

ESTUDIO NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE UN GRUPO CABINADO

Sanz Velilla, Jesús*; Ruiz de Adana Santiago, Manuel*; García Gáfaró, Carlos**; Sala Lizarraga, José M^{***}

*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad de La Rioja,
C/ Luis de Ulloa, 20, 26004 Logroño (La Rioja)

** Dpto. de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad del País Vasco,
C/ Alameda de Urquijo s/n, Bilbao
Teléfono: 941 299516 , Fax: 941 299794
e-mail: manuel.ruiz@dim.unirioja.es

RESUMEN

En este trabajo se han simulado mediante técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional, DFC, distintas soluciones tendentes a reducir el autoconsumo de ventilación en un grupo cabinado, GC. Las pérdidas de calor del grupo se han estimado mediante técnicas de termografía infrarroja, y se han empleado como condiciones de contorno. Los resultados numéricos obtenidos han sido validados con las mediciones experimentales. También se han ensayado distintas soluciones tendentes a reducir el autoconsumo del GC.

KEYWORDS: (dinámica de fluidos computacional, termografía, ventilación, grupos cabinados)

1. Introducción

Un grupo cabinado, GC, consiste en un motor alternativo de combustión interna, MACI, acoplado a un alternador instalado dentro de un contenedor estándar ISO normalizado, equipado con cuadros eléctricos de control y un sistema de ventilación forzada para suministro de aire para el motor y disipación de las pérdidas de calor del motor. Los GC constituyen una gran solución en el área de la generación eléctrica, la cogeneración y la trigeneración. Son una alternativa eficiente al desarrollo de regiones aisladas que no disponen de fuentes alternativas de energía y en las aplicaciones donde se precisa movilidad y rapidez de instalación de plantas de energía. Sin embargo, los GC pueden presentar problemas de sobrecalentamiento derivados de una ventilación deficiente o un sistema de ventilación inadecuado.

Desde el punto de vista de diseño del sistema de ventilación, la potencia necesaria para el accionamiento de los ventiladores es, en muchas ocasiones, significativa y puede llegar a valores de hasta el 2% de la potencia eléctrica generada por el grupo. Este porcentaje, denominado autoconsumo debe reducirse, en lo posible, para mejorar el rendimiento global del grupo cabinado.

La reducción del autoconsumo de ventilación puede realizarse disminuyendo el calor disipado en el interior del grupo cabinado. En efecto, el adecuado aislamiento de los conductos de exhaustación de gases y del sistema de conducción de agua de refrigeración al motor permite reducir el caudal de aire de ventilación, y por tanto el autoconsumo.

La reducción del autoconsumo puede también realizarse mediante un diseño más eficiente del sistema de ventilación, Goodfellow *et. al.* (2001), estudiando la geometría del flujo de aire interior para incrementar la evacuación del calor generado por lo elementos internos del GC.

En este trabajo, se estudian distintas posibilidades para la reducción del autoconsumo de ventilación en el interior de un grupo cabinado. Para ello se realiza un estudio numérico mediante técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional, DFC, Versteeg *et. al.* (1995). Los resultados numéricos se han validado con resultados experimentales obtenidos midiendo las condiciones de temperatura y velocidad de aire en el interior de un GC.

2. Descripción del grupo cabinado

Un grupo diesel generador se ha dispuesto dentro de un contenedor estándar ISO (1992) de 12 m (40'). La disposición general del GC se ilustra en la figura 1. El contenedor consta de dos celdas independientes. En una de ellas se aloja el intercambiador de calor aire-agua para la disipación del calor del circuito de refrigeración de agua del motor.

En la otra celda se aloja un MACI diesel de 16 cilindros en V y 960 kW de potencia mecánica acoplado directamente a un alternador de 903 kWe de potencia eléctrica. Otros componentes de esta celda son los conductos de admisión de aire, los conductos de exhaustación, silenciadores de escape, turbosoplantes y cuadros eléctricos y de control. La figura 2 muestra la disposición de componentes en el interior del GC.



Figura 1. Aspecto general del grupo cabinado.

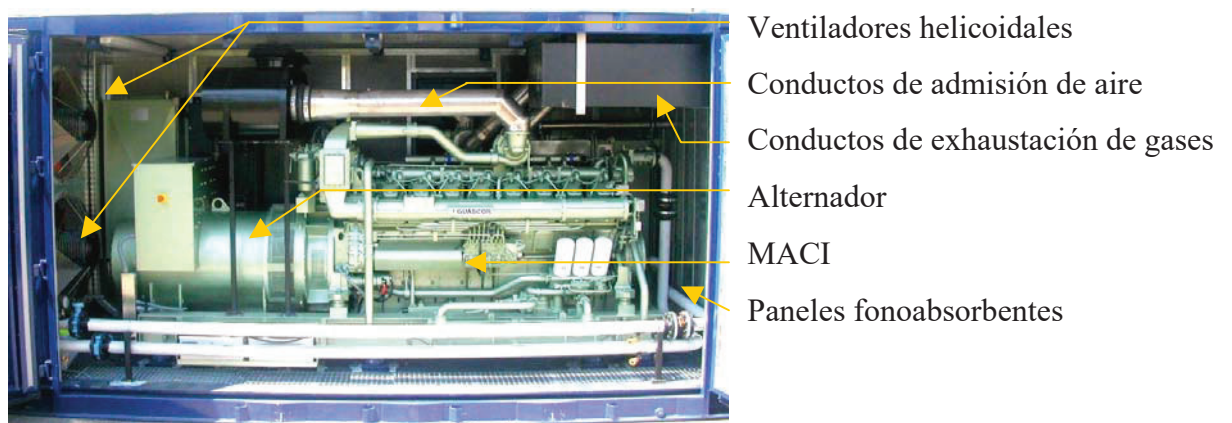


Figura 2. Disposición de equipos en el dominio.

Entre ambas celdas se aloja un plenum de admisión de aire de ventilación. Dos ventiladores helicoidales de 5.5 kW cada uno impulsan el aire en sentido axial al interior del GC. El aire es descargado al exterior a través de paneles fonoabsorbentes localizados en el extremo opuesto. Dentro del GC el sistema de refrigeración del alternador toma

aire por la rejilla trasera, frente al ventilador inferior, y lo descarga en sentido radial, en la zona próxima al motor.

El acceso al GC se realiza a través de una puerta de doble hoja situada en el lateral del contenedor, que permite acceder al motor como se muestra en la figura 2. Existe también una puerta de acceso más pequeña en el lateral opuesto. Ambas puertas de acceso se encuentran cerradas cuando el grupo está en servicio.

3. Metodología

El diseño del sistema de ventilación requiere conocer los flujos de calor disipados por cada componente para adecuar el caudal de aire y el patrón de flujo de aire interior. La metodología experimental y numérica de este trabajo persigue dicho objetivo.

3.1. Metodología experimental

Se han realizado mediciones experimentales para determinar las condiciones de contorno en el GC. Estas condiciones de contorno corresponden a las temperaturas superficiales de los distintos elementos internos así como a las condiciones del aire, temperatura y velocidad, en las secciones de entrada y salida al GC. También se han obtenido datos de velocidad y temperatura de aire para validar los resultados de las simulaciones mediante DFC. Conocidas las temperaturas superficiales y la temperatura del aire en distintos puntos interiores se ha determinado el flujo de calor disipado por cada superficie estimando el coeficiente convectivo en cada caso, Schlichting (1968).

El sistema de adquisición de datos consta de 4 sondas combinadas de temperatura, humedad relativa y velocidad del aire. Las características de las sondas se recogen en la tabla 1.

Tabla 1. Características de las sondas empleadas.

Sonda	Tipo	Rango	Precisión
Temperatura	Termistor - NTC	-20 – 70°C	± 0,4 °C
Relative humidity	Capacitivo	0 – 100 %	± 2%
Velocidad	Hilo caliente	1-10 m/s	±0,03m/s
Velocidad	Molinete	0,2 – 15 m/s	± 0,1 m/s

El conjunto de sondas, la unidad de control, el sistema de adquisición y registro de datos junto con la fuente de alimentación se ha montado sobre un soporte vertical de aluminio.

Se han situado sondas en las secciones de entrada y salida de aire y en distintos puntos del interior del GC. En cada localización, el sistema ha adquirido datos durante un tiempo total de tres minutos con una frecuencia de muestreo de 1 Hz. Los datos experimentales se han reducido y tratado estadísticamente. En primer lugar, los datos son filtrados y corregidos con las curvas de calibración de las sondas. El filtrado se ha realizado considerando una incertidumbre en la medida del 1% y un nivel de confianza del 95%. Finalmente, se ha obtenido la media de cada variable en cada localización.

Las temperaturas superficiales de los distintos componentes se han obtenido mediante técnicas de termografía infrarroja. Se ha utilizado una cámara termográfica AGEMA THV570. Como es sabido, la termografía infrarroja permite conocer la temperatura de una superficie a partir del campo radiante, la emisividad de la

superficie, la distancia, la temperatura de los cuerpos del entorno y la temperatura y humedad relativa del aire. Si la medición termográfica se realiza directamente, los errores en la medición de la temperatura superficial pueden ser notables, Kaplan (1999). Por este motivo, se ha empleado un método de contraste con un termómetro de contacto calibrado. En primer lugar, se ha determinado la temperatura superficial mediante sonda termométrica de contacto y la emisividad de la superficie. En segundo lugar, se ha adquirido la termografía. Por último, se ha tratado la imagen térmica ajustando los parámetros y determinando la temperatura superficial media de cada una de las superficies emisoras de calor.

3.2. Modelo numérico

La figura 3 muestra el modelo simplificado correspondiente al GC cuyas dimensiones interiores son de 5222*2216*2552 mm. El plano vertical que pasa por el eje del motor y el alternador se ha tomado como plano de simetría. Las condiciones del patrón de flujo de aire en el interior del dominio resultante han sido estudiadas mediante un modelo numérico con técnicas de DFC usando el método de los volúmenes finitos, Patankar (1980).

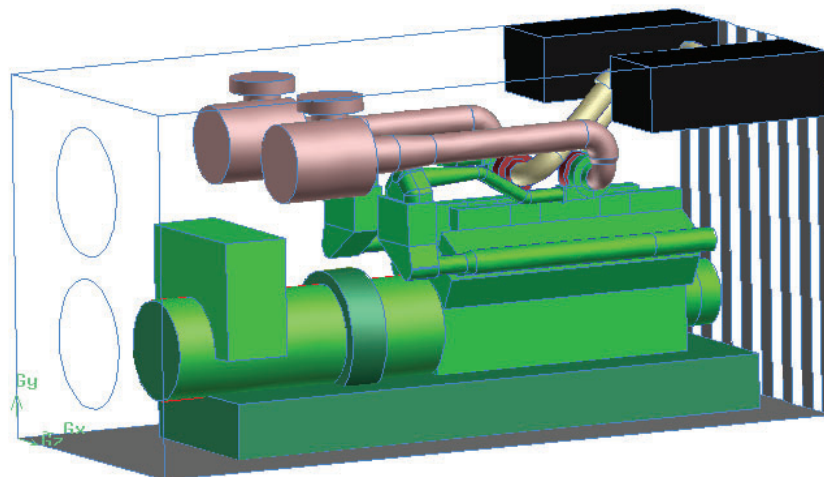


Figura. 3. Modelo geométrico simplificado.

Las ecuaciones en derivadas parciales del flujo de fluido están representadas por la conservación de masa, momento y energía, y se pueden escribir de forma genérica como sigue:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \rho u_j \phi \right) + S_\phi \quad (1)$$

Los coeficientes de difusión y los términos fuente se recogen en la tabla 2 para la variable ϕ . Todos los términos transitorios han sido omitidos ya que el presente trabajo se ha realizado en situación estacionaria.

Tabla 2. Términos en las ecuaciones conservativas.

Ecuación de conservación	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Masa	1	0	0
Momento	u_i	$\mu + \mu_{T\phi}$	$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(-p_o \delta_{ij} + \mu_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + \rho g_i$
Energía	h	$\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_T}{\sigma_h}$	0

El flujo de aire en el interior del GC es turbulento. Para simular este comportamiento turbulento, se ha empleado el modelo de turbulencia k- ϵ , Launder *et al.* (1972). Esto requiere la solución de dos ecuaciones de transporte adicionales de la forma de la ecuación (1). Para el tratamiento de pared se ha utilizado el modelo de pared de ley logarítmica. Una discusión detallada de los modelos empleados puede encontrarse en Launder *et al.* (1974).

Debido a la complejidad geométrica, se ha empleado un mallado con celdas tetraédricas de 50 mm de arista, resultando un total de 430615 celdas. La condiciones de contorno típicas se resumen en la tabla 3.

Tabla 3. Condiciones de contorno aplicadas al dominio del problema.

Superficie	Tipo
Entrada	Presión
Salida	Velocidad
Pared	Temperatura
Pared	Adiabática
Plano medio longitudinal	Simetría

Se ha considerado flujo de aire incompresible en régimen estacionario con propiedades del aire constantes, empleando el modelo de radiación de ordenadas discretas.

La solución se ha considerado correcta si se cumplen los criterios de convergencia en los valores residuales normalizados, valores inferiores a 10^{-3} para la ecuación de masa y momento y de 10^{-6} para la ecuación de energía, errores en el balance de masa y energía inferiores al 0,5% y criterio de estabilidad en la solución con desviaciones en las variables menores al 1% en las última 100 iteraciones.

La resolución del modelo numérico ha permitido calcular las condiciones y el patrón de flujo de aire interior en el GC así como el calor disipado por cada una de las superficies emisoras de calor.

3.3. Casos a estudio

La tabla 4 recoge los distintos casos simulados. En primer lugar, se ha simulado la geometría actual simplificada en las condiciones exteriores de Miñano (Vitoria). Este primer caso se denomina caso de referencia, el cual ha sido validado con datos experimentales.

Tabla 4. Casos a estudio.

Caso	Descripción
1	Referencia
2	Referencia + placa deflectora
3	Referencia + placa deflectora + 1+2 ventiladores
4	Referencia + Aislamiento

Los casos 2 y 3 corresponden a distintas modificaciones para mejorar el patrón de flujo de aire del modelo de referencia. En concreto, en el caso 2 se instala una placa deflectora a la salida de aire del alternador. En el caso 3 además, se substituye el ventilador inferior en posición central por 2 ventiladores más pequeños situados lateralmente. El caso 4 estudia el efecto de la reducción de las pérdidas de calor del MACI mediante la instalación de aislamientos en los conductos de exhaustación y en las conducciones de agua al motor.

4. Resultados

Se muestran de manera detallada los resultados experimentales del caso 1 y de manera resumida el resto de resultados.

4.1. Resultados experimentales

Las mediciones experimentales se realizaron entre Mayo y Septiembre de 2003. Los datos de flujo de aire se han obtenido mediante el filtrado y promedio de los datos experimentales. La tabla 5 muestra los valores obtenidos de temperatura y velocidad del aire en las secciones de entrada y salida del GC. También se recogen datos de las secciones de entrada y salida al sistema de refrigeración del alternador.

Tabla 5. Condiciones experimentales del flujo de aire en las secciones de entrada y salida del grupo cabinado.

	\bar{V} [m/s]	\bar{T} [°C]	P_{total} [Pa]
Ventilador superior	11,6	21,7	530,65
Ventilador inferior	11,6	21,7	530,65
Salida aire cabinado	5,63	30,08	-
Alternador entrada	9,88	21,7	-
Alternador salida	6,8	30	-

La tabla 6 recoge los valores de temperaturas superficiales obtenidos por los distintos elementos en el interior del dominio. Los cerramientos exteriores del GC se han considerado adiabáticos.

Tabla 6. Temperaturas medias superficiales y calores disipados.

	\bar{T} [°C]	\dot{Q}_{exp} [W]
Alternador y caja de bornas	38,1	1896
Amortiguador cigüeñal	60,1	488
Bastidor y bloque motor	78,5	3459
Colector admisión aire	62,3	530
Colector de descarga y dilatador	311,6	8193
Colector de escape	83,5	876
Escape	261,9	18677
Filtro de aire	51	807
Intercooler de aire	140	1114
Tapas de culata	70,4	558
Tapas de árbol levas y cigüeñal	76,4	917
Reradiación escapes en techo	103	9184
Techo zona entrada y media	50	5220
Tubo admisión aire	152,6	1607
Turbosoplante de admisión	141,7	747
Turbosoplante de escape	493	2457

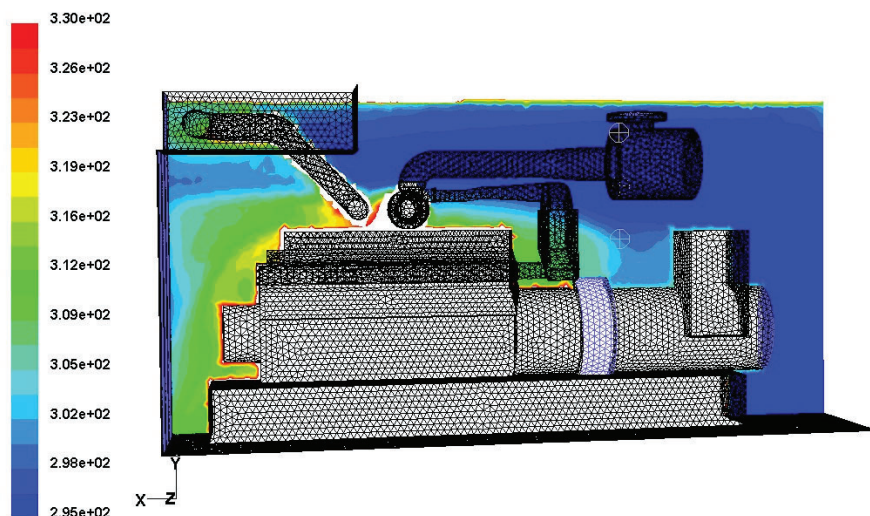


Figura 4. Campo de temperaturas, escala de temperaturas en K.

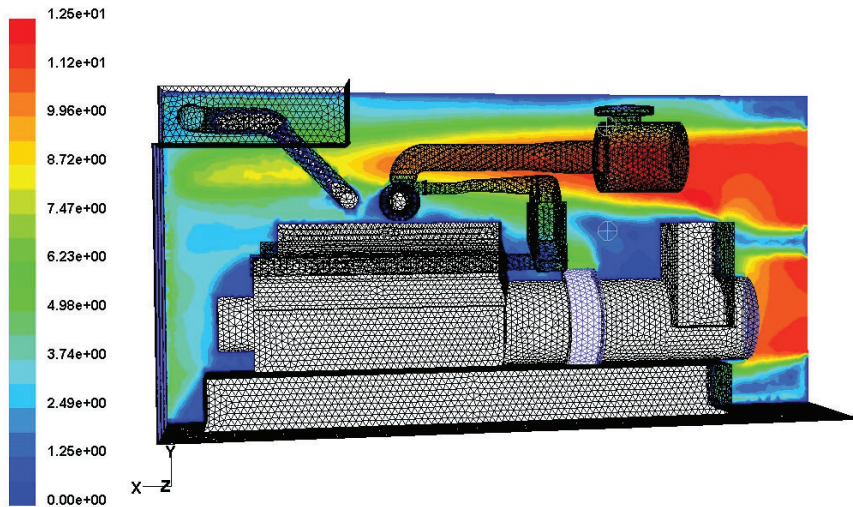


Figura 5. Campo de velocidades, escala de velocidades en m/s.

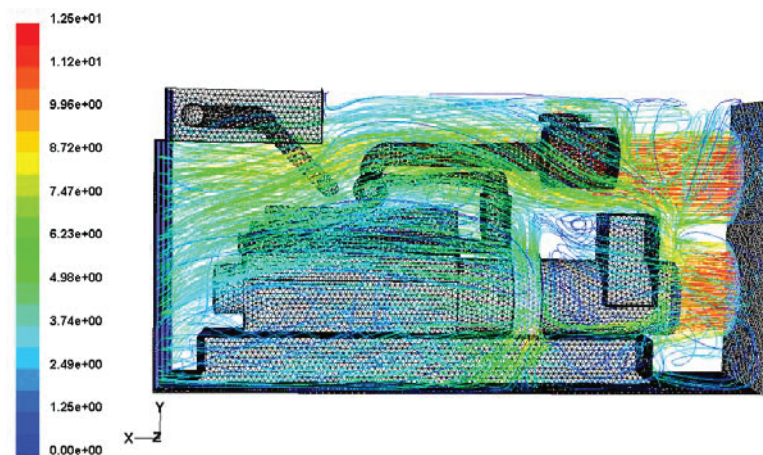


Figura 6. Líneas de flujo de aire, escala de velocidades en m/s.

4.2. Resultados numéricos

Los resultados numéricos de las simulaciones han permitido obtener el campo de temperaturas, y velocidades en el interior del dominio como muestran las figuras 4 y 5. La figura 6 muestra el patrón de flujo de aire en el interior del dominio. Como se aprecia, el patrón de flujo de aire principal está afectado por la salida radial de aire del alternador, lo que provoca un cortocircuito en la corriente principal de aire. También se observa que el flujo de aire principal del ventilador inferior incide sobre el alternador provocando una deficiente circulación de aire en toda la zona inferior del motor. Estas dos circunstancias sugieren la posibilidad de mejora del patrón de flujo de aire.

4.3. Validación de resultados

La tabla 7 recoge los resultados numéricos y experimentales obtenidos en distintos puntos del GC. Existen desviaciones significativas en los resultados del campo de velocidades. Estas desviaciones se deben a turbulencias locales no recogidas por el modelo de turbulencia empleado. Sin embargo, la limitación de la potencia de cálculo disponible no ha permitido ensayar otros modelos de turbulencia. No obstante, los patrones de flujo de aire se ajustan a la realidad aunque las turbulencias a pequeña escala en determinadas localizaciones del GC, no permitan obtener una información detallada en estos puntos singulares.

En cuanto al campo de temperaturas, los resultados han sido, en general, más ajustados, obteniéndose desviaciones inferiores al 16%.

Tabla 7. Resultados numéricos y experimentales del campo de temperaturas y velocidades.

v		\bar{T}_{exp}	\bar{T}_{num}	Desviación		\bar{V}_{exp}	\bar{V}_{num}	Desviación	
		[°C]	[°C]	[°C]	[%]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[%]
Zona de filtros de admisión de aire	Sonda 1	26,9	29,3	2,4	8,9	5,84	5,05	0,79	13,5
	Sonda 2	22,7	21,7	1	4,4	> 10	11,56	-	-
	Sonda 3	23,5	22,4	1,1	4,7	6,33	2,4	3,93	62,1
	Sonda 4	24,9	27,9	3	12,0	6,62	2,9	3,72	56,2
Zona tapas de culata y cigüeñal	Sonda 5	34,9	31,7	3,2	9,2	3,54	2,35	1,19	33,6
	Sonda 6	35,9	31,4	4,5	12,5	1,70	1,5	0,2	11,8
	Sonda 7	38,3	35,5	2,8	7,3	3,1	3,5	0,4	12,9
	Sonda 8	35,5	33,9	1,6	4,5	2,03	0,4	1,63	80,3
Zona paneles fonoabsorbentes	Sonda 9	32,5	27,4	5,1	15,7	5,54	5,63	0,09	1,6
	Sonda 10	30,9	29,95	0,95	3,1	5,74	5,63	0,11	1,9
	Molinete	-	-	-	-	5,17	5,62	0,45	8,7

4.4. Otros casos a estudio

Para evitar cortocircuitos en las líneas de flujo de aire se ha ensayado en el caso 2 la instalación de una placa deflectora de aire a la salida del aire de refrigeración del alternador. Los resultados numéricos obtenidos se muestran en la figura 7 y predicen una mejora significativa en el patrón de flujo de aire y una eliminación del cortocircuito al instalar la placa deflectora.

También se ha mejorado la geometría del flujo de aire ensayando numéricamente el ventilador inferior en posición central por dos ventiladores laterales, caso 3. Esta modificación elimina el choque del flujo de aire contra el cuerpo del alternador y permite la llegada de aire a mayor velocidad a las superficies del motor, lo que incrementa la disipación de calores residuales del mismo.

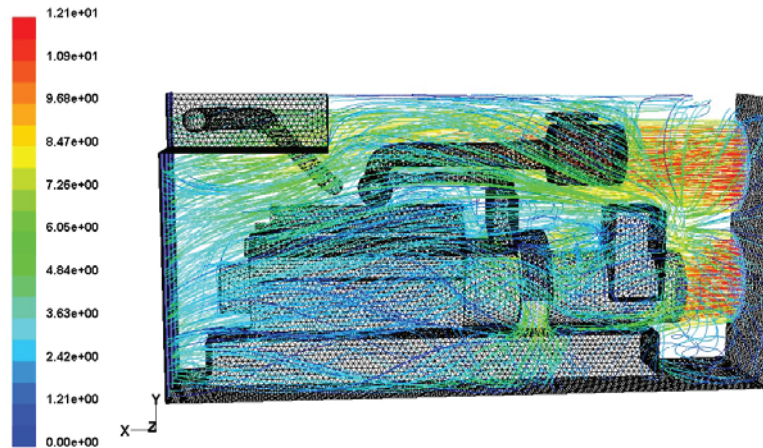


Figura. 7. Líneas de flujo de aire de velocidades con placa deflectora, caso 2.

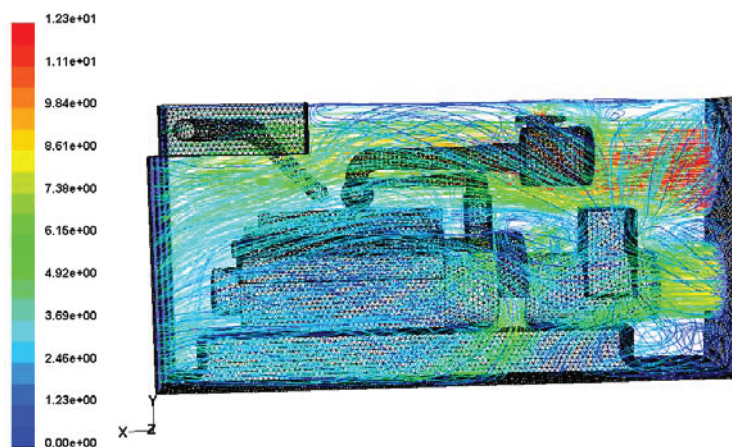


Figura. 8. Líneas de flujo de aire de velocidades con placa deflectora y 2 ventiladores inferiores, caso 3.

4.5. Reducción del autoconsumo

En cada uno de los casos analizados se ha calculado el caudal de aire necesario para disipar los calores residuales del interior del grupo cabinado, aparte del aire necesario para la alimentación del motor. Los resultados se muestran en la tabla 8.

Inicialmente la relación entre la potencia consumida por los ventiladores y la potencia eléctrica generada por el grupo, relación conocida como autoconsumo, es del 1,2%. La instalación de una placa deflectora a la salida de aire del alternador, caso 2, permite reducir las necesidades de ventilación, al mejorar la geometría del flujo evitando cortocircuitos de aire. En esta situación, la menor potencia de ventilación hace que el autoconsumo sea del 0,86%.

La sustitución del ventilador inferior en posición central por dos ventiladores laterales de menor potencia hace que se mejore la geometría del flujo, aunque en este caso el autoconsumo se reduce hasta el 1,06%.

Por último, la reducción de flujo de calor disipado gracias a la mejora de aislamiento ha permitido reducir el autoconsumo hasta el 0,64%.

Tabla 8. Autoconsumo.

Caso	Autoconsumo [%]
1	1,2
2	0,86
3	1,06
4	0,64

Estos resultados indican que la instalación de la placa deflectora junto con la instalación de aislamiento en distintas superficies son las medidas correctoras que suponen una mayor reducción del autoconsumo en el GC. A esto hay que añadir el bajo coste que lleva asociado.

5. Conclusiones

Las condiciones del patrón de flujo de aire en el interior de un GC han sido obtenidas de forma numérica y experimental. Una comparación entre ambos resultados ha permitido la validación del modelo numérico.

Se han simulado distintos casos para reducir el autoconsumo de ventilación en el GC, que inicialmente es del 1,2% de la potencia generada. Estas modificaciones han sido: la reducción del calor disipado por las superficies internas, que reduce el autoconsumo hasta el 0,64%, la mejora del patrón de flujo de aire interior mediante la instalación de una placa deflectora a la salida de aire del alternador y la substitución del ventilador inferior, con reducciones en autoconsumo del 0,86 y 1,06% respectivamente.

Las propuestas 2 y 4 suponen una importante mejora y han sido introducidas por la empresa GUASCOR en el proceso de fabricación de grupos cabinados.

La adecuada combinación de técnicas de DFC junto con técnicas termográficas y experimentales han demostrado ser instrumentos eficaces para el estudio y la mejora de la ventilación, y se ha aplicado con éxito a la ventilación de un grupo cabinado. A la luz de estos resultados, es posible aplicar estas técnicas a otros problemas térmicos relacionados con la ventilación.

Agradecimientos

Los autores del trabajo desean agradecer a GUASCOR I+D la ayuda recibida para la realización del presente trabajo.

Referencias

Goodfellow H. y Tähti E. (2001). *Industrial Ventilation. Design Guidebook*, Academic Press, California.

ISO (1992), *ISO Standards Handbook - Freight containers*, 2nd ed., ISO, London, England.

Kaplan H. (1999), *Practical applications of infrared thermal sensing and imaging equipment*, 2nd ed., SPIE The International Society for Optical Engineering, Washington.

Launder B.E. y Spalding D. B. (1972). *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, London, England.

Launder B.E. y Spalding D. B. (1974). **The numerical computation of turbulent flows**, *Computer Methods in Applied Mechanics Engineering*. **3**, 269-289.

Patankar S. V. (1980), *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 1st ed., Hemisphere Publishing Corporation, New York.

Schlichting H. (1968). *Boundary-Layer Theory*, six ed., McGraw-Hill, New York.

Versteeg, H.K. y Malalasekera, W. (1995). *Computational Fluid Dynamics*, Longman, London.