

CARGAS TÉRMICAS EN UNA CÁMARA CLIMÁTICA PARA ENSAYOS DE VEHÍCULOS

GARCÍA CONTRERAS, Reyes⁽¹⁾; GÓMEZ ESTEBAN, Arántzazu⁽²⁾

FERNANDEZ-YAÑEZ LUJÁN, Pablo⁽²⁾, ARMAS VERGEL, Octavio⁽²⁾

octavio.armas@uclm.es

⁽¹⁾Universidad de Castilla La Mancha. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Ciudad Real.

⁽²⁾Universidad de Castilla La Mancha. Escuela de Ingeniería Industrial. Toledo.

RESUMEN

Desde el punto de vista de la eficiencia energética, cada vez cobra mayor importancia un adecuado diseño de los sistemas de refrigeración de las cámaras climáticas para realizar ensayos de investigación y/o de homologación de vehículos. Es por ello que, en este trabajo, se propone y se aplica una metodología para calcular las cargas térmicas correspondientes a las partes más importantes de un vehículo ligero durante su paso por dos modos de funcionamiento incluidos en el *New European Driving Cycle (NEDC)*: 35 km/h (velocidad típica urbana) y 120 km/h (velocidad típica extraurbana). Los ensayos se realizaron a tres temperaturas ambiente de la cámara diferentes: -7°C (mínima segura que permite el sistema de refrigeración de la cámara climática utilizada), 20°C (mínima del rango establecido en el NEDC) y 35°C. Asimismo, durante la aplicación de la metodología, particularmente en el cálculo del coeficiente de película en el exterior del conducto de escape, se ha tenido en cuenta la velocidad del aire al pasar por debajo del vehículo, determinada mediante modelado tridimensional.

La aplicación de la metodología propuesta ha arrojado, entre otros, dos resultados muy interesantes: a) la altura del ventilador de viento relativo respecto del vehículo tiene un efecto significativo sobre la carga térmica que se deriva del conducto de escape y b) la carga térmica que se deriva del sistema de refrigeración (radiador) resulta nula a lo largo de todo el NEDC cuando el vehículo se ensaya a una temperatura ambiente de -7°C.

Palabras clave: Cargas térmicas, cámara climática, ensayo de vehículos

1. Introducción

En la actualidad surge la necesidad por parte de los fabricantes de vehículos de disponer de instalaciones de banco de rodillos bajo cámaras climáticas para estudiar, tanto las prestaciones y las emisiones contaminantes, como parámetros constructivos y durabilidad de partes y/o sistemas de dichos vehículos.

Las cámaras climáticas están diseñadas con el objetivo de reproducir condiciones ambientales controladas, con especial atención en aquellas que marcan tanto las normativas para restringir las emisiones contaminantes de vehículos [1], como aquellas de interés puramente científico a la hora de entender posibles problemas de funcionamiento de los vehículos y sus causas. En este sentido, se pueden citar tanto trabajos relativos al estudio de ciclos de homologación en general [2][3][4], como los relativos aun proceso crítico en el funcionamiento de los motores como es el arranque, especialmente en condiciones frías[5][6][7]. Entre los parámetros a controlar dentro de una cámara climática según los ensayos que se quieran realizar con vehículos se pueden citar:

- Temperatura interior. Su influencia está probada por los efectos que, por un lado, producen las condiciones del aire que participa en la combustión [8] y, por otro, en la transferencia de calor entre sistemas o partes del vehículo y el ambiente, lo que redundaría en la eficiencia del vehículo [9] y en las necesidades de sistema de refrigeración de la propia cámara climática.
- Humedad. Su influencia no es despreciable desde dos puntos de vista: el efecto sobre el proceso de combustión en el motor y la condensación del agua sobre superficies de las paredes en el interior de la cámara climática [10].
- Presión ambiente. El control de la presión ambiente dentro de una cámara climática es importante. Por ejemplo, a menor presión ambiental (mayor altitud), el aire es menos denso y contiene menos oxígeno [11][12] lo que afecta igualmente al proceso de combustión y, en consecuencia, a la formación y emisión de compuestos contaminantes. Sin embargo, el control de la presión dentro de una cámara climática es tecnológicamente caro y de ahí que la normativa anticontaminante de vehículos no restrinja dicho parámetro.

La necesidad de emplear instalaciones con banco de rodillos bajo cámara climática para desarrollar los ensayos de certificación de vehículos implica que, la determinación de las cargas térmicas asociadas a dichos ensayos es fundamental para lograr una adecuada optimización energética, así como un mayor conocimiento del comportamiento en diferentes condiciones de operación de dicha instalación. Es por ello que, en este trabajo, se propone y se aplica una metodología para calcular las cargas térmicas correspondientes a las partes más importantes de un vehículo ligero durante su paso por dos modos de funcionamiento incluidos en el New European Driving Cycle (NEDC): 35 km/h (velocidad típica urbana) y 120 km/h (velocidad típica extraurbana). Los ensayos se realizaron a tres temperaturas ambiente de la cámara diferentes: -7°C (mínima temperatura que el sistema de refrigeración garantiza mantener constante en el tiempo para la 100 kW de potencia media a disipar), 20°C (mínima temperatura del rango establecido en el NEDC) y 35°C (temperatura máxima elegida para este trabajo).

2. Determinación de cargas térmicas y modelado tridimensional de la cámara climática

2.1. Introducción

El trabajo se centra en el planteamiento y la aplicación de una metodología para determinar las cargas térmicas más importantes dentro de una cámara climática durante el ensayo de un vehículo, con el objetivo de evaluar, experimentalmente, el efecto combinado del cambio de modos de operación del vehículo y la temperatura ambiente de la cámara sobre las cargas térmicas disipadas en el interior de la cámara climática. Además, se pretende evaluar, mediante modelado tridimensional, el efecto de la posición relativa (en altura) del vehículo sobre el suelo situado frente a un ventilador que simula el viento que lo enfrenta.

En cuanto a la parte experimental, el trabajo se centró en la definición del plan de ensayos experimentales y en la realización de las medidas necesarias para determinar las cargas térmicas. Las cargas térmicas en un banco de ensayo de vehículos bajo una cámara climática pueden clasificarse en dos grupos: las generadas por el vehículo y las generadas por el equipamiento del banco de ensayos y la propia cámara climática.

- El vehículo posee tres zonas principales de generación de cargas térmicas: el sistema de gases de escape, el sistema de refrigeración y el sistema de transmisión.
- Por su parte, el propio banco de ensayo de vehículos bajo cámara climática genera cargas térmicas que provienen de sus sistemas auxiliares: los ventiladores del sistema de refrigeración de la cámara, el ventilador de viento relativo, los rodillos del banco, el aire de renovación procedente del exterior, la carga a través de cerramientos (paredes), superficies acristaladas e iluminación.

Este estudio se debe a que, por la forma de refrigerarse, el sistema de escape no solo influye sobre la distribución de temperaturas en el ambiente de la cámara climática sino también en el funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento de gases de escape, lo cual influirá en las emisiones contaminantes producidas por el vehículo.

Es importante destacar que, debido a que los niveles de temperatura en la mayor parte de las superficies utilizadas para el cálculo de la transmisión de calor son relativamente bajos, sólo se han tenido en cuenta los efectos de transmisión de calor combinada conducción-convección tanto en el apartado de cálculo de cargas térmicas como en el apartado de modelado tridimensional.

2.2. Cargas térmicas procedentes del vehículo

Carga térmica desde el conducto de escape y la chimenea de la cámara climática

El cálculo de la carga térmica disipada desde los gases de escape a través de las paredes del conducto de escape se ha realizado mediante la determinación de la tasa de calor cedida por los gases a través de las paredes del conducto de escape, combinando la transmisión de calor por convección forzada interna y externa con conducción a través de las paredes del tubo de escape.

Dada la complejidad geométrica de las superficies que componen el conducto de escape, el sistema se simplificó adaptando la superficie real medida a la de un cilindro con radio equivalente y la misma longitud del sistema real.

La potencia térmica o tasa de calor disipada desde los gases a través de las paredes del conducto de escape se puede calcular como:

$$\dot{Q}_g = A_i U_i (T_{int} - T_{ext}) \quad (1)$$

Donde A_i es la superficie de transmisión de calor definida por las paredes interiores del conducto de escape, T_{int} - Temperatura del gas en el interior del conducto de escape, T_{ext} - Temperatura del aire que baña el conducto de escape y U_i - es el coeficiente global de transmisión de calor convección-conducción referido a la superficie interior calculado según la ecuación (2) a partir de los coeficientes de película interno y externo (h_i y h_e), los radios interno y externo (r_i y r_e) y la conductividad térmica del conducto de escape (k_c):

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln(r_e / r_i)}{k_c} + \frac{r_i}{r_e h_e}} \quad (2)$$

Dada la velocidad de los gases en el interior del conducto de escape, puede considerarse régimen turbulento y, por tanto, es despreciable la región de entrada frente a la de flujo completamente desarrollado en el interior del tubo. Por tanto, para el cálculo del coeficiente de película promedio

interno h_i se empleó la correlación propuesta por Petukhov para la determinación del número de Nusselt promedio diametral por convección forzada interna (Ecuación 3), teniendo en cuenta las restricciones que impone su empleo [13][14]:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_i D}{k_f} = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^n \quad (3)$$

Donde f - Factor de fricción (adimensional), Re_D - Número de Reynolds diametral (adimensional), Pr - Número de Prandtl (adimensional), k_f - Conductividad térmica de los gases y μ_b, μ_s - Viscosidad de los gases a la temperatura de masa (temperatura promedio en una sección transversal del conducto) y a la temperatura de la superficie, respectivamente (kg/ms)

La correlación que se plantea para el cálculo del coeficiente de película promedio exterior h_e es la propuesta por Chilton y Colburn para el número de Nusselt promedio longitudinal para convección forzada externa, en régimen turbulento, sobre una superficie plana sin disipación viscosa y con temperatura superficial constante[13][14] (ecuación 3) considerando las restricciones a cumplir (Ecuación 4).

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_e L}{k_f} = 0.0296 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \quad (4)$$

Para determinar la proporción de gases que componen el gas de escape se siguió un procedimiento similar al planteado por Lapuerta *et al.*[15] la velocidad del gas a través del conducto de escape se determinó a partir de la medida del gasto másico de gas (ambos valores proporcionados por la Unidad de Control Electrónico (ECU) del motor) y de la sección equivalente del conducto de escape (ver Figura 1).

La viscosidad de la mezcla de gases (μ_m) se determinó a partir de la correlación propuesta por Wilke[16]:

$$\mu_m = \sum_{i=1}^n \frac{\chi_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n \chi_j \phi_{i,j}} \quad (5)$$

Siendo $\phi_{i,j}$:

$$\phi_{i,j} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{PM_i}{PM_j}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2} \left(\frac{PM_j}{PM_i}\right)^{1/4}\right]^2 \quad (6)$$

Donde n - es el número de especies en la mezcla, $\chi_{i,j}$ - son las fracciones molares de i y j , μ_i, μ_j - es la viscosidad de i, j compuestos puros a temperatura y presión de la mezcla, PM_i, PM_j - pesos moleculares. La conductividad térmica de la mezcla de gases de escape se estimó siguiendo un método análogo al descrito para la viscosidad.

El calor transmitido desde la chimenea de la cámara climática (Ver Figura 1 b)) se determinó a partir de medidas de gasto másico, temperaturas, secciones del conducto y propiedades del gas, por un método análogo al descrito para el tubo de escape ubicado debajo del vehículo.

Carga térmica desde las paredes del bloque motor y el turbocompresor

Para este cálculo se consideró el motor y el turbocompresor como figuras cúbicas disipando calor dentro de la cámara climática por convección natural, ya que el aire que se enfrenta al vehículo disminuye mucho la velocidad al encontrarse con el frente del mismo. A las diferentes superficies de los cubos formados por el motor y el turbocompresor se le asociaron temperaturas medias entre la entrada y la salida del agua del motor (caso del motor), entre la entrada y la salida de los gases de escape (caso de la turbina centrípeta) y entre la entrada y la salida del aire de admisión (caso del compresor centrífugo).

Para la determinación del coeficiente de película en las diferentes paredes verticales del motor y el turbocompresor se utilizó la correlación de Churchill y Chu para la determinación del número de Nusselt promedio longitudinal para régimen laminar en superficies planas verticales (Ecuación 7), pues las velocidades en convección natural son tan bajas que es raro llegar a régimen turbulento. En este caso, dicha correlación ya no viene dada por el número de Reynolds sino por el número de Rayleigh(Ra_L).

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k_f} = 0.68 + 0.67 Ra_L^{0.25} \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-4/9} \quad (7)$$

En cuanto a las paredes superior e inferior (ambas calientes), las correlaciones propuestas se presentan en las Ecuaciones 8 y 9, respectivamente, tomando en ambas como longitud característica la relación entre el área de la superficie y su perímetro L_c .

$$\overline{Nu}_{Lc} = C Ra_{Lc}^m \quad (8)$$

$$\overline{Nu}_{Lc} = 0.27 Ra_{Lc}^{0.25} \quad (9)$$

Donde C y m son constantes dependientes del valor del número de Rayleigh.

Carga térmica desde el sistema de refrigeración del motor

La carga térmica procedente de la refrigeración del motor se determinó mediante la ecuación 7, a partir de medidas de temperatura de entrada y salida del agua del motor, y estimando el gasto másico de refrigerante a partir de valores extrapolados de ensayos realizados con el mismo tipo de motor en banco de ensayos.

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} (T_{ref\ sal} - T_{ref\ ent}) \quad (10)$$

Donde, \dot{m}_{ref} -es el flujo másico de refrigerante a través del motor (kg/h), $c_{p\ ref}$ - es el calor específico del refrigerante (J/kg K), $T_{ref\ ent}$, $T_{ref\ sal}$ - Temperaturas del refrigerante a la entrada y salida del motor (K).

Carga térmica producida por las pérdidas mecánicas en la transmisión del vehículo

La carga térmica producida por las pérdidas mecánicas de la transmisión del vehículo se determinó experimentalmente midiendo la potencia consumida por el freno del banco de ensayos, al arrastrar el vehículo con el rodillo, estando éste con el motor desconectado de la caja de marchas.

2.3. Cargas térmicas procedentes de los sistemas auxiliares del banco de ensayos de vehículos y la cámara climática

Carga térmica producida por las pérdidas mecánicas y de ventilación del rodillo

La carga térmica producida por las pérdidas mecánicas del rodillo del banco de ensayo de vehículos se determinó experimentalmente arrastrando el rodillo sin el vehículo.

Carga térmica producida por los ventiladores del sistema de refrigeración de la cámara climática y de viento relativo.

Como carga térmica producida por los ventiladores se tomó directamente la potencia consumida por los motores eléctricos que mueven ambos tipos de ventiladores.

Carga térmica producida por la iluminación

La cámara climática está iluminada en su interior por luminarias fluorescente con reactancia incorporada de ahí que se suele utilizar la ecuación 8:

$$\dot{Q} = 1.2 P f_{SIM} \quad (11)$$

Donde, P -es la potencia eléctrica de cada una de las lámparas (W) y f_{SIM} -es el factor de simultaneidad, en este caso 1 pues es la cámara funciona con todas las luces encendidas.

Carga térmica producida por la renovación del aire de la cámara climática

La carga térmica producida por el aire de renovación de la cámara climática (ecuación 9) es producida por el flujo de calor sensible del gasto másico de aire de ventilación y por el flujo de calor latente del vapor de agua contenido en el mismo (estas se calculan cuando el caudal supere un valor mínimo de 2.2 L/min)[10]

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_v [(c_{p_a} + w_L c_{p_v})(T_{amb} - T_V) + (w_L - w_V)[h_{v_0} + c_{p_v}(T_V - T_0)]] \quad (12)$$

Donde, \dot{m}_v - es el caudal másico de ventilación (kg/s), c_{p_a} - es el calor específico del aire (kJ/kg°C), c_{p_v} - es el calor específico del vapor de agua (kJ/kg°C), T_{amb} - Temperatura del ambiente en el interior de la cámara climática (°C), T_V - Temperatura del flujo másico de ventilación (°C), T_0 - Temperatura de referencia (°C) ($T_0=0^\circ\text{C}$), w_L - Humedad absoluta del local a acondicionar (g/kg), w_V - Humedad absoluta del flujo másico de ventilación (g/kg), h_{v_0} - Entalpía de vaporización a T_0 (kJ/kg).

Carga térmica a través de cerramientos

Carga debida a la transmisión de calor a través de los cerramientos. En comparación con las otras que se encuentran en la sala va a tener poca relevancia. El calor transmitido a través de un muro multicapa en estado estacionario puede calcularse como:

$$\dot{Q} = AU(T_{ext} - T_{amb}) \quad (13)$$

Donde, \dot{Q} – Potencia calorífica transmitida (W), A - Superficie del cerramiento (paredes, techo o suelo) (m^2), U - coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$), T_{ext} - Temperatura seca exterior en el exterior de la sala (°C), T_{amb} - Temperatura ambiente en el interior de la cámara climática (°C)[10]. Para el cálculo de U en este caso se tomó aire a ambas caras de las paredes, en convección forzada por el interior de la cámara debido al movimiento del aire producido por el ventilador de viento relativo y en convección natural por fuera. La paredes de la cámara climática están formadas por paneles *sandwich* con coeficiente de conductividad $k=0.023\text{W}/\text{m K}$ y un espesor $e=150\text{mm}$.

2.3. Modelo tridimensional para caracterizar el banco de ensayos bajo cámara climatizada. Breve descripción.

Este trabajo se ha desarrollado utilizando ANSYS WorkbenchTM. Es una plataforma que engloba distintos productos para realizar todo tipo de simulaciones y estudios en diversos campos como la dinámica de fluidos, el análisis estructural y electromagnético, así como el software de creación de geometrías y de mallado. Entre los programas de dinámica de fluidos computacional que incluye, los principales y más utilizados son ANSYS CFX y ANSYS Fluent. Si bien ambos son herramientas parecidas, ANSYS Fluent permite hacer estudios más avanzados y controlar un mayor número de parámetros.

El objeto del desarrollo del modelo tridimensional fue estudiar la distribución de temperaturas y velocidad del aire dentro de la cámara climática con particular interés en conocer el efecto de la posición del ventilador o soplante de viento relativo frente al vehículo. La normativa de ensayo de vehículos [17] establece que la salida del aire procedente de dicho ventilador debe estar situada a 200 mm del suelo de la sala de ensayos. Sin embargo, es fácil imaginar que los vehículos que se ensayan no tienen las mismas dimensiones y la separación entre el suelo de la cámara climática y el suelo del vehículo será diferente. En este estudio la altura del ventilador de viento relativo se situó a 200 ± 50 mm del suelo sin modificar la altura del vehículo.

Modelo de turbulencia

Teniendo en cuenta los tres grandes grupos de aproximaciones a la resolución de los fenómenos de turbulencia (simulación directa (DNS), filtrado espacial (LES), promedio temporal (RANS))[18][19] y debido a que para el trabajo se empleó un ordenador personal con procesador Intel Pentium Dual-

Core, de 2,3 GHz y 4 GB de memoria RAM se eligió un modo resolución del grupo RANS. Dentro de los modelos RANS, los más utilizados en este tipo de casos son $k-\omega$ y $k-\epsilon$ [[20][21]. En este caso el modelo elegido es el Realizable $k-\epsilon$, usado típicamente tanto en simulaciones de climatización de espacios como en estudios aerodinámicos[22][23][24].

En la Tabla 1 se presenta un resumen de las principales condiciones de contorno de las condiciones del aire a la salida y entrada de los diferentes equipos en el modelado de la cámara climática. Asimismo, se ha utilizado toda la información relativa a las temperaturas medidas en los diferentes puntos de la cámara climática y el vehículo derivada del estudio de cargas térmicas. En el estudio de cargas térmicas la soplante de viento relativo se situó a 200 mm del suelo de la cámara climática. En la Tabla 2 se presenta un resumen de las principales características de las simulaciones.

Tabla 1: Resumen de condiciones de contorno.

Salida de aire del evaporador	<i>velocityinlet</i>
Entrada de aire al evaporador	<i>pressureoutlet</i>
Salida de aire de la soplante	<i>velocityinlet</i>
Entrada de aire a la soplante	<i>pressureoutlet</i>
Entrada aire de renovación	<i>velocity inlet</i>
Paredes y objetos	<i>wall</i>

Tabla 2: Principales características de las simulaciones.

Régimen	estacionario
<i>Solver</i>	SIMPLE (pressurebased)
Tipo de flujo	incompresible
Discretización	Second-orderupwind

Geometrías y mallado

A modo de ejemplo, la Figura 1 muestra: a) una vista de los elementos dentro de cámara climática y b) una vista de la malla empleada.

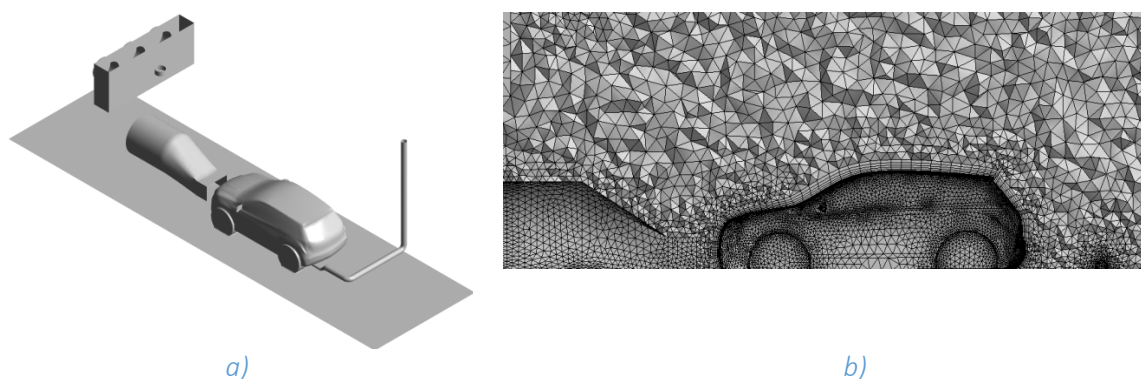


Figura 1: a) Elementos modelados en el interior de la cámara climática, b) Vista lateral del mallado realizado en la cámara climática.

En la Figura 1 a) se muestran, de izquierda a derecha, el evaporador del sistema de refrigeración de la cámara climática, el ventilador de viento relativo, el vehículo y la chimenea de la cámara climática. En la vista b) se muestra una sección del mallado realizado. La malla utilizada es híbrida de aproximadamente 1×10^6 celdas, con forma de tetraedro en la mayor parte del volumen y de prisma alrededor del vehículo y las paredes. Tal y como se aprecia en la Figura 1 b) la densidad del mallado es mayor en las proximidades de los elementos contenidos dentro de la cámara climática.

El modelo de turbulencia Realizable $k-\epsilon$ es sólo válido para flujos turbulentos y su uso viene asociado al empleo de funciones de pared. Por lo tanto, el punto de la malla más próximo a la pared ha de hallarse a partir de la zona turbulenta de la capa límite. Es por esto que en las superficies de las paredes y el vehículo se seleccionó como y^+ (distancia adimensional a la pared) de la primera fila de celdas un valor promedio de 250, de forma que los elementos se encontraran dentro del rango de validez del modelo turbulento sin comprometer en exceso la capacidad computacional disponible y cuidando la calidad del mallado.

3. Instalación experimental y plan de ensayos

3.1. Banco de ensayos, vehículo y cámara climática

Una descripción detallada del vehículo, el banco de ensayos y la cámara climática puede verse en [25]. Tal y como se aprecia en la Figura 2, los modos de operación del vehículo donde se tomaron las medidas para la determinación de cargas térmicas correspondieron a los modos urbano (modo U21, $v = 35 \text{ km/h}$, 3ª marcha, $M_e = 13,82 \text{ Nm}$, $n = 1606 \text{ rpm}$) y extraurbano (modo E17, $v = 120 \text{ km/h}$, 6ª marcha, $M_e = 110,41 \text{ Nm}$, $n = 2482 \text{ rpm}$) dentro del ensayo del ciclo de homologación europeo New European Driving Cycle (NEDC). El vehículo fue ensayado realizando el perfil de velocidades del ciclo NEDC y a tres temperaturas ambiente diferentes: -7°C , 20°C y 35°C y tomando los datos al pasar por ambos modos de operación.

4. Resultados y discusión

4.1. Cargas térmicas

Cargas térmicas asociadas al vehículo

En la Figura 2a) y b) se presentan las cargas térmicas asociadas al vehículo para los modos U21 y E17 respectivamente, a las tres temperaturas elegidas para la realización de los ensayos.

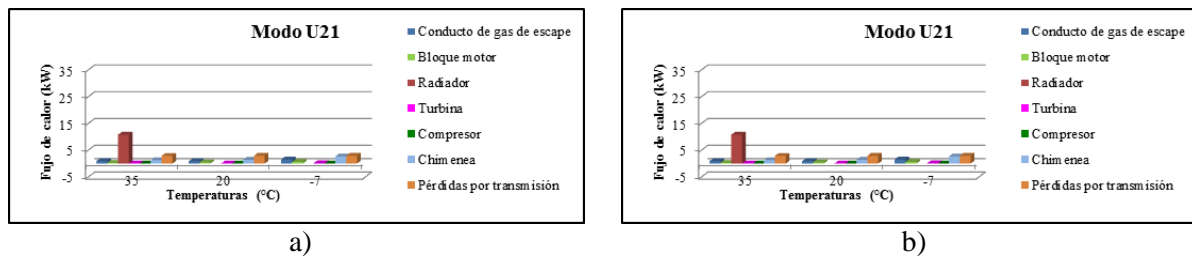


Figura 2. a) Cargas asociadas al vehículo a las tres temperaturas ensayadas para el modo U21, b) Cargas asociadas al vehículo a las tres temperaturas ensayadas para el modo E17

Al analizar lo que ocurre entre los modos de ensayo, se observa que el flujo de calor disipado por los elementos del vehículo a la sala aumenta para el modo E17 con respecto al U21, esto es debido al aumento de carga en el modo E17. Si se comparan los flujos de calor con respecto a las temperaturas ambiente de la cámara climática, se observa un aumento de ellos conforme la temperatura baja, debido a que se produce un mayor salto térmico. Excepto en el caso del radiador, aunque este sea, a priori, el foco principal de disipación de calor por parte del vehículo.

Analizando el flujo de calor de cada una de las cargas de manera detallada se observa que:

La carga proveniente del conducto de los gases de escape varía muy poco a las dos temperaturas positivas, aumentando para la temperatura de -7°C debido al mayor salto térmico entre la temperatura de la ambiente de la sala y la temperatura de los gases de escape a su paso por el conducto.

La carga térmica procedente del radiador es la más importante. Sin embargo, para el modo U21 a la temperatura de 20°C y -7°C y para el modo E17 a la temperatura de -7°C , dicha carga térmica es nula. La explicación a este resultado se puede encontrar al seguir la evolución de la temperatura del refrigerante del motor y compararla con el umbral de apertura de la válvula termostática del sistema de refrigeración del motor, tal y como se aprecia en las Figuras 4 a) y b) a modo de ejemplo. Sobre ambas figuras se ha señalado el umbral de temperatura para la apertura de la válvula termostática y la posición temporal de los modos U21 y E17 dentro del tiempo de realización del ciclo NEDC.

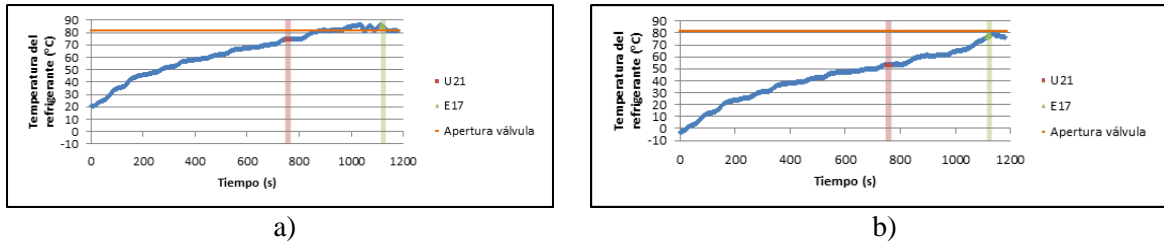


Figura 4: Temperatura media del refrigerante entre la entrada y la salida del motor a temperatura ambiente de la cámara de a) 20°C y b) -7°C.

A la carga proveniente de las pérdidas mecánicas de la transmisión lo que más le afecta es el grado de carga, teniendo un flujo de calor menor para el caso del modo U21 (modo de baja carga) que para el modo E17 (modo de alta carga), pero manteniéndose prácticamente constante independientemente de la temperatura ambiente de la sala.

Con respecto a la carga térmica aportada por el conducto de chimenea se observa que se mantiene prácticamente constante entre la temperatura de 35°C y 20°C, aumentando su valor para la temperatura de -7°C, ocasionado por el aumento de salto térmico que se produce.

Cargas térmicas asociadas a los sistemas auxiliares del banco de ensayos y la cámara climática

Las Figuras 5 a) y b) muestran el resto de cargas térmicas para ambos modos de operación del vehículo y las tres temperaturas ambiente ensayadas.

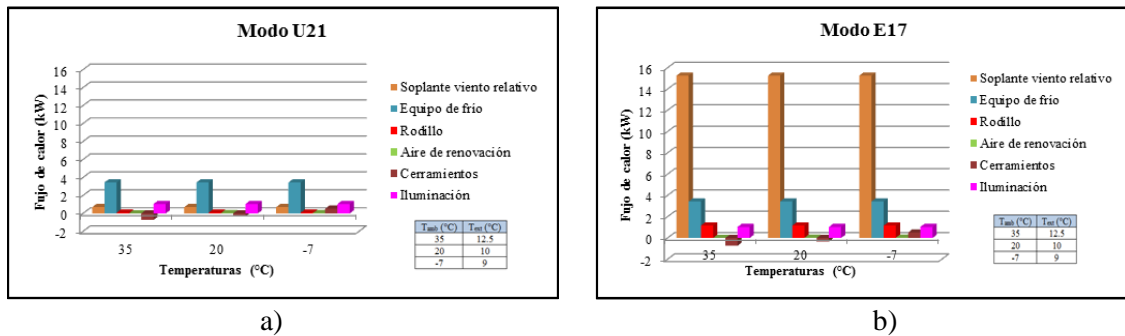


Figura 5: Cargas térmicas desde equipos auxiliares a las tres temperaturas ambiente, a) Modo U21 y b) Modo E17.

Como se puede apreciar en la Figura 5 a), cada uno de los sistemas auxiliares aporta similar cantidad de flujo de calor independientemente de la temperatura del ensayo, excepto la carga a través de los cerramientos, obteniendo para los ensayos a 35°C y 20°C valores negativos, ocasionados por realizar los ensayos a una temperatura exterior a la cámara climática inferior a la del ambiente dentro de la misma.

En el caso de los ensayos para el modo E17 (120 km/h) representado en la Figura 5 b), se observa un aumento considerable de algunas cargas, con respecto a las halladas para el modo U21 (35 km/h). Este aumento se observa en las cargas provenientes del rodillo y de la soplante de viento relativo. La justificación a este aumento es que al trabajar el vehículo a una velocidad de 120 km/h en este modo, el rodillo y la soplante aumentan la potencia de pérdidas mecánicas y eléctrica consumida respectivamente, disipándose en forma de calor en la sala de ensayos. El resto de cargas es independiente del funcionamiento del vehículo y de la temperatura ambiente de la cámara climática.

4.2. Efecto de la altura relativa entre el ventilador de viento relativo y el vehículo ensayado

Aunque el trabajo de modelado tridimensional se realizó para todas las condiciones de ensayo establecidas para la determinación de cargas térmicas, debido a su importancia, en este sub-apartado sólo se muestra el efecto de la posición del ventilador de viento relativo (20 y 25 cm de altura desde el suelo de la sala de ensayos) sobre el perfil de velocidades y temperaturas para velocidad del vehículo de 120 km/h y temperatura ambiente de la cámara de 20°C.

La altura relativa entre el ventilador de viento relativo y el vehículo modifica de forma significativa tanto el perfil de velocidades como la temperatura de la zona bajo el vehículo. Tal y como muestran los resultados, la altura a la que se sitúe dicho ventilador con respecto a la altura del vehículo que se ensaye influirá en el caudal de aire que circula bajo el mismo, haciendo que la refrigeración de esta parte del vehículo sea más o menos eficiente. La mayor o menor refrigeración en la zona del conducto de escape del vehículo puede modificar la eficiencia de funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento de gases de escape (catalizador de oxidación (DOC) o filtro de partículas (DPF)). Unas condiciones térmicas inadecuadas afectarán de forma sensible los niveles de emisión de compuestos contaminantes producidos por el vehículo, lo que puede suponer la certificación o no del vehículo.

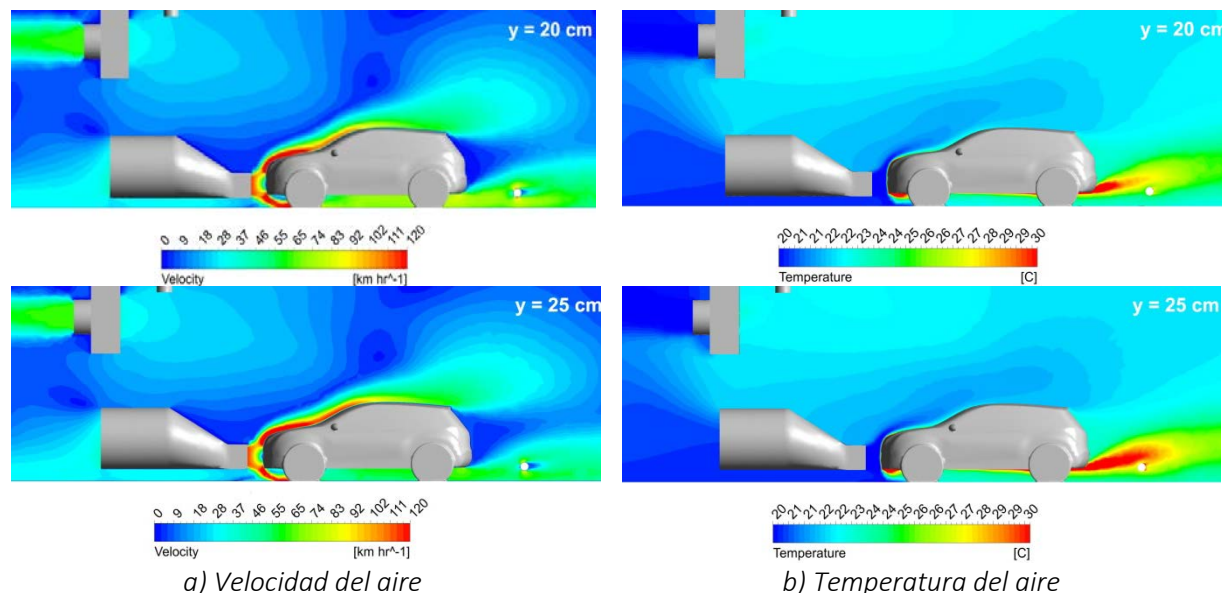


Figura 6: Perfil de a) Velocidad del aire y b) Temperatura, en el interior de la cámara climática.

5. Conclusiones y consideraciones finales

En el presente trabajo se ha propuesto y aplicado una metodología teórico-experimental para la determinación de las cargas térmicas dentro de la cámara climática se sitúa un banco de ensayo de vehículos, para así evaluar su eficiencia energética. Asimismo, se ha diseñado y puesto a punto un modelo tridimensional que permite determinar con alto grado de precisión la distribución de temperatura y velocidad del aire dentro de la cámara climática. Como conclusiones fundamentales de la aplicación de la metodología propuesta se pueden enunciar las siguientes:

El total de cargas térmicas generadas dentro de la sala de ensayos depende claramente del modo de operación dentro del ciclo de trabajo del vehículo.

Las cargas térmicas más importantes provenientes de los equipos que componen la sala de ensayo son las de los ventiladores del evaporador del equipo de frío y el ventilador de la soplante de viento relativo. La carga proveniente de los ventiladores del evaporador es constante independientemente del modo de operación del vehículo y de las condiciones de temperatura a mantener en la sala. Sin embargo, la carga que proviene del ventilador de viento relativo es dependiente del modo de operación. Ambas cargas representan entre un 16-32% y 3-6% del total de cargas térmicas disipadas en la sala para el modo U21 y entre un 4-6% y 21-28% en el modo E17.

En el caso de las cargas aportadas por el vehículo es destacable que las más significativas son las provenientes del conducto de los gases de escape, del conducto de chimenea (relacionadas con el flujo de calor procedente de los gases de escape del balance energético del motor), de la transmisión del vehículo (relacionada con la potencia efectiva) y de la refrigeración (la parte que se cede al radiador). Estas constituyen entre un 49-76% del total de cargas térmicas disipadas en la sala para el modo U21 y entre un 58-73% en el modo E17. En el caso de estudio de la carga liberada a través del radiador, se ha podido comprobar que, debido a la manera de obtener los datos (en modos de operación estacionarios

en velocidad del vehículo pero transitorios en temperatura de refrigerante del motor) la carga térmica que se libera en la sala procedente del radiador puede llegar a ser nula como ocurre en los ensayos a -7°C y en los de 20°C en el modo U21. La carga térmica de los gases de escape se libera en la sala debido a la transmisión de calor desde las paredes del conducto de escape y de la chimenea y estas representan el 4-11% y el 6-19% del total de cargas térmicas disipadas en la sala para el modo U21 y entre el 10-20% y el 9-17% en el modo E17.

La altura relativa entre el ventilador de viento relativo y el vehículo modifica de forma significativa tanto el perfil de velocidades como la temperatura de la zona bajo el vehículo. La mayor o menor refrigeración en la zona del conducto de escape del vehículo puede modificar la eficiencia de funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento de gases de escape (catalizador de oxidación (DOC) o filtro de partículas (DPF)). Unas condiciones térmicas inadecuadas afectarán de forma sensible los niveles de emisión de compuestos contaminantes producidos por el vehículo, lo que puede suponer la certificación o no del vehículo.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo al proyecto COMBALT2 Ref. POIII10-0173-0731, financiado por la Consejería de Educación y Ciencia de la Junta de Comunidades de Castilla-La Mancha así como a las empresas Nissan Europe Technology Centre, Spain, por el apoyo logístico del vehículo cedido y AVL Ibérica por facilitar algunos de los equipos de medida utilizados en los ensayos.

7. Referencias

1. Regulación 715/2007 (Euro 5/6) que reemplaza la Directiva 70/220/EEC. *Medidas que deben adoptarse contra la contaminación del aire por las emisiones de los vehículos de motor.*
2. Armas, O., García-Contreras, R., Ramos, Á. *Impact of alternative fuels on performance and pollutant emissions of a light duty engine tested under the new European driving cycle.* Applied Energy, 2013, vol. 107, pp. 183-190.
3. Armas, O., García-Contreras, R., Ramos, Á. *Emissions of Light Duty Vehicle Tested under Urban and Extraurban Real-World Driving Conditions with Diesel, Animal Fat Biodiesel and GTL fuels.* SAE Technical Paper, 2013, 2013-24-0176.
4. Bermúdez, V., Lujan, J.M., Pla, B., Linares, W.G. *Comparative study of regulated and unregulated gaseous emissions during NEDC in a light-duty diesel engine fuelled with Fischer Tropsch and biodiesel fuels.* Biomass and Bioenergy, 2011, vol. 35, pp. 789-798.
5. Armas, O., Gómez, A., Ramos, Á. *Comparative study of pollutant emissions from engine starting with animal fat biodiesel and GTL fuels.* Fuel, 2013, vol. 113, pp. 560-570.
6. Armas, O., García-Contreras, R., Ramos, Á. *Pollutant emissions from engine starting with ethanol and butanol diesel blends.* Fuel Processing Technology, 2012, vol. 100, pp. 63-72.
7. Bielaczyc, P., Merkisz, L., Pielecha, J. *Investigation of exhaust emissions from DI diesel engine during cold and warm start.* SAE Technical Paper, 2001, 2001-01-1260.
8. Paury, F., Desantes, J.M. *Motores de combustión interna alternativos.* Universidad Politécnica de Valencia, Editorial Reverté, 2011.
9. García, J. *Nuevo concepto de arranque en frío para motores diesel de inyección directa de alta presión.* Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
10. Lapuerta, M., Armas, O. *Frío industrial y aire acondicionado,* Ediciones Universidad de Castilla-La Mancha, 2012.
11. Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J.R., Andrés, C. *Estudio del efecto de la altitud sobre el comportamiento de motores de combustión interna. Parte 1: Funcionamiento.* Información Tecnológica, 2006, vol. 17 (5) pp. 21-30.

12. Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J.R., Andrés, C. Estudio del efecto de la altitud sobre el comportamiento de motores de combustión interna. Parte 2: Motores diesel. *Información Tecnológica*, 2006, vol. 17 (5) pp. 31-42.
13. Hernández, J.J.; Rodríguez, J.; Sanz, J. *Transmisión de calor para ingenieros.*, Ediciones Universidad de Castilla-La Manch, 2010.
14. Incropera, F.P., De Witt, D., Bergman, T.L., Lavine, A.S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. New York, John Wiley and Sons, 2007.
15. Lapuerta, M.; Armas, O.; Hernández, J.J. *Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas*. Applied Thermal Engineering, 1999, vol. 19 (5), pp. 513-529.
16. Martínez, Y., Benítez, A. *Estimación de la viscosidad de gases puros y mezclas de gases. Métodos generalizados para bajas y altas presiones*. Ingeniería química, 2009, vol. 475, pp. 90-100.
17. UN Economic Commission for Europe (UNECE). Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. 2011. Addendum 82: Regulation No. 83, Revision 4, Geneva.
18. Fernández, J.M. *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. Editorial Reverté, 2012
19. Piomelli, U. *Large-eddy and direct simulation of turbulent flows* 9th conférence annuelle de la Société Canadienne de CFD, 2001.
20. Wilcox, D. C. *Re-assessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models*. AIAA Journal, 1988, vol. 26 (11), pp. 1299–1310.
21. Launder, B. Spalding, D. *The numerical computation of turbulent flows*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, vol. 3, pp. 269–289.
22. Sánchez, A., García de María, J.; Viñas, C. *Modelo CFD para el estudio de bienestar térmico en una habitación con techo refrigerante*. II Congreso Nacional de Investigación en Edificación, 2010.
23. Ahmad, N.E; Abo-Serie, E. *Mesh optimization for ground vehicle aerodynamics*. CFD Letters, vol. 2, 2010.
24. Lanfrit, M. *Best practice guidelines for handling automotive external aerodynamics with Fluent*. Fluent Deutschland, 2005.
25. Armas, O., García-Contreras, R., Ramos, Á., López, A.F. *Impact of Animal Fat Biodiesel, GTL, and HVO Fuels on Combustion, Performance, and Pollutant Emissions of a Light-Duty Diesel Vehicle Tested under the NEDC*. Journal of Energy Engineering, DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000237.