

DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL APLICADA AL ESTUDIO DE REGENERADORES TÉRMICOS

CESAR NIETO LODOÑO, I.M.

Escuela de Procesos y Energía, Universidad Nacional de Colombia – Sede Medellín. cnieto@unalmed.edu.co

RICARDO MEJIA ALVAREZ, I.M., MSc.

Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia. rimejal@udea.edu.co

JOHN R. AGUDELO SANTAMARIA, I.M., Ph.D.

Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia. radian@udea.edu.co

Recibido para revisar 25 de Enero de 2004, aceptado 12 de Julio de 2004, versión final 20 de Agosto de 2004

RESUMEN: En el presente artículo, muestra los resultados logrados durante la simulación de un regenerador térmico de lecho poroso empacado, sometido a convección forzada transitoria y su respectiva verificación experimental. Para visualizar la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (en inglés Computational Fluid Dynamics, CFD) en regeneradores de calor, se realiza un estudio detallado de los elementos que conforman la malla; analizando su distribución, tamaño y respectivo efecto sobre la precisión de los resultados. Se establecen las simplificaciones y alcances de los modelos empleados. Se comprueba la veracidad de los resultados obtenidos, mediante la validación experimental de estos en un modelo físico idéntico al empleado durante la simulación. Estas etapas permitieron observar que el comportamiento exponencial de la temperatura en los elementos empacados durante el periodo de calentamiento, fue idéntico al observado por Mejía [8]. Los resultados obtenidos aquí, verifican la capacidad de la CFD para el estudio de los regeneradores térmicos.

PALABRAS CLAVE: CFD, regeneradores térmicos, convección forzada transitoria, lecho empacado.

ABSTRACT: In this article, results obtained by simulating a packed bed under unsteady forced convection and their experimental verification are shown. To visualize Computational Fluid Dynamics (CFD) application in thermal regenerators, a detailed study of mesh conformating elements is done by analyzing distribution, size and effect on precision results. Additionally, simplifications and bounds of the study are established. Finally, results accuracy is corroborated by experimental validation in a physical model like the simulated one. After following these steps, it is observed that packed solids temperature has an exponentially behavior identical to observed by Mejía [8] in his previous work. Regarding simulation results obtained by this work, CFD ability to study packed beds under unsteady forced convection is verified.

KEYWORDS: CFD, thermal regenerators, unsteady forced convection, packed bed.

1. INTRODUCCIÓN

El continuo interés por emplear tecnologías más limpias y amigables con el ambiente, han llevado a la implementación de equipos que permitan aprovechar al máximo la energía disponible para su respectivo funcionamiento. Además, se observa la necesidad de recuperar y reutilizar energía aún aprovechable en las sustancias y desechos resultantes de procesos industriales, como gases de combustión provenientes de hornos empleados en la industria metalúrgica, cerámica o ladrillera, entre otras. Los regeneradores de calor son dispositivos empleados para incrementar la eficiencia de los sistemas de producción, mediante la utilización de la energía presente en los gases de la combustión, para el precalentamiento del aire necesario en el desarrollo de este proceso. La implementación de un sistema como este en un horno de cubilote de la Universidad de Antioquia [6, 7], permitió elevar la temperatura del aire de combustión desde un promedio de 25 °C, hasta un valor en el intervalo de 350 °C a 400 °C. Como consecuencia, el horno aumentó su productividad en un 50%, se elevó la temperatura del metal un 7% y disminuyó el contenido de azufre en un 60% respecto a la operación con soplo frío.

La optimización de cualquier equipo industrial, tiene como etapa fundamental conocer el funcionamiento de este y determinar los factores que afectan su desempeño. La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es una herramienta que permite estudiar el flujo de los gases al interior del regenerador térmico, mediante la solución aproximada de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía. Esta técnica numérica permite evidenciar el efecto de la geometría empacada y la condición de los gases a la entrada del regenerador, sobre su respectiva operación. Los valores obtenidos mediante este método, deben ser validados mediante mediciones experimentales en modelos físicos idénticos a los empleados durante las simulaciones.

2. ESTADO DEL ARTE

Al observar los modelos existentes para estudiar la transferencia de calor y el flujo de fluidos en lechos empacados, se nota un enorme vacío que impide la comprensión y el diseño eficiente de esta clase de sistemas. Las ecuaciones de balance que permiten determinar el comportamiento de un regenerador de calor, forman un sistema de ecuaciones en diferencias parciales no lineales, con pocas probabilidades de ser solucionado mediante métodos directos. La CFD es una técnica numérica que permite solucionar de manera aproximada las ecuaciones gobernantes de un medio continuo en específico, permitiendo comprender el efecto de la geometría empacada en los patrones de flujo y de transferencia de calor. Las primeras simulaciones de lechos empacados de esferas empleando CFD, fueron reportados por Lloyd y Boehm (citado en [3]) y Dalman et al. (citado en [5]). En estos ensayos se emplearon geometrías muy simplificadas y modelos en 2D. Un primer intento de emplear modelos tridimensionales fue realizado por Derkx y Dixon [1]. En este estudio, ellos obtuvieron resultados para el número de Nusselt en la pared del regenerador (Nu_w) en un modelo de tres esferas, al estudiar el flujo alrededor de dicha geometría. Los valores obtenidos, presentaron buena correlación con pruebas experimentales realizadas.

Un modelo más complejo, conformado por ocho esferas, fue empleado por Logtenberg y Dixon [3, 4]. En este estudio, ellos observaron la variación en los fenómenos de transporte de masa y energía, cuando el lecho empacado es sometido a diferentes cargas externas (calentamiento y enfriamiento desde la parte exterior del lecho empacado). Para evitar problemas de estabilidad durante la solución de las ecuaciones gobernantes, el modelo fue construido de forma tal que no existiese contacto entre las esferas y la pared del tubo. En un estudio posterior, Logtenberg et al. [5], emplearon un modelo de diez esferas, en el que observaron formaciones de remolinos cerca al punto de contacto entre las esferas y la pared, dando lugar a un

incremento en la transferencia de calor en estas zonas. Además de dichas zonas, pudieron observar regiones en las que aparecía contra flujo, coincidiendo con observaciones hechas empleando resonancia magnética [13, 15]. Finalmente, concluyen que la geometría del lecho empacado influye notablemente en el comportamiento de los parámetros de transferencia de calor, justificando las variaciones entre diferentes resultados reportados por varios autores.

En una modelación más reciente realizada por Nijemeisland [12], fue empleado un modelo de 44 esferas, en el que se evitó el contacto entre dichos elementos y la pared. Además, efectuó mediciones en un modelo físico con una configuración geométrica idéntica a la empleada para la modelación por CFD. A partir de diferentes pruebas, estableció que la reducción en el tamaño de las esferas del modelo computacional debía ser de 1% con respecto las dimensiones del modelo físico. Esta pequeña separación facilitó la convergencia al solucionar las ecuaciones de turbulencia, manteniendo la distribución de velocidades original alrededor de los puntos de contacto entre las esferas tanto en régimen laminar como turbulento. En un artículo posterior, Dixon y Nijemeisland [2] concluyen que es necesaria la existencia de esta separación, debido a que los elementos que conforman la malla deben ser lo más regular posible y evitar al máximo la deformación de estos en las zonas de contacto. La correlación entre los datos obtenidos experimentalmente y a través de la simulación por CFD presentó una excelente concordancia, mostrando la viabilidad para

aplicar esta técnica al análisis de estos sistemas térmicos.

3. MODELACIÓN DE REGENERADORES TÉRMICOS CON DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

Las aplicaciones de CFD en el estudio de equipos conformados por lechos empacados, se limitan al comportamiento estacionario de la transferencia de calor y al flujo de fluidos en reactores químicos, ya que estos funcionan bajo condiciones similares durante sus periodos de trabajo. Contrario a esta clase de dispositivos, los regeneradores de calor son sistemas que permiten almacenar energía proveniente de una corriente a temperatura elevada, para luego cederla a otra con temperatura cercana a la ambiente; debido esto, los regeneradores térmicos trabajan en estado transitorio. A continuación se muestra el trabajo desarrollado para realizar la modelación de un recuperador de calor de lecho poroso empacado sometido a convección forzada transitoria.

3.1 ECUACIONES DE BALANCE

Las ecuaciones de balance que gobiernan el flujo de fluidos y la transferencia de calor son las de continuidad, cantidad de movimiento y energía, las cuales forman un sistema de ecuaciones diferenciales parciales acopladas casi de manera lineal. Estas ecuaciones en su forma más general se presentan a continuación. Las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y conservación de la energía se presentan a continuación [14]:

$$\tilde{n} \frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\tilde{n} \frac{\partial(u_i)}{\partial t} + \tilde{n} \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \hat{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\tilde{n} \frac{\partial(E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\tilde{n}E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - u_j (\hat{\sigma}_{ij})_{eff} \right) \quad (3)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, u_i es la componente de la velocidad en la dirección i , p es la presión estática, $\hat{\sigma}_{ij}$ es el tensor de esfuerzos, μ es la viscosidad molecular, E es la energía interna específica, k_{eff} es la conductividad térmica efectiva compuesta por la conductividad molecular k , mas la conductividad térmica turbulenta k_t , que es definida según el modelo de turbulencia empleado. y T es la temperatura. Además de la transferencia de calor a través del fluido, es posible el flujo de esta cantidad en la parte sólida. Para obtener este resultado se emplea la siguiente ecuación diferencial que resulta del balance de energía en la parte sólida del sistema:

$$\tilde{n} \frac{\partial(h)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

Donde h es la entalpía especificada y k_s es la conductividad térmica de los elementos sólidos. Cuando el flujo se desarrolla en régimen turbulento, es necesario modificar las ecuaciones de cantidad de movimiento y energía, para determinar el patrón de flujo en esta condición. Entre otros, el modelo $\hat{\epsilon}$ - \hat{a} puede ser empleado para simular el flujo en

$$\tilde{n} \frac{\partial(\hat{\epsilon})}{\partial t} + \tilde{n} \frac{\partial(u_i \hat{\epsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\hat{\nu} + \frac{\hat{\nu}_t}{\hat{\sigma}_{\hat{\epsilon}}} \right) \frac{\partial \hat{\epsilon}}{\partial x_i} \right] + G_{\hat{\epsilon}} + G_b - \tilde{n} \hat{a} \quad (5)$$

$$\tilde{n} \frac{\partial(\hat{a})}{\partial t} + \tilde{n} \frac{\partial(u_i \hat{a})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\hat{\nu} + \frac{\hat{\nu}_t}{\hat{\sigma}_{\hat{a}}} \right) \frac{\partial \hat{a}}{\partial x_i} \right] + C_{1\hat{a}} \frac{\hat{a}}{\hat{\epsilon}} \{G_{\hat{\epsilon}} + (1 - C_{3\hat{a}})G_b\} - C_{2\hat{a}} \tilde{n} \frac{\hat{a}^2}{\hat{\epsilon}} \quad (6)$$

Las velocidades y otras variables son representadas ahora por valores promediados en el tiempo; los efectos turbulentos son definidos por los esfuerzos de Reynolds, que son modelados mediante la hipótesis de Boussinesq, que se muestra a continuación:

$$-\overline{r u_i u_j} = \overline{m} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\overline{r k} + \overline{m} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) d_{ij} \quad (7)$$

lechos porosos empacados, bajo régimen de flujo turbulento [2]. Este es un modelo semi-empírico; las ecuaciones para este modelo se derivan mediante el empleo de las ecuaciones de Navier-Stokes con los esfuerzos promedio de Reynolds. El modelo $\hat{\epsilon}$ - \hat{a} solo puede emplearse cuando el flujo es completamente turbulento y los efectos de la viscosidad molecular pueden ser descartados.

Otros modelos para flujo turbulento han sido probados en lechos empacados [2, 12]. Resultados obtenidos con los modelos $\hat{\epsilon}$ - \hat{a} de Grupos Renormalizados (RNG) y de Esfuerzos de Reynolds en esta clase de sistemas, fueron comparados con los obtenidos con el modelo $\hat{\epsilon}$ - \hat{a} simple. No se observó mayor diferencia entre los tres modelos; por lo tanto es preferible emplear modelo $\hat{\epsilon}$ - \hat{a} simple, ya que requiere menos recursos computacionales que los demás.

Con los esfuerzos promediados de Reynolds las variables en las ecuaciones de Navier-Stokes se descomponen en dos términos, uno es el valor promedio $\overline{u_i}$ y el otro es la parte fluctuante u_i' . Cuando se aplica a las ecuaciones de Navier-Stokes, el resultado es:

La viscosidad turbulenta μ_t , es definida por $\hat{\epsilon}$, la energía cinética turbulenta y \hat{a} , su velocidad de disipación. El modelo de turbulencia $\hat{\epsilon}$ - \hat{a} fue desarrollado y descrito por Launder y Spalding [14]. En tal modelo, la viscosidad turbulenta se define mediante la siguiente expresión:

$$\overline{m} = \overline{r} C_m \frac{\overline{k}^2}{\hat{\epsilon}} \quad (8)$$

La energía cinética turbulenta y su velocidad de disipación se obtienen a partir de la

adaptación de las ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial(\tilde{n}\hat{e})}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{n}u_i\hat{e})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\dot{i} + \frac{\dot{i}_t}{\dot{o}_e} \right) \frac{\partial \hat{e}}{\partial x_i} \right] + G_e + G_b - \tilde{n}\dot{a} \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\tilde{n}\dot{a})}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{n}u_i\dot{a})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\dot{i} + \frac{\dot{i}_t}{\dot{o}_a} \right) \frac{\partial \dot{a}}{\partial x_i} \right] + C_{1a} \frac{\dot{a}}{\hat{e}} \{ G_e + (1 - C_{3a}) G_b \} - C_{2a} \tilde{n} \frac{\dot{a}^2}{\hat{e}} \quad (10)$$

En un sistema con transferencia de calor y masa se incluye un factor de turbulencia extra, k_t . Este término es derivado de la ecuación de energía adaptada. La transferencia de calor por turbulencia es dictada por la viscosidad turbulenta, μ_t , y el número de Prandtl turbulento, P_r .

3.2 MÉTODO NUMÉRICO

Los términos no lineales presentes en las ecuaciones expuestas anteriormente, dificultan el empleo de los métodos analíticos para dar solución a estas. Para emplear las distintas técnicas analíticas, es necesario efectuar ciertas simplificaciones que permitan eliminar los términos no lineales (por ejemplo, flujo completamente desarrollado en ductos y flujos en los que no hay rotación) o esperar a que dichos términos sean pequeños comparados con otros para poder ser ignorados (como es el caso de flujos con números de Reynolds menores que uno). En la mayoría de los casos industriales estos términos no pueden ser descartados y es necesario emplear soluciones numéricas para aproximarse a la solución de las ecuaciones que dominan el flujo.

Para dar solución a las ecuaciones que gobiernan el flujo en un regenerador térmico, se emplea el programa comercial Fluent, que utiliza el método de los volúmenes finitos [14]. Este método se vale de dividir el dominio a estudiar en un número determinado de volúmenes de control no superpuestos unos sobre otros, cada uno de estos con un nodo en el centro. La aplicación de un método como el anterior tiene como una de sus ventajas, la posibilidad de utilizar mallas no estructuradas. Esto facilita la modelación

de geometrías complejas e intrincadas. Finalmente la solución obtenida implica la conservación exacta de cantidades como masa, movimiento y energía sobre cualquiera de los volúmenes de control empleados y también sobre el dominio de interés, disminuyendo el error obtenido en comparación a la aplicación de otro tipo de método.

3.3 GEOMETRÍA Y MALLA

Los resultados desarrollados a través de las soluciones por CFD, son valores aproximados del comportamiento de las variables termodinámicas de cada sistema. Cuando no se cuenta con modelos teóricos que permitan comprobar la certeza de estos valores, es necesario realizar pruebas experimentales que permitan determinar el error cometido durante las simulaciones hechas por CFD. En el momento en que la diferencia entre los resultados entregados por ambas técnicas sea mínima, las soluciones de CFD pueden considerarse como datos generales para la modelación de esta clase de geometrías o configuraciones. Como primera aproximación al estudio de regeneradores térmicos en estado transitorio, se emplea un modelo como el que se observa en la Figura 1. Se decide utilizar una geometría como la mostrada debido a que, en su trabajo Logtenberg *et. al.* [5] mostraron la capacidad de una plataforma computacional comercial para realizar la simulación de reactores químicos conformados por un lecho empacado idéntico al elegido en aplicaciones de estado estacionario. Además, el uso de una configuración geométrica ordenada permite apprehender la metodología para ser utilizada

posteriormente, en modelos de mayor complejidad.



Figura 1. Modelo de diez esferas empleado para determinar el funcionamiento de un lecho empacado simplificado, sometido a convección forzada transitoria utilizando CFD y pruebas experimentales.

Como se observa en la Figura 1, el lecho empacado esta conformado por diez esferas distribuidas en cuatro capas. La posición de estos elementos fue determinado mediante un programa CAD y son las siguientes: 0, 0, 0.017; ± 0.017 , ± 0.017 , 0.041; 0, ± 0.024 , 0.069; ± 0.024 , 0, 0.069; 0, 0, 0.094. Las esferas tienen un diámetro de 0.034 y están contenidas en un tubo con diámetro interno igual a 0.082 m y una altura de 0.35 m. Para validar los resultados obtenidos durante las modelaciones, se dispone de un banco de pruebas con una configuración geométrica idéntica a la mostrada anteriormente.

Luego de determinar la posición de las esferas en el modelo computacional, este se discretiza mediante la generación de un número determinado de volúmenes de control. Como es sabido de la dinámica de fluidos y transferencia de calor, los mayores gradientes de velocidad y temperatura se encuentran en las paredes del sistema. Debido a esto, es necesario controlar la densidad de la malla en estas zonas, para obtener una mayor cantidad de elementos y de esta manera

representar acertadamente el flujo alrededor de estas zonas. Por otro lado, la complejidad de la geometría que conforma al modelo en estudio, requiere el empleo de elementos tetraédricos para la generación de la malla. Acorde a lo anterior, se procede a elaborar una malla superficial relativamente densa sobre las esferas, conformada por elementos triangulares. Luego se proyectan estos elementos para obtener volúmenes de control con forma tetraédrica.

La densidad de malla adecuada, fue determinada mediante distintas pruebas y variaciones en el modelo indicado. El procedimiento llevado a cabo para determinar la malla apropiada, que no comprometa los recursos computacionales pero a su vez pueda representar con gran fidelidad los fenómenos de transporte deseados (desarrollo y desprendimiento de capa límite, formación de vórtices, zonas de estancamiento y reflujos), consiste en desarrollar una malla no muy fina la cual se va refinando a partir de los resultados obtenidos. El proceso se detiene cuando la variación entre los parámetros de

comparación sea mínima. La configuración final consta de 274625 elementos tetraédricos, conformados por nodos en cada una de las esquinas. Finalmente, este estudio permitió establecer el tamaño y distribución de los volúmenes finitos dentro del modelo, mostrando la influencia directa de estos factores sobre la precisión de la solución numérica.

Como se describió anteriormente, Dixon y Nijemeisland [2] determinaron mediante distintas pruebas que no puede existir contacto esfera-esfera y esfera-pared en el modelo. Esta simplificación fue implementada durante el desarrollo del modelo empleado para este trabajo y de esta manera fue posible dar solución a las ecuaciones que dominan el flujo en esta clase de sistemas.

3.4 CONDICIONES DEL PROBLEMA

Para modelar la convección forzada en estado transitorio alrededor del modelo de diez esferas, es necesario establecer las condiciones de frontera iguales a las presentes en la prueba experimental. Es por esto que se introduce el valor de la velocidad del aire a la entrada del modelo, a partir de las mediciones hechas. A la salida del regenerador, los gases no encuentran mayor restricción que la que hace el ambiente, entonces la presión allí es atmosférica.

Las propiedades de los materiales empleados en las simulaciones permanecerán constantes y en ningún momento dependerán de la temperatura, la posición o el tiempo. El fluido empleado es aire y el valor de la densidad, conductividad, calor específico y viscosidad del aire son 1.225 kg/m^3 , $0.0242 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, $1006.43 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ y $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$, respectivamente. Las esferas empleadas en el modelo experimental son de aluminio y su densidad, calor específico y conductividad son 2719 kg/m^3 , $871 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ y $202.4 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, respectivamente. La pared del regenerador está bajo condiciones de convección natural y el valor para el coeficiente de transferencia es $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y la temperatura de 313.15 K .

Las modelaciones en estado transitorio, requieren la definición de las condiciones iniciales del flujo además de las de frontera. Estas simulaciones son empleadas para determinar el tiempo necesario para que las esferas alcancen una temperatura de equilibrio. Por lo tanto, la velocidad inicial se hace cero para los elementos fluidos dentro del modelo y la temperatura inicial de estos será la ambiente, 298 K . Para las esferas de aluminio, sólo se especifica como condición inicial la temperatura desde la que se inicia, que en este caso es la misma del fluido.

4. COMPARACIÓN DE LAS SIMULACIONES Y LAS MEDICIONES

En estudio previo, R. Mejía *et al* [9] demostraron que los elementos, la pared y los gases en los regeneradores térmicos de lecho poroso empacado, pueden modelarse con ecuaciones de temperatura como las que se usan para los cuerpos con resistencia interna despreciable. A partir de la anterior afirmación es de esperar que los datos obtenidos durante las mediciones hechas para esta investigación se comporten de igual forma. Para comprobar esto, se realiza una regresión de las mediciones y se emplea como modelo de correlación la ecuación mostrada a continuación.

$$T(t) = a + b \cdot e^{-ct} \quad (11)$$

La anterior ecuación permite asociar el valor de temperatura T en el regenerador con el tiempo t , a partir de la determinación de las constantes de ajuste a , b y c . Para facilitar la visualización y permitir la comparación de los resultados experimentales con las simulaciones de CFD, se han construido gráficas de temperatura contra tiempo para cada una de las señales adquiridas. Los valores obtenidos numéricamente se muestran en la Figura 2. Es fácil observar que estos resultados muestran un comportamiento exponencial, similar al indicado por la anterior ecuación. Es posible observar en la gráfica, que la temperatura en las esferas crece más rápido que en la pared del regenerador. Esto se debe principalmente a la inercia térmica que tiene esta última, que es

mucho mayor debido a la diferencia de materiales entre ambos medios.

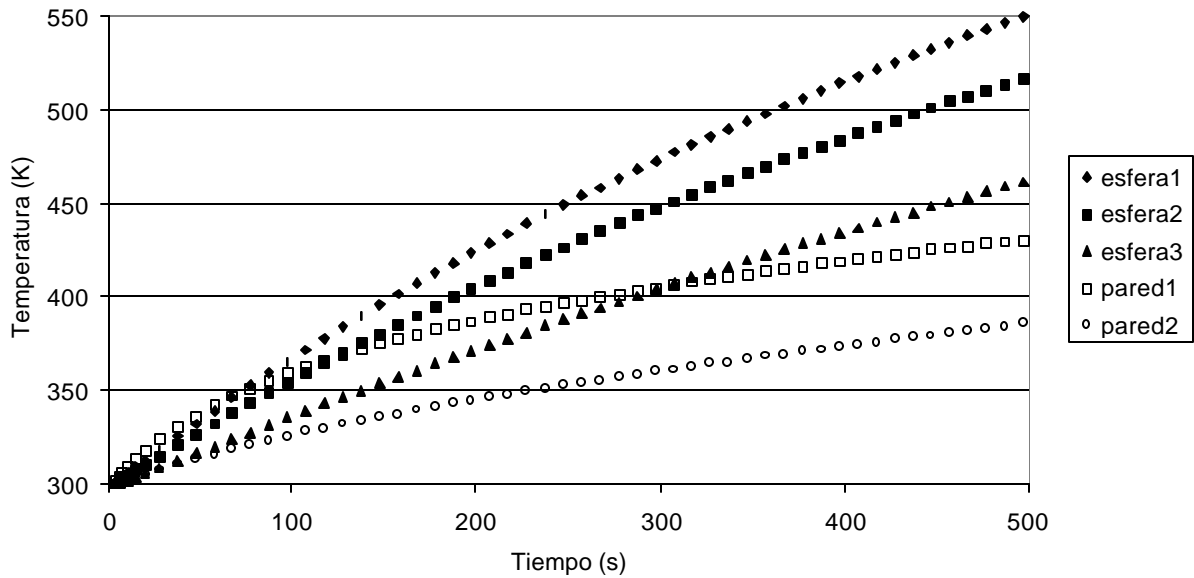


Figura 2. Datos de temperatura en las esferas y la pared del regenerador obtenidos numéricamente.

La comparación entre los resultados obtenidos mediante la simulación por volúmenes finitos y los obtenidos experimentalmente, pueden ser observados en la Figura 3. Estos resultados muestran que el comportamiento de ambos procedimientos es exponencial, pero los valores obtenidos a través la solución numérica crecen más rápido que los medidos. Puede observarse que la temperatura alcanza valores más elevados en la primera esfera que las demás, tanto en las mediciones como en las simulaciones. Esta esfera es la que primero entra en contacto con los gases y es de esperar que alcance una temperatura más alta que las otras. Igualmente, en ambas técnicas puede determinarse que la diferencia entre la temperatura de una esfera y otra es muy pequeña debido al tipo de configuración que se empleó, que facilita el calentamiento homogéneo y casi idéntico de las diez esferas empacadas.

Al observar los resultados, puede notarse que el error entre ambos métodos incrementa a medida que las curvas tienden a estabilizarse.

El máximo error se alcanza a los 400 segundos y llega a ser del 18%. Este error es asociado a un incremento en transferencia de calor por advección, dando lugar a un crecimiento más acelerado de la temperatura a medida que se acercan al estado estacionario. Es posible llegar a esta conclusión debido a que el coeficiente que acompaña al término exponencial en la ecuación de temperatura para cuerpos sólidos en condiciones transitorias, involucra el factor de transferencia de calor por convección. En el modelo computacional empleado, se introduce una separación entre esfera-esfera y esfera-pared. El espacio entre estas zonas de contacto da lugar a una pequeña cantidad de flujo que incrementa la transferencia de calor por convección en estos lugares y por lo tanto, favoreciendo las condiciones para una transferencia de calor más acelerada hacia el interior de los elementos. Como se expuso anteriormente, esta reducción es necesaria para obtener el modelo deseado y poder solucionar las ecuaciones gobernantes. La explicación a este

hecho puede obtenerse al analizar los resultados obtenidos por Nieto [11]. La Figura 4 muestra una experimentación desarrollada durante el trabajo mencionado, que fue desarrollada bajo condiciones similares a las reportadas anteriormente. Se

observa que el máximo error se produce en torno a 400s y que los modelos se igualan para $t \ll 0$ y $t \gg \infty$.

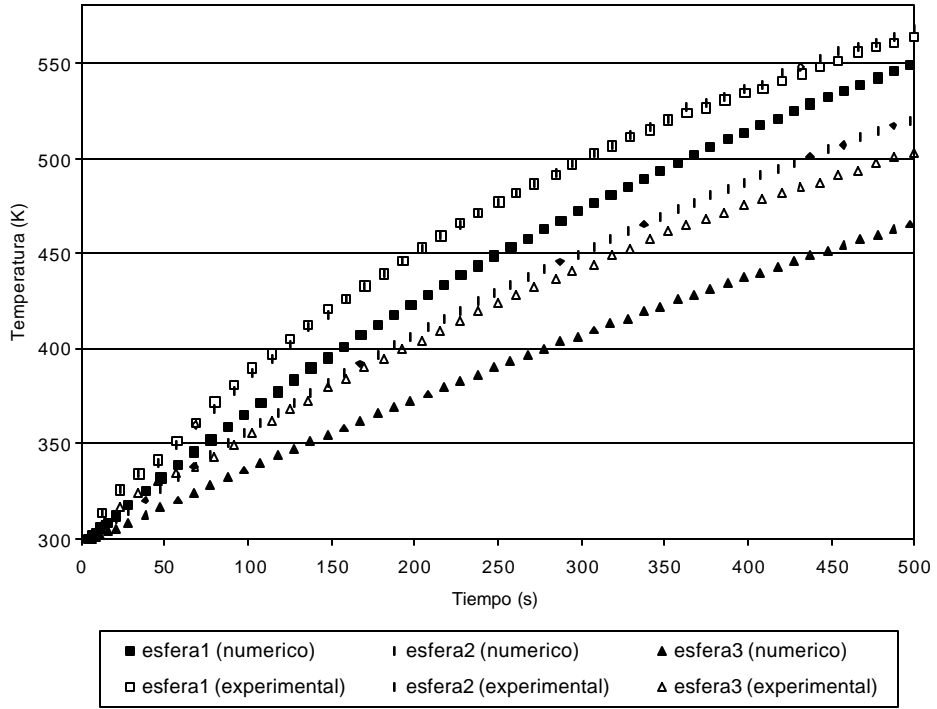


Figura 3. Comparación de resultados obtenidos por solución numérica y medición experimental.

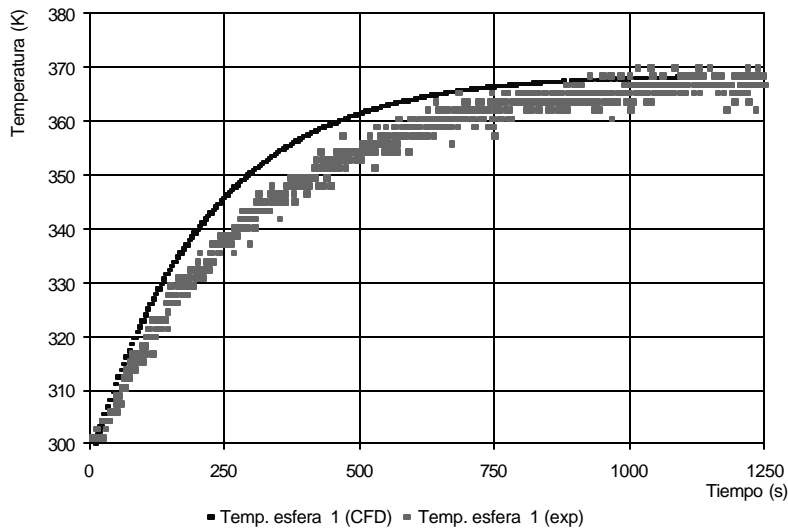


Figura 4. Comparación entre modelo CFD (línea continua) y datos experimentales (nube de puntos) [11].

Por lo anterior, no es de extrañarse que la Figura 3 presente errores comparativos tan grandes, dado que el tiempo de simulación es de apenas 400s, tiempo en el cual se producen los mayores errores. A pesar de las diferencias entre ambos resultados, es posible concluir que la aplicación de CFD en el estudio de regenerador térmicos es viable y arroja resultados que facilitan comprender el comportamiento de estos sistemas bajo condiciones de convección forzada transitoria. Esta afirmación está apoyada en los estudios previos desarrollados por Logtenberg y Dixon [3, 4], Logtenberg *et al* [5], Nijemeisland [12], Dixon y Nijemeisland [2] y Nandakumar [10].

Además de ser posible determinar el comportamiento transitorio de variables como temperatura, presión o velocidad, mediante las simulaciones realizadas anteriormente, es posible visualizar el efecto de la geometría sobre el comportamiento de estas mismas. Esta última es responsable de la aparición de varias formas de flujo que determinan la transferencia de calor en ciertas zonas del regenerador. Los puntos de contacto entre esfera y esfera, dan lugar a la formación de remolinos corriente abajo y al estancamiento del fluido en éste lugar. Debido a estas condiciones, la conducción de calor es el fenómeno de transporte dominante en la proximidad a estos sitios. Los vórtices incrementan el tiempo de contacto entre el

aire y las esferas, facilitando la convección desde el aire caliente hacia las esferas (proceso de calentamiento) o la evacuación del calor de las últimas, cuando se invierta el funcionamiento del equipo. Otro lugar en el que se presenta un efecto similar, es el contacto entre las esferas y la pared del regenerador. Allí aparecen vectores con dirección opuesta a los del flujo dominante. Este reflujo extiende igualmente el periodo de residencia del fluido en la proximidad a la pared. Además es posible observar cierta cantidad de flujo en la dirección radial del regenerador incrementando el transporte de energía hacia las fronteras de este, efecto no deseado durante el funcionamiento de esta clase de equipos en aplicaciones de regeneración térmica. La caída de presión afecta notablemente la eficiencia de los regeneradores de calor conformados por lechos empacados, ya que está relacionada directamente con el trabajo que debe hacerse para que pase fluido a través de estos y es afectada principalmente por la geometría y calidad superficial de los elementos que constituyen al regenerador. A través del estudio de los contornos de presión y esfuerzo cortante sobre la superficie del medio empacado, es posible determinar qué formas favorecen o no el flujo en el interior del equipo, presentando la posibilidad de relacionarlo con la forma en que se acumula la energía térmica para cada configuración.

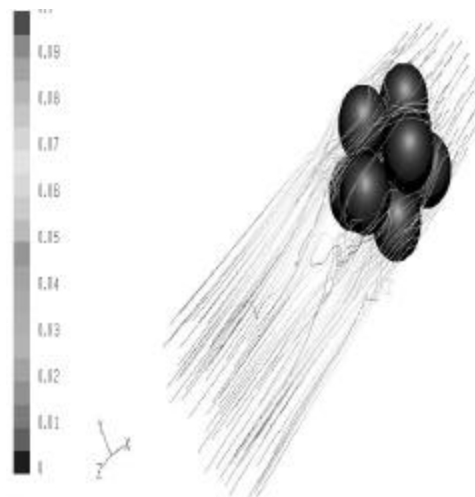


Figura 5. Líneas de corriente que describen el flujo a través de las esferas empacadas.

A partir de los resultados obtenidos, es posible obtener el coeficiente de transferencia de calor en la periferia de las esferas. Para evaluar este parámetro se emplea la siguiente ecuación:

$$h = \frac{q}{T_{pared} - T_{\infty}} \quad (12)$$

Donde q es el flujo de calor, T_{sup} es la temperatura superficial de las esferas y T es la temperatura de entrada del fluido. Esta función permite estimar el valor del coeficiente por convección alrededor de las esferas y determinar el comportamiento del mismo a medida que el regenerador alcanza el equilibrio térmico. Los resultados se observan en la Figura 8.

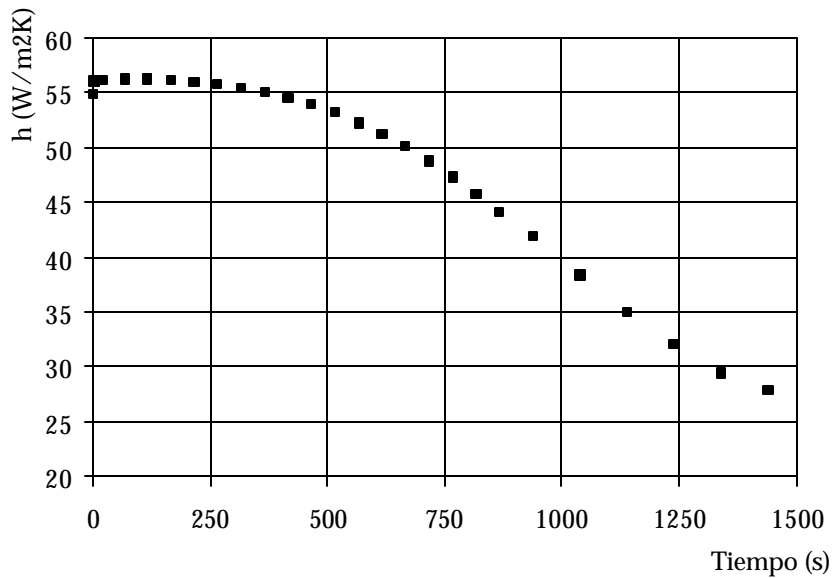


Figura 6. Variación del coeficiente de transferencia de calor por convección promedio respecto al tiempo en la periferia de las esferas.

Puede observarse en la Figura 6 que el coeficiente de transferencia, al comienzo del proceso de calentamiento parte desde un valor de 54.92 W/m² .K y a medida que las esferas van aumentando de temperatura este coeficiente decae hasta que el lecho alcanza el estado estable. Este comportamiento es razonable, ya que en el inicio el gradiente de temperatura entre el aire y las esferas es el mayor y a medida que el lecho acumula calor la diferencia de temperaturas disminuye hasta llegar a cero. Los valores para el coeficiente convectivo concuerdan de manera aceptable con resultados conocidos para el intercambio de calor sólido-gas en esferas. Dado que este parámetro se calculó para una esfera independiente, es conveniente comparar los datos con correlaciones propuestas para flujo

alrededor de esferas. Haciendo uso de la correlación de Ranz-Marshall, se obtiene un valor igual a 45.09 W/m² .K. Por su parte, la correlación de Whitaker arroja 45.45 W/m² .K como resultado. En el presente estudio, basándose en la Figura 6, el valor promedio del coeficiente convectivo fue de 48.14 W/m² .K, lo que muestra resultados coherentes. La Figura 6 muestra una clara dependencia temporal del coeficiente convectivo, concordando con los resultados presentados por R. Mejía [8]. Es particularmente importante tener en cuenta este resultado en los cálculos de transferencia de calor en regeneradores térmicos, pues el mismo es determinante en la eficiencia térmica de los sistemas. En trabajos previos, los modelos continuos homogéneos de regeneradores

térmicos involucran el coeficiente convectivo como constante [16, 17], o bien han simulado el efecto transitorio mediante la variación de propiedades físicas en las correlaciones experimentales de estado estacionario para el coeficiente convectivo [18]. Un estudio más detallado del comportamiento de este parámetro, permitirá mejorar de manera significativa los resultados hasta ahora obtenidos. A partir de la modelación realizada es posible ampliar las conclusiones de Dixon y Nijemeisland [2], de tal manera que ahora puede afirmarse que la CFD es una herramienta válida también para el análisis de los procesos transitorios en regeneradores térmicos de lecho empacado.

5. CONCLUSIONES

La distribución y tamaño de los elementos que conforman la malla de los modelos computacionales, son factores que afectan directamente la precisión de la solución. Igualmente influyen en el tiempo y cantidad de recursos computacionales necesarios para aplicar el método numérico empleado. Es necesario construir modelos con distribuciones de malla adecuados, en los que la mayor cantidad de elementos se encuentre en zonas en las que se presenten los gradientes de velocidad y temperatura mayores como son las paredes del modelo y los lugares de contacto entre pared y componentes del regenerador.

La estabilidad de la solución además de ser influenciada por la densidad de la malla lo es también por la deformación de los elementos que la conforman. El efecto de la distorsión se hace mayor en la medida en que la simulación incluye fenómenos más complejos como los asociados a la turbulencia.

A partir de la modelación realizada en este trabajo y su respectiva validación experimental, es posible concluir que las simulaciones por CFD son una herramienta válida para el análisis y estudio de los regeneradores de calor sometidos a convección forzada en estado transitorio.

En la medida que sea posible obtener un modelo computacional más completo de un regenerador, que contemple diversas formas en posiciones elegidas al azar y en el que la

diferencia entre los resultados obtenidos mediante simulaciones numéricas no varíe considerablemente respecto a los experimentales, es válido aceptar este tipo de estudio como una herramienta para el diseño y optimización de equipos tan complejos como el analizado.

RECONOCIMIENTOS

Profesor Héctor Daniel Mejía, Universidad de Antioquia, por facilitar las instalaciones del Laboratorio de Fundición para la realización de las medidas experimentales y generar las inquietudes sobre las cuales se fundamenta este trabajo. Profesor Pedro Rivero Forero, Universidad Nacional de Colombia, por defender un espacio en la Universidad Nacional.

BIBLIOGRAFÍA

1. Derkx, O.R. and A.G. Dixon. Determination of the fixed bed wall heat transfer coefficient using computational fluid dynamics. *Numerical Heat Transfer, Part A*. Vol. 29 (1996), p. 777-794.
2. Dixon, A.G. y M. Nijemeisland. CFD as a design tool for fixed-bed reactors. *Industrial and Engineering Chemistry Research*. Vol. 40 (2001), p. 5246-5254.
3. Logtenberg, S. and A.G. Dixon. Computational fluid dynamics studies of the effects of temperature-dependent properties on fixed-bed heat transfer. *Chemical Engineering Science*, Vol. 37 (1998a), p. 739.
4. Logtenberg, S. and A.G. Dixon. Computational fluid dynamics studies of fixed bed heat transfer. *Chemical Engineering and Processing*. Vol. 37 (1998b), p. 7-21.
5. Logtenberg, S. *et al.* Computational fluid dynamics simulations of fluid flow and heat transfer at the wall-particle contact points in a fixed-bed reactor. *Chemical Engineering Science*. Vol. 54 (1999), p. 2433.
6. Mejía, H.D. y A. Gómez. Planta Piloto Eco-eficiente, Convenio PROPEL - U DE A. Medellín: U. DE A., 1996a.

8. Mejía, H.D., A.R. Oquendo, J.J. Buitrago y A. Gomez. Diseño De Sistema de Recuperación de Calor y Control de Emisiones para Horno de Cubilote Industrial. Universidad de Antioquia, Furima S.A., Fundación Propel. Medellín, 1996b.
9. Mejía, R. Planteamiento de un Modelo Teórico de Cálculo para Regeneradores Térmicos. *Trabajo Dirigido de Grado, Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín*, 2000, 228 p.
10. Mejía, R., P. Rivero y H.D. Mejía. Aproximación a la función de distribución de temperatura de un regenerador térmico de lecho empacado. *Revista Facultad de Ingeniería – Universidad de Antioquia*, Septiembre de 2001, No. 23, pp. 91-102.
11. Nandakumar, K. Predicting geometrical properties of random packed beds from computer simulation. *AIChE Journal*, 1999, p. 2286.
12. Nieto, C. Dinámica de Fluidos Computacional en Regeneradores Térmicos de Lecho Poroso Empacado Sometidos a Convección Forzada Transitoria. *Trabajo Dirigido de Grado, Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín*, 2003, 65 p.
13. Nijemeisland, M. Verification studies of computational fluid dynamics in fixed bed heat transfer. *MSc. Thesis, Worcester Polytechnic Institute, Worcester*, 2001, 121 p.
14. Park, J. and S.J. Gibbs. Mapping flow and dispersion in a packed column by MRI. *AIChE Journal*. Vol. 45, No. 3 (1999), p. 655.
15. Patankar, S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Minnesota: Taylor and Francis, 1980. p. 1-23.
16. Sederman, A. J. *et al.* Magnetic resonance imaging of liquid flow and pore structure within packed beds. *Chemical Engineering Science*. Vol. 52 (1997), p. 2239.
17. Chejne, F., J.C. Ruiz and J.M. Badie. Mathematical model for energy saving in induration of iron ore pellets. *Ironmaking and Steelmaking*, Vol. 23, No. 5 (1996), p. 406-410
18. Critoph, R.E. and R. Thorpe. Momentum and heat transfer by forced convection in fixed beds of granular active carbon. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 5 (1996), p. 419-427.
19. Hastaoglu, M.A. Transient modelling of a packed tower: mass and heat transfer with reaction. *Fuel*, Vol. 74, No. 11 (1995), p. 1624-1631.