

SIMULACION MEDIANTE CFD DEL PRECALENTADOR DEL GENERADOR DE VAPOR DE LA FACILIDAD NUCLEAR RD-14M UTILIZANDO UN MODELO ACOPLADO TERMICAMENTE

Dario M. Godino, Santiago F. Corzo, Norberto M. Nigro y Damian E. Ramajo

*CIMEC Centro de Investigación de Métodos Computacionales, UNL, CONICET, FICH, Col. Ruta 168
s/n, Predio Conicet "Dr Alberto Cassano", 3000 Santa Fe, Argentina, dmgodino@gmail.com,
<http://www.cimec.org.ar>*

Palabras Clave: Precalentador, transferencia de energía, coeficiente de transferencia térmica.

Resumen.

Se simuló mediante CFD la transferencia de calor en una porción del precalentador del generador de vapor de la facilidad experimental RD-14M. Se construyó un modelo detallado 3D del primario, secundario y la pared de los tubos y se resolvió el acoplamiento térmico entre ellos. Se determinaron los coeficientes de transferencia por convección de ambos circuitos, y posteriormente se obtuvo un coeficiente de transferencia global. Se compararon con correlaciones empíricas, aplicando los métodos de Dell-Delaware y de Kern y con resultados de un modelo desarrollado RELAP. Adicionalmente se comparó la pérdida de carga obtenida. Los resultados de CFD permitieron analizar los perfiles de velocidad para determinar la aparición de zonas de baja velocidad y turbulencia en el circuito secundario. Se obtuvo una buena concordancia en la pérdida de carga tanto en el primario como en el secundario pero significativas discrepancias en la transferencia de calor entre el CFD y los otros modelos. Estas discrepancias son similares a las encontradas por otros autores para problemas similares.

1. INTRODUCCIÓN

La transferencia de energía fluido-sólido es un fenómeno de gran importancia por sus numerosas aplicaciones industriales. La totalidad de los procesos térmicos destinados a la producción de energía, como por ejemplo plantas térmicas de ciclo combinado, de energía nuclear y también renovables, hacen uso de equipos de alta transferencia de calor.

En la actualidad, el diseño de estos equipos se realiza mediante cálculos basados en correlaciones empíricas. Si bien esta metodología tiene décadas de validación, su confiabilidad se centra en el sobre-dimensionamiento para cubrir las incertezas de los modelos empíricos.

Mediante las técnicas de la mecánica de fluidos computacional (CFD) se ha podido abordar el problema con un nuevo enfoque, logrando una mayor comprensión del comportamiento de los fluidos y del transporte de energía. Pese a las limitaciones que aún tiene, esta herramienta es de gran importancia para el diseño de equipos más eficientes, como así también, para su empleo como un laboratorio virtual para la simulación de experimentos que permitan definir nuevas correlaciones o ampliar el rango de aplicabilidad de las ya conocidas.

En la industria nuclear, la transferencia de energía juega un papel preponderante. La comprensión de estos fenómenos es de gran importancia para el diseño, y particularmente para garantizar la operación segura de las centrales. Históricamente la asistencia computacional ha sido exclusiva de los códigos de sistema (Dimenna et al., 1988), los cuales son ampliamente utilizados para el diseño y verificación de éstas centrales debido a su capacidad de resolver de forma simplificada toda la termo hidráulica, neutrónica y control de planta involucrada. En este escenario, la utilización del CFD está lentamente ganando terreno a partir de la última década y las aproximaciones CFD 3D se han vuelto de gran utilidad para este tipo de aplicaciones (Krepper et al., 2007).

El estudio y validación de modelos de transferencia de energía frente a problemas de aplicación nuclear representa una contribución significativa, tanto para el diseño como para actividades regulatorias. En este marco, se analizó la transferencia de energía utilizando modelos conjugados (fluido-sólido) (Sjölander, 2012) para estudiar el pre-calentador de un generador de vapor (GV).

Los generadores de vapor de centrales nucleares son equipos que consisten básicamente de miles de tubos en U por donde circula el refrigerante del circuito primario, transfiriendo energía al circuito secundario. En este último se produce el vapor que alimenta las turbinas (MacDonald et al., 1996). El diseño es similar para la gran mayoría de los equipos. La principal diferencia radica en el método de inyección del agua de alimentación. Para el caso en estudio, el agua de alimentación se inyecta en la parte inferior, obligándola a circular por un economizador o pre-calentador (PH). El diseño de los PH puede variar, pero generalmente estos se encuentran integrados dentro del mismo GV. En este estudio, se analizó el PH de la facilidad experimental RD-14M, el cual guarda similitud dimensional con los GV empleados en los reactores tipo PHWR CANDU 6.

Este componente es básicamente un intercambiador de calor de casco y tubos (ICCT), que se diferencia de los convencionales (ICC) por estar integrado al GV (Hanna y Ingham, 1987). Esto le proporciona características particulares, que hacen necesario adaptar los modelos empíricos.

La figura 1 muestra esquemáticamente los distintos componentes del GV. Su *riser* consiste en un cuerpo vertical cilíndrico, el cual está dividido en dos ramas mediante un baffle central. Por una de estas ramas circula el agua de re-circulación, que retorna por el *downcomer* (conducto externo). Este caudal de re-circulación, es uno de los parámetros térmicos fundamentales ya que regula la tasa de evaporación y la temperatura media del GV. Por la otra rama circula el

agua de alimentación, la cual ingresa primero al PH, y luego de calentarse hasta la saturación, se mezcla con el agua de recirculación a través de aberturas (ecualizadores) dispuestos sobre el baffle central (Ver figura 1). Debido a este diseño integrado en el GV, el PH no presenta la forma cilíndrica característica de los ICC, lo cual hace necesario adaptar las correlaciones empíricas disponibles. Otra característica importante de estos ICCT es que por la distribución en contra corriente, el flujo del circuito primario está completamente desarrollado desde el comienzo. Esto último tiene una gran importancia en la estimación del coeficiente de transferencia térmica (h) y es una diferencia fundamental con los ICC, en los cuales el flujo se desarrolla a lo largo de los tubos.

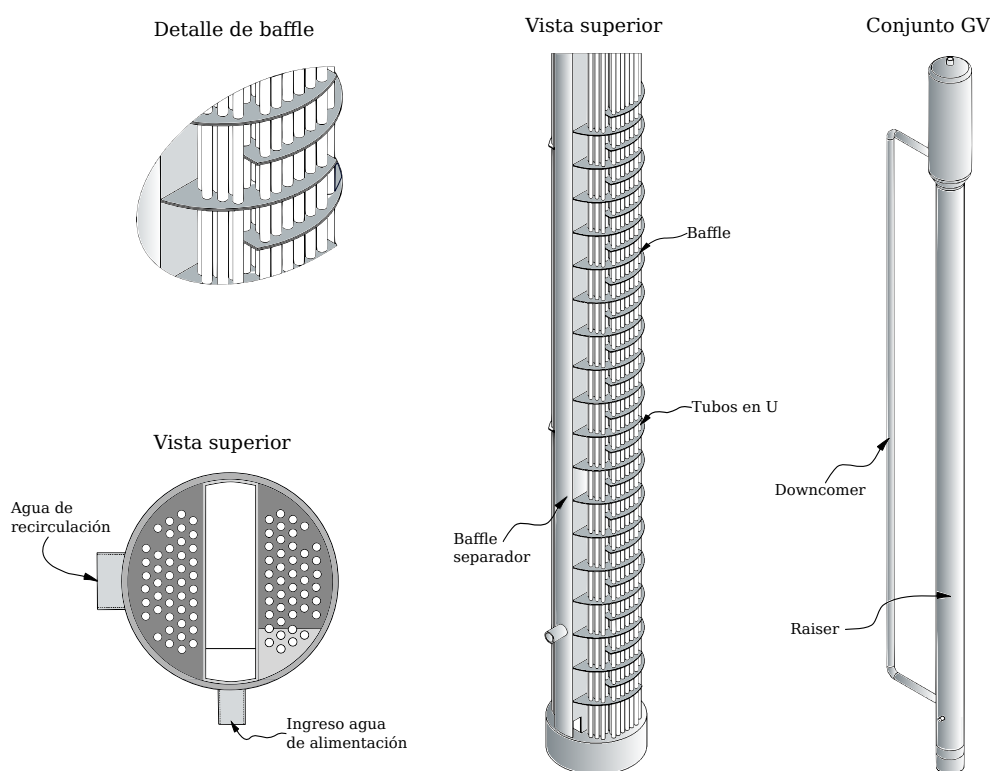


Figura 1: Precalentador y GV completo del RD-14M

Para caracterizar el PH se requiere conocer parámetros como el coeficiente global de transferencia térmica ($CGTT$) y la pérdida de carga tanto en el primario como en el secundario. Esto conduce a diferentes enfoques: en el interior de los tubos el análisis puede basarse en las correlaciones empíricas de Ditus-Bolter (Chen, 1966) y Gnielinski (Namburu et al., 2009). Por otro lado, para el flujo del secundario el estudio se vuelve más complejo, principalmente atendiendo a las diferentes trayectorias del flujo, corrientes de derivación y de fuga (Cao, 2008). La importancia de éstas últimas depende del tamaño del equipo y para el caso en estudio (pequeñas dimensiones) solo se cuantifican las pérdidas por flujo en by-pass, despreciado las pérdidas entre coraza y baffle y entre baffle y tubos (figura 2). Las correlaciones empíricas más utilizadas para analizar el secundario o lado coraza, son los métodos Kern (1974) y de Bell-Delaware (Kakaç et al., 1981). El primero de ambos da resultados más conservadores, siendo solo adecuado para análisis preliminares. Por otro lado, el método de Bell-Delaware incorpora un análisis más detallado de las diferentes corrientes que intervienen en la coraza, obteniendo estimaciones más precisas.

Cuando se emplean códigos de sistema como RELAP, Athlet o Cathena (Carlson et al.,

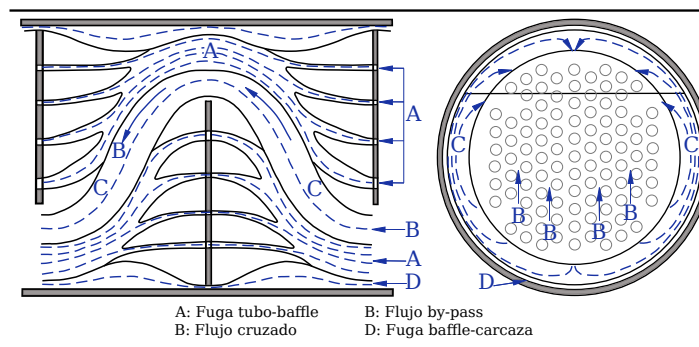


Figura 2: Pérdidas en intercambiadores de calor

1990), entonces es posible analizar múltiples aspectos del PH pero introduciendo reducciones dimensionales que muchas veces pueden afectar la precisión. Estos códigos utilizan modelos matemáticos robustos y confiables para analizar variables medias y comportamientos generales, pero justamente por ello pueden enmascarar efectos locales importantes.

Por otro lado, el CFD permite cuantificar los parámetros característicos de los ICCT así como también identificar efectos locales. En este sentido, se han reportado varios trabajos, como el desarrollado por You et al. (2012) para un ICCT con baffles en forma de flor. Este empleó métodos experimentales y numéricos, representando a los tubos mediante un medio poroso con resistencia distribuida y obteniendo perfiles de velocidad, el coeficiente de transferencia y la pérdida de carga para diferentes números de Reynolds (Re). También pueden mencionarse los trabajos realizados por Wang et al. (2009) y Taher et al. (2012), que se enfocaron en el efecto de emplear distintos tipos de baffles helicoidales, analizando parámetros tales como la inclinación y espaciamiento. Ello permitió evaluar el efecto sobre la pérdida de carga, la distribución de temperatura y el coeficiente de transferencia. Por otro lado, Ozden y Tari (2010) trabajaron sobre un pequeño ICCT, estudiando la influencia del espaciamiento entre baffles y el área libre de paso, comparando sus resultados con los obtenidos con los métodos de Kern y Bell-Delaware para diferentes caudales de operación.

Todos los trabajos mencionados se focalizaron en el flujo en la coraza, adoptando simplificaciones para el flujo en los tubos como por ejemplo asumir una temperatura constante en la pared de los tubos. Si bien esto último suele ser bastante exacto en intercambiadores que trabajan con vapor o saturado, no es el caso de la mayoría de los GV de plantas nucleares donde el primario está en estado líquido sub-enfriado.

En el presente estudio se aborda el modelado mediante CFD considerando la geometría real del PH analizando tanto el lado de la coraza como de los tubos y focalizándose en evaluar la pérdida de carga y el $CGTT$. También se cuantifica la pérdida por by-pass. Los resultados de CFD son posteriormente comparados con los métodos de Kern y Bell-Delaware los resultados obtenidos mediante el código RELAP.

2. DESCRIPCION DEL MODELADO

Debido a la gran cantidad de pasos que presenta el PH, se optó por realizar un modelo parcial considerando solo 2 de los 26 pasos que lo componen. Esto permitió refinar la grilla y obtener resultados con un elevado nivel de detalle.

La transferencia de calor entre el lado tubo y el lado coraza se resolvió de forma acoplada utilizando el solver CHTMultiRegionSimpleFoam (Conjugate Heat Transfer) de la librería

OpenFoam, el cual emplea un método iterativo para resolver las múltiples regiones, tanto sólidas como líquidas.

2.1. Modelo Geométrico

La geometría del pre-calentador es mostrada en la figura 3. Como se observa, solo se simuló un par de los 26 pasos que componen el PH. El modelo computacional se compone de tres regiones:

- La primera denominada **circuito primario** que contiene el mazo de 44 tubos de diámetro interior $13,62mm$, por donde circula un caudal total de $24kg/s$ de agua a $10MPa$ y a una temperatura cercana a la saturación. En la realidad el primario funciona con agua pesada (D_2O). No obstante, tanto en la facilidad experimental como en las simulaciones se optó por emplear agua liviana. Dado que el PH está en la parte inferior del GV, los tubos en el modelo fueron extendidos aguas arriba la suficiente para garantizar que el flujo esté completamente desarrollado antes de ingresar a la zona de intercambio.
- La segunda región denominada **circuito secundario**, consiste en la coraza del PH, y se encuentra formada por dos zonas divididas mediante un baffle separador. Esta región se denomina secundario y recibe un caudal de $2kg/s$ de agua liviana a una presión de $4,5MPa$ y una temperatura de $187^{\circ}C$.
- La tercera región es la pared sólida de los tubos (el baffle no tiene espesor), donde se produce la transferencia térmica entre los dos circuitos de agua. El material de los tubos es Incoloy-800 ($\kappa = 16,3W/m^{\circ}C$).

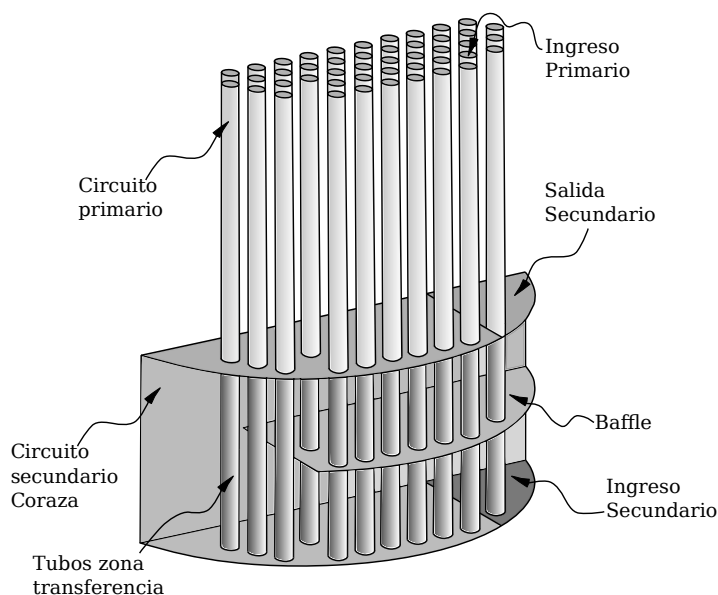


Figura 3: Modelo geométrico para simular

Se asume, tanto para la simulación como para el cálculo empírico, que las propiedades de los fluidos son constantes. La tabla 1 resume las principales características geométricas y parámetros de proceso del PH.

La geometría fue discretizada utilizando mallas estructuradas. Se empleó para la malla de superficie un total 2,175,036 de elementos triangulares y cuadriláteros. La malla de volumen

Circuito primario - Tubos		Circuito secundario - Coraza	
Caudal primario W_a	24 (kg/s)	Caudal secundario W_b	2 (kg/s)
Temperatura entrada T_1	585 (K)	Temperatura entrada t_1	460 (K)
Numero de tubos N	44	Separación entre baffle B	77.8 (mm)
Diámetro exterior tubos D_0	15.88 (mm)	Presión de trabajo P_b	4.5 (MPa)
Largo de tubos L	155.6 (mm)	Calor específico C_{p_b}	4866 (J/kg.K)
Paso entre tubos P_t	24 (mm)	Región solida - Tubos	
Presión de trabajo P_a	10 (MPa)	Espesor de tubos e	1.13 (mm)
Calor específico C_{p_a}	6143 (J/kg.K)	Conductividad térmica k_s	16.3 (J/kg.K)

Tabla 1: Parámetros Geométricos y de proceso del PH.

se construyó con elementos pentaedros y hexaedros, con un total de 39,665,600 de elementos. Del total de elementos, el 94,8% pertenecen a la región del circuito primario, siendo esto necesario para garantizar que el flujo se desarrolle y obtener un perfil turbulento en la zona de transferencia. Con respecto a la coraza, se realizaron una malla con 1,706,800 elementos.

En la figura 4 se muestran detalles de la malla. Se observa el elevado refinamiento que se realizó tanto hacia afuera como hacia adentro de los tubos para simular correctamente la transferencia de calor en las paredes del mismo.

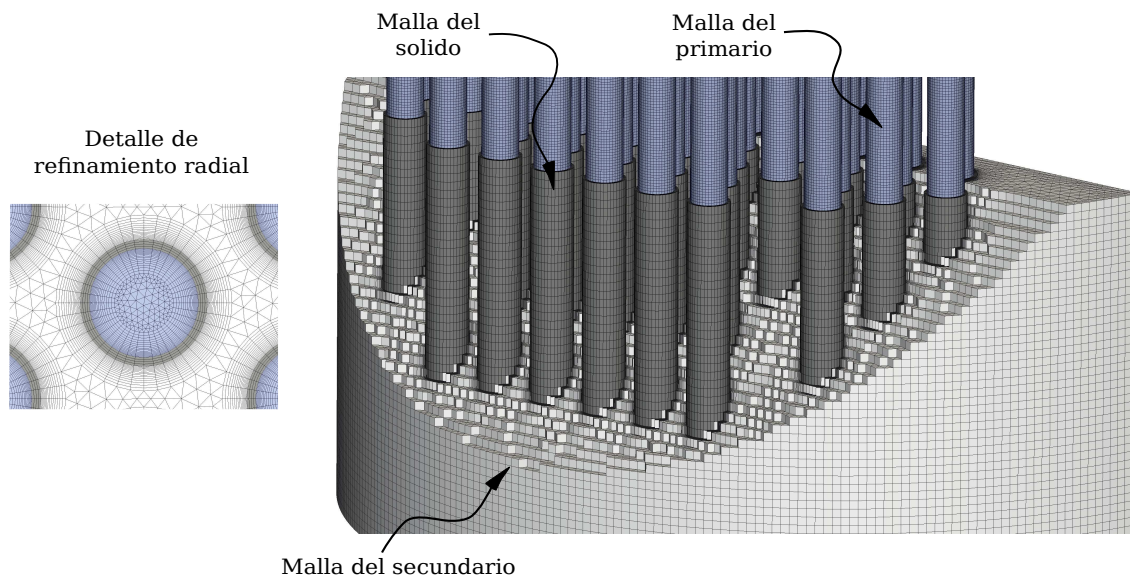


Figura 4: Dominio computacional mallaado

2.2. Ecuaciones de Gobierno

El estudio numérico de este problema requiere resolver un conjunto de ecuaciones que rigen la evolución temporal de las variables de estado en cada punto de los dominios. Los fundamentos teóricos se basan en dividir el dominio global en regiones, y aplicar para cada una de estas regiones modelos matemáticos que permiten describen los fenómenos que se producen. (Pairetti et al., 2013).

2.2.1. Dominios fluidos

El comportamiento de los fluidos puede describirse matemáticamente mediante la ecuación de balance de cantidad de movimiento de Navier-Stokes junto con la ecuación de conservación de masa y energía. Esto da un conjunto de ecuaciones diferenciales, las cuales pueden ser promediadas en el tiempo (promedio de Favre), considerando términos apropiados para el modelado de la turbulencia. Estas ecuaciones diferenciales tiene como variable independiente las coordenadas espaciales y el tiempo, que relacionan las siguiente variables dependientes: presión (p), energía interna (U) o entalpía (h), velocidad (u) y densidad (ρ). En este trabajo se asume que ambos medios fluidos son de tipo Newtoniano y con propiedades constantes.

Las ecuaciones de balance son:

- Balance de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

- Balance de momento

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho g \quad (2)$$

- Balance de energía

$$\frac{\partial(\rho \hat{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \hat{U} u) + \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho K u) = -\nabla \cdot q - \nabla \cdot (p u) - \nabla \cdot (\tau u) \quad (3)$$

- Asumiendo que existe una relación entre el tensor de tensiones viscosas τ y el vector velocidad u :

$$\tau = \mu[\nabla u + (\nabla u^T)] - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot u)I \quad (4)$$

- y relacionando el flujo de calor q con el gradiente de temperatura:

$$q = -k\nabla T \quad (5)$$

Siendo T la temperatura, τ el tensor viscoso, μ es la viscosidad dinámica molecular, I el tensor identidad, K la energía cinética, g la aceleración de la gravedad y k el coeficiente de conductividad térmica del medio fluido.

2.2.2. Modelo de turbulencia

Para modelar la turbulencia tanto en los tubos como en la coraza, se utilizó un modelo RANS tipo k - ϵ . Este requiere el agregado de dos ecuaciones de transporte, una para calcular la energía cinética turbulenta (k) (Eq:6) y la otra para calcular la tasa de disipación de energía cinética turbulenta (ϵ) (Eq: 7).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k u) = \nabla \cdot \left(\frac{\partial u_t}{\tau_k} \nabla k \right) + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon u) = \nabla \cdot \left(\frac{\partial u_t}{\tau_\epsilon} \nabla \epsilon \right) + C_{1\epsilon} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

siendo S_{ij} las componentes del tensor deformación y μ_t la viscosidad dinámica turbulenta, que se define mediante la siguiente ecuación:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

Las constantes del modelo fueron tomadas por defecto (Ferziger y Perić, 2002):

$$C_u = 0,09 \quad C_{1\epsilon} = 1,44 \quad C_{2\epsilon} = 1,92 \quad \tau_k = 1,00 \quad \tau_\epsilon = 1,3$$

2.2.3. Dominio de material sólido

El modelado del dominio sólido solo tiene en cuenta el equilibrio térmico, despreciando los esfuerzo mecánicos, dilataciones, etc. El modelo empleado deriva del balance de energía y de la ley de Fourier y se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (9)$$

siendo κ el coeficiente de conducción térmica del material y C_p la capacidad calorífica a presión constante.

2.3. Métodos empíricos para el cálculo de intercambiadores de calor

Los métodos de Bell-Delaware y Kern son los más ampliamente difundidos y por ello también incluidos en el presente estudio. Ellos utilizan correlaciones empíricas para calcular los coeficientes de transferencia térmica y la pérdida de carga. Estas correlaciones permiten relacionar múltiples variables geométricas y operativas. Para el PH en estudio, las correlaciones se aplican en forma directa para el flujo interno en los tubos, pero es necesario adaptarlas para el flujo en la coraza debido a las particularidades geométricas.

2.3.1. Coeficiente de transferencia térmica

Para el flujo interno en los tubos se aplicó la correlación de Ditus-Boelter:

$$N_{u,t} = \frac{h_i D_{int}}{k} = 0,023 R_e^{0,8} P_r^n \quad (10)$$

donde $N_{u,t}$ es el número de Nusselt, R_e el número de Reynolds y P_r el número de Prandtl. El término k es el coeficiente de conductividad térmica, h_i el coeficiente convectivo interno y D_{int} el diámetro interior de los tubos. El exponente n es una constante que depende de la dirección del flujo de calor. Esto es: sí el fluido se está enfriando toma el valor de 0,3 y sí se está calentado asume el valor de 0,4.

Esta correlación tiene validades en el siguiente rango:

$$\begin{aligned} 0,6 &\leq P_r \leq 160 \\ R_e &\geq 10000 \\ \frac{L}{D_{int}} &\geq 10 \end{aligned}$$

Con respecto a la coraza, el cálculo tanto del coeficiente de transferencia térmica h como de la pérdida de carga es relativamente más complejo. En este trabajo se comparan los dos modelos más empleados: el modelo de Kern (Eq:11), que se aplica para coraza con baffles segmentados un 25 %, y el propuesto por Bell-Delaware (Eq:12) que contempla las diferentes pérdidas que se producen en los baffles.

$$h_{o,c} = \frac{k}{D_e} 0,36 R_{e,s}^{0,55} P_{r,s}^{0,33} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (11)$$

$$h_{o,c} = \left[c G_m j P_{r,s}^{-2/3} \frac{\mu_s^{0,14}}{\mu_w} \right] \left[\frac{\phi \xi_h}{X} \frac{h_L}{h_{NL}} \right] \quad (12)$$

En la ecuación de Kern (Eq 11) μ_s y μ_w son la viscosidad en el seno del fluido y la que se obtendría si se evaluara a la temperatura de la pared (T_w) y D_e es el diámetro externo de los tubos. En relación a la ecuación de Bell-Delaware (12), se tienen los siguientes términos: ϕ factor de corrección por efecto de la ventana en los baffles respecto a un banco de tubos ideal, ξ_h factor de corrección de pérdidas por by-pass, X factor de corrección que contempla el número de filas de tubos que son atravesados por el flujo cruzado. La relación h_L/h_{NL} considera las pérdidas que se producen entre baffles y coraza y entre tubos y baffle.

2.3.2. Pérdida de carga

La pérdida de carga en el interior de los tubos se estimó utilizando la expresión de Fanning (Eq:13), adoptando un factor de fricción en función la número de Reynolds:

$$\Delta P_t = 4 f n \frac{L}{D_i} \frac{G_t^2}{2\rho} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^a \quad (13)$$

donde el exponente a vale $-0,14$ para régimen laminar y $-0,25$ para régimen turbulento, nL es la longitud total de todos los tubos y G_m es el flujo másico.

En relación a la pérdida en la coraza existen diversos métodos, pero no todos son aptos para determinadas geometrías Cao (2008). Por ejemplo, el método de Kern no se puede aplicar a intercambiadores de calor con gran número de pasos o a equipos fabricados con grandes espacios de fuga. Por tal motivo, en este trabajo se empleó el método de Bell-Delaware:

$$\Delta P_{total} = 2\Delta P_{BP} \left(1 + \frac{N_w}{N_c} \right) + (N_B - 1)\Delta P_{BP} + N_B \Delta P_w \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \right) \quad (14)$$

donde el primer término de la derecha corresponde a la pérdida en la entrada y salida del PH. El término intermedio corresponde a la pérdida por flujo cruzado y el último término corresponde a la pérdida por la ventana o estrechamiento. ΔP_{BP} es la pérdida en un banco ideal corregido por fuga o corrientes de by-pass, ΔP_w la pérdida en la ventana, N_c el número de filas de tubos entre borde y borde de baffles, N_b el número de baffles y N_w el número efectivo de filas de tubos en la ventana. Finalmente, $\Delta P_w/\Delta P_{NL}$ es el factor de corrección por fugas, que para este caso es igual a 1 (se consideró que no hay fugas).

Las pérdidas ΔP_{BP} y ΔP_w se obtienen del siguiente modo:

$$\Delta P_{BP} = \frac{4 f N_c G_m^2}{2\rho_w} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (15)$$

$$\Delta P_w = (2 + 0,6N_w) \frac{\rho_w V_z^2}{2} \xi_{\Delta P} \quad (16)$$

donde f es el factor de fricción, G_m es el flujo másico, V_z velocidad en la ventana ($V_z = \frac{\dot{m}}{\rho \sqrt{S_m S_w}}$), donde \dot{m} es el caudal másico y S_m y S_w son el área de flujo cruzado y el área de la ventana y $\xi_{\Delta P}$ es un factor de corrección por by-pass.

2.4. Modelado con códigos de sistema

Se construyeron dos modelos empleando el código de sistema RELAPMod3. El primero abarcó todo el generador de vapor y el segundo solo consideró una porción del *PH* con dos pasos. Cabe mencionar que RELAP es uno de los códigos de sistema más utilizados [Končar y Mavko \(2003\)](#) y validados [Ransom y Mousseau \(1991\)](#) a nivel mundial y por ello los detalles de su formulación son obviados en este trabajo.

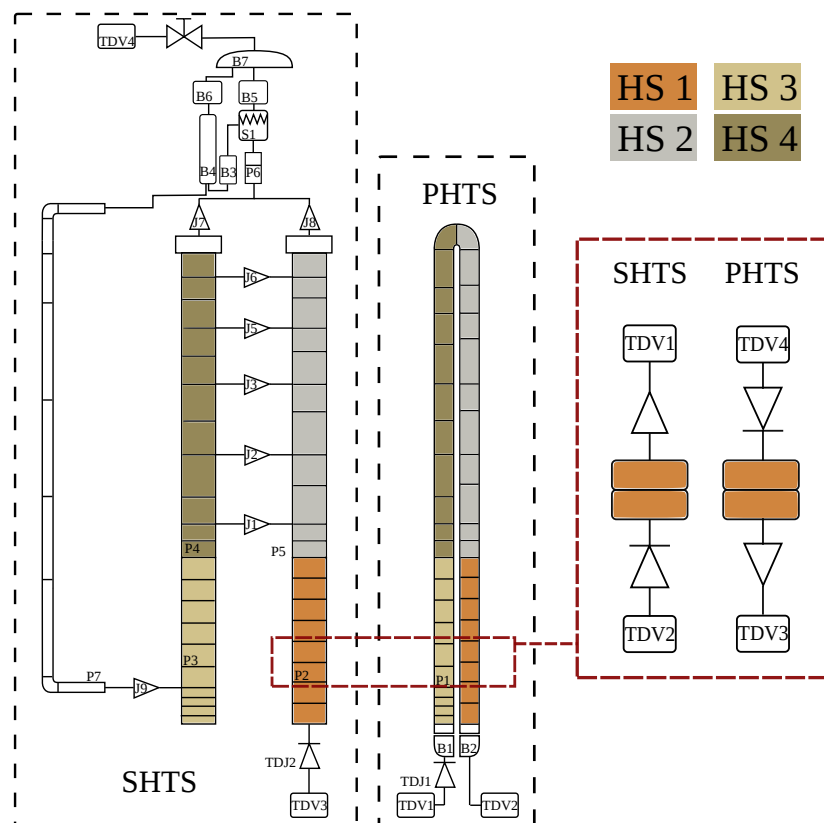


Figura 5: Nodelización del GV en RELAP

En la figura 5 se presenta la nodalización del modelo completo, donde se observan los circuitos primario (*PHTS*) y secundario (*SHTS*). El primario fue representado por una sola tubería equivalente (P_1) con un flujo de entrada constante (TDJ1) y con la presión de salida fija (TDV2). Con respecto al secundario, este se nodalizó en dos ramas: la izquierda donde ingresa la corriente de recirculación y la derecha donde ingresa el agua de alimentación. Sobre esta última se ubica el PH (P_2).

La vinculación entre ambas ramas, ocurre mediante uniones que representan aberturas existentes en el baffle que divide físicamente ambas ramas (J_1 a J_5), siendo esto equivalente a los equalizadores que posee el GV real. Para estimar correctamente el flujo cruzado que se produce

en el *PH*, el tubo (P_2) fue dotado de una longitud igual al camino medio del fluido en el secundario y una sección transversal que garantiza que el volumen del componente es igual al del *PH* real. El tubo P_3 representa la parte inferior del riser que recibe el agua de recirculación. Por último, los tubos P_4 y P_5 representan la parte superior del riser. Tal como se presenta en el *GV* real, los tubos P_2 y P_3 se encuentran hidráulicamente aislados, separando el agua de alimentación fría de la corriente de recirculación saturada. El *downcomer* se representa mediante la tubería P_7 .

La parte superior del *GV*, donde se realiza la separación de fases, se compone de una tubería (P_6), un separador (S_1) y varias *branch* (B_3 , B_4 , B_5 , B_6 y B_7). La separación entre vapor y líquido se logró mediante separador (S_1). Este vierte el líquido en la *branch* B_3 , mientras que el vapor asciende a la B_5 . Esto corresponde a la primera etapa de separación. La segunda etapa se representa mediante dos *branch*, B_4 y B_6 .

Para acoplar ambos circuitos térmicamente se emplearon cuatro estructuras de calor cilíndricas (*HS*). La nodalización radial se logró mediante la utilización de cuatro celdas. En la figura 5 cada estructura se identificó con un color diferente. Para la estructura HS_1 que corresponde a la zona del *PH* se empleó una condición de flujo cruzado, con el fin de representar mejor la transferencia de calor.

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos mediante la simulación en estado estacionario del modelo CFD, y se los compara con las correlaciones empíricas anteriormente mencionadas, como así también con el código de sistema RELAP. Se realiza una descripción exhaustiva de la pérdida de carga, flujo de calor, distribución de temperatura y velocidades de flujo en las diferentes regiones, poniendo especial énfasis en la región secundaria.

3.1. Coeficiente de transferencia de calor

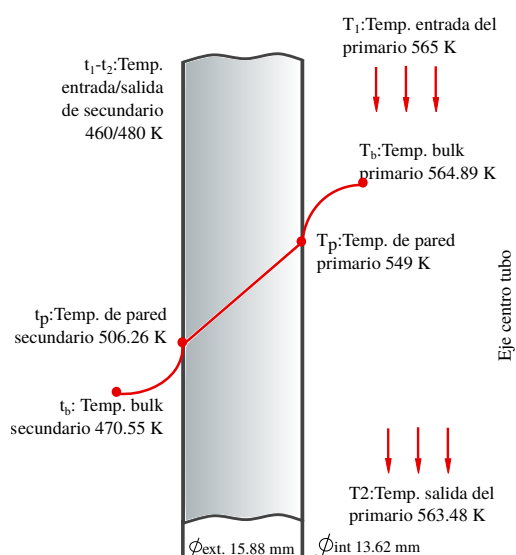


Figura 6: Diagrama de temperaturas

Se caracterizó inicialmente uno de los parámetros más relevantes de este equipo, el CGTT. Para ello se evaluaron los CTT de cada circuito y posteriormente se obtuvo el CGTT.

Para el cálculo de las correlaciones empíricas se emplearon las propiedades del fluido obtenidas para las condiciones de presión y temperatura de trabajo. Las temperaturas en los ingresos

(del primario y secundario) fueron las definidas en las condiciones iniciales (t_1 y T_1) mientras que las de salida fueron adoptas a partir de los resultados de CFD.

Para emplear las correlaciones empíricas se utilizó la media logarítmica de las diferencia de temperatura ($MLDT$). Esta aproximación es válida cuando se asume la hipótesis de CGTT constante en todo el equipo. Para el cálculo de la $MLDT$ se consideró la temperatura de entrada definida en las condiciones de contorno, mientras que para la salida se empleó la estimación obtenida por CFD.

En la figura 6 se observan las temperaturas en cada una de las regiones, obteniéndose una $MLDT$ igual a $93,89K$. Por otro lado, para el cálculo del CGTT mediante CFD se consideró la diferencia entre las temperaturas promedio de ambas regiones, es decir $T_p - t_p = 94,34K$.

Métodos de análisis	Flujo de calor total (W)	Coeficiente de transferencia térmica			Coeficiente global diferencia % respecto a Bell-Delaware
		Lado primario (W/m^2K)	Lado secundario (W/m^2K)	Coeficiente global (W/m^2K)	
CFD	191235	42953	11126	5934	27.4
RELAP	127939	36073	7181	4416	5.18
Bell-Delaware	149330	35091	7886	4657	-
Kern	137960	35091	6920	4302	7.62

Tabla 2: Coeficiente de transferencia térmica

La tabla 2 compara los CTT obtenidos mediante los diferentes métodos. Se observa que el modelo de RELAP presenta una diferencia con respecto al modelo de Bell-Delaware de 5,18 %. En cambio, para CFD esta diferencia alcanza 27,4 %, lo cual se refleja en un mayor flujo de calor transferido. Esto se puede interpretar de dos formas, o bien el CFD sobre estima la transferencia de calor, o al considerar en detalle los flujos que circulan por ambos circuitos logra capturar mejor los fenómenos, obteniendo resultados menos conservadores.

3.2. Pérdida de presión en el primario y secundario

Este es un aspecto de suma importancia en la eficiencia de estos equipos, debido a la necesidad de equilibrar la potencia necesaria para que garantizar una elevada velocidad de flujo que circula a través de los baffle con un costo operativo razonable. De la tabla 3 se observa que en el circuito primario las diferencias obtenidas son menores a 5 % y a 0,5 % para RELAP y CFD, respectivamente. Este grado de precisión es esperable en vista de que la pérdida de carga en el interior de un tubo con flujo completamente desarrollado está bien estudiada y caracterizada.

Métodos de análisis	Pérdida de carga en secundario (Pa)				Pérdida de carga en primario (Pa)	
	En baffle	Flujo cruzado	Total	Diferencia %	En tubos	Diferencia %
CFD	776.5	2278.7	3055.2	30.63	1457.6	0.3
RELAP	-	-	3000	28.27	1400	4.24
Bell-Delaware	395.3	1943.5	2338.8	-	1462	-

Tabla 3: Pérdida de carga en primario y secundario

Por otro lado, en el circuito secundario las diferencias obtenidas se ubican en torno al 30 %. Estos valores reflejan la dificultad que presenta calcular correctamente el flujo a través de los

baffles, aún para un modelo empírico como el de Bell-Delaware que contempla tanto el flujo cruzado como también las pérdidas en los baffles.

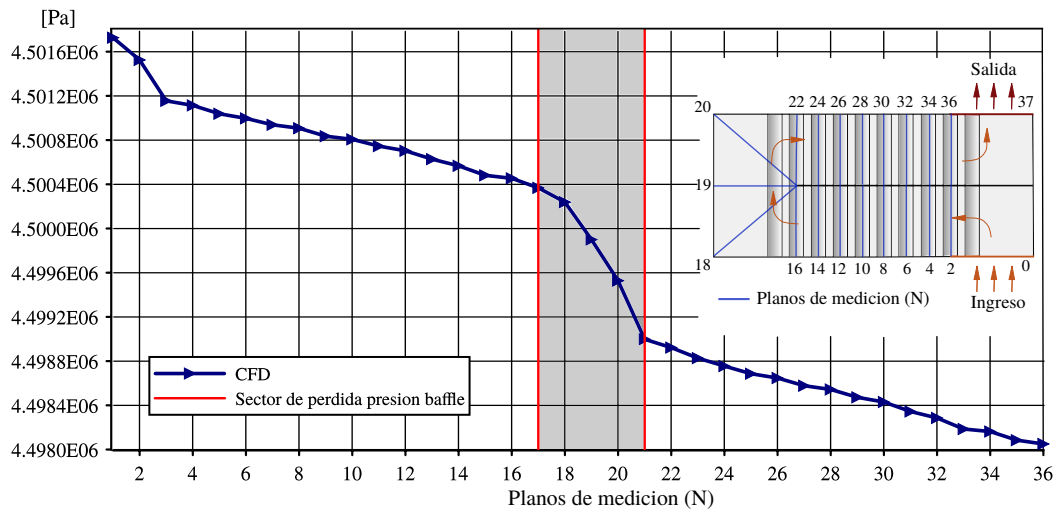


Figura 7: Pérdida de carga en el secundario

Se advierte en la tabla 3, y se puede visualizar más fácilmente en la gráfica 7, la gran pérdida de carga que impone el estrechamiento del baffle, la cual representa un 25 % del total. Esto resalta la debilidad del método de Kern (no calculado), el cual solo contempla flujo cruzado. La curva de la figura 7 pone de manifiesto la caída lineal de presión a ambos lados del baffle, como así también la pérdida inicial en el ingreso del flujo.

3.3. Temperatura en el secundario

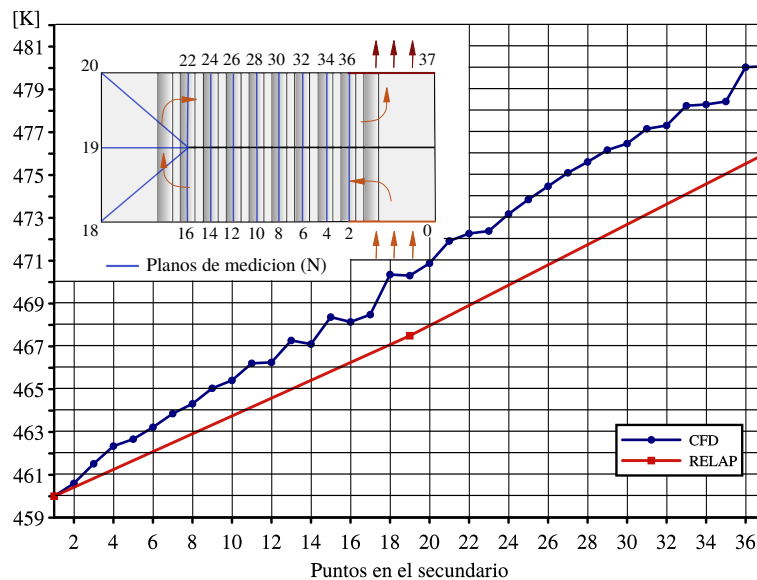


Figura 8: Temperatura en el secundario. Comparación de modelos

La figura 8 muestra la variación de temperatura en el secundario, calculada para planos transversales al flujo y equidistantes uno de otro. Se observa una variación lineal de T a lo largo del PH, con un salto aproximado de $10K$ para cada paso o medio módulo analizado. Se destaca la diferencia de temperatura que resulta de ambos modelos numéricos, alcanzando una diferencia de $4,5K$ a la salida.

3.4. Temperatura axial en tubos

Para poder caracterizar completamente el flujo del secundario, se analizó la temperatura sobre la superficie exterior de los tubos; primero analizando la variación axial y posteriormente la relación entre el flujo de calor y la temperatura superficial. Con respecto a la temperatura axial (figura 9), se realizó el análisis eligiendo tres tubos en diferentes regiones del PH, y se estudió la variación de T en cuatro posiciones determinadas (ve referencia A, B, C, D). Para las posiciones A y B en los tres tubos se observó una importante diferencia de temperatura a cada lado del baffle separador. Esto es consecuencia directa de la dirección de incidencia del flujo, registrándose una mayor temperatura en aquellas posiciones donde el flujo no incide directamente. Por otro lado, se observa que estos saltos de temperatura se ven atenuados en el tubo que coincide con la abertura del baffle (*tubo3*). Con respecto a las posiciones C y D , se observa una similitud en el comportamiento entre ambas.

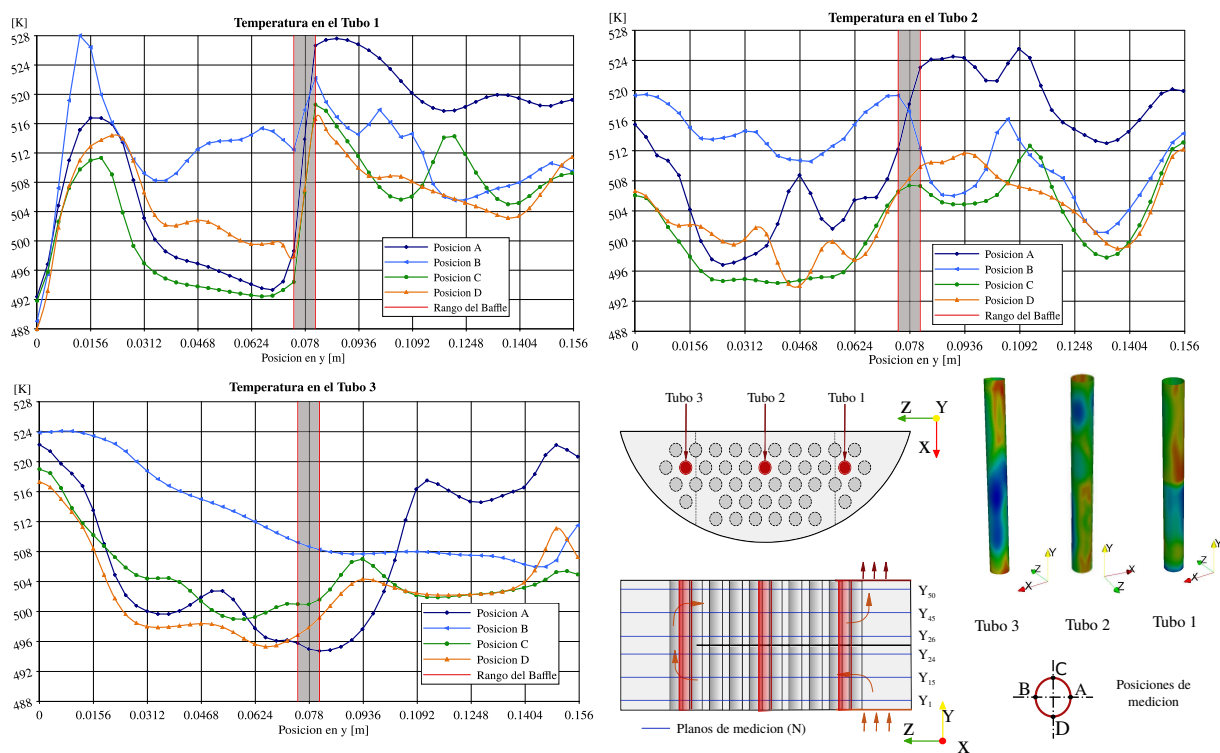


Figura 9: Temperatura axial en superficie de tubos

Un aspecto relevante es la elevada temperatura registrada en la parte inferior del *tubo3* para las cuatro posiciones evaluadas. Esto es consecuencia de las bajas velocidades que se tienen en esta zona, dado que el flujo se concentra en las proximidades del baffle, esta concentración se visualiza en la figura 12. Esto no ocurre en el *tubo1*, dado que este recibe el ingreso del agua a baja temperatura. En cambio sí se observa un pico de temperatura para la posición B , que es consecuencia de una baja velocidad dada en esa zona. Por otro lado, en el *tubo2* las temperaturas son menores dado que se tiene un flujo más homogéneamente distribuido.

Aunque esté fuera del alcance de este trabajo, resulta claro que las diferencias de temperatura a lo largo del tubo tienen impacto directo en la dilatación térmica y los esfuerzos mecánicos sobre los componentes del GV. Este tipo de análisis muestra la importancia de conocer la temperatura axial en el estudio de la dinámica de transferencia y de evaluar cuales son los puntos críticos a considerar cuando se diseñan intercambiadores.

3.5. Flujo de calor y temperatura en superficie exterior de tubos

En esta sección se analiza la relación entre la distribución de flujo de calor y la temperaturas sobre la pared de los tubos (figura 10). Para ello se separó el mazo de tubos en 4 grupos de 11 tubos cada uno; y luego se emplearon planos de corte para integrar las variables analizadas.

De las gráficas se comprueba que la temperatura y el flujo de calor están en contra fase. Es decir que donde hay menor calor transferido, la temperatura del tubo crece en concordancia. También se observa una variación brusca en ambos parámetros a cada lado del baffle divisor y temperaturas máximas sobre la cara superior del baffle a causa de las bajas velocidades de flujo. Esto mismo se puede observar en el segundo y tercer grupo de tubos, donde para planos que se encuentran cerca de los bordes, el flujo cae de forma pronunciada.

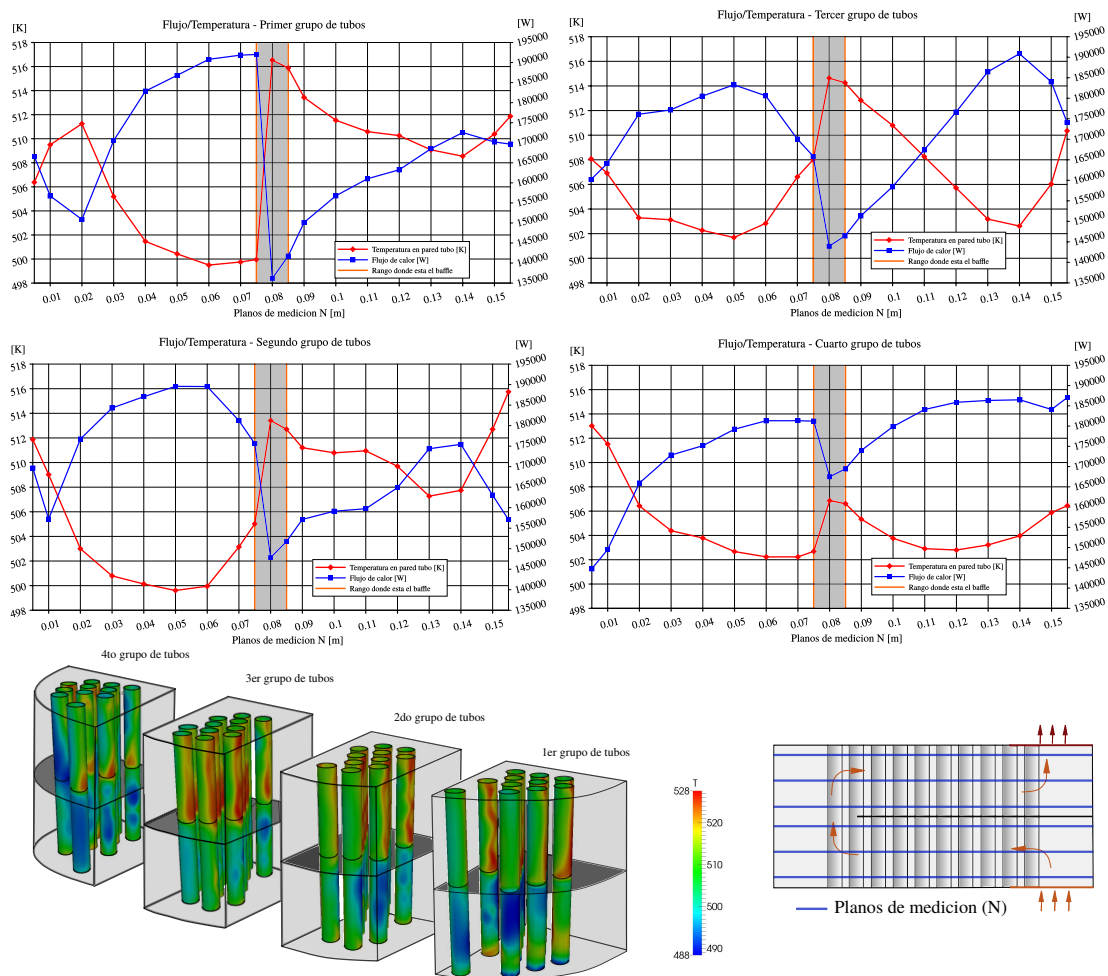


Figura 10: Temperatura y flujo en tubos - CFD

Finalmente, en el cuarto grupo (no afectado por la presencia del baffle) las variaciones resultan menos marcadas. Otro de los aspectos que se puede estudiar es la distribución de temperatura en el interior del maso de tubos, que esta vinculada con la velocidad de flujo analizado en el figura 11. Esto es de interés para determinar zonas con incrementos locales de temperatura que puedan dar lugar a evaporación subenfriada. Este fenómeno de evaporación localizada ocasiona un aumento considerable del CTT.

3.6. Mapa de velocidades y temperatura en el secundario

En el punto anterior se describió la temperatura sobre la superficie de los tubos, donde se pudo observar la importancia que tiene la distribución de velocidad. Ahora se analiza esta velocidad y su relación con el gradiente de temperatura en el secundario. Como se observa en la figura 11, los patrones de velocidad varían significativamente para los distintos planos de corte. Las máximas velocidades se encuentran sobre el estrechamiento del baffle, como así también donde el flujo cambia de sentido y se proyecta sobre la parte superior del módulo (Y_6).

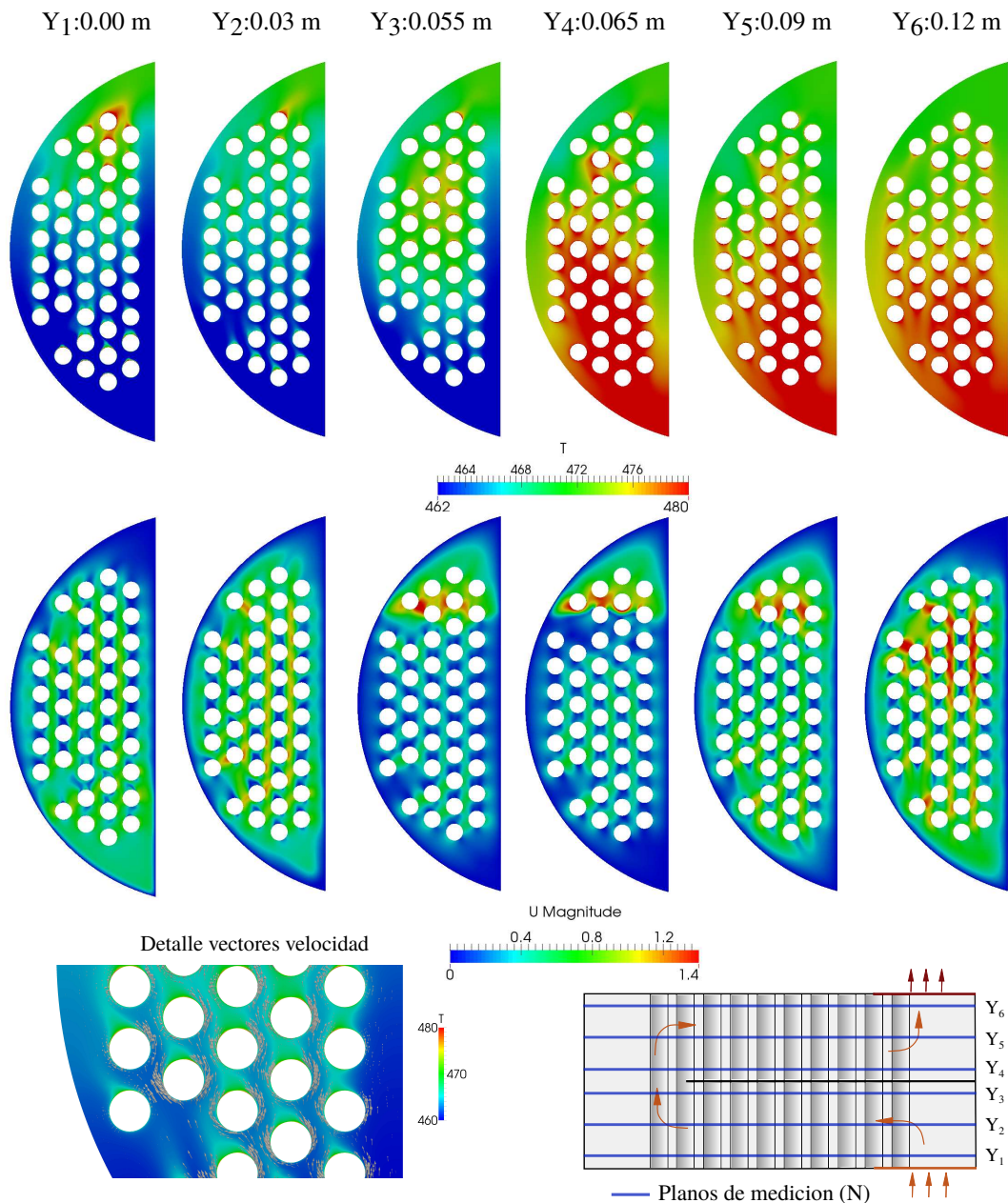


Figura 11: Mapa de velocidad y temperatura en secundario - CFD

Otro aspecto destacable es el elevado contraste que se tiene entre los planos Y_3 e Y_4 , donde el gradiente de temperatura es máximo. Esto es consecuencia en parte de considerar que el baffle es una superficie aislante, no permitiendo la conducción entre ambas zonas.

Un punto de considerable interés es el perfil de velocidad en la periferia de cada tubo. En

el detalle de la figura 11, se observan los vectores de velocidad y se advierten zonas de baja velocidad, que favorecen al aumento local de temperatura.

Finalmente se percibe el importante flujo que circula por la parte exterior del mazo de tubos (flujo by-pass), en donde la transferencia de energía resultante es muy baja, reduciendo la eficiencia general del PH. Este es un aspecto considerado por el método de Bell-Delaware.

3.7. Líneas de corriente y velocidad en la proximidad de los tubos

Se observa de la figura 12a) una zona de baja velocidad en el ingreso, que ocasiona el desprendimiento del flujo en la entrada del secundario. Esto mismo se observa en el borde del baffle, incrementando la velocidad del flujo y proyectándolo hacia la superficie superior. En este sentido, un aspecto muy importante en el diseño de intercambiadores es el espaciamiento entre baffles. Esto fue estudiado por Ozden y Tari (2010) encontrando la distancia entre baffles y el área de paso óptimos. Para el PH en estudio, se puede concluir que ambos parámetros son adecuados aunque se observa cierto estrechamiento en la corriente principal debida a la recirculación o desprendimiento en la puntera del baffle.

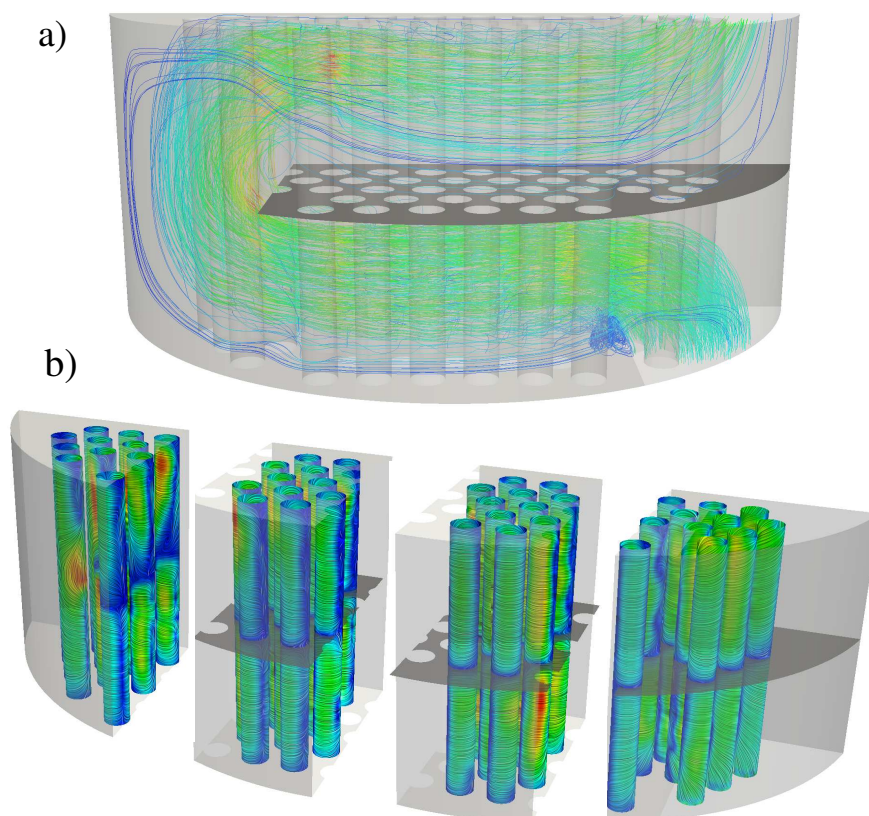


Figura 12: Líneas de corriente a), velocidad sobre los tubos b)

Por último la figura 12b) muestra la velocidad friccional (u^*) en las proximidades de los tubos. Esta velocidad está en relación directa con la transferencia de energía. Se verifica que las zonas de máxima velocidad se corresponden con los máximos flujos y la menor temperatura de pared.

3.8. y-plus en el secundario

A partir de los resultados reportados en la tabla 2 se observa una significativa sobre estimación de la transferencia de calor, al menos respecto a lo calculado con los otros tres métodos de análisis. Las causas de esta posible sobre estimación puede que estén relacionadas con un refinamiento insuficiente alrededor de la superficie externa de los tubos del maso. Esto ultimo se pone de manifiesto al visualizar el y-plus en la figura - 13. Como se observa, las regiones de los tubos directamente enfrentadas al flujo (mayores velocidades) muestran valores proximos a 30 con picos alcanzando 60. Estas valores están dentro de lo recomendable para modelar flujos turbulentos con $k - \epsilon$, pero si lo que se pretende es capturar los fenómenos térmicos, entonces resultan elevados. Sí se considera que la capa térmica suele ser del orden de un tercio de la capa viscosa, entonces puede concluirse que la discretización empleada en el lado secundario es insuficiente para capturar en forma correcta el gradiente de temperatura en la pared y esto impacta en forma directa sobre el flujo de calor estimado. Sin embargo, esto no impide estudiar las zonas críticas que este equipo posee, y su aporte en lo que respecta a mejorar la comprensión de los fenómenos que se producen.

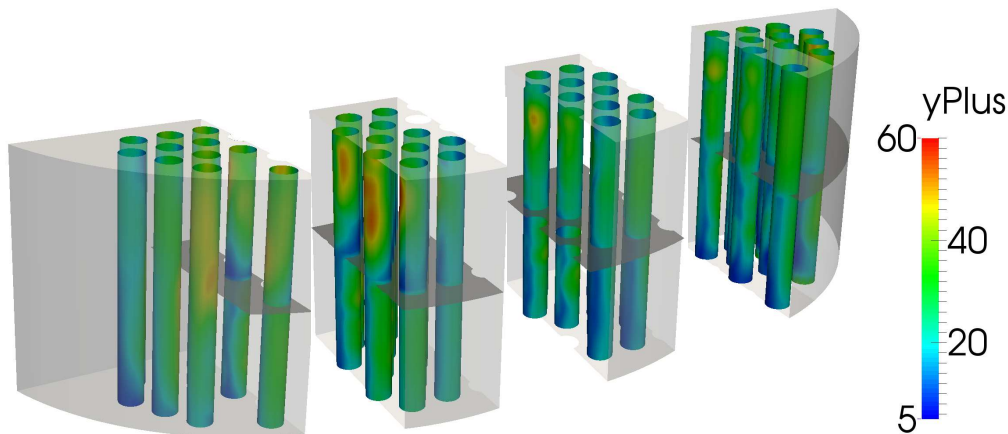


Figura 13: Y-PlusRAS en el secundario

4. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS A FUTURO

A partir de los resultados obtenidos mediante los métodos analíticos y de simulación por CFD y códigos de sistema es posible concluir que las simulaciones por CFD permiten obtener una muy buena descripción cualitativa de los fenómenos fluido dinámicos en geometrías complejas como la estudiada. Es posible visualizar patrones de flujo, zonas de recirculación o estancamiento con incrementos locales de temperatura. El modelo CHT implementado en OpenFoam es confiable y robusto, permitiendo calcular tanto la transferencia entre los dos sistemas como la temperatura de los tubos. Esto último es muy útil para determinar tensiones mecánicas y verificar la integridad estructural de los equipos. En cuanto a los resultados numéricos, las pérdidas de carga obtenidas por CFD están en buena concordancia con las estimaciones de los modelos empíricos tanto para el circuito primario como secundario y la transferencia de calor en el primario también es muy bien estimada con CFD. Por otro lado, en el lado secundario la malla aún no es lo suficientemente fina para capturar con precisión el gradiente térmico próximo a las paredes. Esto se ve reflejado en una sobre estimación de la transferencia de calor que ronda el 30 %, lo cual es inadmisibles para aplicaciones practicas. En este sentido, se continua trabajando en determinar el grado de refinamiento requerido para capturar en forma correcta estos fenómenos.

REFERENCIAS

- Cao E. *Transferencia de Calor en Ingeniería de Procesos*. Nueva Librería, 2008.
- Carlson K. et al. *RELAP/MOD3 Code Manual*. US Nuclear Regulatory Commission, 1990.
- Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial & engineering chemistry process design and development*, 5(3):322–329, 1966.
- Dimenna R., Larson J., Johnson R., Larson T., Miller C., Streit J., Hanson R., y Kiser D. *RELAP5/MOD2 models and correlations*. Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC (USA), 1988.
- Ferziger J.H. y Perić M. *Computational methods for fluid dynamics*, volumen 3. Springer Berlin, 2002.
- Hanna B. y Ingham P. Experimental characterization of a vertical u-tube steam generator. *Canadian Nuclear Society Société Nucléaire Canadienne*, página 229, 1987.
- Kakaç S., Bergles A., y Mayinger F. *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*. Advanced Study Institute book. Hemisphere Pub. Corp., 1981. ISBN 9780070332843.
- Kern D.D. *Process Heat Transfer*, volumen I. New York (NY): McGraw Hill, 1974.
- Končar B. y Mavko B. Modelling of low-pressure subcooled flow boiling using the relap5 code. *Nuclear Engineering and Design*, 220(3):255–273, 2003.
- Krepper E., Končar B., y Egorov Y. Cfd modelling of subcooled boiling—concept, validation and application to fuel assembly design. *Nuclear Engineering and Design*, 237(7):716–731, 2007.
- MacDonald P., Shah V., Ward L., y Ellison P. Steam generator tube failures. *US Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC, Report No. NUREG/CR-6365*, 1996.
- Namburu P.K., Das D.K., Tanguturi K.M., y Vajjha R.S. Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(2):290–302, 2009.
- Ozden E. y Tari I. Shell side cfd analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51(5):1004–1014, 2010.
- Pairetti C.I., Aguerre H.J., y Nigro N.M. Mecánica computacional, heat and mass transfer (b). 33:3379–3398, 2013.
- Ransom V. y Mousseau V. Convergence and accuracy of the relap5 two-phase flow model. En *Proceedings of the ANS International Topical Meeting on Advances in Mathematics, Computations, and Reactor Physics*. 1991.
- Sjölander E. Spray and wall film modeling with conjugate heat transfer in openfoam. 2012.
- Taher F.N., Movassag S.Z., Razmi K., y Azar R.T. Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 44:143–149, 2012.
- Wang Q., Chen Q., Chen G., y Zeng M. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5):1214–1222, 2009.
- You Y., Fan A., Huang S., y Liu W. Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(25):7561–7569, 2012.