

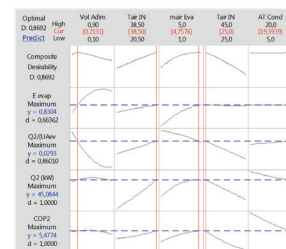
Eficiencia energética del sistema de climatización de un vehículo ferroviario: análisis paramétrico y optimización mediante técnicas DoE

Energy efficiency of a railway carriage air conditioning system: parametric analysis and optimization through DoE techniques



Juan Carlos Ramos, Raúl Antón, Jorge Aramburu, Gorka Larraona, Alejandro Rivas y Jorge Fernández

Universidad de Navarra TECNUN. Escuela de Ingeniería. Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales. Paseo de Manuel Lardizábal, 13 - 20018 San Sebastián (España)



DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/9876> | Recibido: 28/07/2020 • Inicio Evaluación: 29/07/2020 • Aceptado: 28/09/2020

ABSTRACT

- The air conditioning systems used in transport vehicles (railway passenger cars) are constrained by two issues: the consumed energy and the occupied space. In order to assess how both restrictions can be fulfilled a parametric analysis and an optimization have been carried out by means of Design of Experiments (DoE) techniques applied to a mathematical model of a real AC system. To evaluate the energy efficiency of the system four parameters have been used: the COP (Coefficient of Performance), the refrigeration power of the system and its dimensionless expression and the effectiveness of the evaporator. The occupied space of the AC system has been characterized through the dimensionless volume of the evaporator. The same compressor has been used in the analysis and the input parameters varied have been the dimensionless evaporator volume and four operating conditions: the evaporator inlet air temperature and mass flow rate, the condenser inlet air temperature and the air temperature increment in the condenser. Through a Central Composite Surface Response design, results show that the dimensionless refrigeration power is the best parameter to assess the energy efficiency because is independent of the operating conditions and only depends on the dimensionless volume of the evaporator: the lower the latter, the higher the former. An optimal dimensionless volume has been identified for the simultaneous optimization of the four output variables of the system that provides an increase of 26% in the dimensionless refrigeration power with respect to the baseline system.
- Keywords:** energy efficiency, air conditioning system, parametric analysis, optimization, design of experiments, dimensionless volume, dimensionless refrigeration power.

RESUMEN

Los sistemas de climatización usados en vehículos ferroviarios de transporte de pasajeros están limitados por dos aspectos: la energía consumida y el espacio ocupado. Para evaluar la manera de cumplir estas dos restricciones se ha llevado a cabo un análisis paramétrico y una optimización utilizando técnicas de Diseño de Experimentos (DoE, Design of Experiments) mediante un modelo matemático de un sistema real. La eficiencia energética del sistema se ha caracterizado mediante cuatro parámetros: el COP (Coefficient of Performance), la potencia de refrigeración del sistema y su expresión adimensional y la efectividad del evaporador. El espacio ocupado por todo el sistema se ha caracterizado mediante

el volumen adimensional del evaporador. Se ha mantenido el mismo compresor en el análisis y los parámetros de entrada modificados han sido el volumen adimensional del evaporador y cuatro condiciones de operación: la temperatura y el flujo másico del aire de entrada al evaporador, la temperatura de entrada del aire al condensador y el incremento de temperatura del aire en el condensador. Mediante el tipo de diseño de Superficie de Respuesta denominado Central Compuesto se ha obtenido que la potencia de refrigeración adimensional es el mejor parámetro para evaluar la eficiencia energética porque es independiente de las condiciones de operación y sólo depende del volumen adimensional del evaporador, siendo mayor cuanto menor es este. Se ha identificado un volumen adimensional óptimo para la optimización simultánea de las cuatro variables de respuesta del sistema que proporciona un incremento del 26% en la potencia de refrigeración adimensional con respecto a la del sistema de referencia.

Palabras clave: eficiencia energética, sistema de climatización, análisis paramétrico, optimización, diseño de experimentos, volumen adimensional, potencia de refrigeración adimensional.

1. INTRODUCCIÓN

La importancia que el desarrollo de la investigación y la innovación en el sector ferroviario está alcanzando en los últimos años viene avalada porque en el año 2014 la Unión Europea toma la resolución de crear la empresa común Shift2Rail como iniciativa con la que focalizar la I+D mediante la integración de tecnologías nuevas y avanzadas en los productos y las soluciones innovadoras del sector ferroviario [1]. Entre sus objetivos está el contribuir a una transición más rápida y menos costosa hacia un sistema ferroviario europeo más competitivo, eficaz y sostenible. Para ello se va a encargar de promover y coordinar la participación activa de todas las partes interesadas del sector ferroviario para la realización de proyectos de investigación e innovación orientados a cumplir los objetivos mencionados [2].

Uno de esos objetivos es reducir el coste del ciclo de vida del transporte ferroviario hasta en un 50%. Esto incluye el coste de construcción, operación, mantenimiento y renovación de las infraestructuras y de los vehículos [1]. Dentro del coste de operación, el consumo energético asociado a los equipos auxiliares, entre los que se encuentran los equipos de climatización, es de suma importancia. Por una parte, interesa reducir su tamaño con el fin de aumentar el espacio disponible para los pasajeros y reducir el consumo energético del vehículo asociado al peso del equipo. Por

otra, interesa también que el equipo esté dimensionado de acuerdo a los requerimientos de climatización del vehículo para reducir su propio consumo energético.

La mención de las principales referencias encontradas en la bibliografía científica especializada relacionadas con la temática del artículo se encuentra en el Material Suplementario disponible online.

En el presente artículo se utiliza un modelo matemático de equipos de aire acondicionado para la refrigeración de centros de cálculo, desarrollado por Antón et al. [3], adaptado para modelar los equipos de aire acondicionado de coches de pasajeros de vehículos ferroviarios. Se han realizado varias simulaciones con el modelo con el fin de identificar los parámetros de salida del sistema que permitan analizarlo y optimizarlo en cuanto al espacio ocupado y al consumo energético. Los parámetros seleccionados han sido el volumen adimensional (definido como el cociente entre el volumen del evaporador y la suma de los volúmenes de evaporador y condensador) del evaporador para el espacio ocupado y el COP, la potencia de refrigeración del sistema, su expresión adimensional y la efectividad del evaporador para la eficiencia energética.

Se han utilizado diversas técnicas de Diseño de Experimentos (DoE, Design of Experiments) [4] y finalmente se ha seleccionado el diseño de Superficie de Respuesta Central Compuesto para realizar el análisis. Los principales resultados obtenidos son que cuanto menor es el volumen adimensional del evaporador mayor es la potencia de refrigeración adimensional y que se puede encontrar un volumen adimensional óptimo para el COP, la potencia de refrigeración y la efectividad. Con el volumen adimensional identificado como óptimo por el DoE se consigue un incremento del 26% en la potencia de refrigeración adimensional con respecto

a la del sistema de referencia en las condiciones de operación nominales. También se han obtenido ecuaciones de regresión de las cuatro variables de respuesta seleccionadas en función del volumen adimensional y de las condiciones de operación, que permiten tener resultados del desempeño del sistema de climatización de una manera sencilla y rápida.

El presente trabajo pretende mostrar la utilidad de las técnicas DoE para realizar análisis paramétricos y optimizaciones mediante modelos matemáticos y simulaciones de sistemas industriales reales.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

La primera tarea realizada fue modificar el modelo desarrollado por Antón et al. [3] para equipos de refrigeración de centros de cálculo adaptándolo a las características concretas y a las especificaciones de los sistemas de climatización de vehículos ferroviarios.

A continuación, se describen las principales características de los componentes del modelo. El evaporador es del tipo intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas. El modelo inicial se ha adaptado para tener en cuenta las distintas configuraciones geométricas de los evaporadores de vehículos ferroviarios. En cuanto al condensador, también se ha modelado como un intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas. Dado que el tipo de intercambiador también es el mismo y tiene las mismas características constructivas, las ecuaciones del condensador son similares a las del evaporador, pero trabajando con el aire atmosférico en vez de con el aire de climatización. El compresor, de tipo "scroll" o de espiral, se ha caracterizado mediante las ecuaciones

Evaporator

Staggered
 zr=2 z=3
 10 mm
 St=SI=33.33 mm
 3 mm
 f=4.8
 zt=16
 ncoil=26
 5.826 [kPa]
 wair=1.282
 Ra=501

Arrangement
 z=no fins air direction
 zr=Tubes, air direction
 Diameter
 St (drawing)
 Fin spacing
 (drawing)
 Tubes, 90 air direct.
 Number of coils
 Ref. pressu drop
 Velocity (m/s)
 Re number

Condenser

Staggered
 zr=2 z=3
 10 mm
 St=SI=33.33 mm
 3 mm air
 fc=5.6
 ztc=24
 ncoilcond=20
 18.44 [kPa]
 wac=1.053
 Rac=357.9

Piston compressor piston
 zp=2 Number of pistons
 D=0.05 Diameter (m)
 Scom=0.055 Stroke (m)
 n=2900 Speed (m)
 Heat transfer coefficients
 Evaporator Condenser
 Air side 31.89 30.1
 Ref side 1015 1694

Surroundings

	Input variable	Output variable
Condenser		
Air mass flow (kg/s)	m-air-c=0	m-air-c=3.979
Temperature change	DT-air-c=10	DT-air-c=10
Evaporator		
Air mass flow (kg/s)	m-air-e=3	m-air-e=3
Temperature change	DT-air-e=0	DT-air-e=10.84

Compressor
 ηs=0.889
 ηis=0.5432
 ηel=0.8531
 Ek=7.36
 m=0.2274 [kg/s]

Flow Diagram:
 T-air-in-c=35
 UAc=11453
 vc=3.494
 Condenser
 T1=45.38
 Q1=40.01 [kW]
 R134a
 COP2=3.784
 Q2=32.65 [kW]
 T2=16.17
 Superheat SH=0
 Evaporator
 T-air-out-e=18.16
 vm=5.676
 UA=5754
 Fixed mair
 T-air-out-c=45
 T-air-in-e=29

Fig. 1: Interfaz de entrada de datos en el modelo del sistema de climatización implementado en EES con los datos del caso de referencia

de los rendimientos volumétrico, isentrópico y eléctrico. Finalmente, también se modela la válvula de expansión isoentálpica.

Una vez adaptadas las ecuaciones usadas para modelar los componentes del sistema, se han revisado las correlaciones de convección empleadas para calcular los coeficientes de convección y las correlaciones empleadas para calcular la pérdida de carga, tanto en el evaporador como en el condensador y tanto para el aire exterior como para el fluido refrigerante interior.

El modelo modificado ha sido implementado en EES (Engineering Equation Solver) [5]. En la Figura 1 se muestra el aspecto de la interfaz para la introducción de datos del modelo.

El siguiente paso fue seleccionar un sistema de climatización real de un vehículo ferroviario sobre el que realizar el análisis paramétrico y la optimización. Se seleccionó el Caso 1 de los analizados por Li y Sun en [6] con los siguientes valores de referencia o nominales:

- Volumen desplazado por el compresor: 18,7 m³/h.
- Potencia del compresor: 4,85 kW.
- Caudal volumétrico de aire de refrigeración: 10.000 m³/h.
- Potencia de refrigeración: 35 kW.
- Volumen ocupado conjuntamente por el evaporador y el condensador: 469.240 cm³.

A continuación, se realizaron varias tandas de simulaciones variando tanto características constructivas como condiciones de operación con el fin de definir tanto los parámetros de entrada (factores) y sus valores como las variables de salida o de respuesta que se iban a utilizar posteriormente para realizar el análisis paramétrico y la optimización mediante distintas técnicas de Diseño de Experimentos (DoE).

Los 5 parámetros de entrada o factores seleccionados fueron los siguientes:

- Volumen adimensional del evaporador, Vol Adim [7].
- Temperatura de entrada del aire al evaporador, Tair IN Evap (°C).
- Flujo másico de aire entrante al evaporador: mair Evap (kg/s).
- Temperatura de entrada del aire al condensador, Tair IN Cond (°C).

- Incremento de temperatura del aire en el condensador, AT Cond (°C).
- Las variables de salida seleccionadas sobre los que analizar el funcionamiento del sistema fueron las siguientes:
 - La efectividad del evaporador, Eevap, [8].
 - El COP (cociente entre la potencia de refrigeración y la potencia del compresor), en el software llamado COP2, y la potencia de refrigeración, Q₂, del sistema de climatización, para caracterizar el desempeño de éste en su conjunto.
 - La potencia de refrigeración adimensional, Q₂^{*}, definida según Nunes et al. [7].

El último paso fue aplicar diferentes técnicas de Diseños de Experimentos con el fin de llevar a cabo el análisis paramétrico y la optimización. Se emplearon los siguientes diseños [4]: Factorial Fraccionado 1/2; Factorial Completo; Plackett-Burman; Superficie de Respuesta y Superficie de Respuesta Central Compuesto.

Los resultados obtenidos para todos los diseños fueron muy similares, pero se han seleccionado para ser mostrados y analizados los correspondientes al diseño Central Compuesto por ser los más representativos.

El análisis del DoE se llevó a cabo mediante el programa Minitab [9]. El diseño de Superficie de Respuesta Central Compuesto seleccionado fue un factorial fraccionado 1/2 de 2 niveles con 6 puntos centrales y 10 puntos axiales, resultando en un total de 32 combinaciones de los 5 factores o parámetros de entrada.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la Tabla 1 se muestran los valores que toman los 5 factores o parámetros de entrada y los resultados de los 4 parámetros de salida para las 20 simulaciones que se han realizado de las 32 que propone el diseño Central Compuesto aplicado. En la Tabla 1 se han omitido las 5 repeticiones del punto central y 7 combinaciones que proporcionaban valores de los parámetros de entrada que no tenían sentido físico en un sistema real.

Con respecto a la calidad del ajuste proporcionado por el DoE para los casos simulados, se puede indicar que los residuos siguen

N.º simul.	Vol Adim [-]	Tair IN Evap [°C]	mair Evap [kg/s]	Tair IN Cond [°C]	AT Cond [K]	COP [-]	Q ₂ [kW]	Q ₂ [*] [-]	Eevap [-]
1	0,1	25	2	30	15	2,86	23,24	0,033	0,56
2	0,9	25	2	30	5	3,44	27,38	0,011	0,93
4	0,9	34	2	30	15	3,05	30,98	0,012	0,94
5	0,1	25	4	30	5	4,50	30,88	0,030	0,68
7	0,1	34	4	30	15	4,29	36,69	0,032	0,71
8	0,9	34	4	30	5	5,13	42,55	0,012	0,98
9	0,1	25	2	40	5	2,83	23,16	0,032	0,55
10	0,9	25	2	40	15	2,06	21,81	0,009	0,92
12	0,9	34	2	40	5	3,07	31,03	0,012	0,94
13	0,1	25	4	40	15	2,57	25,18	0,025	0,67
15	0,1	34	4	40	5	4,20	36,46	0,032	0,71
16	0,9	34	4	40	15	2,65	33,29	0,010	0,97
19	0,5	20,5	3	35	10	3,06	25,7	0,014	0,87
20	0,5	38,5	3	35	10	4,91	42,55	0,018	0,92
21	0,5	29,5	1	35	10	2,72	22,04	0,016	0,79
22	0,5	29,5	5	35	10	4,34	37,92	0,015	0,94
23	0,5	29,5	3	25	10	5,48	36,76	0,017	0,90
24	0,5	29,5	3	45	10	2,91	30,16	0,015	0,90
26	0,5	29,5	3	35	20	2,96	30,39	0,015	0,90
27	0,5	29,5	3	35	10	3,85	33,56	0,016	0,90

Tabla 1: Valores de los parámetros de entrada y salida en las 20 simulaciones realizadas

una distribución normal, los valores de los residuos estandarizados están comprendidos en el intervalo ± 1 y el valor mínimo de la R^2 para el ajuste de una de las variables de salida es de 92%.

A continuación, se presenta el análisis de los resultados proporcionados por el DoE para cada una de las variables de salida.

En primer lugar, se presentan en la Figura 2 las gráficas de Pareto para las cuatro variables de salida que se han seleccionado para analizar el comportamiento del sistema de climatización. Estos diagramas de Pareto permiten identificar qué factores e interacción entre factores tienen mayor efecto sobre cada variable de salida. Para la identificación se ha empleado un nivel de significancia estadística, α , de 0,05. Se observa que los factores que más influyen en el COP son, por orden de importancia, la temperatura de entrada del aire al condensador, el incremento de temperaturas en el mismo y la temperatura de entrada del aire en el evaporador (Figura 2 a). En la potencia de refrigeración, Q_2 , (Figura 2 b) son la temperatura de entrada del aire al evaporador, el flujo másico de aire en el evaporador y el incremento de temperaturas en el condensador. Para la potencia de refrigeración adimensional y la efectividad del evaporador (Figuras 2 c y 2 d), aunque también hay otros factores que influyen, el que lo hace de manera destacada es el volumen adimensional. Esto viene a indicar que estas dos variables de salida serían las mejores para analizar la eficiencia energética del sistema de climatización ya que se ven menos influenciadas por las condiciones de operación.

En cuanto a la interacción entre factores, aunque en general para las cuatro variables de salida su influencia es mucho menor que la de los factores por separado, se puede mencionar que en el COP influyen la interacción entre la temperatura de entrada del aire en el evaporador y la temperatura de entrada del aire en el condensador y entre la primera y el incremento de temperatura del aire en el condensador, lo cual es lógico ya que el COP relaciona el funcionamiento de estos dos aparatos. En la potencia de refrigeración no hay ninguna interacción relevante y en su expresión adi-

dimensional las interacciones que más influyen son las del volumen adimensional con el flujo másico y con la temperatura del aire en el evaporador, respectivamente, lo cual vuelve a ser coherente ya que son los tres factores que se reflejan en este parámetro. Para la efectividad del evaporador, el resultado vuelve a ser el mismo que para la variable anterior.

En vista de que hay muchas interacciones entre factores que no son significativas sería posible realizar un cribado de los factores involucrados en el análisis para llegar a un modelo más reducido.

El siguiente resultado a analizar es el de la optimización de cada una de las variables de salida de manera independiente, buscando la combinación de valores de los factores que proporcionan su valor máximo, tal y como se muestra para cada variable de salida con el número en color azul identificado con la letra "y" en la parte izquierda de cada una de las imágenes que constituyen la Figura 3. Este valor es el que proporciona la ecuación de regresión ajustada por el DoE para los valores de los parámetros de entrada que aparecen en rojo en la parte superior de cada fila de gráficas. En la parte superior de cada imagen aparece en color negro el rango de variación de cada factor o variable de entrada y en medio, entre corchetes y en color rojo, el valor del factor que maximiza la variable de salida. Se observa que, para maximizar el COP y la potencia de refrigeración, Figuras 3 a y 3 b, respectivamente, existen sendos valores intermedios óptimos del volumen adimensional y que para los parámetros de operación relacionados con el evaporador se recomiendan los valores máximos y para los relacionados con el condensador los mínimos. Estos resultados son lógicos desde el punto de vista termodinámico, ya que cuanto mayores sean los parámetros de funcionamiento asociados al evaporador, mayor será su potencia de refrigeración, y cuanto menores sean los parámetros de funcionamiento del condensador, menor será el calor que disipa, lo que implicará que la potencia del compresor sea menor y el COP sea mayor. En el caso de la potencia de refrigeración adimensional, Figura 3 c, el volumen adimensional que la maximiza es el mínimo y para las condiciones de operación los valores se van a los extremos dentro del rango de variación propuesto. Así, para la temperatura del aire en el evaporador interesa un valor alto para que la potencia de refrigeración sea alta, pero para el flujo másico de aire un valor elevado aumentaría el calor (que está en el numerador), pero también aumentaría el coeficiente global de transferencia de calor (que está en el denominador), por lo que el diseño indica que el valor para proporcionar el máximo de la potencia de refrigeración adimensional ha de ser el menor. Por último, para la efectividad del evaporador, Figura 3 d,

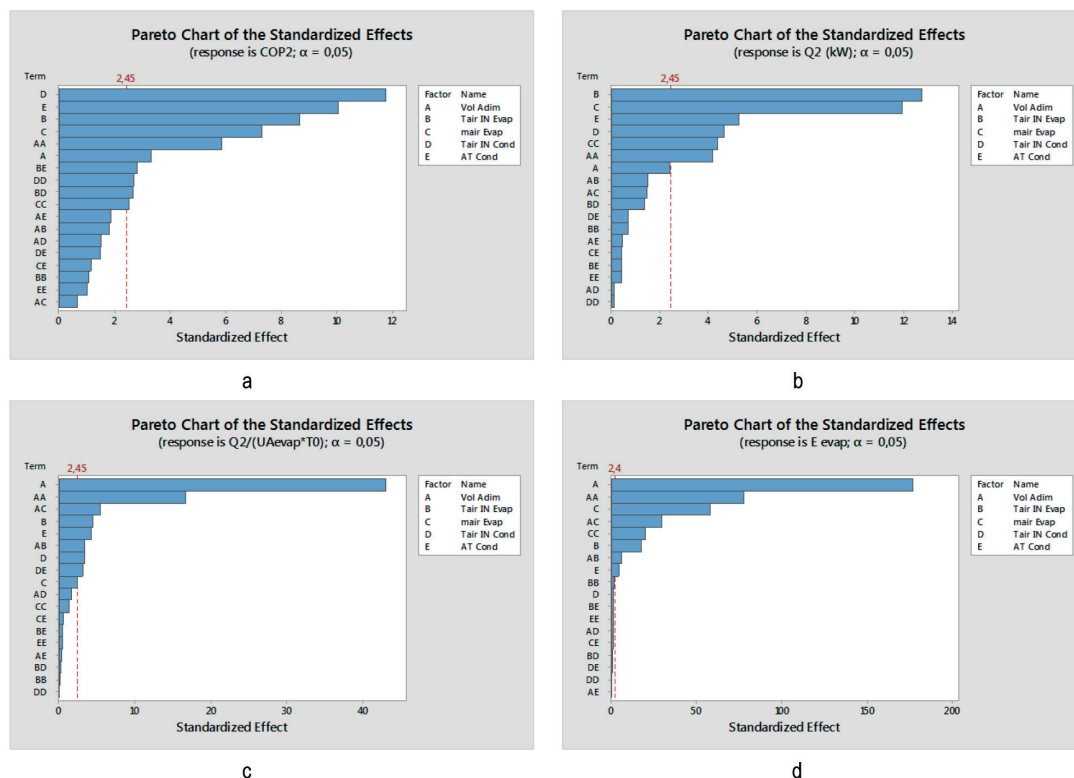


Fig. 2: Diagramas de Pareto para: a) el COP, b) la potencia de refrigeración, c) la potencia de refrigeración adimensional y d) la efectividad del evaporador

dimensional que la maximiza es el mínimo y para las condiciones de operación los valores se van a los extremos dentro del rango de variación propuesto. Así, para la temperatura del aire en el evaporador interesa un valor alto para que la potencia de refrigeración sea alta, pero para el flujo másico de aire un valor elevado aumentaría el calor (que está en el numerador), pero también aumentaría el coeficiente global de transferencia de calor (que está en el denominador), por lo que el diseño indica que el valor para proporcionar el máximo de la potencia de refrigeración adimensional ha de ser el menor. Por último, para la efectividad del evaporador, Figura 3 d,

$$\begin{aligned} \text{COP} = & 3,20 + 1,87 \cdot \text{Vol Adim} + 0,337 \cdot \text{Tair IN Evap} + 0,584 \cdot \text{mair Evap} - 0,233 \cdot \text{Tair IN Cond} \\ & - 0,084 \cdot \text{AT Cond} - 3,181 \cdot \text{Vol Adim} \cdot \text{Vol Adim} - 0,00969 \cdot \text{Tair IN Evap} \cdot \text{AT Cond} \\ & + 0,00339 \cdot \text{Tair IN Cond} \cdot \text{Tair IN Cond} - 0,00647 \cdot \text{Tair IN Evap} \cdot \text{Tair IN Cond} \\ & - 0,0801 \cdot \text{mair Evap} \cdot \text{mair Evap} \end{aligned} \quad (2)$$

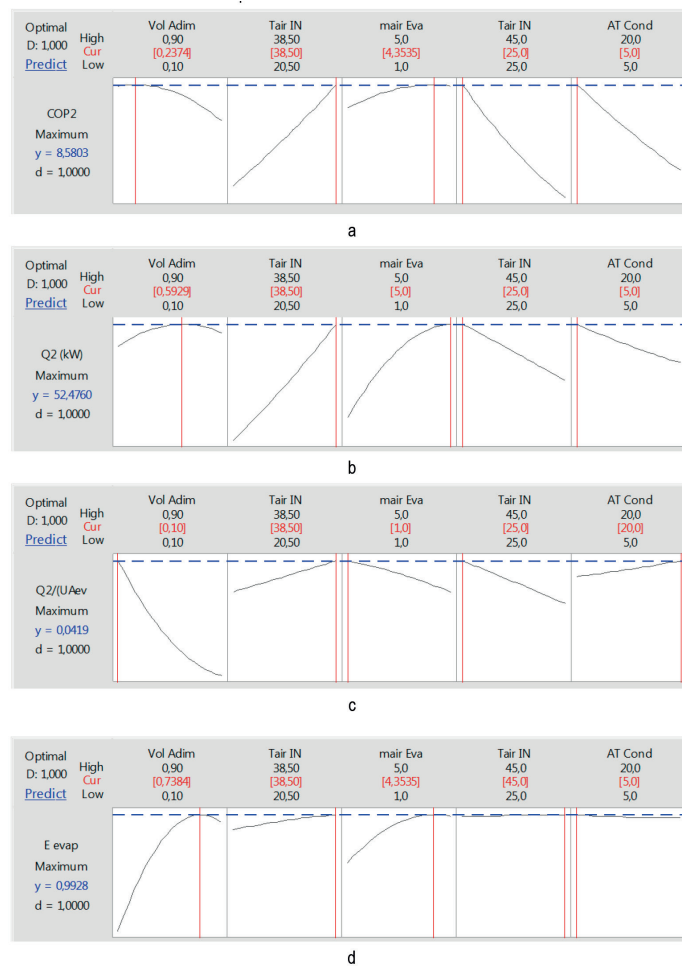


Fig. 3: Combinación de valores de los factores que proporcionan el valor máximo para cada una de las cuatro variables de salida de manera independiente: a) COP; b) potencia de refrigeración; c) potencia de refrigeración adimensional; d) efectividad del evaporador

los óptimos del volumen adimensional y del flujo másico de aire en el evaporador son valores intermedios, pero para el resto de condiciones de operación los valores óptimos son los de los extremos. Para este parámetro de salida, las condiciones de operación asociadas al condensador no deben influir y así las curvas relacionados con ellos son prácticamente horizontales.

Otra conclusión importante que se obtiene al analizar las curvas mostradas en la Figura 3, es que las curvas asociadas a los factores que son condiciones de operación son mucho más planas para la potencia de refrigeración adimensional y la efectividad (Figuras 3 c y d), que para el COP y la potencia de refrigeración (Figuras 3 a y b). Esto reafirma la conclusión obtenida al analizar las gráficas de la Figura 2, en el sentido de que estas dos variables de salida serían las mejores para analizar la eficiencia energética del sistema de climatización ya que se ven menos influenciadas por las condiciones de operación.

A continuación, en la ecuación (2) y a modo de ejemplo, se muestra la ecuación de regresión que permite obtener el valor del COP a partir de su dependencia de los factores o parámetros de entrada. El DoE proporciona ecuaciones similares para las otras tres variables de salida. Estas ecuaciones son las que proporcionan los valores mostrados a la izquierda de cada fila de gráficas en la Figura 3.

Por último, se realiza una optimización conjunta de las cuatro variables de respuesta, cuyo resultado se muestra en la Figura 5. En la primera fila de gráficas se muestra el valor obtenido para la deseabilidad compuesta en esta optimización conjunta en la que a las cuatro variables se les ha asignado el mismo peso. Si se analiza la forma de las curvas mostradas para cada variable de salida en las siguientes filas de gráficas se obtienen las siguientes conclusiones. Se observa que el volumen adimensional proporcionado para dar el valor máximo de las cuatro variables de salida, si está cercano al máximo del COP y de las potencias de refrigeración absoluta y adimensional. En cambio, está más alejado del volumen adimensional óptimo para proporcionar la máxima efectividad. Esto indica que el resultado obtenido con el volumen adimensional proporcionado como óptimo por el DoE no proporcionará el valor máximo de la efectividad. En cuanto a la influencia de las condiciones de operación en cada una de las variables de salida, la forma de las curvas y el valor seleccionado como el adecuado para proporcionar el óptimo es similar al mostrado en la Figura 3 por lo que el análisis y las conclusiones que se comentaron para aquella figura siguen siendo válidos para esta.

Si se comparan los valores de las variables de salida proporcionados por el DoE (mostrados en la columna de la izquierda de la Figura 5), con los proporcionados por el modelo y que se muestran en la simulación 1 de la Tabla 2, se observa que, aunque hay cierto grado de diferencia, son bastante similares.

En las simulaciones 2 y 3 de la Tabla 2 se comparan los resultados proporcionados por el modelo para las dimensiones de evaporador y condensador que corresponden al volumen adimensional que el DoE ha señalado como óptimo con los resultados correspondientes al sistema tomado como referencia, respectivamente. Se observa que los resultados para el COP y para la potencia de refrigeración son prácticamente iguales, mientras que para la potencia de refrigeración adimensional el sistema proporcionado por el DoE da un valor un 26% más alto y para la efectividad del evaporador el sistema de referencia proporciona un valor mayor. Esto último es debido a lo explicado anteriormente de que la optimización conjunta de las cuatro variables de salida no puede ser

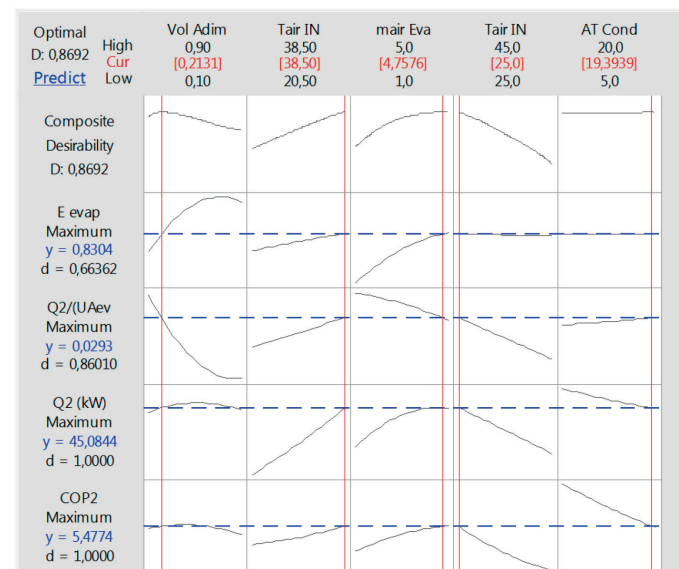


Fig. 5: Optimización simultánea de las cuatro variables de respuesta

N.º simulación	Vol Adim [-]	Tair IN Evap [°C]	mair Evap [kg/s]	Tair IN Cond [°C]	AT Cond [K]	COP [-]	Q ₂ [kW]	Q ₂ * [-]	Eevap [-]
1	0,213	38,5	4,76	25	19,4	5,80	46,66	0,026	0,71
2	0,213	29	3	35	10	3,68	31,50	0,024	0,76
3	0,364	29	3	35	10	3,78	32,56	0,019	0,82
4	0,364	29	3	35	10	3,37	30,91	0,0184	0,83

Tabla 2: Resultados del modelo para distintas simulaciones a partir de los resultados proporcionados por el DoE

llevada a cabo. La conclusión a esta comparativa entre las simulaciones 2 y 3 sería que el sistema seleccionado como óptimo a través del DoE permite maximizar los valores del COP y de la potencia de refrigeración y de su expresión adimensional para cualquier condición de operación.

Por último, en la simulación 4 de la Tabla 2 se muestran los resultados proporcionados por las ecuaciones de regresión ajustadas mediante el DoE. Si se comparan con los resultados de la simulación 3, son muy similares.

4. CONCLUSIONES

En el presente artículo se realiza un análisis paramétrico y una optimización de un sistema de climatización de un vehículo ferroviario aplicando técnicas DoE mediante un modelo matemático implementado en EES. El objetivo del análisis es mejorar la eficiencia energética del sistema y reducir el volumen ocupado por el mismo.

Se han definido cuatro parámetros con los que caracterizar la eficiencia energética del sistema: el COP, la potencia de refrigeración y su expresión adimensional y la efectividad del evaporador. Para caracterizar el espacio ocupado por el sistema se emplea el volumen adimensional del evaporador. En el análisis se realiza un barrido de las condiciones de operación definidas por el flujo másico y la temperatura entrante del aire en el evaporador, la temperatura entrante del aire al condensador y el incremento de temperatura del aire en el condensador.

Se presentan los resultados obtenidos al aplicar el diseño Superficie de Respuesta Central Compuesto. Se ha identificado que la potencia de refrigeración adimensional es el mejor parámetro para caracterizar la eficiencia energética del sistema de climatización porque es la variable de salida que menos se ve influenciada por las condiciones de operación. Se ha obtenido que, manteniendo constante el volumen total ocupado por evaporador y condensador, los sistemas con menor volumen adimensional son los que proporcionan una mayor potencia de refrigeración adimensional.

Mediante la técnica DoE empleada se han obtenido ecuaciones de regresión de las cuatro variables de respuesta seleccionadas en función del volumen adimensional y de las condiciones de operación. Los resultados obtenidos por estas ecuaciones son similares a los proporcionados por el modelo y permitirían hacer un barrido de simulaciones para múltiples condiciones de operación de una manera rápida y sin la necesidad de tener el modelo matemático implementado en un programa con solver.

Mediante el DoE se ha identificado el volumen adimensional óptimo para la optimización conjunta de las cuatro variables de salida y se ha comprobado que el sistema con este volumen proporciona una potencia de refrigeración adimensional un 26% superior a la del sistema de referencia en las condiciones de operación nominales, siendo el resto de los valores de las variables de salida similares.

El presente trabajo pretende mostrar la utilidad de las técnicas DoE para realizar análisis paramétricos y optimizaciones median-

te modelos matemáticos y simulaciones en sistemas industriales reales.

REFERENCIAS

[1] Decision on the adoption of the Shift2Rail Master Plan N.º 4/2015 (31/03/2015). https://ec.europa.eu/research/participants/data/ref/h2020/other/wp/jtis/h2020-masterplan-shift2rail_en.pdf. Accedido el 09/07/2020.

[2] Reglamento (UE) N.º 642/2014 del Consejo de 16 de junio de 2014 por el que se establece la Empresa Común Shift2Rail (17/06/2014). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0642&from=EN>. Accedido el 09/07/2020.

[3] Antón, R., Jonsson, H., Palm, B., Modelling of air conditioning systems for cooling of data centers, ITherm 02, San Diego (USA), May 30- June 1, 2002.

[4] D. C. Montgomery, Design and Analysis of Experiments, 6th ed., John Willey & Sons, Hoboken, 2005.

[5] Engineering Equation Solver, version 10.643, <http://www.fchartsoftware.com/>. Accedido el 12/07/2020.

[6] Li, W., Sun, J., Numerical simulation and analysis of transport air conditioning system integrated with passenger compartment, Applied Thermal Engineering, 50, 37-45, 2013. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.030.

[7] T.K. Nunes, J.V.C. Vargas, J.C. Ordóñez, D. Shah, L.C.S. Martinho, Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response, Applied Energy, 158, 540-555, 2015. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.098>.

[8] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed., John Willey & Sons, Hoboken, 2007.

[9] Minitab, version 18, <https://www.minitab.com/en-us/>. Accedido el 12/07/2020.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado gracias a la financiación de la Viceconsejería de Tecnología, Innovación y Competitividad del Gobierno Vasco a través del Programa Elkartek y dentro del proyecto titulado "Investigación en la Metodología de Modelo de Coste Universal aplicada a Vehículos Ferroviarios. UNIMODEL" (n.º de expediente KK-2018/00059). También se agradece el soporte económico de la Cátedra Fundación Antonio Aranzábal – Universidad de Navarra.

MATERIAL SUPLEMENTARIO

https://www.revistadyna.com/documentos/pdfs/_adic/9876-1.pdf

