



ENSAYO NUMÉRICO DEL CALENTAMIENTO EN UN TRANSFORMADOR ELÉCTRICO

ALEJANDRO R. FERREIRO¹, NORBERTO M. NIGRO²

¹Universidad Nacional de Santiago del Estero
Departamento Académico de Mecánica – Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías
Gral. Savio y La Forja – Parque Industrial – La Banda. Santiago del Estero – Argentina

²CONICET/INTEC – Universidad Nacional del Litoral
Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería
Parque Tecnológico del Litoral Centro – Santa Fe – Argentina

(Recibido 14 de marzo 2011, para publicación 21 de marzo de 2011)

Resumen – Los componentes activos de un transformador eléctrico son los devanados y el núcleo magnético. Las pérdidas en estos componentes originan calentamientos que, si son desmesurados, aceleran el deterioro del aislamiento de los bobinados y de toda la máquina. A partir de un ensayo numérico en el interior de un transformador, se ha desarrollado un estudio del flujo fluidodinámico y del proceso de evacuación de calor. El objetivo final es la optimización del diseño y operación de estas máquinas. Los fenómenos se verifican en el fluido interno, desde las fuentes de energía, las pérdidas, hacia la cuba. Concretamente, se considera un transformador de distribución y la predicción de temperatura como parámetro más representativo. Los ensayos han sido ejecutados mediante el Método de Elementos Finitos, con el cual se resuelve numéricamente un modelo matemático basado en las ecuaciones de Navier-Stokes incompresible y la ecuación de transporte de energía térmica, acopladas con un término de flotación proporcional a la temperatura incorporado a la ecuación de momento. El elevado número de Prandtl del aceite de transformadores obliga a utilizar mallas muy refinadas en las interfaces sólido - fluido. También se destaca la heterogeneidad de los devanados, en los cuales se requiere estudiar la distribución de temperaturas, con marcada anisotropía del arrollamiento de menor tensión. Los resultados numéricos se han correlacionado positivamente con datos experimentales del ensayo de calentamiento (IRAM 1818, 1995) de un transformador de distribución (13.2/0.4 - 0.231 kV 315 kVA) de la firma Tadeo Czerweny S.A. Se presentan resultados de la simulación ejecutada, correspondientes al régimen fluidodinámico y térmico, concluyéndose que los mismos son consistentes con los fenómenos, y que el procedimiento aplicado es una herramienta robusta para el estudio de problemas de campo como el considerado. En el Anexo se registran los procedimientos para determinar las conductividades térmicas de los bobinados.

Palabras clave – Transferencia de calor, convección natural, transformadores eléctricos, método de los elementos finitos.

1. INTRODUCCIÓN

El crecimiento de la población mundial es continuo, no obstante la tendencia declinante de la tasa del mismo. En el año 2000 era de 6.2 mil millones de habitantes y para el 2050 se espera que alcance 10.1 mil millones de personas [1]. En forma similar, en el 2006 la demanda anual de energía eléctrica (EE) ha sido de 15.7 Petavatios hora (PWh), en el 2010 próxima a 20 PWh, y para el 2050 se estima en 46.5 PWh [2].

La energía es un factor esencial para extender el progreso social y económico en el mundo, imbricado con los incrementos de población y demanda energética, como así con la tendencia a implementar sistemas eléctricos más eficientes con generación distribuida. Las expectativas tienden a prever sistemas eléctricos de potencia (SEP) más grandes que los actuales, con diferentes niveles de tensión. Por tanto, para posibilitar la conversión de EE entre los distintos estratos de tensión, se requerirá un mayor número de transformadores de potencia (TP), como componentes esenciales en los SEP.

La alta confiabilidad de servicio es una exigencia obligatoria en los grandes SEP. Esto significa que, siendo las demandas eléctricas variables en el tiempo, estos sistemas deben estar capacitados para su-

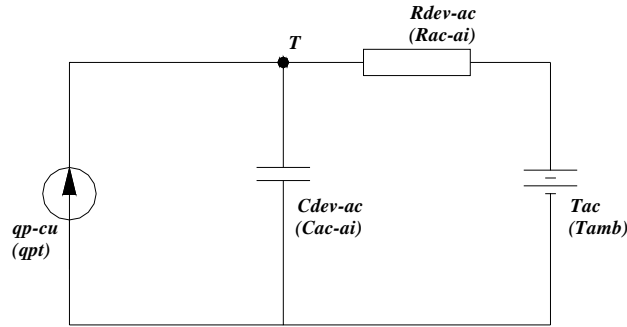


Fig. 1. Circuito térmico para los procesos de cesión de calor en TP.

ministrar energía en los distintos períodos, incluyendo los de “pico”. De igual modo, los TP deben cumplir también con esta exigencia, aún en lapsos de máxima demanda. Los incrementos de energía en estos períodos, puede conducir a la operación de TP muy cerca de su límite de potencia, maximizando las pérdidas.

Un transformador eléctrico tiene como componentes activos a los devanados y al núcleo magnético, los cuales generalmente están inmersos en aceite. Las pérdidas en estos componentes, originan calor que debe ser adecuadamente evacuado hacia el ambiente, para evitar sobretemperaturas que aceleren la degradación del aislamiento de los bobinados y de todo el TP. Por tanto, es vital considerar los aspectos térmicos en estas máquinas, dado que su operación y vida útil están condicionadas por el estado de sus aislantes, los que están sometidos a un proceso acumulativo de envejecimiento, cuyo principal parámetro catalizador es la temperatura. Para prolongar la duración de los TP y de su aislamiento, se justifica implementar medidas para reducir pérdidas, mejorar la evacuación de calor, y eliminar la potencialidad de sobretemperaturas y de consecuentes averías catastróficas como explosiones e incendios.

El comportamiento térmico de los TP se puede representar mediante una analogía termo-eléctrica lograda a partir del balance de energía, la que se sintetiza en el circuito de la Fig. 1 [3,4].

En la refrigeración de un TP, se distinguen dos procesos de transmisión de calor que se verifican desde: 1°) los devanados al aceite; 2°) el fluido interior al ambiente. Cada uno tiene sus correspondientes parámetros circuitales, es decir, para el primer caso la resistencia térmica R_{dev-ac} y la capacitancia térmica C_{dev-ac} , y para el segundo R_{ac-ai} y C_{ac-ai} . En el esquema circuitual, se distinguen dos fuentes de energía: a) un generador de corriente constante, dado que en operación estacionaria el flujo de calor producido por las pérdidas tiene esta característica; b) una fuente de tensión constante, ya que la temperatura del aceite o del ambiente se asumen invariables. Para los TP, el circuito infiere claramente la relevancia de las pérdidas en sus procesos térmicos, y exhibe la marcada incidencia de la temperatura exterior en la evacuación del calor producido dentro de estas máquinas.

En el interior de un TP se tienen sectores más calientes (en inglés *hot-spot*), ubicados en la región superior de los devanados. La temperatura en ellos, es el factor principal que determina su vida útil al tomar carga eléctrica, constituyendo un parámetro importante relativo a su longevidad y al envejecimiento de los aislantes. A tal fin, las normas vigentes establecen temperaturas extremas de trabajo que garantizan su vida útil.

Desde hace muchos años se dispone de información empírica del comportamiento térmico de los TP, habiéndose formulado modelos teóricos del mismo. En la actualidad, es posible complementar los ensayos experimentales con simulaciones numéricas y computacionales, lo que permite expandir los límites asignados a las pruebas empíricas. Esta complementariedad permite lograr mayor rentabilidad y eficiencia en la obtención de resultados.

El alto número de Prandtl del aceite aislante aplicado en transformadores, obliga a utilizar mallas muy refinadas en las interfaces sólido-fluido. Destacándose también la heterogeneidad de los arrollamientos, en los cuales es sustantivo estudiar la distribución de temperaturas, con marcada anisotropía del devanado de menor tensión.

Se exponen resultados de un ensayo numérico de la refrigeración estacionaria en un transformador de distribución, correspondientes al régimen fluidodinámico y térmico. El mismo se ha implementado mediante, las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos incompresibles con acoplamiento térmico, y la ecuación de transporte de energía en el aceite y en los medios sólidos. Los datos alcanzados son consistentes con los fenómenos, a partir de lo cual se infiere que el procedimiento aplicado es una herramienta sólida para el estudio de problemas de campo como el considerado. En el Anexo se registran los procedimientos que permiten establecer los valores de conductividad térmica de cada uno de los bobinados.

2. DESCRIPCIÓN MATEMÁTICA DE LA CONVECCIÓN

2.1. Ecuaciones de Navier Stokes y de transporte de energía térmica

Las ecuaciones de continuidad y balance de momento para flujos incompresibles se escriben [5]:

$$\nabla \cdot u = 0 \text{ en } \Omega \times (0, \theta) \quad (1)$$

$$\gamma \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = \nabla \cdot \sigma + f \text{ en } \Omega \times (0, \theta) \quad (2)$$

con:

u , velocidad;
 f , fuerza por unidad de volumen;
 Ω , dominio en estudio;
 σ , tensor de tensiones dado por

$$\sigma = -pI + 2\mu \epsilon(u)$$

$$\epsilon(u) = \frac{1}{2} (\nabla u + (\nabla u)^T)$$

$$\mu = \gamma \nu$$

donde:

p , presión;
 μ y ν , respectivamente viscosidad dinámica y cinemática;
 I , tensor identidad;
 ϵ , tensor velocidad de deformación;
 γ , densidad.

La ecuación de transporte de energía para flujos incompresibles a velocidades moderadas y para un medio sólido ($u = 0$), puede escribirse

$$\gamma \cdot c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (K \nabla T) + Q_v \text{ en } \Omega \times (0, \theta) \quad (3)$$

en la cual:

T , temperatura;
 c_p , calor específico a presión constante;
 Q_v , fuente de calor por unidad de volumen;
 K , conductividad térmica.

2.2. Acoplamiento térmico

Las temperaturas en las distintas regiones de un fluido, se corresponden con valores locales de densidad, resultantes de las dilataciones térmicas. Para variaciones pequeñas de densidad entre diferentes regiones, se emplea la aproximación de Boussinesq [6], en la que de nuevo el fluido se asume incompresible.

sible, pero las variaciones locales de densidad originan esfuerzos de flotación que se adicionan al término forzante f de la ecuación (2), según la expresión:

$$f_T = \gamma \cdot \beta (T - T_{ref}) g \quad (4)$$

con:

$\beta = \partial\gamma/\partial T$, expansibilidad térmica del fluido;

T_{ref} , temperatura referencial;

g , aceleración gravitatoria.

2.3. Modelo de turbulencia

Para representar el movimiento de un fluido, las componentes de velocidad instantánea pueden expresarse en función de componentes medias y fluctuantes. En el trabajo se aplica el modelo LES (*Large Eddy Simulation*), en el que se incorpora un modelo de turbulencia, que resuelve las escalas pequeñas, no resueltas en forma directa.

La modelación se implementa, considerando a cada variable del flujo ϕ compuesta por $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ [7]. El término promediado $\bar{\phi}$, que representa la estructura principal del flujo, se puede resolver a partir de las ecuaciones de Navier Stokes. La fluctuación ϕ' , corresponde a las perturbaciones del flujo principal. Asumiendo que $\bar{\phi} = \bar{\phi}$ y $\bar{\phi}' = 0$, se tiene que el operador de promedio es lineal.

Aplicando el operador de promediación a las ecuaciones (1), (2) y (3) se obtiene un nuevo juego de ecuaciones sobre las cantidades promediadas y términos adicionales de carácter difusivo sobre las cantidades fluctuantes. Estos últimos términos se han modelado con una hipótesis simple, basada en una viscosidad turbulenta (*eddy viscosity methods*) [5], múltiplo del tensor identidad, lo que implica considerar que la turbulencia es isotrópica. Para determinar las magnitudes turbulentas se utiliza un modelo algebraico LES [7], que resuelve las ecuaciones (2) y (3) con magnitudes efectivas (μ_{eff} y κ_{eff}), suma de las cantidades moleculares (μ , κ) y las turbulentas (μ_t , κ_t), estas calculadas mediante

$$\nu_t = (C_s h_{elem})^2 \Delta \sqrt{\epsilon(u) : \epsilon(u)} \quad (5)$$

$$\kappa_t = \frac{c_p \cdot \mu_t}{Pr_t} \quad (6)$$

con:

$C_s = 0,18$, constante Smagorinsky;

Δ , función que atenúa viscosidad turbulenta cerca de sólidos;

h_{elem} , tamaño característico de malla;

$\sqrt{\epsilon(u) : \epsilon(u)}$, traza de tensor velocidad de deformación;

Pr_t , número Prandtl turbulento.

2.4. Condiciones iniciales y de borde

Para el campo de velocidad, el contorno Γ del problema puede descomponerse en partes [5],

$$\Gamma_g \cup \Gamma_h \cup \Gamma_{pared} = \Gamma$$

$$\Gamma_g \cap \Gamma_h \cap \Gamma_{pared} = \emptyset$$

las que corresponden a cada una condiciones de tipo Dirichlet, Neumann o de pared

$$u = g \text{ en } \Gamma_g$$

$$\sigma \cdot n = h \text{ en } \Gamma_h \quad (7)$$

$$\sigma \cdot n = h_{pared}(u_*(u)) \text{ en } \Gamma_{pared}$$

siendo u_* la velocidad de fricción de pared o de corte, computada mediante la ley de pared que se especifica en la subsección siguiente.

Como se trata de un flujo interno incompresible, la presión se ha definido en un punto del dominio

$$p = p_{ref} \text{ en } x_p \in \Omega \quad (8)$$

Para el campo de temperatura, el contorno Γ del problema puede descomponerse en partes,

$$\Gamma_S \cup \Gamma_C \cup \Gamma_q = \Gamma$$

$$\Gamma_S \cap \Gamma_C \cap \Gamma_q = 0$$

especificando en cada una, condiciones de contorno del tipo

$$\begin{aligned} T &= T_S \text{ en } \Gamma_S \\ -\kappa \nabla T \cdot n &= h_c(T - T_\infty) \text{ en } \Gamma_C \\ \kappa \nabla T \cdot n &= q \text{ en } \Gamma_q \end{aligned} \quad (9)$$

2.5. Función de pared

Se refiere el procedimiento para computar la velocidad de fricción de pared, para definir totalmente las condiciones de borde en la ecuación de momento.

En (7), Γ_{pared} representa la parte del contorno donde se impone la función de ley de pared. Por esta condición de contorno se estima el esfuerzo de corte de la pared para las ecuaciones de momento. El procedimiento involucra el cómputo de la velocidad de corte u_* , para la cual se asume un perfil representado por las siguientes expresiones:

$$\frac{|u - u_{pared}|}{u_*} = f(y^+) = \begin{cases} y^+ & ; & y^+ < 5 \text{ (RL)} \\ 5 \log(y^+) + C_{pared,1} & ; & 5 < y^+ < 30 \text{ (RB)} \\ 2,5 \log(y^+) + C_{pared,2} & ; & y^+ > 30 \text{ (RT)} \end{cases} \quad (10)$$

$$y^+ = y_{wall} \cdot u_* / \nu \quad (11)$$

siendo:

y_{wall} , distancia a la pared;

regiones: laminar, *RL*;

de transición, *RB*;

logarítmica, *RT*.

Este sistema de ecuaciones no lineales puede ser resuelto, por ejemplo, con un método secante. Determinado el valor de u_* , el esfuerzo de corte para las ecuaciones de momento se establece por

$$\begin{aligned} h_{pared} &= g \cdot (u - u_{pared}) \\ g &= \frac{|\tau_{pared}|}{|u - u_{pared}|} \\ |\tau_{pared}| &= \gamma \cdot u_*^2 \end{aligned} \quad (12)$$

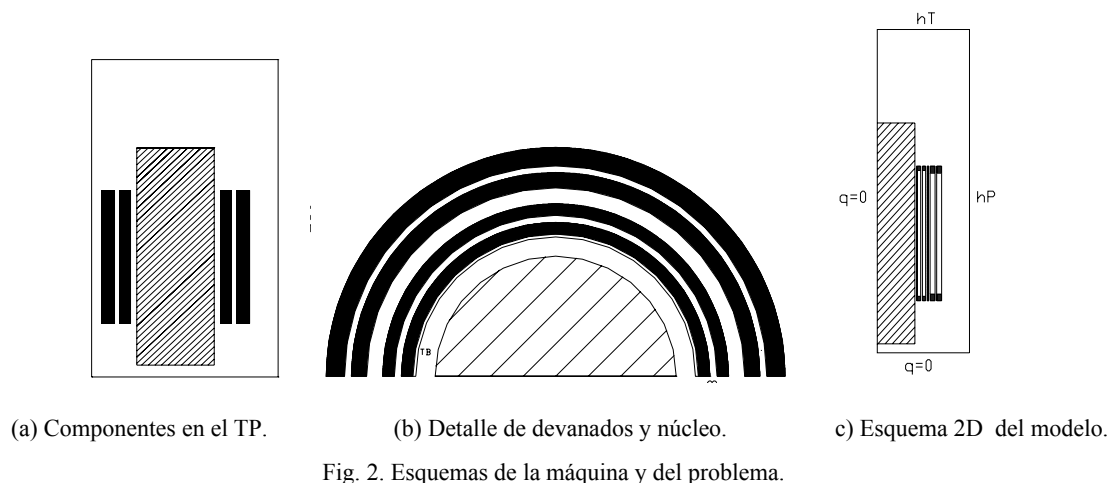


Tabla 1. Coeficientes de transferencia para pared y tapa de la cuba (modelo).

Transmisión de calor entre		Unidad
Tapa cuba - ambiente	Pared lateral Cuba - ambiente	
$hT = 42.3$	$hP = 18.3$	$W/m^{\circ}C$

3. ENSAYO NUMÉRICO EN EL INTERIOR DE UN TP

La simulación de los fenómenos se ha implementado para una máquina de 315 kVA con refrigeración ONAN (*Oil Natural Air Natural*), cuyos esquemas se exhiben en las Figuras 2 (a) y (b). Se aplica una modelación axisimétrica que se concreta en, una columna principal del núcleo con sus devanados y, alrededor de este conjunto, se asume una cuba cilíndrica con aceite en su interior – Fig. 2 (c)–. Para la adopción de este modelo bidimensional se considera:

- para los arrollamientos (con geometría de revolución), gradientes térmicos tangenciales despreciables respecto de sus otros componentes [8,9,10,11];
- en el núcleo laminado tipo acorazado, sus columnas principales con sección escalonada se asumen cilíndricas, y sus pérdidas radiales se aceptan reducidas con relación a las longitudinales;
- transmisión de calor dentro del TP con predominio convectivo, con bajos niveles de turbulencia;
- cesión calórica cuba-ambiente también con prevalencia de la convección.

Se exponen resultados de un ensayo numérico representativo de los fenómenos internos en la máquina, ejecutado con PETSc-FEM [12] conforme al esquema y condiciones de contorno de Fig. 2 (c). La transferencia al ambiente desde la tapa y la pared de la máquina se ha valuado con los coeficientes indicados en Tabla 1.

El software PETSc-FEM, previamente ha sido validado en forma satisfactoria para procesos convectivos, a partir del análisis de resultados logrados con simulaciones numéricas en una cavidad bidimensional [13].

En el apartado siguiente se sintetiza el modelo matemático utilizado, luego se presenta la malla de elementos finitos aplicada, posteriormente se exponen resultados y se analiza su correlación con datos de un ensayo de calentamiento de la máquina y de otra simulación numérica.

Dada la heterogeneidad de los devanados, en el Anexo se registran los procedimientos que permiten establecer los valores de conductividad térmica en los mismos.

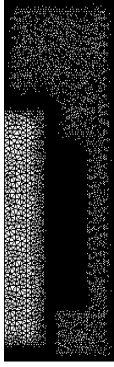


Fig. 3. Malla de EF.

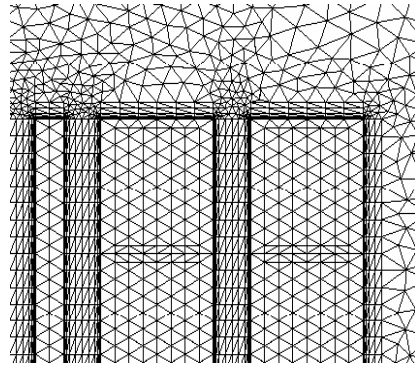


Fig. 4. Detalle malla EF.

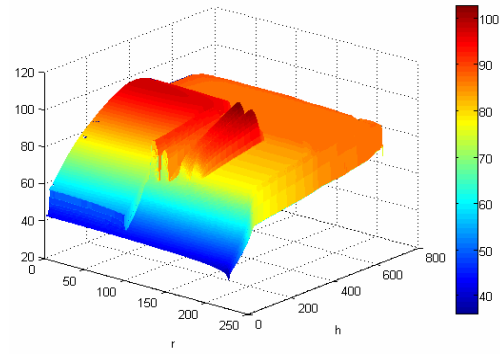


Fig. 5. Mapa 3D – Temperatura.

3.1. Modelo matemático

La solución por MEF de las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos incompresibles presenta dos dificultades: el carácter de las ecuaciones se torna predominantemente advectivo cuando el número de Reynolds crece; y, la condición de incompresibilidad no se comporta como una ecuación evolutiva, sino como una restricción sobre las variables del flujo. De esta manera, solo se pueden utilizar ciertas combinaciones de espacios de interpolación para los campos de velocidad y presión, que satisfacen las condiciones de Brezzi-Babuska. En la formulación de Tezduyar *et al.* [14], la advección se estabiliza con un término SUPG, y la presión con un término PSPG. Una vez que las ecuaciones se discretizan espacialmente, el sistema de EDOs resultante se discretiza en el tiempo (utilizando, por ejemplo, un esquema de Euler hacia atrás). En cada paso de tiempo, el sistema de ecuaciones no lineales resultantes se resuelve iterativamente (mediante algún esquema de Newton), lo cual involucra la solución de sistemas de ecuaciones lineales (utilizando, por ejemplo, métodos de espacios de Krylov aplicables a operadores lineales generales, tal como GMRES, junto a algún tipo de preconditionador que mejore la convergencia, tal como Jacobi por derecha).

3.2. Malla de Elementos Finitos

Para el modelo bidimensional citado ha sido desplegada una malla generada con herramienta referenciada [15], la cual tiene 68186 elementos y 35530 nodos (Fig. 3). Para perfeccionar la representación de las capas límites térmica e hidrodinámica, ha sido refinada hacia los bordes, en la interfaz sólido-fluido, mediante una capa de elementos que se distinguen por su elevada relación de aspecto (Fig. 4).

3.3. Temperaturas, velocidades y presiones

La Fig. 5 muestra el mapa 3D de temperaturas, el que revela una distribución apropiada en los distintos componentes, lo que se corrobora en las isolíneas que se exhiben en la gráfica siguiente. En la región más baja de la cuba, se observa en el fluido la capa inferior, con temperatura mínima. Por encima de los arrollamientos, se identifica una gran región que corresponde a la capa superior de aceite, donde su temperatura es máxima. Entre estas dos regiones, se tiene en el aceite un paulatino crecimiento de la variable. Para los devanados de media y baja tensión (MT, BT), se destaca el aumento progresivo de la variable numérica, con valores más elevados en la cima de ambos.

Los mapas para las velocidades radiales y axiales se exponen en las Figuras 7 (a) y (b). Sus valores son pequeños, acordes con el suave movimiento del fluido, propio de la convección libre. Se distinguen flujos inversos y vórtices en el aceite, más notorios en regiones con mayor cesión térmica, los que contribuyen a mezclar el fluido principal y a homogeneizar temperaturas.

Los valores de presión, que se exhiben en la Fig. 8, también son reducidos, revelan un crecimiento gradual con la altura, lo que es propio de las características del TP, que opera a presión ambiente.

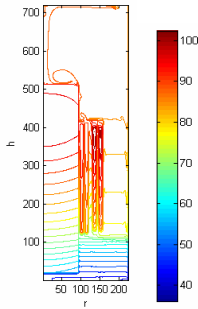


Fig. 6. Isolíneas Temperatura.

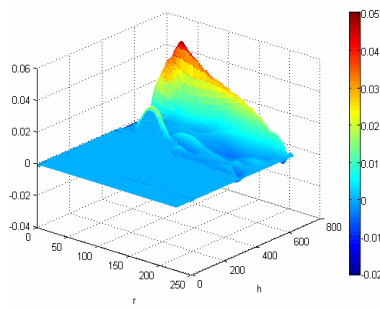


Fig. 7(a). Mapas 3D – Velocidad radial.

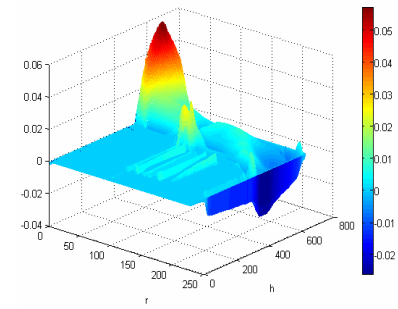


Fig. 7(b). Mapas 3D – Velocidad axial.

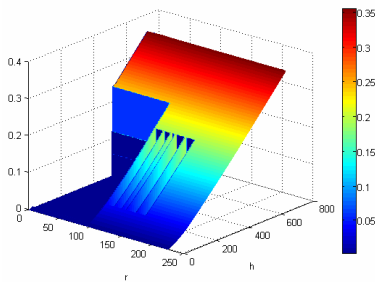


Fig. 8. Mapa 3D – Presión.

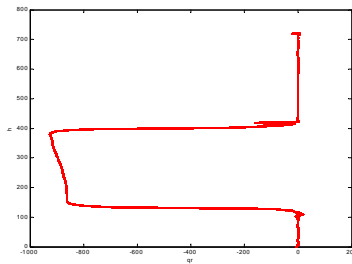


Fig. 9. Flujo calor radial devanado MT.

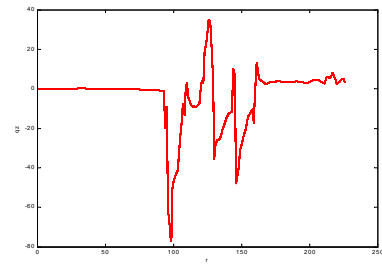


Fig. 10. Flujo calor axial cima devanados.

Las Figuras 9 y 10 muestran perfiles del flujo de calor en ciertas regiones de la máquina. La primera, exhibe la variable en dirección radial cerca del contorno lateral externo del devanado de MT. La otra gráfica corresponde a la magnitud en dirección axial, en proximidad de la cima de los arrollamientos. Ambos perfiles son acordes a la transmisión de calor en esas regiones.

3.4. Parámetros adimensionales e indicadores

Para completar la caracterización del régimen fluidodinámico y térmico en el interior del TP, a partir de los resultados alcanzados se presentan: números adimensionales; relaciones de magnitudes turbulentas a las respectivas propiedades físicas; y otros indicadores. Estos resultados se han obtenido para una región próxima a los arrollamientos, en el canal vertical que se localiza entre el devanado de MT y la pared de la cuba. Se ha seleccionado esta región, por su importancia en los fenómenos, y por la dimensión radial del canal (17 veces mayor que la de los restantes canales axiales), lo que permite un mayor desarrollo del flujo, aunque en todos ellos es laminar.

La Fig. 11 exhibe valores del número de Reynolds, para el módulo y las componentes radial y axial de la velocidad, establecidos con la altura del devanado como longitud característica. Sus valores reducidos ratifican al flujo como laminar, prevaleciendo las fuerzas de viscosidad sobre las de inercia.

La relación de viscosidades ($k, \% = 100 (v_t - v_c)/v_t$) –Fig. 12–, con v_t viscosidad turbulenta, y v_c cinemática, infiere la escasa influencia de la turbulencia, que confirma la preponderancia laminar en el flujo, y la factibilidad de la hipótesis simplificativa, del flujo medio axisimétrico.

La relación entre valores del número de Prandtl ($kP, \% = 100 (Pr_t - Pr)/Pr_t$) –Fig. 13–, siendo Pr_t y Pr las magnitudes turbulenta y laminar (62.82 a 80°C), indica la diferencia de los fenómenos fluidodinámicos y térmicos. Esto confirma que la capa límite térmica es muy pequeña respecto de la hidrodinámica, acorde con los valores de este parámetro para el aceite.

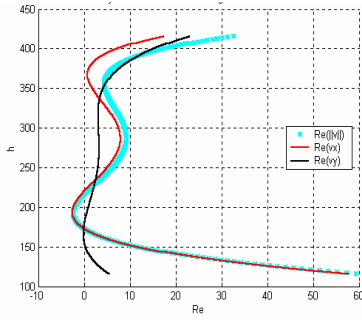


Fig. 11. Reynolds.

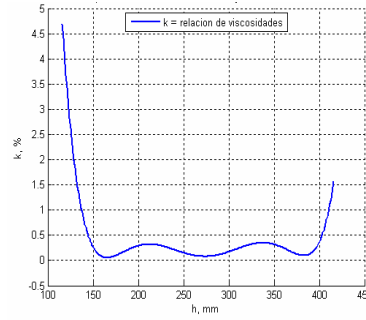


Fig. 12. Relación de viscosidades.

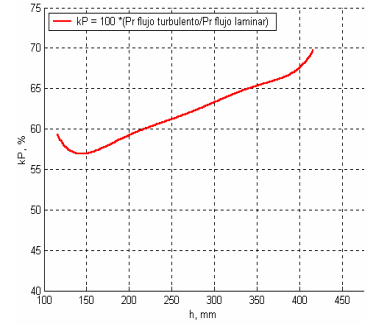


Fig. 13. Relación Prandtl (turb.-laminar).

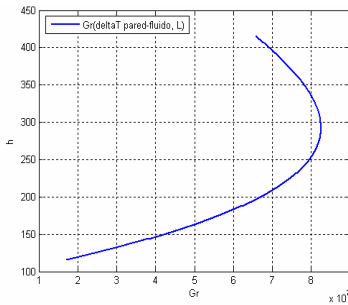


Fig. 14. Grashof.

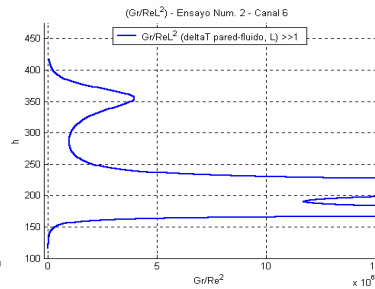


Fig. 15. Relación (Gr/Re^2) .

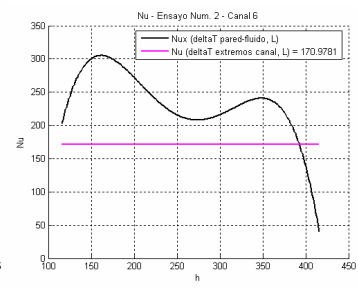


Fig. 16. Número de Nusselt.

En la Fig. 14 se muestran datos del número de Grashof, con la longitud del canal como característica y las diferencias de temperatura locales entre su pared interna (157 mm) y el fluido en su radio medio (190 mm). Revela una importante capacidad de transporte de energía por convección libre.

Mediante el indicador $r = Gr/Re_L^2$ (Fig. 15), se confirma que la convección es natural $-r > 10$ [16].

La Fig. 16 muestra el número de Nusselt en la pared interna del canal, con su longitud como dimensión característica. Las curvas corresponden a: a) valores locales (Nu_x), obtenidos con gradiente térmico $-\Delta T$ entre la pared del conducto y el fluido en el radio medio (r_M); b) valor medio (Nu) (con ΔT entre la salida y la entrada de aceite al canal $-a r_M$). Los valores de Nu_x en la zona central del canal, son consistentes con el desarrollo del flujo. Su “cresta” inicial, propia del ingreso, coincide con las variaciones en el gradiente térmico. Se advierte la atenuación de Nu_x en los extremos, acorde con la merma de la cesión de calor.

En la gráfica siguiente se correlaciona Nu_x con expresiones de la literatura, específicamente con las de Churchill & Chu y Jacob [17], respectivamente (13) y (14). Se observa un acuerdo aceptable para $166 \leq h \leq 366$ mm., aunque en extremos del canal, se presentan discrepancias. En suma, los valores de Nu_x establecen una medida apta de la transmisión convectiva en la pared interna del canal.

$$Nu^{0.5} = 0.825 + \frac{0.387 * Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.49/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \tag{13}$$

$$Nu = 0.129 * Ra^{1/3} \tag{14}$$

3.5. Correlación

Con este objetivo, se han comparado las temperaturas numéricas con las experimentales obtenidas en un ensayo de calentamiento del TP de 315 kVA. Para ello, se aplica la variación simplificada propuesta por IRAM 2018 [9], la cual coincide con la sugerida en los estándares IEC 76 (*International Electrotechnical Commission*).

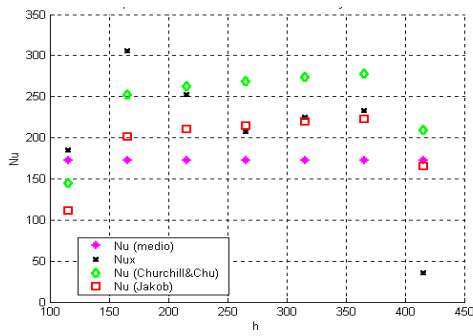


Fig. 17. Contraste de número de Nusselt.

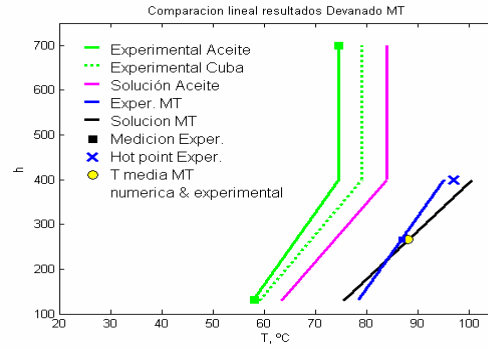


Fig. 18. Comparación de Resultados Dev. MT.

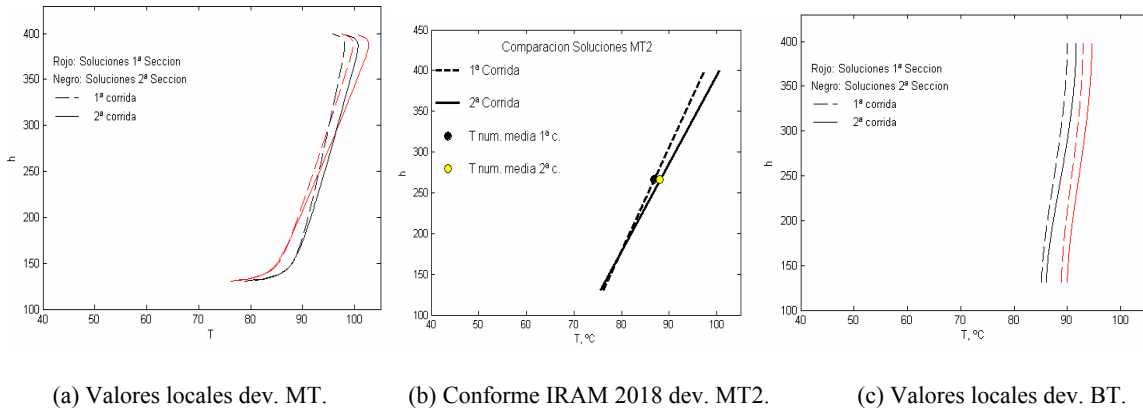


Fig. 19. Comparación de temperaturas para simulaciones ejecutadas.

En la Fig. 18 se tiene el cotejo de temperaturas en el aceite y en el devanado de MT. La variación lineal de los datos numéricos para el fluido, se determina a partir de sus valores extremos (a radio medio $r = 191$ mm), conforme lo sugerido para el ensayo experimental de calentamiento. A la altura $h = 130$ mm (referida a la base de la cuba) se estima localizada la capa inferior y su respectiva temperatura numérica. Para la capa superior del fluido, se adopta el valor en la cima de las bobinas ($h = 400$ mm), dado el escaso ascenso térmico por encima de ese nivel.

Para el devanado de MT, con las temperaturas numéricas extremas (a $h = 130$ y 400 mm, $r = 135$ mm), se traza la recta que describe la variación –Fig. 18–. Se revela un apropiado ajuste de los datos numéricos con los experimentales. En la región superior, el perfil numérico simplificado es casi coincidente con el punto más caliente. Esta inferencia es relevante, pues indica que el ensayo numérico permite representar apropiadamente la transferencia de calor interna en la cuba, siendo el arrollamiento de MT el componente sometido a mayor temperatura.

Pese a que no se exhiben, también los resultados numéricos y experimentales para el devanado de BT, presentan un acuerdo adecuado.

Por último, las Fig. 19 (a), (b) y (c) muestran las temperaturas numéricas logradas con valores del coeficiente de transferencia de calor cuba-ambiente, diferenciados para la pared y para la tapa del TP, que se registran en este trabajo y que se indican como “2ª Corrida”. Además, en ellas se exponen perfiles numéricos obtenidos con un único valor de dicho coeficiente para esas superficies, valuado en $31.5 \text{ w}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$, los que se consignan como “1ª Corrida”. Se infiere un mayor calentamiento en los resultados de la 2ª ejecución, por la menor proporción de energía que se evacua por la pared lateral del modelo, lo que ratifica la excelente respuesta y sensibilidad de la metodología aplicada ante cambios implementados en las condiciones de borde. Esto confirma que la herramienta aplicada se adecua al nuevo contexto impuesto.

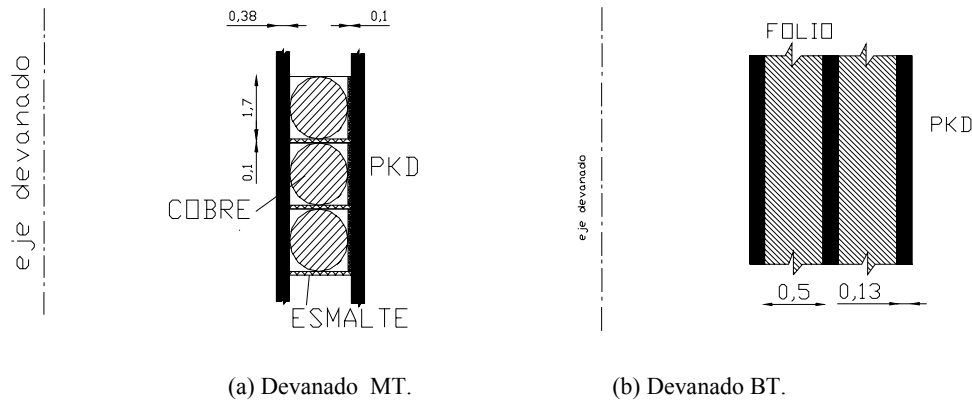


Fig. 20. Esquematación de arrollamientos.

4. CONCLUSIONES

Los resultados expuestos y las deducciones establecidas en el análisis de la correlación de los mismos, permite afirmar la consistencia del ensayo numérico ejecutado con PETSc-FEM [12] para la evacuación de calor desde el interior de un TP.

Las variables numéricas obtenidas se estiman válidas, con distribuciones acordes al problema y a la operación de la máquina.

Se destaca para los sectores más calientes, en los cuales el estudio tiene interés primordial y que se localizan en la cima de los devanados, la proximidad de los valores numéricos y experimentales de la temperatura.

Asimismo, se ratifica la excelente respuesta y sensibilidad de la metodología ante cambios en las condiciones de contorno.

Por lo expresado, el procedimiento aplicado proporciona potenciales contribuciones para optimizar diseño, operación y control de TP, sin necesidad de implementar prolongadas y onerosas pruebas empíricas.

Como línea de expansión, se estima orientar las exploraciones a implementar simulaciones 3D.

ANEXO: DETERMINACIÓN DE CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE LOS DEVANADOS

A estos fines se ha tenido en cuenta que:

- El devanado de MT está fabricado con un conductor de cobre arrollado helicoidalmente, de sección circular – Figura 20 (a) –. El mismo se aísla con una capa de esmalte, y entre capas sucesivas el aislamiento se concreta con tres vueltas de PKD impregnado. Este devanado está integrado por dos secciones.
- El bobinado de BT está conformado mediante el arrollamiento de una lámina de cobre – Figura 20 (b) –. El aislamiento entre sucesivas capas de lámina conductora se logra con una vuelta de papel PKD (kraft diamantado) impregnado. También tiene dos secciones.
- Como los arrollamientos se conforman en capas, los procedimientos para establecer la conductividad térmica en cada dirección de los devanados, se sustentan en la determinación de las correspondientes resistencias térmicas equivalentes.

Para evaluar el tensor de conductividad en el devanado de MT, se considera la disposición constructiva expuesta en el esquema de la Fig. 20 (a), y se aplica lo propuesto por Gotter [18]. Dado que la esquematización sugerida por este autor trata conductores de sección rectangular, ha sido adaptada asumiendo que, el conductor en el arrollamiento de MT tiene esa forma en lugar de la real, que es cilíndrica. Se admite aceptable el empleo de esta simplificación en razón que, a las temperaturas de operación de la máquina,

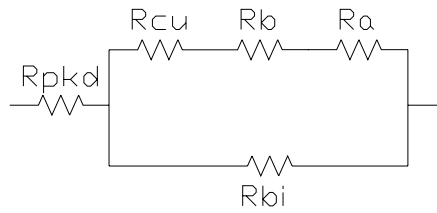
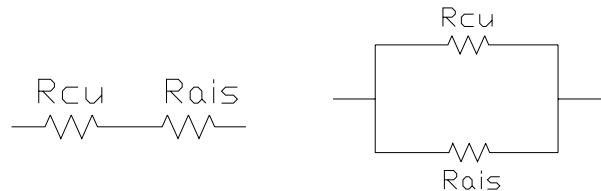


Fig. 21. Circuito de resistencias térmicas (radiales) – Devanado MT.



(a) Resistencias radiales. (b) Resistencias axiales y tangenciales.

Fig. 22. Circuitos de resistencias térmicas – Devanado BT.

Tabla 2. Diagonal de los tensores de conductividad térmica de arrollamientos.

	Devanado		Unidad
	MT	BT	
Conductividad térmica	(0.27, 0.3, 385)	(0.74, 385, 385)	$W/(m K)$

las características de los materiales aislantes pueden compensar la expansión térmica del cobre, de modo que la integridad volumétrica de cada devanado puede asumirse que no se altera sustantivamente.

El esquema circuital de la Fig. 21, muestra para el devanado de MT en sentido radial la “conexión” de las resistencias térmicas de sus componentes, las que corresponden a: R_{cu} , conductor de cobre; R_b , fracción de la región ocupada por esmalte – rectángulo vertical claro en Fig. 20 (a) –; R_{bi} , porción de barniz aislante (rectángulo horizontal claro en la gráfica); y R_{pkd} , aislamiento en papel kraft diamantado.

En sentido axial, se considera que la resistencia térmica total tiene un valor similar al de la conexión paralelo de la figura precedente. Con relación a la dirección tangencial, por el arrollamiento helicoidal del devanado de MT se adopta la conductividad térmica del cobre.

En cuanto al tensor de conductividad para el devanado de BT, se considera la disposición constructiva esquematizada en la Fig. 20 (b). En este caso, para el sentido radial el circuito representativo se tiene en la Fig. 22 (a). En el mismo, R_{cu} es la resistencia térmica de lámina de cobre, y R_{ais} es la correspondiente al aislamiento implementado con papel PKD.

Por la construcción folio del devanado de BT, la conductividad térmica en direcciones axial y tangencial se estiman iguales. Las mismas se han obtenido conforme al esquema circuital de Fig. 22 (b), en el cual R_{cu} y R_{ais} tienen igual significado al dado más arriba.

En Tabla 2 se consignan los respectivos tensores de conductividad térmica para ambos bobinados.

REFERENCIAS

- [1] World Energy Council, Energy End-Use Technologies for the 21st Century – A report, <http://www.worldenergy.org/> (2004)
- [2] International Energy Agency, World energy Outlook 2008, www.iea.org (2008)
- [3] Dejan Susa, Dynamic Thermal Modelling of Power Transformers, Dissertation for the degree of Doctor of Sc. in Technology, Helsinki University of Tech. (Finland), <http://lib.tkk.fi/Diss/2005/isbn9512277425/> (2005)

- [4] Swift, G., Molinski, T., Lehn, W., "A fundamental approach to transformer thermal modeling – Part I & II", *IEEE Transactions on Power Delivery*, **16**(2), 171-180 (2001)
- [5] Dalcin, L., Nigro, N., Storti, M., Ferreiro, A., "Simulación numérica de transferencia de calor en TP", *Mecánica Computacional*, **XXII**, 1612-1624, Bahía Blanca (2003)
- [6] Arpaci, V., Larsen, P., *Convection Heat Transfer*, Prentice-Hall (1984)
- [7] Wilcox, C., *Turbulence Modeling for CFD*, DWC Industries, La Cañada (California) (1998)
- [8] Mufuta, J. *et al.*, "Modeling of the mixed convection in windings of a disc-type power transformer", *Applied Thermal Eng.*, **20**, 417-437 (2000)
- [9] IRAM 2018, Transformadores de Potencia - Ensayo de calentamiento (1995)
- [10] IRAM 2473, TP - Guía de carga para transformadores sumergidos en aceite (1998)
- [11] Hosseini, R. *et al.*, "Determination of OD cooling system parameters based on thermal modeling of power transformer winding", *Simulation Modelling Practice and Theory*, **16**, 585-596 (2008)
- [12] Storti, M., Nigro, N., Paz, R., Dalcin, L., López, E., "PETSc-FEM: A general purpose, parallel, multi-physics FEM program", <http://www.cimec.org.ar/twiki/bin/view/Cimec/PETScFEM> (2007)
- [13] Ferreiro, A., Nigro, N., Dalcin, L., Storti, M., "Validación del Código PETSc-FEM en Fenómenos Convec-tivos", *Revista Nuevas Propuestas*, N° 43/44, Santiago del Estero (2008)
- [14] Tezduyar, T. *et al.*, "Incompressible flow computations with stabilized bilinear and linear equal order interpolation velocity-pressure elements", *Comp. Methods in Applied Mech. and Eng.*, **95**, 221-242 (1992)
- [15] Idelsohn, S., Calvo, N., Oñate, E., "Polyhedrization of an arbitrary 3D point set", *Comp. Methods in Applied Mech. and Eng.*, **192**, 2649-2667 (2003)
- [16] Holman, J., *Transferencia de calor*, McGraw Hill (1999)
- [17] Khalifa, A.-J.N., "Natural convective heat transfer coefficient - a review I", *Energy Conversion and Management*, **42**(4), 491-504 (2001)
- [18] Gotter, G., *Calentamiento y refrigeración de las máquinas eléctricas*, Publicación N° 568. Universidad Nacional de Tucumán (1951)

AGRADECIMIENTOS

Los autores valoran el apoyo de los Dres. Lisandro Dalcin y Mario Storti en la ejecución de los ensayos numéricos y en el análisis del problema. También, reconocen la significativa colaboración de la firma Tadeo Czerweny S.A.

NUMERICAL ASSESSMENT OF THE ELECTRICAL TRANSFORMER HEATING TEST

Abstract – The active components of an electric transformer are the windings and the magnetic core. The losses in these components originate warming, if they are very large, accelerate the deterioration of winding insulation and finally the entire machine. Using a numerical method it is now possible to assess the heat removal process inside an electrical transformer driven by natural convection. This computational tool solves the thermally coupled Navier-Stokes equations. The final goal is the optimization of the design and the operation of these machines. The physical phenomena taking place in the interior of the machine and also the fluid flow with the energy sources coming from the magnetic core and windings and their losses towards the tank walls are captured. Specifically, in this work a distribution transformer is considered and the prediction of the temperature as the most representative parameter is obtained. The results have been achieved by the Finite Element Method, which solves numerically a mathematical model based on the Navier-Stokes equations and the transport equation of thermal energy, in a coupled way using an incompressible assumption for the flow and using a flotation term incorporated into the momentum equation to allow the assumption of constant density (Boussinesq hypothesis). The high Prandtl's number of the transformer oil force to use very refined meshes on the interfaces solid - fluid. It also highlights the heterogeneity of the windings, in which is necessary to study the temperature distribution with a significant anisotropy of the lower voltage winding. The numerical results have been correlated positively with experimental data of thermal test (IRAM 2018, 1995) over a distribution transformer (315 kV 0231 kVA 13.2/0.4-) built by Tadeo Czerweny SA company Results of the simulation are

presented, not only for the fluid dynamics also for the thermal regime, concluding that they are consistent with the phenomena being observed in the physical essays. In this way the procedure seems to be a robust tool for the study of the durability of such a machine. In an attached appendix the procedures used for determining the thermal conductivities of the windings are shown.

Keywords – Heat transfer, Natural convection, Electrical transformers, Finite element method.