

ANÁLISIS TERMO-FLUIDO DINÁMICO DE UN TRANSFORMADOR DE POTENCIA EN MODO ONAN

Luciano Garelli^a, Gustavo R. Ríos Rodríguez^a, Mario A. Storti^a, Daniel Granata^b, Mauro Amadei^b y Marcelo Rossetti^b

^a*Centro de Investigación de Métodos Computacionales., CIMEC (UNL - CONICET), 3000 Santa Fe, Argentina., Tel.: +54 (0) 342 4511594 Fax: +54 (0) 342 4511595,*

^b*Tadeo Czerweny S.A., 2252 Gálvez, Santa Fe, Argentina., Tel.: +54 (0) 3404 487200 Fax: +54 (0) 3404 483330*

Palabras Clave: Transformador de potencia, Dinámica de fluidos computacional, Transferencia de calor.

Resumen.

En este artículo se presenta un estudio termo-fluido dinámico sobre un transformador de potencia de 30MVA. El estudio incluye cálculos semi-analíticos, simulaciones numéricas y mediciones experimentales para validar los resultados obtenidos. Un banco de pruebas fue específicamente diseñado y construido para llevar a cabo las mediciones experimentales, permitiendo medir las diferentes variables que intervinen en la disipación de calor en el radiador, como ser los coeficientes de transferencia, caudal de aceite, la velocidad del flujo de aire entre las aletas del radiador, energía total disipada, entre otros. Los objetivos del estudio son analizar la capacidad de refrigeración de un radiador específico funcionando en modo ONAN (por Oil Natural Air Natural) y validar los procedimientos empleados en la simulación y los cálculos numéricos para una posterior optimización del diseño. Se llevaron a cabo simulaciones numéricas termo-hidráulicas acopladas para obtener distribuciones de temperatura en las aletas del radiador y coeficientes de transferencia. Estas simulaciones se realizaron en un cluster de computadoras debido al alto costo de cálculo de los modelos resultantes. Los resultados de las simulaciones muestran una buena correlación con las mediciones experimentales y con los valores obtenidos con el modelo semi-analítico, lo que confirma que éste modelo, junto con las simulaciones CFD, pueden ser empleadas como herramientas de análisis.

1. INTRODUCCIÓN

Los transformadores de potencia son uno de los componentes más valiosos en las redes de energía eléctrica. Durante la conversión eléctrica de alta a baja tensión, parte de la energía se pierde en forma de calor en las bobinas y el núcleo y luego debe ser evacuado a través de los radiadores de la máquina. El calor se extrae de las bobinas y se transporta a los radiadores por medio del aceite que fluye a través de los espacios entre los discos del bobinado, a continuación a través de los tubos colectores situados en la parte superior de los radiadores, luego por los canales de refrigeración de las aletas, a continuación, a los tubos colectores en la parte inferior de los radiadores y finalmente retorna a la cuba y a los devanados. En los transformadores de potencia funcionando en modo ONAN (*Oil Natural Air Natural*), tanto el flujo de aceite a través del circuito de refrigeración y como el flujo de aire a través de las aletas del radiador se producen por convección natural. Es muy importante para el fabricante del transformador tener un conocimiento detallado de la fluido dinámica interna y de cómo se disipa el calor en los radiadores. Este análisis permite identificar posibles restricciones en el proceso de disipación de calor permitiendo mejorar el diseño, donde más se necesita. Para una cantidad dada de calor a evacuar, un mejor diseño permite reducir el tamaño y peso de la máquina, mejorando así su eficiencia y tiempo de vida, además de lograr una reducción de los costos de fabricación. El objetivo de este estudio es la caracterización de un radiador de un transformador de potencia funcionando en modo ONAN, con el fin de optimizar su diseño actual.

Se han desarrollado y utilizado diversos enfoques para estudiar y mejorar diferentes áreas en el proceso de diseño de un transformador de potencia. Los modelos de red termo-hidráulicas o térmicos permiten estudiar el comportamiento dinámico de la máquina completa, obteniendo el caudal de aceite y las distribuciones de temperatura, así como la temperatura de punto caliente (*hot spot temperature*) en los devanados [Radakovic y Sorgic \(2010\)](#). Sin embargo, estos métodos requieren conocer de antemano los coeficientes de transferencia de calor, empleando para ello fórmulas analítica o correlaciones semi-empíricas y además, no pueden considerar todos los detalles geométricos del modelo. Por otra parte, las simulaciones numéricas basadas en el Método de Elementos Finitos (FEM) o el de Volúmenes Finitos (FVM) han sido ampliamente utilizados para llevar a cabo análisis en diferentes componentes de transformadores de potencia, ya que permiten una representación detallada de la geometría y la física involucrada. Sin embargo, debido a los altos costos computacionales estas técnicas se emplean por lo general para analizar componentes específicos de un transformador de potencia en lugar de la máquina completa. Por ejemplo, en [Torriano et al. \(2012\)](#) se resuelve el flujo de aceite 3-D y la distribución de temperatura en un bobinado tipo disco mediante técnicas de CFD empleando mallas con cientos de millones de celdas para el fluido. También, en [El Wakil et al. \(2006\)](#) se lleva a cabo un análisis de la transferencia de calor desde los devanados y el núcleo hacia el aceite para seis configuraciones diferentes de un transformador de potencia con fines de optimización. El análisis se basa en simulaciones CFD utilizando FVM y asumiendo simetría axial del problema. En [Tsili et al. \(2012\)](#), se utiliza un modelo 3-D para resolver las ecuaciones acopladas termo-hidráulicas con el objetivo de predecir el rendimiento térmico del transformador empleando FEM, mientras en [Nabati et al. \(2009\)](#) se utiliza un modelo 3-D para estudiar la relación entre las características del radiador y su capacidad de refrigeración para un transformador de potencia que trabaja en modo ONAN. Por otra parte, en [Kim et al. \(2013\)](#) se presentan varios estudios analíticos y experimentales sobre el rendimiento de los radiadores utilizados en transformadores de potencia que trabajan tanto en la condición ONAN como ODAN (*Oil Directed Air Natural*). Otro aspecto importante a considerar es la dirección de soplado en aquellos ra-

diadores que trabajan en condición ONAF con el objetivo de extraer mayor cantidad de calor. En el trabajo de [Paramane et al. \(2014\)](#) se estudia este efecto por medio de simulaciones en 3-D y los resultados numéricos son confirmados por las mediciones experimentales realizadas en un banco de ensayo con cinco radiadores. Más recientemente, en [Paramane et al. \(2016\)](#), se resuelve la termo-fluidodinámica de manera acoplada para analizar el desempeño tanto ONAN como ONAF de un radiador y conocer cómo es la distribución del flujo de aceite en las distintas aletas que componen el radiador.

En este trabajo se describe un análisis de la termo-fluido dinámica de un radiador empleado en un transformador de potencia de 30MVA - 132/34,5/13,8 [kV], fabricado por la empresa Tadeo Czerwerny S.A. El estudio se centra en la disipación de calor en los radiadores, suponiendo que el transformador está funcionando en la condición ONAN. El análisis se lleva a cabo teniendo en cuenta en primer lugar un modelo semi-analítico reducido, luego simulaciones CFD y finalmente, los datos experimentales obtenidos de las mediciones realizadas en un banco de ensayos construido ad-hoc por la empresa. El modelo reducido proporciona los valores de la temperatura del aceite en los conductos de entrada y de salida del radiador, el caudal de aceite, la temperatura del aire y su velocidad media, entre otros datos. Por otro lado, las mediciones experimentales de las variables significativas en condiciones controladas permiten validar los valores calculados. Por último, las simulaciones CFD se presentan en detalle y debido a la complejidad geométrica del radiador, se emplea una malla híbrida para discretizar el dominio computacional (parte estructurada y parte no estructurada) la cual posee varios millones de celdas. Como consecuencia, la solución numérica del problema termo-hidráulico se calcula utilizando el cluster "Seshat" perteneciente al CIMEC, equipado con un servidor Intel®Xeon®CPU E5-2640 v2 @ 2,00 GHz y 69 nodos de computación Intel®Xeon®CPU E5-1620 v2 @ 3.7GHz con 16 GB de RAM DDR3 de 1600 MHz, interconectado con una red Infiniband®. Para reducir el costo computacional del análisis, la transferencia de calor desde el aceite al panel, la conducción de calor a través del acero y la transferencia de calor por convección desde la superficie del panel al aire son simuladas para un solo panel. De esta simulación acoplada, se obtiene una distribución de la temperatura en la superficie del panel, la cual es utilizada como distribución inicial de la temperatura en los paneles para la simulación del radiador completo, en el que solamente se considera la transferencia de calor por convección de los paneles al aire. De esta simulación se obtiene un coeficiente de transferencia de calor por convección para el radiador completo, que posteriormente se utiliza para actualizar los cálculos realizados con el modelo reducido, evitando el uso de fórmulas semi-empíricas. La turbulencia del aire que circula entre las aletas del radiador es modelada mediante LES (*Large Eddy Simulation*).

A modo de síntesis los problemas resueltos en este artículo son los siguientes,

- Modelo reducido, el cual se basa en una descripción analítica de los fenómenos involucrados.
- Modelo CFD 3D acoplado termo-fluídico de un panel de radiador.
- Modelo CFD 3D del radiador completo utilizando los datos de la simulación acoplada
- Estudio experimental de un radiador y comparación con resultados numéricos.

2. MODELO REDUCIDO - DESCRIPCIÓN ANALÍTICA

Con el fin de estimar su capacidad de refrigeración, se presenta un modelo reducido de la termo-fluido dinámica en un radiador de un transformador de potencia. Este modelo se basa en

un conjunto de ecuaciones analíticas acopladas derivadas a partir de plantear los balances de cantidad de movimiento y energía. Como resultado, se calculan el caudal de aceite (Q_{oil}), la temperatura del aceite a la entrada del radiador (T_{oil_2}) y la de salida (T_{oil_1}), la temperatura del aire a la entrada (T_{air_1}) y a la salida del radiador (T_{air_2}) y la velocidad promedio del aire (U_{air}), para una potencia a ser disipada dada (P) (ver figura 1).

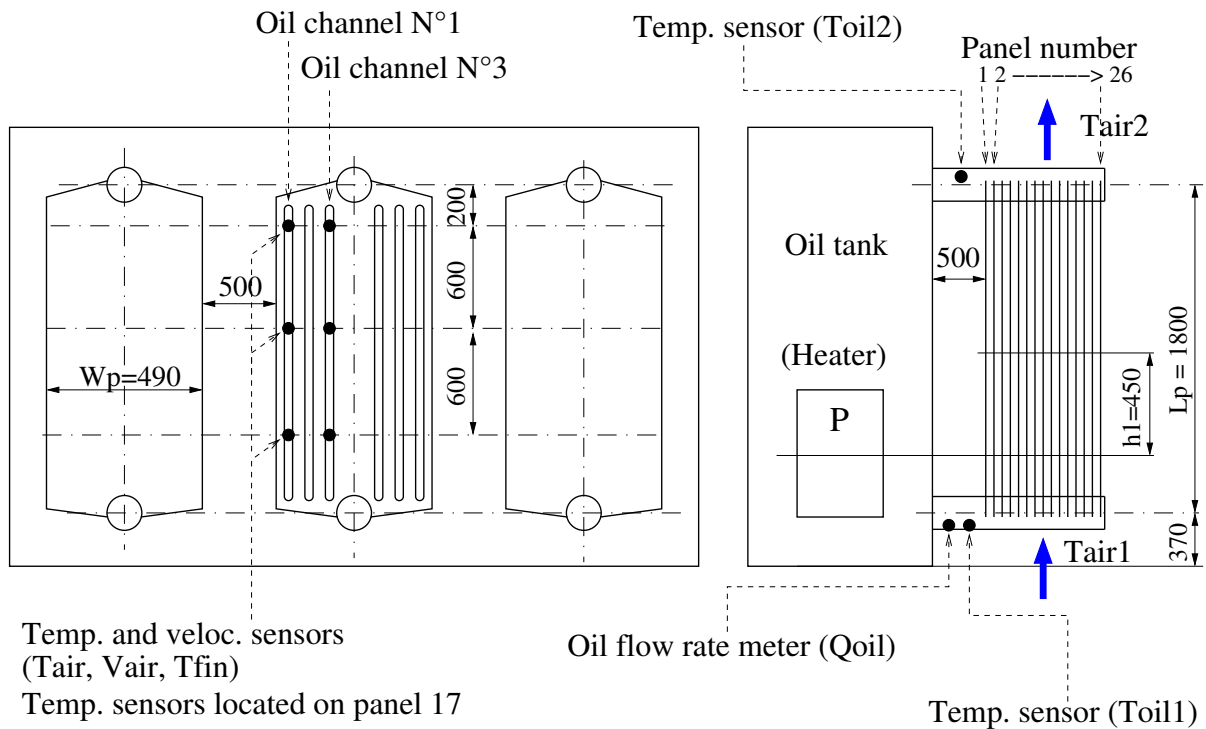


Figura 1: Descripción esquemática del banco de ensayo experimental (longitudes en mm).

2.1. Balance de momento en el aceite

La fuerza motriz que impulsa el aceite a través del circuito de refrigeración es el resultado de un cambio en la densidad del aceite ρ_{oil} , la cual disminuye con el aumento de la temperatura y genera una diferencia de presión (ΔP_{oil}) que está equilibrada con la resistencia hidráulica del radiador, con lo cual se tiene que

$$\begin{aligned} \Delta p_{oil} &= (\Delta \rho)_{oil} g \Delta z, \\ &= (\beta_{oil} \rho_{oil} \Delta T_{oil}) g \Delta z, \end{aligned} \quad (1)$$

donde β_{oil} es el coeficiente de expansión térmica, ΔT_{oil} es la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada del radiador ($T_{oil_2} - T_{oil_1}$), g es la aceleración de la gravedad y Δz es definido en Karsai y Kiss (1987) como

$$\begin{aligned} \Delta z &= (h_1 + h_2), \\ h_2 &= L_p \left(\frac{\Delta T_{oai}}{\Delta T_{oil}} - \frac{\Delta T_{LMTD}}{\Delta T_{oil}} - 0,5 \right), \end{aligned} \quad (2)$$

donde L_p es la altura del radiador, h_1 es la diferencia entre el nivel medio del radiador y la bobina calefactora, $\Delta T_{oai} = T_{oil_2} - T_{amb}$ es la diferencia de temperatura del aire y la de entrada

del aceite, T_{amb} es la temperatura del aire suficientemente lejos del radiador y ΔT_{LMTD} es la diferencia de temperatura logarítmica-media entre el aceite y el aire en el radiador.

El caudal de aceite debido a la diferencia de presión dada por la ecuación (1) es inversamente proporcional a la resistencia hidráulica del circuito de aceite. La pérdida de carga en el sistema viene dada principalmente por la resistencia al flujo dentro de los canales de un panel del radiador. En este trabajo, se asume un flujo de aceite desarrollado y paralelo Fay (1994). Esto significa que el patrón del flujo es el mismo para todas las secciones transversales a lo largo del canal y que sólo tiene una componente axial (flujo de Poiseuille). Los canales del radiador se modelan como rectángulos de anchura w y altura L_y utilizando la ecuación derivada por Fay (1994) para una forma arbitraria

$$Q_{oil} = -\frac{dp}{dz} \frac{1}{\mu_{oil}} \frac{32A_{cha}^3}{\xi Pe_{cha}^2} = -\frac{\Delta p_{oil}}{L_p} \frac{1}{\mu_{oil}} \frac{32A_{cha}^3}{\xi Pe_{cha}^2} \quad (3)$$

donde μ_{oil} es la viscosidad dinámica del aceite, A_{cha} es el área de la sección transversal del canal, Pe_{cha} es el perímetro del canal y ξ es una constante adimensional que depende solamente de la forma del mismo. De la referencia Fay (1994) se obtiene un valor de $\xi \approx 88$ para una relación de aspecto del canal de $w_{oil}/L_y = 0,07$.

Para un radiador con N_p paneles y N_{cha} canales por panel, el área de pasaje total A es calculada como $A = A_{cha}N_{cha}N_p$ y un cálculo similar se realiza para el perímetro Pe . Finalmente, combinando las Ec.(1) y Ec.(3), se obtiene una ecuación de la forma

$$R_{mom,oil}(T_{oil_1}, T_{oil_2}, Q_{oil}) = 0. \quad (4)$$

2.2. Transferencia de calor en el aceite

Para una potencia dada (P) a ser disipada por el radiador, se puede establecer un balance de energía en el aceite

$$\begin{aligned} P &= (\rho C_p Q \Delta T)_{oil}, \\ &= F_{oil} \Delta T_{oil}, \end{aligned} \quad (5)$$

donde $F = \rho C_p Q$ es la capacidad calorífica del flujo (W/K). Ec.(5) la cual se puede escribir como

$$R_{ener,oil}(T_{oil_1}, T_{oil_2}, Q_{oil}) = 0. \quad (6)$$

2.3. Balance de momento en el aire

El radiador bajo análisis está trabajando en condiciones ONAN, con lo cual el aire fluye a través de los paneles del radiador por convección natural. Suponiendo que el flujo de aire entre las caras de dos paneles está desarrollado completamente, se puede usar la correlación de Dean's (Kim y Moser, 1987; R., 1978) para expresar el coeficiente de rozamiento (C_f) como

$$C_f = \frac{\tau_w}{0,5\rho_{air}U_{air}^2} = 0,073Re_{air}^{-0,25} \quad (7)$$

donde ρ_{air} es la densidad del aire y τ_w es la tensión de corte en la pared. El número de Reynolds (Re_{air}) está dado por

$$Re_{air} = \frac{U_{air}(w_{air}/2)}{\nu_{air}} \quad (8)$$

El caudal de aire a través del radiador (Q_{air}) se puede expresar como

$$Q_{air} = U_{air} w_{air} W_p N_p \quad (9)$$

el cual es proporcional al espaciamiento entre los paneles (w_{air}), el ancho del panel (W_p) y el número de paneles (N_p). Por otro lado, el balance de momento en el aire establece que la fuerza de flotabilidad en el canal de aire (Δp_{air}) tiene que ser balanceada con la fuerza de fricción, con lo cual

$$\begin{aligned} \Delta p_{air} W_p w_{air} &= 2\tau_w L_p W_p, \\ \Delta p_{air} &= \tau_w L_p / w_{air}, \end{aligned} \quad (10)$$

La fuerza de flotación en el canal de aire se puede expresar como

$$\begin{aligned} \Delta p_{air} &= \Delta \rho_{air} g L_p, \\ &= \frac{1}{2} \beta_{air} \rho_{air} (T_{air_2} - T_{air_1}) g L_p, \\ &= \frac{1}{2} (\beta \rho \Delta T)_{air} g L_p, \end{aligned} \quad (11)$$

donde β_{air} es el coeficiente de expansión térmica del aire. El balance de momento en el aire se puede expresar finalmente como

$$R_{mom,air}(T_{air_2}, U_{air}) = 0, \quad (12)$$

2.4. Transferencia de calor en el aire

En estado estacionario, el calor absorbido por el aire tiene que ser igual a la potencia (P) generada en el bobinado

$$\begin{aligned} P &= (\rho C_p Q \Delta T)_{air}, \\ &= F_{air} \Delta T_{air}, \end{aligned} \quad (13)$$

Esta ecuación se puede escribir de la siguiente forma

$$R_{ener,air}(T_{air_2}, U_{air}) = 0. \quad (14)$$

2.5. Transferencia de calor aceite-aire

Para evaluar la transferencia de calor desde el aceite al aire ($H_{oil \rightarrow air}$), se asume que en cada panel se satisface

$$H_{oil \rightarrow air} = h(T_{oil}(z) - T_{air}(z)) \quad (15)$$

donde z es la coordenada vertical a lo largo del panel y h es el coeficiente de transferencia térmica entre el aceite y el aire, el cual incluye la convección del aceite, la conductividad del acero con el cual está construido el panel, y la convección del aire. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia térmica se puede escribir como

$$h^{-1} = h_{oil}^{-1} + h_{steel}^{-1} + h_{air}^{-1} \quad (16)$$

El coeficiente de transferencia en los canales de aceite se calcula empleando un modelo convectivo con flujo laminar propuesto en [Karsai y Kiss \(1987\)](#)

$$\begin{aligned} h_{oil} &= \text{Nu}_{oil} k_{oil} / D_h, \\ \text{Pr}_{oil} &= \mu_{oil} C_{p_{oil}} / k_{oil}, \\ \text{Re}_{oil} &= \rho_{oil} U_{oil} D_h / \mu_{oil}, \\ \text{Gr}_{oil} &= \frac{g \beta_{oil} \Delta T_{os} D_h^3}{(\mu_{oil} / \rho_{oil})^2}, \\ \text{Nu}_{oil} &= 0,85 \left(0,74 \text{Re}_{oil}^{0,2} (\text{Pr}_{oil} \text{Gr}_{oil})^{0,1} \text{Pr}_{oil}^{0,2} \right); \end{aligned} \quad (17)$$

donde $D_h = 4A_{chan} / Pe_{chan}$ es el diámetro hidráulico del canal de aceite, ΔT_{os} es la caída de temperatura en la superficie, k_{oil} es la conductividad térmica del aceite, Pr_{oil} , Gr_{oil} , Re_{oil} y Nu_{oil} son los números de Prandtl, Grashof, Reynolds y Nusselt para el flujo de aceite en el canal.

Por otro lado, el flujo de calor en el acero se produce por conducción, con lo cual el coeficiente es calculado como

$$h_{steel} = \frac{k_{steel}}{t}, \quad (18)$$

donde k_{steel} es la conductividad térmica del acero y t es el espesor de la placa de acero del panel.

La transferencia de calor por convección debido a aire circulante entre los paneles se puede modelar considerando una placa plana vertical, mediante la ecuación empírica propuesta por [Churchill y Chu \(1975\)](#)

$$\begin{aligned} h_{air} &= \text{Nu}_{air} k_{air} / L_p, \\ \text{Pr}_{air} &= \mu_{air} C_{p_{air}} / k_{air}, \\ \text{Gr}_{air} &= \frac{g \beta_{air} |\overline{T}_{oil} - \overline{T}_{air}| L_p^3}{(\mu_{air} / \rho_{air})^2}, \\ \text{Ra}_{air} &= \text{Gr}_{air} \text{Pr}_{air}, \\ \text{Nu}_{air} &= \left(0,825 + \frac{0,387 \text{Ra}_{air}^{1/6}}{(1 + (0,492 / \text{Pr}_{air})^{(9/16)})^{(8/27)}} \right)^2; \end{aligned} \quad (19)$$

siendo Pr_{air} , Gr_{air} , Ra_{air} y Nu_{air} los números de Prandtl, Grashof, Rayleigh y Nusselt para el aire, respectivamente. \overline{T}_{oil} y \overline{T}_{air} son las temperaturas medias del aceite y del aire, k_{air} es la conductividad térmica del aire y $C_{p_{air}}$ es el calor específico a presión constante.

Finalmente, el balance de energía en el panel se puede escribir de la siguiente manera

$$\frac{d}{dz}(F_{air} T_{air}) = h(T_{oil} - T_{air}) \frac{d}{dz}(F_{oil} T_{oil}) = h(T_{oil} - T_{air}), \quad (20)$$

por lo tanto

$$\begin{aligned} \frac{du}{dz} &= -\gamma(T_{oil} - T_{air}), \\ u &= T_{oil} - T_{air}, \\ \gamma &= h \left(\frac{1}{F_{air}} - \frac{1}{F_{oil}} \right) \end{aligned} \quad (21)$$

La solución de la Ec.(21) es

$$u = u_1 e^{-\gamma z} \quad (22)$$

$$T_{oil_2} - T_{air_2} = (T_{oil_1} - T_{air_1})e^{-\gamma L_p} \quad (23)$$

siendo la última ecuación del sistema

$$R_{hex}(T_{oil_1}, T_{oil_2}, T_{air_2}, U_{air}, Q_{oil}) = 0. \quad (24)$$

El sistema de ecuaciones (4), (6), (12), (14) y (24) tiene que ser resuelto para obtener T_{oil_1} , T_{oil_2} , T_{air_2} , U_{air} y Q_{oil} .

$$\begin{aligned} R_{mom,oil}(T_{oil_1}, T_{oil_2}, Q_{oil}) &= 0, \\ R_{ener,oil}(T_{oil_1}, T_{oil_2}, Q_{oil}) &= 0, \\ R_{mom,air}(T_{air_2}, U_{air}) &= 0, \\ R_{ener,air}(T_{air_2}, U_{air}) &= 0, \\ R_{hex}(T_{oil_1}, T_{oil_2}, T_{air_2}, U_{air}, Q_{oil}) &= 0. \end{aligned} \quad (25)$$

La conductividad térmica (k_{oil}), densidad (ρ_{oil}) y el calor específico ($C_{p_{oil}}$) del aceite se calculan en base a las aproximaciones propuestas por (Kim et al., 2013),

$$\begin{aligned} k_{oil} &= 0,15217 - 7,16 \times 10^{-5} T_{oil_2}, \text{ [W/(m K)]} \\ \rho_{oil} &= 1067,75 - 0,6376 T_{oil_2}, \text{ [Kg/m}^3\text{]} \\ C_{p_{oil}} &= 821,19 + 3,563 T_{oil_2}, \text{ [J/(Kg K)]} \end{aligned} \quad (26)$$

La viscosidad cinemática es $\nu_{oil} = 3.25 \times 10^{-6}$ [m²/s] y el coeficiente de expansión es $\beta_{oil} = 7.9 \times 10^{-4}$ [1/K]. La temperatura ambiente se asume igual a $T_{air_1} = 303$ [K] con las siguientes propiedades: viscosidad cinemática $\nu_{air} = 1.56 \times 10^{-5}$ [m²/s], $\rho_{air} = 1.17$ [Kg/m³], $\beta_{air} = 3.3 \times 10^{-3}$ [1/K], $C_{p_{air}} = 1005$ [J/Kg K] y $k_{air} = 0.0281$ [W/(m K)].

El radiador tiene $N_p = 26$ paneles. Cada uno de los cuales es de forma rectangular, con un largo equivalente $L_p = 1.67$ [m] y un ancho equivalente $W_p = 0.521$ [m], de tal manera de representar la misma área mojada $A_p = 1.74$ [m²] del panel real. Cada panel tiene seis canales de aceite ($N_{cha} = 6$), cada uno de ellos con una sección transversal de $A_{cha} = 3.248 \times 10^{-4}$ [m²]. El espaciamiento entre los paneles es de $w_{air} = 0.045$ [m] y la distancia entre el centro del bobinado y el centro del radiador es de $h_1 = 0.45$ [m]. Las aletas del radiador están fabricadas en acero al carbono, que tiene una conductividad térmica $k_{steel} = 54$ [W/(m K)]. El espesor de la chapa es $t = 1.25 \times 10^{-3}$ [m].

Resolviendo este sistema de ecuaciones (25) con los siguientes parámetros y considerando que el calor disipado por un radiador medido en ensayos experimentales es aproximadamente $P = 9.5$ [kW] (ver sección 5), el calor disipado por cada panel es de 365 [W], las temperaturas del aceite a la salida y a la entrada son $T_{oil_1} = 343$ [K] y $T_{oil_2} = 353.6$ [K], la temperatura de salida del aire es $T_{air_2} = 314.15$ [K] y el caudal de aceite es $Q_{oil} = 0.527 \times 10^{-3}$ [m³/s] = 31.6 [l/min] con una velocidad media del aceite en el canal $U_{oil} = 0.0115$ [m/s] y una velocidad media del aire $U_{air} = 0.92$ [m/s]. El coeficiente de transferencia térmica total es $h = 5.1$ [W/(m²K)], el cual se compone del coeficiente del aire $h_{air} = 5.4$ [W/(m²K)], del aceite $h_{oil} = 110$ [W/(m²K)] y del acero $h_{steel} = 43\,200$ [W/(m²K)].

3. SIMULACIÓN 3D DE UNA PANEL DE RADIADOR

Hoy en día, las simulaciones numéricas proporcionan una nueva metodología para caracterizar y evaluar el desempeño de los diferentes sistemas y equipos, lo que reduce el costo y el

tiempo de construcción de una instalación experimental. Con el fin de tener una descripción detallada de la dinámica de fluidos en el interior del panel y la correspondiente transferencia térmica y distribución de temperatura, se generó un modelo numérico. Los resultados obtenidos a partir de las simulaciones también pueden ser considerados como datos de entrada en el modelo reducido presentado anteriormente, con el objetivo de reducir las hipótesis y modelos utilizados en el mismo.

La simulación fluido dinámica se realiza mediante la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes incompresibles utilizando el software *Code Saturne* (<http://code-saturne.org/>) el cual emplea el método de volúmenes finitos (FVM) (Versteeg y Malalasektra, 2007; Moukalled, 2015). Se utiliza un solver del tipo segregado con un acoplamiento SIMPLEC entre la velocidad y la presión (Jang (1986)). Para la discretización espacial se utiliza un esquema de segundo orden SOLU (*Second Order Linear Upwind*) y un esquema de segundo orden para la discretización temporal. La transferencia de calor es altamente sensible al nivel de turbulencia desarrollado dentro de los canales de aire entre los paneles del radiador y también al espesor de la capa límite (Churchill y Chu, 1975). Teniendo esto en consideración es que la malla fue generada de forma tal de poder ser usada con LES (Sagaut, 2006; Smagorinsky, 91) empleando el modelo de Germano (Germano, 1991). La fuerza de flotación se calcula mediante el modelo de Boussinesq, donde la densidad es función lineal de la temperatura.

La simulación se llevó a cabo en dos etapas con el fin de reducir la complejidad y el costo computacional de los modelos resultantes. La primera etapa consiste en la evaluación del coeficiente de transferencia térmica de un panel del radiador para un caudal de aceite dado. Con esta simulación se obtiene la temperatura del aceite y la distribución de velocidades dentro de los canales y el perfil de temperatura en la superficie del panel. Luego, en la segunda etapa, con una geometría simplificada del panel se genera un modelo del radiador con 26 paneles y se impone el perfil de temperaturas obtenido anteriormente, evitando así resolver un modelo de transferencia de calor conjugado para el radiador completo.

3.1. Transferencia de calor conjugada en un panel

Para llevar a cabo la simulación de transferencia de calor conjugada de un panel del radiador, tanto los canales de aceite y como el aire circundante tiene que ser discretizados. Con el objetivo de obtener resultados fiables y una buena resolución de los esfuerzos de corte y de la capa límite, se necesita una malla muy fina cerca de las paredes. Sin embargo, debido a la simetría, sólo es necesario modelar un cuarto del panel, ayudando a reducir el costo computacional. En un dominio de cálculo de tamaño (2,2 x 0,345 x 0,05) [m] se coloca una cuarta parte del panel. La parte interior del panel es discretizada con 1.2 millones de Celdas y la parte exterior requiere 6.3 millones de celdas, utilizando una combinación de mallas estructuradas y no estructuradas (Ver Fig.2).

En la entrada se impone un caudal de aceite de $Q_{oil} = 2.2 \times 10^{-5}$ [m³/s], el cual es un promedio por panel de aquél obtenido con el modelo reducido. La temperatura de entrada del aceite es $T_{oil_2} = 343$ [K] y la temperatura de referencia se impone en $T_{ref} = 303$ [K], la cual se corresponden con la temperatura ambiente. A la salida del aceite se impone un presión de referencia. Una condición entrada / salida se impone en los contornos del dominio exterior, permitiendo el flujo natural del aire. El número de Reynolds en los canales de aire se estima en base a cálculos analíticos en $Re_{air} \approx 10^4$ con lo cual, para tener una correcta discretización espacial a los fines de utilizar un modelo LES, se siguen los lineamiento propuestos en Piomelli (2008); Choi y Moin (2011) colocando 50 celdas en la dirección normal a la pared dentro del canal de aire, con un tamaño de celda inicial de $h_{wall} = 0.25$ [mm]. El paso de tiempo utilizado

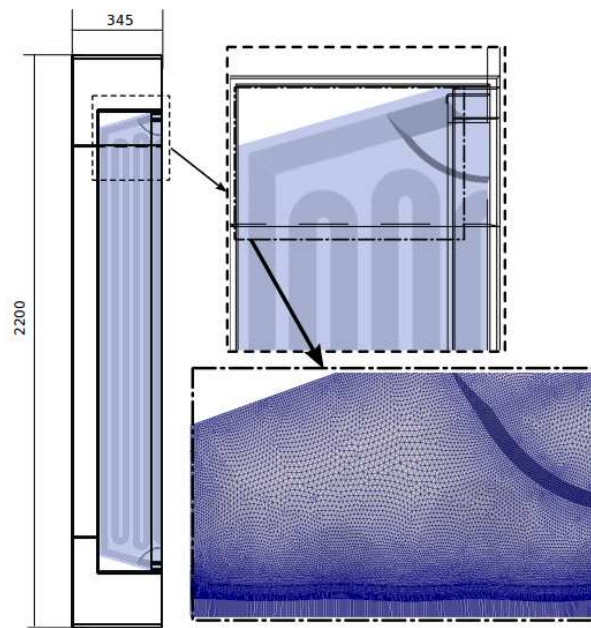


Figura 2: Modelo del panel, dominio computacional y detalle de la malla en la parte superior.

es $\Delta t = 2.5 \times 10^{-3}$ [s] y se resuelven 10^4 pasos de tiempo hasta alcanzar un valor estable de transferencia de calor.

En la figura (3) se realiza un corte en la sección central de la aleta donde se muestra la distribución de temperatura. Cada uno de los seis canales de aceite se puede identificar claramente en esta figura debido a la mayor temperatura del aceite. Además, hay un evidente descenso de la temperatura en los bordes y en la zona inferior del panel.

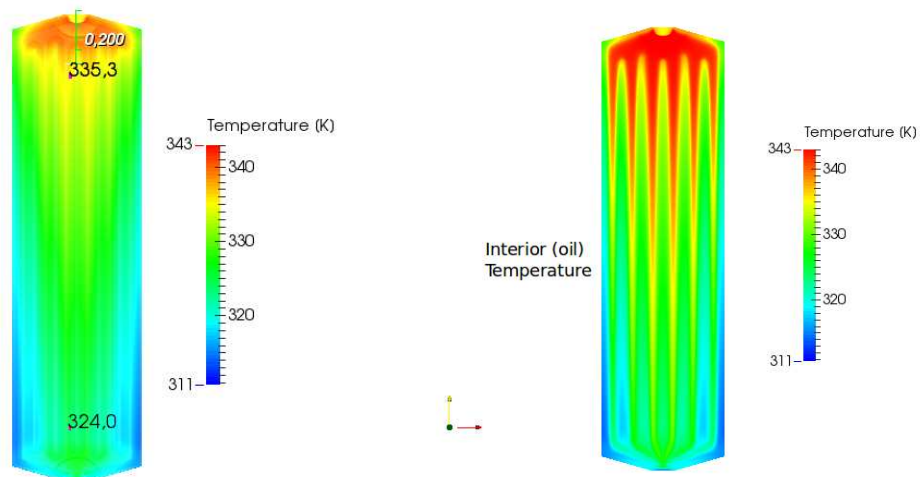


Figura 3: Temperatura exterior del panel (izquierda). Temperatura interior en el plano medio (derecha).

Otro resultado importante que se obtiene de esta simulación es la distribución de temperatura en la superficie exterior del panel, que se muestra en la figura (3). Esta distribución también es medida durante los ensayos experimentales en los lugares indicados en la figura (1). A partir de esta simulación numérica, las temperaturas en esos puntos son, para el canal de aceite número 3: 335.3 [K] a 200 [mm], 331.0 [K] a 800 [mm] y 324.0 [K] a 1400 [mm]. Por otro lado, para el canal de aceite 1 son: 332.0 [K] a 200 [mm], 322.5 [K] a 800 [mm] y 319.0 [K] a 1400 [mm].

Además, esta simulación proporciona información detallada acerca de la distribución de aceite en cada canal de refrigeración. Se puede ver en la figura (4) que no hay una diferencia significativa en la velocidad del aceite en los diferentes canales. El aceite fluye principalmente por el centro de los mismos con una velocidad máxima de 0.0276 [m/s] que es de 2,45 veces la velocidad promedio. Este resultado valida el análisis realizado con el modelo reducido, en el que la relación obtenida entre la velocidad media y la velocidad máxima es de 2,4.

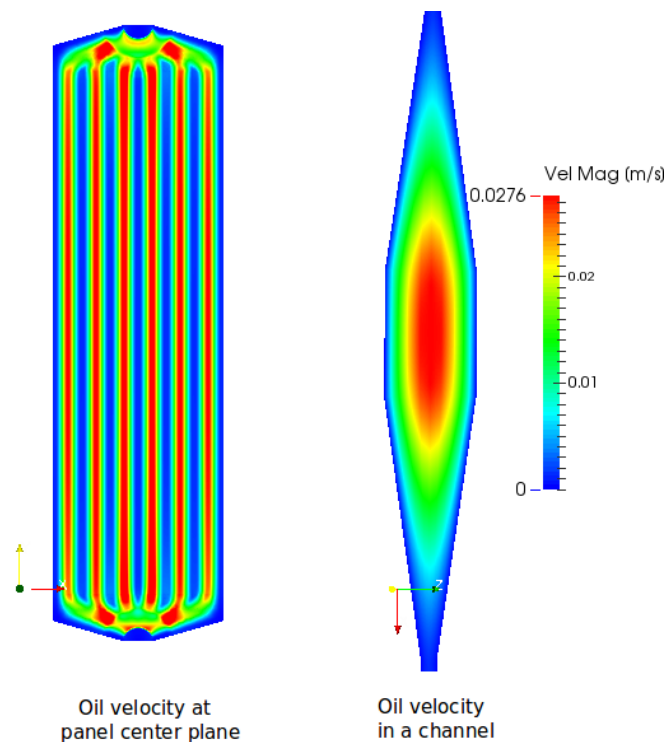


Figura 4: Velocidad del aceite en el plano medio del panel.

Asumiendo $\Delta T_{OAI} = (T_{oil_2} - T_{ref}) = 40$ [K], el calor disipado por el panel aislado es $P_p \approx 580$ [W], con variaciones de $\pm 5\%$ durante la simulación transitoria. Se sabe que en la práctica esta potencia disipada por panel será menor debido a la presencia de los demás paneles del radiador. Es por esto que durante el proceso de diseño de transformadores de potencia se consideran factores de corrección empíricos que permiten tener en cuenta la reducción de la transferencia de calor debido al número de paneles en el radiador, la distancia de separación entre los radiadores y la separación entre los paneles.

3.2. Simulación 3D del radiador

En este caso, con el fin de reducir la complejidad en la generación de la malla, se asume que los paneles no tienen espesor. El radiador se coloca en un dominio de tamaño $\Delta x = 1.25$ [m], $\Delta y = 3.0$ [m] y $\Delta z = 2.0$ [m] como se muestra en la figura (5). La posición relativa del radiador en el dominio es la misma que tiene en la instalación experimental con respecto al depósito de aceite y al suelo (Ver figura 1). El dominio de cálculo se discretiza con 8,21 millones de celdas utilizando una malla híbrida compuesta por tetraedros, hexaedros y pirámides a fin de alcanzar una malla de buena calidad. Un corte de esta malla en la parte superior del radiador se muestra en la figura (5). La parte superior y los lados del dominio del fluido tienen condición entrada / salida, lo que permite que el aire fluya de forma natural a través de estas regiones. Por otro lado,

una condición de contorno del tipo pared se establece en la parte inferior con el fin de tener en cuenta el suelo.

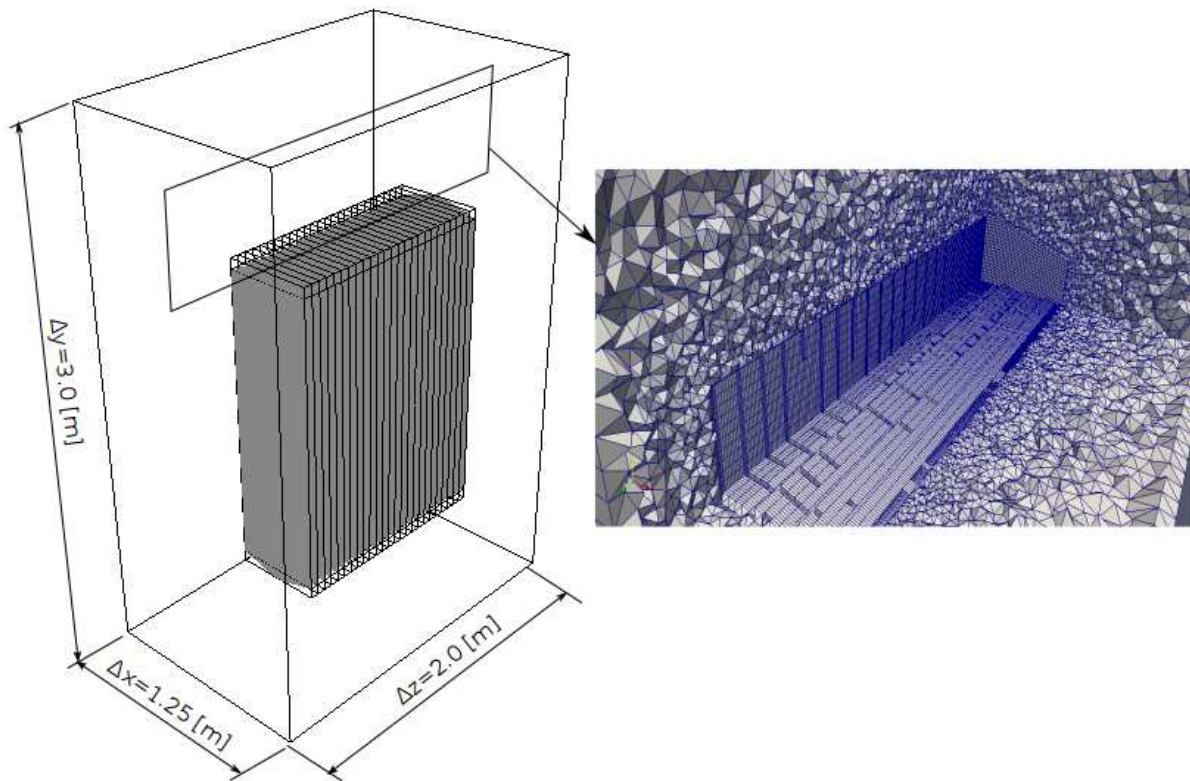


Figura 5: Dominio 3D del radiador completo y un detalle de la malla en torno a los paneles y en el interior.

Esta simulación numérica se lleva a cabo con el código paralelo de alto rendimiento *Code Saturne* (<http://code-saturne.org/>) teniendo en cuenta la misma metodología que se utilizó en el problema termo-fluido dinámico acoplado (sección 3.1). Las propiedades físicas del aire son las mismas que se utilizaron en el modelo reducido. Como resultado de esta simulación se obtiene el total de calor disipado, la velocidad del aire, la temperatura del aire entre los paneles y los coeficientes de transferencia de calor global y local. Estos resultados se comparan con los obtenidos experimentalmente (sección 5) y también se utilizan como nuevos datos de entrada para mejorar los cálculos en el modelo reducido.

Después de alcanzar un régimen cuasi-estacionario en términos del calor disipado, se analizan las temperaturas y la velocidad en los canales de aire. Los resultados se muestran en la figura (6). Para tres coordenadas diferentes en altura (es decir, 200 [mm], 800 [mm] y 1400 [mm] desde el centro del colector superior). En cada altura, se representa un mapa de elevación con la magnitud de la velocidad y la temperatura, respectivamente.

En la posición más baja, la velocidad del aire oscila entre 0.15 [m/s] y 0.5 [m/s]. Luego de aumentar su temperatura, el aire también aumenta su velocidad. En la sección media, a la altura 800 [mm], la velocidad varía entre 0.2 [m/s] y 0.8 [m/s] y en la sección más alta oscila entre 0.25 [m/s] y 1.15 [m/s]. La velocidad del aire entre dos paneles depende notablemente del flujo de aire que entra a través de los laterales. Este flujo lateral también modifica la temperatura del aire y el coeficiente de transferencia de calor. Por otro lado, si se analiza el comportamiento de la temperatura del aire, en la posición inferior tiene casi el valor de referencia, pero en la sección media oscila entre 309 [K] y 315 [K]. En la sección más alta fluctúa entre 316 [K] y 325 [K] con

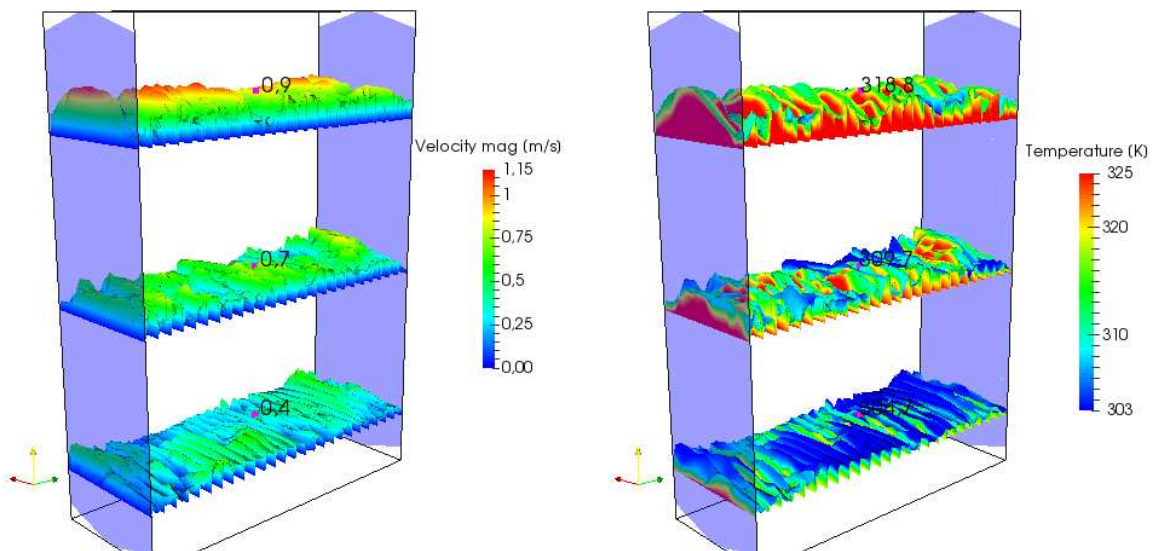


Figura 6: Temperatura del aire y magnitud de la velocidad a 200[mm], 800[mm] y 1400[mm] desde el centro del colector superior.

un valor medio de 318 [K], con que $\Delta T_{air} = (T_{air_2} - T_{ref}) = 15$ [K].

Los mapas de colores de los flujos de calor y del coeficiente de transferencia locales para los paneles 1, 6, 11, 16, 21, 26 se muestran en la figura (7) para un instante de tiempo determinado. A partir de estas cifras se puede afirmar que los valores más altos de transferencia de calor se correlacionan con las zona de mayor turbulencia en el canal de aire. Esto demuestra la importancia de considerar un modelado adecuado de la turbulencia.

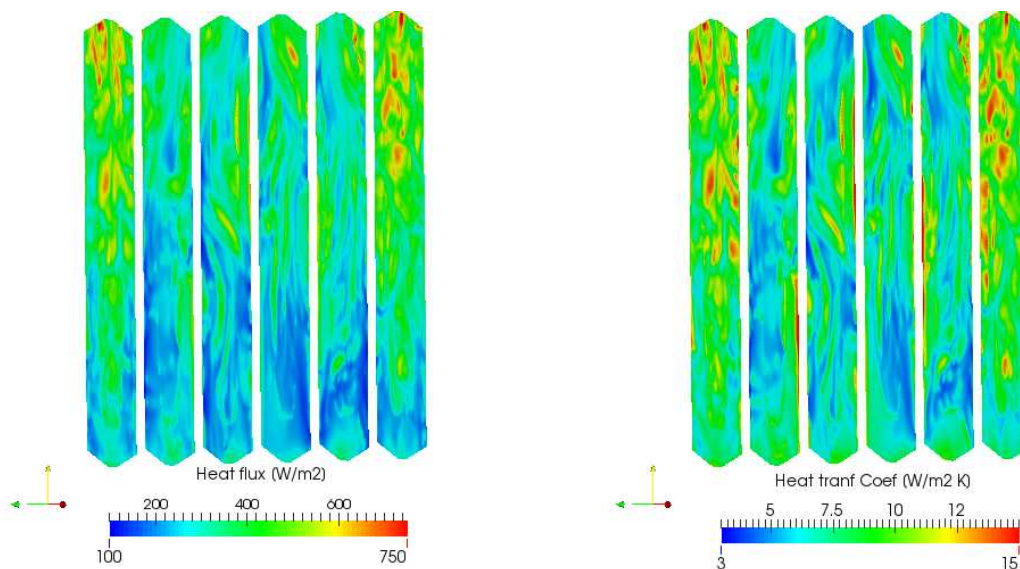


Figura 7: Distribución del flujo de calor y coeficiente de transferencia térmica en lo paneles {1, 6, 11, 16, 21, 26}.

El coeficiente de transferencia promedio del aire y la potencia disipada en cada panel del radiador se representa en la figura (8). En esta figura se puede observar que el panel exterior disipa aproximadamente entre 15 % y 20 % más de energía que los paneles interiores. La energía media disipada por el radiador es de 12.9 [kW]. Además, el coeficiente de transferencia promedio del aire es $h_{aire} = 6.99$ [W/m²K], el cual se calcula para todo el radiador en los últimos 200

pasos de tiempo de la simulación. Este valor es 29,5 % mayor que el obtenido con el modelo reducido.

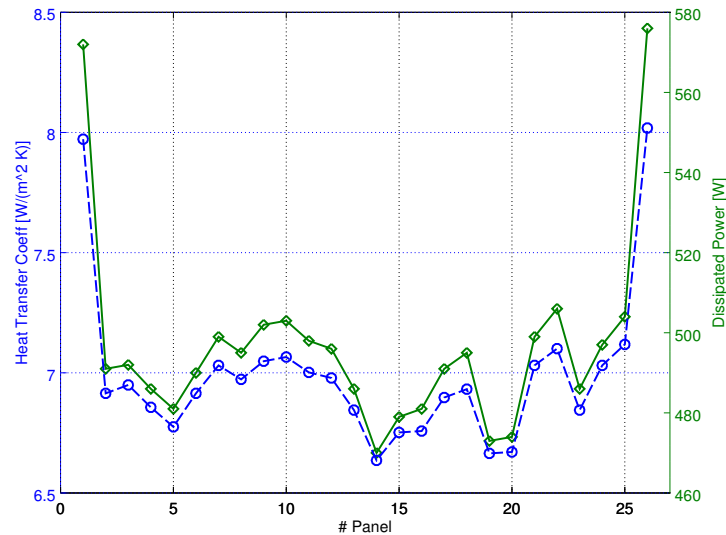


Figura 8: Potencia disipada y coeficiente de transferencia en los paneles.

El valor medio del coeficiente de transferencia térmica calculado en la simulación completa del radiador se puede utilizar como dato de entrada para el modelo reducido, en lugar de considerar el valor obtenido con la ecuación (19). De esta manera, la nueva condición obtenida con el modelo reducido es: temperatura de entrada y salida del aceite $T_{oil_1} = 332.3$ [K] y $T_{oil_2} = 342.55$ [K], temperatura de salida del aire $T_{air_2} = 314.45$ [K], caudal de aceite $Q_{oil} = 0.541 \times 10^{-3}$ [m³/s] = 32.05 [L/min], velocidad promedio en el canal de aceite $U_{oil} = 0.0105$ [m/s] y velocidad media del aire $U_{air} = 0.93$ [m/s].

4. MEDICIONES EXPERIMENTALES

Las mediciones experimentales de diferentes variables termodinámicas y fluido dinámicas se llevaron a cabo en un banco de ensayos construido ad-hoc por la empresa Tadeo Czerweny S.A. El aceite se calienta en una cuba de 3000 litros mediante tres bobinas de 10 kW cada una, las cuales funcionan de forma independiente. Cada radiador está provisto de una válvula situada en la caña colector inferior que cierra el circuito de aceite de dicho radiador. Esto, en conjunto con la posibilidad de utilizar de forma independiente las bobinas calefactoras de aceite, permite hacer las pruebas con un único radiador y así evitar los efectos de interacción entre ellos. La temperatura del aceite se mide con termocuplas de tipo-k instaladas en los colectores superior e inferior del radiador central y en el depósito de aceite (Ver figura 1). El caudal de aceite se mide en el colector de retorno, después que el aceite se enfrió en el radiador.

Por otro lado, la temperatura en la superficie de la aleta se mide con termocuplas de tipo-k en seis posiciones distintas, indicadas con puntos en la figura 1). Hay dos termocuplas situadas a 200 [mm] desde el centro del colector superior, las dos siguientes están situadas a 800 [mm] desde la misma posición de referencia y las últimas están a 1400 [mm]. Las termocuplas están haciendo contacto con la superficie de la aleta en la parte externa de los canales de aceite números 1 y 3. El panel número 17 se elige para hacer las mediciones, contando desde el más cercano al depósito de aceite. Además, las mismas posiciones se utilizan para medir la velocidad y tem-

peratura del aire usando un anemómetro de hilo caliente con una sonda de 8 [mm] de diámetro. En este caso, las mediciones se toman a la mitad de la distancia entre dos aletas. También, la velocidad del aire y su temperatura se miden a 200 [mm] de la parte superior del colector para varios canales de aire a lo largo de todo el radiador. El anemómetro tiene un rango de medición de 0.15 [m/s] a 30 [m/s] con una precisión de 3 % y un rango de temperatura del aire de -20 °C a 80 °C con una precisión de 0,4 %. El banco de ensayos está completamente rodeada por muros de protección (no dibujados en la figura 1) con el fin de evitar corrientes de aire espúrias que podrían modificar las mediciones. Además, el depósito de aceite está completamente cubierto con un aislamiento térmico para reducir al mínimo las pérdidas de calor. Para todas las pruebas, la distancia vertical entre las líneas centrales del calentador y el radiador es de 450 mm y la distancia entre los bordes de dos radiadores es 500 [mm]. Cada radiador está equipado con 26 aletas, cada una de 1800 [mm] de altura, 490 [mm] ancho y 1,74 m² de superficie.

5. RESULTADOS

Los resultados experimentales se obtuvieron con las tres bobinas conectadas y el aceite circulando a través de los tres radiadores. Después que el aceite llegó a un régimen constante, la diferencia de temperatura del aceite medida entre la entrada y la salida del radiador es $\Delta T_{oil} = 10,4^{\circ}\text{C}$ y el caudal de aceite es de $Q_{oil} = 33$ [L/ min]. Si estos valores se comparan con los obtenidos mediante el modelo reducido (es decir, $\Delta T_{oil} = 10,3^{\circ}\text{C}$, $Q_{oil} = 31.6$ [L/ min]) después de considerar el coeficiente de transferencia de calor calculado en la simulación CFD del radiador completo, se puede afirmar que hay una buena concordancia entre ellos. Teniendo en cuenta el balance de energía en el aceite dada por la ecuación (5), la potencia disipada de un radiador es $P = 9,471\text{kW}$, que es casi un 30 % más baja que la calculada en la simulación del radiador completo. Parte de esta discrepancia se debe al hecho de que en la simulación del radiador no se tiene en cuenta la influencia de la proximidad con los otros radiadores, un efecto que sí está presente durante las mediciones experimentales.

La distribución de la temperatura en la superficie del panel en las posiciones indicadas en la figura (1) se resume en la tabla (1). Estos valores de temperatura pueden ser comparados con los calculados por CFD (véase la sección 3.1) y se resumen en la tabla (1). Como se puede ver, las temperaturas obtenidas con la simulación CFD son más altas que las adquiridas experimentalmente, con una diferencia máxima de 5,5 °C en la parte superior del panel. Se considera que esta diferencia es aceptable teniendo en cuenta las incertidumbres en las mediciones experimentales, lo que confirma que la simulación conjugada es válida como una herramienta de análisis.

Position [mm]	200	800	1400
Experimental measurements			
Oil channel N°1	326.5	323.4	321.2
Oil channel N°3	330.0	325.5	321.8
Computed with conjugated heat transfer model			
Oil channel N°1	332.0	322.5	319.0
Oil channel N°3	335.3	331.0	324.0

Tabla 1: Temperaturas [K] medidas y calculadas en diferentes posiciones en la superficie del panel (ver Fig.1).

Por otro lado, la velocidad del aire se miden a la cota de 200 [mm] a lo largo del radiador completo (es decir, los canales de aire se numeran siguiendo el mismo orden que el utilizado para los paneles (ver Fig 1). Estas velocidades se muestran en la figura (9). En los canales de

aire números 1, 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 25, los círculos denotan los valores medios promediados en el tiempo y las barras representan los valores mínimo y máximo promediados en el tiempo, registrados en esas posiciones durante el lapso de medición que fue de aproximadamente 180 segundos.

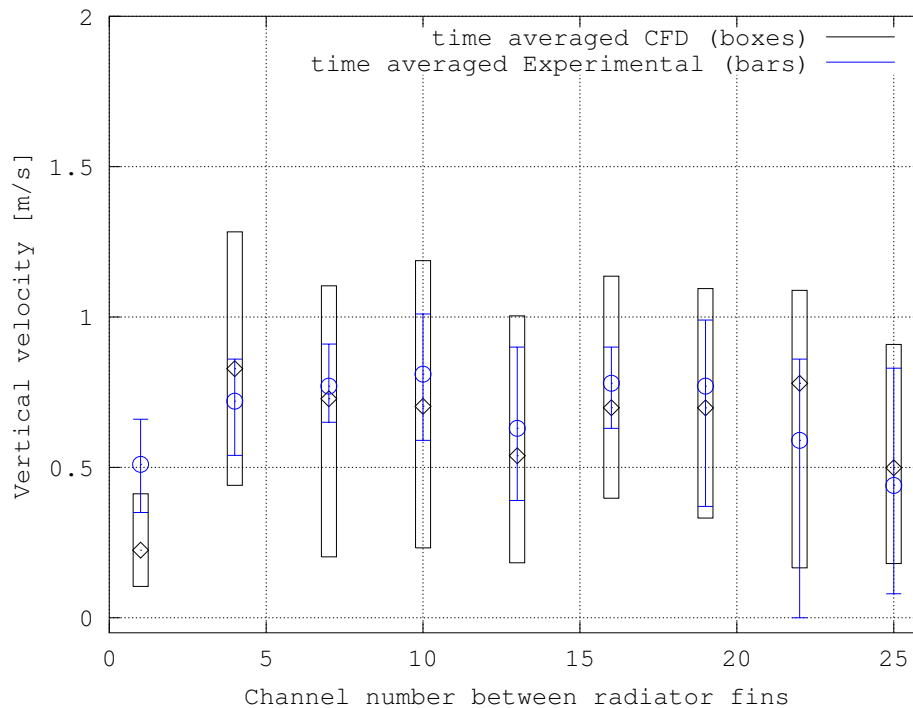


Figura 9: Comparación de la velocidad del aire para el caso experimental y simulación CFD a 200 [mm] del colector superior.

También, en la misma figura se representan con cajas las velocidades verticales del aire promediadas en el tiempo calculadas por la simulación CFD del radiador completo, en los mismos canales de aire. Los diamantes en las cajas representan las velocidades medias promediadas en el tiempo y los límites de las cajas representan los valores máximos y mínimos promediados en el tiempo. Se puede observar que, excepto en el canal 1, las velocidades del aire calculadas por CFD se corresponden considerablemente bien con las mediciones experimentales. Por otro lado, la media de las velocidad medias del aire registradas en los experimentos a 200 [mm] para el radiador completo es de $U_{air} = 0.668$ [m/s] y la obtenida a partir de la simulación del radiador es $U_{air} = 0.67$ [m/s]. Considerando el nivel de turbulencia presente en los canales de aire, las fluctuaciones de velocidad registradas en los experimentos y las que se observan en las simulaciones, se puede inferir que ambos resultados concuerdan notablemente.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se analizó la termo-fluido dinámica de un radiador de un transformador de potencia que trabaja en modo ONAN. La metodología seguida para el análisis consiste en utilizar en primera instancia un modelo reducido basado en fórmulas analíticas y semi-empíricas. Los resultados obtenidos a partir de este modelo se utilizan como condiciones de contorno para llevar a cabo la simulación CFD 3-D acoplada para un único panel del radiador. A partir de esta simulación, se obtienen el flujo de aceite en los canales de refrigeración, así como la distribución de temperatura en la superficie del panel. Esto último se utiliza como distribución inicial de la

temperatura para todos los paneles en la simulación completa del radiador, en la que solamente se resuelve la transferencia de calor por convección desde los paneles hacia el aire. Por último, se calcula un coeficiente de transferencia de calor por convección para el radiador completo, que se utiliza para retroalimentar el modelo reducido, reemplazando el correspondiente valor calculado a partir de fórmulas empíricas. Este procedimiento permite mejorar la precisión de los resultados obtenidos con el modelo reducido, ya que el coeficiente de transferencia obtenido a partir de la simulación del radiador completo toma en cuenta los datos geométricos del panel, los detalles del flujo de aceite, el calor transferir dentro de los canales de refrigeración del panel, la turbulencia del aire, así como los efectos de la corriente de aire que entra y sale por los laterales del radiador. La precisión de los cálculos se evalúa mediante la comparación de los resultados numéricos contra los experimentales. Esto permite concluir que la metodología numérica propuesta es capaz de predecir los valores de algunas variables características del problema con una precisión aceptable. Sin embargo, para otros parámetros como la velocidad del aire y la temperatura en la superficie de los paneles del radiador, la incertidumbre en los valores predichos es más alta. Además, el análisis permite predecir fenómenos físicos como el flujo de aire entre los paneles del radiador o la velocidad de aceite en los canales de refrigeración del panel. Por otra parte, la metodología propuesta evita tener que resolver el problema termo-fluido dinámico 3-D acoplado para el radiador completo, por lo tanto se reducen los costos desde el punto de vista computacional.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el financiamiento recibido de parte de: Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET, Argentina, grant PIP 11220150100588CO), Universidad Nacional del Litoral (UNL, Argentina, grant CAI+D 2011-01-00012-LI, CAI+D-501-201101-00233-LI), Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT, Argentina, grants PICT 2660-14, PICT-E 0191-14, PICT 0938-13, PICT-2015-2904), Secretaría de Ciencia, Tecnología y Producción para la Defensa (grant PIDDEF-4/14), Agencia Santafesina de Ciencia, Tecnología e Innovación (ASACTEI, Argentina, grant 00010-18-2014).

Este trabajo se realizó con software libre *Free Software Foundation/GNU-Project* como GNU-Linux OS, GNU-GFortran, GNU-Octave, GNU-Git and GNU-GIMP, como así también NETGEN, Para-View, Xfig and L^AT_EX.

Además, los autores han hecho uso del cluster “Seshat”, el cual es parte del centro de cómputo del CIMEC. Este centro de cómputo está integrado al Sistema Nacional de Computación de Alto Desempeño (SNCAD), el cual es un proyecto en conjunto del Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación Productiva (MINCyT) y el Consejo Interinstitucional de Ciencia y Tecnología (CICyT).

Los autores también agradecen a la empresa Tadeo Czerweny S.A, Santa Fe, Argentina por proveer los recursos humanos, el banco de ensayos y las instalaciones para realizar las mediciones experimentales.

Finalmente, un especial agradecimiento al Ingeniero José Ríos por brindar su apoyo y experiencia para llevar a cabo las mediciones experimentales.

REFERENCIAS

- Choi H. y Moin P. Grid-point requirements for large eddy simulation: Chapman estimates revisited. *Center for Turbulence Research Annual Research Briefs*, 44:437-446, 2011.
- Churchill S. y Chu H. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a

- vertical plate. *Int. Journal Heat Mass Tran*, 18, 1975.
- El Wakil N., Chereches N., y Padet J. Numerical study of heat transfer and fluid flow in a power transformer. *International Journal of Thermal Sciences*, 45:615–626, 2006.
- Fay J. *Introduction to Fluid Mechanics*. MIT Press, 1994.
- Germano M. P.U.M.P.C.W. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model. *Physics of Fluids A*, 3:1760–1765, 1991.
- Jang D.S. J.R.A.S. Comparison of the piso, simpler, and simplec algorithms for the treatment of the pressure-velocity coupling in steady flow problems. *Numerical Heat Transfer*, 10(3):209–228, 1986.
- Karsai K. K.D. y Kiss L. *Large Power Transformers*. Elsevier Company, 1987.
- Kim M., Cho S., y J. K. Prediction and evaluation of the cooling performance of radiators used in oil-filled power transformer applications with non-direct and direct-oil-forced flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44:392–397, 2013.
- Kim J. M.P. y Moser R. Turbulence statistics in fully developed channel flow at low reynolds. *Journal of Fluid Mechanics*, 177:133–166, 1987.
- Moukalled F. M.L.D.M. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*. Springer International, 2015.
- Nabati H., Mahmoudi J., y Ehteram A. Heat transfer and fluid flow analysis of power transformer's cooling system using cfd approach. *Chemical Product and Process Modeling*, 4(43), 2009.
- Paramane S., Joshi K., Van der Veken W., y Sharma A. Cfd study on thermal performance of radiators in a power transformer: Effect of blowing direction and offset of fans. *Power Delivery, IEEE Transactions on*, 29(6):2596–2604, 2014.
- Paramane S., Van der Veken W., y Sharma A. A coupled internal-external flow and conjugate heat transfer simulations and experiments on radiators of a transformer. *Applied Thermal Engineerig*, 103:961–970, 2016.
- Piomelli U. Wall-layer models for large-eddy simulations. *Progress in Aerospace Sciences*, 44:437–446, 2008.
- R. D. Reynolds number dependence of skin friction and other bulk flow variables in two-dimensional rectangular duct flow. *Journal of Fluids Engineering*, 100(2):215–223, 1978.
- Radakovic Z. y Sorgic M. Basics of detailed thermal-hydraulic model for thermal design of oil power transformers. *IEEE Trans on Power Delivery*, 25 (2):790–802, 2010.
- Sagaut P. *Large Eddy Simulation for Incompressible Flows: An Introduction*, volumen 4. Series Scientific Computation, 2006.
- Smagorinsky J. General circulation experiment with the primitive equation. i. the basic experiment. *Monthly Weather Review*, 1963:99–165, 91.
- Torriano F., Picher P., y Chaaban M. Numerical investigation of 3d flow and thermal effects in a disc-type transformer winding. *Applied Thermal Engineering*, 40:121–131, 2012.
- Tsili M., Amoiralis E., Kladas A., y Souflaris A. Power transformer thermal analysis by using an advanced coupled 3d heat transfer and fluid flow fem model. *International Journal of Thermal Sciences*, 53:188–201, 2012.
- Versteeg H. y Malalasekera W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Prentice Hall, 2007.