los fluidos se supone despreciable frente a la variación de los caudales másicos de los fluidos (Torregrosa-Jaime et al., 2017). Por tanto,  $UA$  puede obtenerse como una función de los caudales másicos de los fluidos,  $UA = f(\dot{m}_c, \dot{m}_h)$ .

### 3. Pruebas experimentales

#### 3.1. Descripción de las pruebas experimentales

Como se ha indicado en la sección 2, el intercambiador caracterizado forma parte de la UCC de un autobús real, uno de los principales componentes de la planta experimental descrita en (Delgado et al., 2021). Esta planta permite imponer diferentes temperaturas de entrada al intercambiador para ambos fluidos, gracias a una caldera de gas natural y a una cámara de refrigeración, y diferentes caudales, mediante una válvula de control de caudal y un ventilador centrífugo. En la Figura 3 se muestra un esquema del montaje empleado para la caracterización, donde T1, T2, T3, T4 y T5 son sondas de temperatura y F1 un caudalímetro de agua.

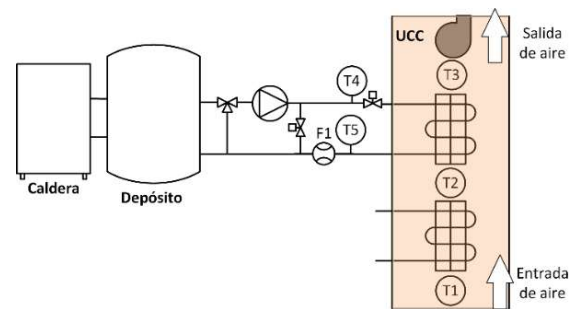


Figura 3: Esquema de la planta experimental.

El intercambiador de calor se ha ensayado en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, un total de 226 puntos. Las condiciones nominales proporcionadas por el fabricante se corresponden con una temperatura de agua de entrada entorno a los 70-75 °C, dependiendo del régimen del vehículo, y un caudal de aire de 290-314 m<sup>3</sup>/h.

Los ensayos llevados a cabo en la planta han consistido, en unos casos, en modificar el caudal de agua (0-0.75 m<sup>3</sup>/h) variando el porcentaje de apertura de la válvula de control manteniendo el caudal de aire constante y, en otros casos, en variar el caudal de aire (80-490 m<sup>3</sup>/h) manteniendo constante el caudal de agua.

#### 3.2. Resultados experimentales

En la Tabla 2, se presentan algunos de los puntos de funcionamiento en estacionario ensayados, seleccionados por representar, unos, los extremos de los rangos de operación y, otros, las condiciones nominales. En la Figura 4, se muestra la tasa de transferencia de calor real de 4 experimentos, en los que se mantiene constante el caudal de aire y se varía el caudal de agua en 17 puntos en cada uno de ellos. Cada uno de los valores representados se obtuvo tras alcanzar el estacionario. Se remarcan 4 puntos de la Figura 4 que se corresponden con las filas sombreadas de la Tabla 2.

Tabla 2: Ejemplo de puntos de operación ensayados

Punto	Temperatura de aire de entrada (°C)	Temperatura de agua de entrada(°C)	Caudal de aire (m³/h)	Caudal de agua (m³/h)	Temperatura de aire de salida (°C)	Temperatura de agua de salida (°C)
1	0.8	55.1	171.61	0.015	11.1	30.9
2	3.1	71.2	489.6	0.206	43.7	46.2
3	4.2	72.3	223.09	0.429	58.1	62.7
4	5.1	71.4	198.36	0.158	53.5	54.3
5	6.7	76.2	81.36	0.317	63.3	70
6	8.3	72.3	370.51	0.763	59.7	64.3
7	9.1	72	290.88	0.237	53.2	55.1
8	15.6	72.6	432.23	0.364	54.8	58.6

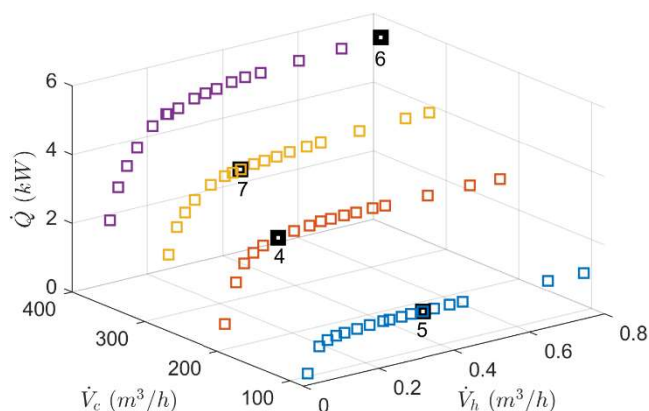


Figura 4: Tasa de transferencia de calor real.

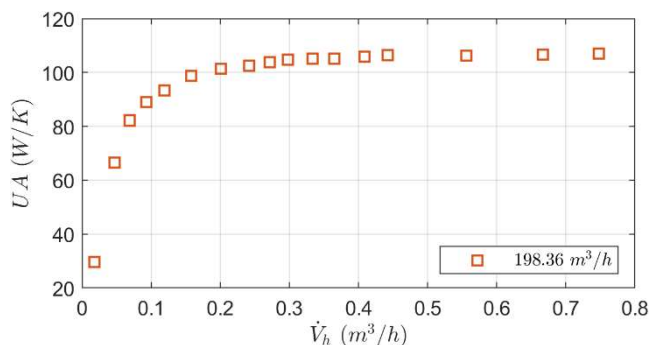


Figura 5: Variación de UA al modificar el caudal másico de agua.

Tabla 3: Coeficientes para obtener UA empleando (13).

Caudal de aire (m³/h)	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>
81.36	42.08	117.13
198.36	105.18	72.37
290.88	139.94	47.15
370.51	184.52	47.97

#### 4. Resultados

Como se ha descrito en la sección 2, para el modelo empleado, el único parámetro que se ha de determinar es el producto UA. A partir de los datos experimentales y de las ecuaciones del modelo, se ha estimado dicho parámetro empleando un algoritmo genético de optimización implementado en la función *ga* de Matlab. Se ha obtenido un valor de UA para cada uno de los puntos de operación probados. El algoritmo mencionado es un método de optimización con y sin restricciones que se basa en el proceso de selección natural imitando la evolución biológica. En cada iteración, el algoritmo genético elige miembros de la población actual, de forma aleatoria, y los usa como progenitores para crear la descendencia que formará la generación siguiente. Tras varias generaciones, la población evoluciona a una solución óptima. Los parámetros configurados más relevantes han sido: un tamaño de la población de 200, una tolerancia de 10<sup>-20</sup> y un número máximo de generaciones de 700.

Respecto al producto UA, si se mantiene constante el caudal de aire, se observa una tendencia de tipo asintótica para las variaciones de caudal másico de agua (Figura 5). Esto ha permitido realizar un ajuste con la función de (13). En la Tabla 3 se muestran los coeficientes obtenidos para cada velocidad de aire considerada, también calculados empleando *ga*.

$$UA = c_1(1 - e^{(-c_2 \dot{m}_h)}) \quad (13)$$

En la Figura 6, se muestra el valor de UA estimado con los datos experimentales de varios ensayos frente a la estimación obtenida empleando (13). Se puede observar que se obtuvo un buen ajuste de esta función para estos caudales de aire, con errores relativos inferiores al 8 % y error medio menor al 2 %.

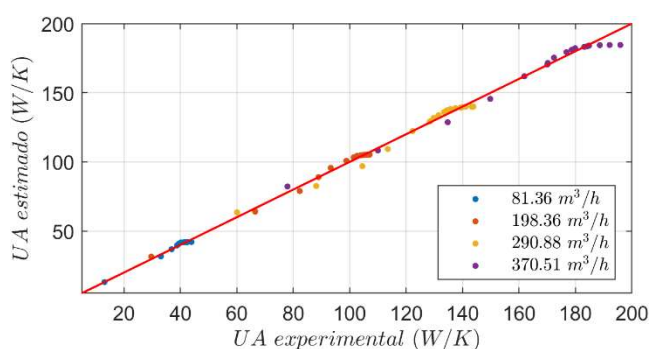


Figura 6: UA experimental y estimada empleando (13).

Similares resultados se alcanzan para la tasa de transferencia de calor (Figura 7) y para la temperatura del aire de salida (Figura 8), al comparar los datos experimentales con los obtenidos utilizando el modelo descrito en la sección 2, y



empleando (13) para el cálculo del parámetro  $UA$  en cada punto de trabajo. En ambas figuras se muestran 10 puntos, marcados con un asterisco, que pertenecen a un conjunto de datos experimentales empleados para la validación del modelo. Por tanto, se puede afirmar que la función (13) puede emplearse satisfactoriamente en el modelo y que este reproduce correctamente el comportamiento térmico del intercambiador a lo largo del rango de operación estudiado.

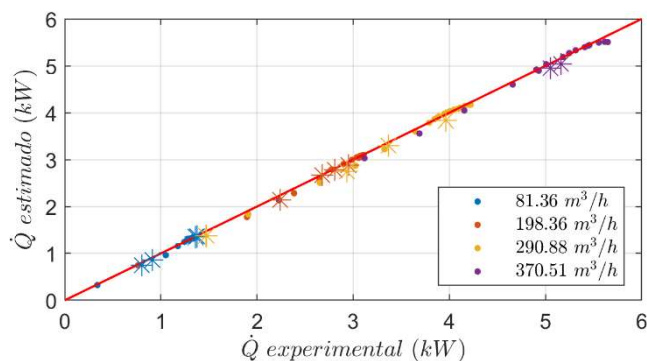


Figura 7: Tasa de transferencia de calor experimental y estimada.

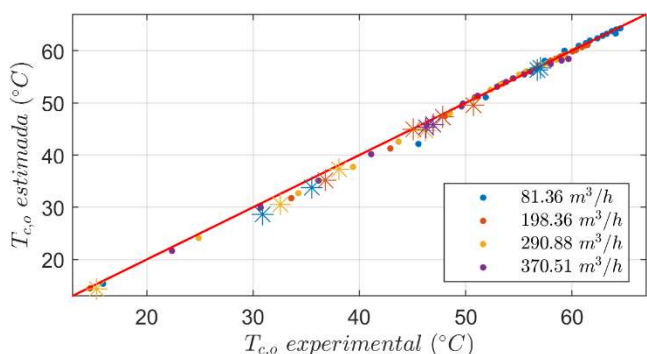


Figura 8: Temperatura del aire de salida.

## 5. Conclusiones

En este trabajo se ha presentado la caracterización de un intercambiador de calor compacto de tubos aleteados perteneciente al sistema de calefacción de un autobús. Para ello, se ha usado un modelo de caja gris cuyo parámetro principal es el producto  $UA$ . Este parámetro se ha estimado utilizando los datos experimentales extraídos de una campaña de ensayos empleando un intercambiador real del sistema de calefacción mencionado. Los ensayos se han llevado a cabo en distintos puntos de operación del sistema cubriendo un amplio rango de trabajo.

Los resultados muestran un buen ajuste de la estimación del parámetro  $UA$ , con errores relativos inferiores al 8%. Además, también se presenta la validación del modelo en varios puntos de operación con resultados satisfactorios para la tasa de transferencia de calor y la temperatura del aire de salida (errores relativos medios menores al 2%). Este modelo ha sido validado en un amplio rango de trabajo, con temperaturas de entrada de agua de 55-76 °C, temperaturas de aire de entrada de 0-15 °C,

caudales de agua de 0-0.75 m<sup>3</sup>/h, y caudales de aire de 80-490 m<sup>3</sup>/h.

Como trabajo futuro se espera utilizar los resultados obtenidos con este modelo en la implementación de estrategias de control de calefacción para autobuses eléctricos y de combustión.

## Agradecimientos

Este trabajo es parte del proyecto P18-TP-2040, financiado por la Junta de Andalucía, y del proyecto de I+D+i TED2021-130373B-I00 financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación (MCIN/AEI/10.13039/501100011033) y por la Unión Europea NextGenerationEU/PRTR.

## Referencias

- Afram, A., Janabi-Sharifi, F., 2014. Review of modeling methods for HVAC systems. *Applied thermal engineering* 67(1-2), 507-519. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.055
- Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., 2020. *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A.
- Choudhury, M. S., Thornhill, N. F., & Shah, S. L., 2005. Modelling valve stiction. *Control engineering practice* 13(5), 641-658.
- Delgado, M. L., Jiménez-Hornero, J. E., & Vázquez, F., 2023. Design, Implementation and Validation of a Hardware-in-the-Loop Test Bench for Heating Systems in Conventional Coaches. *Applied Sciences* 13(4), 2212.
- Delgado, M. L., Lara, M., Vázquez, F., 2021. Planta experimental para sistemas de calefacción de vehículos de transporte público. En *XLII Jornadas de Automática*.
- Habibian, S. H., Abolmaali, A. M., & Afshin, H., 2018. Numerical investigation of the effects of fin shape, antifreeze and nanoparticles on the performance of compact finned-tube heat exchangers for automobile radiator. *Applied Thermal Engineering* 133, 248-260.
- He, H., Yan, M., Sun, C., Peng, J., Li, M., Jia, H., 2018. Predictive air-conditioner control for electric buses with passenger amount variation forecast. *Applied Energy* 227, 249-261.
- Javaherdeh, K., Vaisi, A., & Moosavi, R., 2018. The effects of fin height, fin-tube contact thickness and louver length on the performance of a compact fin-and-tube heat exchanger. *Int. J. Heat Technol* 36, 825-834.
- Okbaz, A., Pınarbaşı, A., & Olcay, A. B., 2020. Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences* 151, 106256.
- Pathak, A., Binder, M., Chang, F., Ongel, A., & Lienkamp, M., 2020. Analysis of the influence of air curtain on reducing the heat infiltration and costs in urban electric buses. *International Journal of Automotive Technology* 21(1), 147-157.
- Ramsey, D., Bouscayrol, A., Boulon, L., Desrevaux, A., & Vaudrey, A., 2022. Flexible simulation of an electric vehicle to estimate the impact of thermal comfort on the energy consumption. *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 8(2), 2288-2298.
- Kumar, R., Vijayaraghavan, S and Govindaraj, D., 2022. Numerical and analytical approach to study condensation for automotive heat exchangers. *Materials Today: Proceedings* 52, 556-564
- Ruz, M., Garrido, Vázquez, F. Morilla, F., 2017. A hybrid modeling approach for steady-state optimal operation of vapor compression refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering* 120, 74-87.
- Schaut, S., & Sawodny, O., 2020. Thermal management for the cabin of a battery electric vehicle considering passengers' comfort. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 28(4), 1476-1492.
- Torregrosa-Jaime, B., Corberán, J. M., Payá, J., & Delamarque, J. L., 2017. Thermal characterisation of compact heat exchangers for air heating and cooling in electric vehicles. *Applied Thermal Engineering* 115, 774-781.
- Vázquez, F., Garrido, J., Ruz, M., & Jiménez, J., 2023. Stiction compensation for low-cost electric valves. *Control Engineering Practice* 134, 105482.
- Wang, C. C., 1999. On the airside performance of fin-and-tube heat exchangers. *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*, 141-162.