

MEDIDA DE LA TEMPERATURA DE PARED EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE SUPERFICIE RASCADA MEDIANTE TERMOPARES EMBEBIDOS

Martínez, D. S.; Solano, J. P.; Illán, F.; Viedma, A.

davids.martinez@upct.es

Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

RESUMEN

Los procesos de calentamiento o enfriamiento de fluidos son habituales en la industria química, petroquímica y alimentaria. Típicamente estos procesos tienen lugar en intercambiadores de calor en los que el producto es calentado o enfriado mediante el flujo de un fluido secundario. Para evaluar y caracterizar la transferencia de calor al producto, es necesario determinar el flujo de calor q que este recibe y, a partir de él, definir el coeficiente de transmisión de calor.

Este coeficiente representa la medida de la convección existente entre pared y fluido, y para su determinación resulta fundamental conocer con suficiente precisión la temperatura de pared T_p . Por otro lado, en multitud de situaciones el empleo de fluidos altamente viscosos, la acumulación de suciedad en la pared o la naturaleza del proceso en sí (p.ej. procesos de cristalización) requieren además del empleo de elementos rascadores, que limpian las paredes e incrementan el mezclado. Esto añade aún más dificultad a la medida de la temperatura de pared, imposibilitando cualquier acceso a la misma por el lado "rascado". Como alternativa solo queda emplear un coeficiente de transmisión de calor global [1] o medir la temperatura en el lado opuesto [2].

El presente trabajo introduce una nueva técnica de medida de la temperatura de pared basada en el uso de termopares embebidos directamente en ésta y muy próximos a la superficie. Para ello se introdujo cable de termopar tipo T en un agujero de diámetro reducido ($\phi 4$ mm) practicado en la pared (espesor 8 mm, acero AISI 316). El agujero se rellenó posteriormente mediante soldadura con metal de aporte, que actúa a su vez como material de junta del termopar. Una vez soldado, todo el conjunto (pared + termopares) se calibró en una cámara a temperatura constante.

El sistema de medida propuesto ha sido probado en un intercambiador de calor de placas de superficie rascada rotativo empleado para la producción de hielo líquido [3]. Un total de 26 termopares fueron soldados a la placa, presentando una dispersión en la medida de $0,3$ °C y un error en la medida después de su calibración de $0,2$ °C. El error respecto al valor de T_p real y la respuesta en frecuencia de los termopares en la medida de la temperatura se determinó mediante la simulación numérica del campo bidimensional de temperaturas en la pared, en régimen transitorio y ante distintas oscilaciones impuestas en T_p . Se ha determinado la influencia del espesor de la placa y su conductividad, la conductividad del material de aporte, la posición del termopar y el flujo de calor que cruza la pared.

Palabras clave: Intercambiador de calor de superficie rascada, temperatura de pared, termopares.

1. Introducción

Los procesos de calentamiento o enfriamiento de fluidos son habituales en la industria química, petroquímica y alimentaria. Típicamente estos procesos tienen lugar en intercambiadores de calor en los que el producto es calentado o enfriado mediante el flujo de un fluido secundario. Para evaluar y caracterizar la transferencia de calor al producto, es necesario determinar el flujo de calor q que este recibe y, a partir de él, definir el coeficiente de transmisión de calor,

$$h = \frac{q/A}{T_p - T_f} \quad (1)$$

Este coeficiente representa la medida de la convección existente entre pared y fluido, y para su determinación resulta fundamental conocer con suficiente precisión la temperatura de pared T_p . Por otro lado, en multitud de situaciones el empleo de fluidos altamente viscosos, la acumulación de suciedad en la pared o la naturaleza del proceso en sí (p.ej. procesos de cristalización) requieren además del empleo de elementos rascadores, que limpian las paredes e incrementan el mezclado. Esto añade aún más dificultad a la medida de la temperatura de pared, imposibilitando cualquier acceso a la misma por el lado "rascado". Como alternativa solo queda emplear un coeficiente de transmisión de calor global [1] o medir la temperatura en el lado opuesto [2].

Si la temperatura se mide desde el lado opuesto, el valor obtenido puede diferir bastante del valor real de la temperatura de pared, proporcionando valores erróneos para el coeficiente de transmisión de calor. La diferencia entre la temperatura real de pared y la medida variará en función de las condiciones del problema (conductividad térmica del material de pared, coeficientes de transmisión de calor...) y solo puede ser corregida en caso de conocerse a priori el flujo de calor a través de la superficie. Para reducir todo lo posible dicha diferencia se puede fijar el punto de medida en el interior de la placa, próximo a la superficie. La temperatura así obtenida puede constituir una buena aproximación al valor real, reduciendo cualquier diferencia debido a la presencia de la propia pared.

El presente trabajo introduce y analiza una nueva técnica de medida de la temperatura de pared para intercambiadores de superficie rascada basada en el uso de termopares embebidos directamente en ésta y muy próximos a la superficie. El efecto de la posición del punto de medida y de la velocidad de rascado han sido estudiados numéricamente empleando un modelo bidimensional.

2. Descripción del problema físico

El sistema de medida propuesto ha sido probado en un intercambiador de calor de placas de superficie rascada rotativo empleado para la producción de hielo líquido [3]. El sistema opera en modo "batch". El intercambiador, de 28 litros de capacidad, se carga con salmuera (NaCl + Agua en diferentes concentraciones). Una vez lleno las cuatro palas rascadoras comienzan a girar a velocidad constante mientras que en el lado opuesto, separado por una placa de acero AISI 316 de 8 mm de espesor, un fluido refrigerante circula por un circuito acanalado (serpentín). La temperatura de la salmuera comienza entonces a descender hasta alcanzar el punto de congelación. Una vez alcanzado dicho punto la temperatura desciende mucho más lentamente, formándose en la pared una fina capa de hielo continuamente arrancada por los rascadores y añadida a la mezcla (hielo líquido).

La Figura 1 muestra esquemáticamente el proceso térmico en el interior del intercambiador. En la parte superior, la salmuera se encuentra a una temperatura T_s , mientras que el coeficiente de transmisión de calor, variable en el tiempo debido a la acción de las palas rascadoras es $h_s(t)$. La temperatura de pared es $T_p(t)$. En el lado inferior la temperatura del fluido refrigerante es T_r , pudiendo considerarse constante tanto en el tiempo como en el espacio a lo largo del serpentín debido al alto flujo másico. El flujo de calor q es aquel que la salmuera cede al refrigerante.

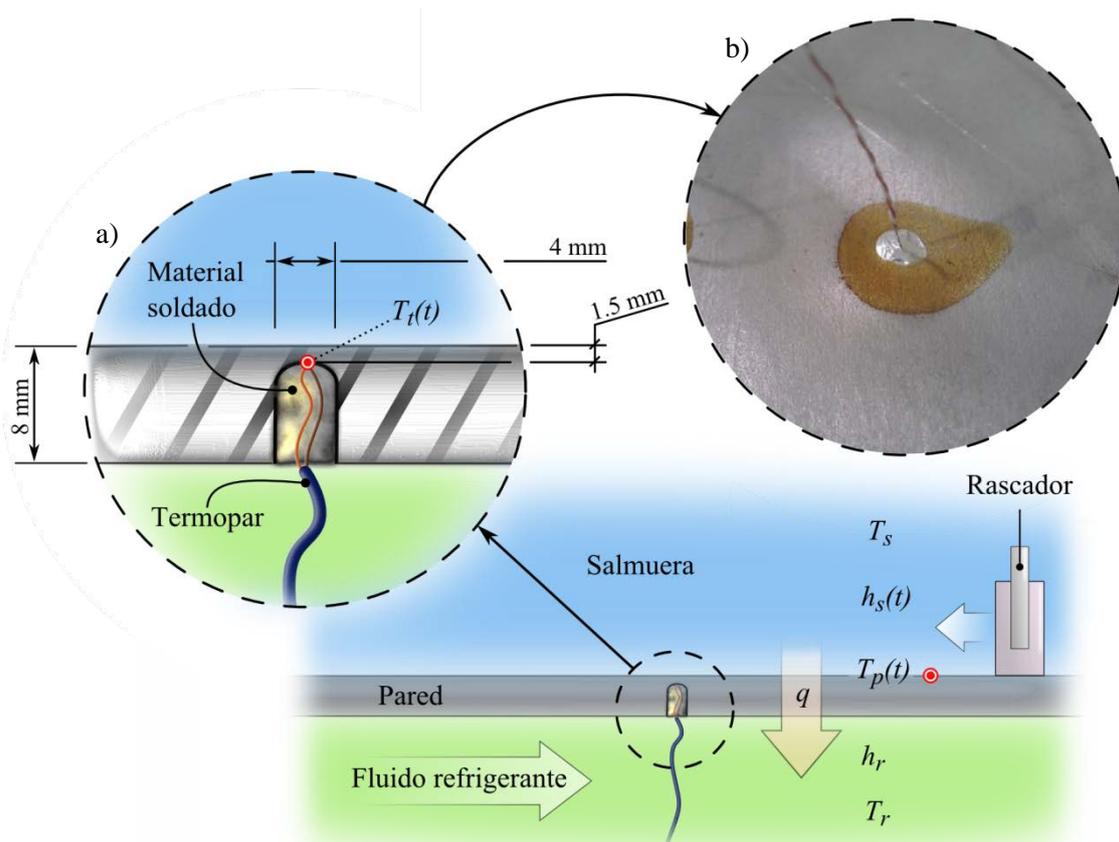


Figura 1 Vista esquemática del sistema de medida de temperatura de pared mediante termopar soldado en el interior de la placa y variables del sistema. a) detalle de la técnica y dimensiones, b) imagen del termopar ya soldado a la placa.

3. Medida experimental de la temperatura: técnica y limitaciones

La técnica propuesta para la medida de la temperatura de pared en la superficie rascada consiste en localizar el punto de medida a través de la pared. Lo anterior se consiguió realizando agujeros ciegos desde el lado puesto, de diámetro 4 mm. Dichos agujeros se realizaron hasta una profundidad de 6.5 mm, estando pues a 1.5 mm de la superficie rascada (Fig. 1).

El empleo de termopares como elemento de medida de temperatura responde básicamente a dos razones: su bajo coste y su capacidad para ser soldados directamente a la placa, lo que mejora su respuesta en frecuencia. Para introducir y soldar los termopares en los agujeros practicados se optó por emplear cable de termopar tipo T soldado a la placa mediante la aleación CRONABRAZE 53 -elegida por su capacidad para soldar distintos tipos de materiales entre sí. El material de aporte de la soldadura es por lo tanto también el material de unión del termopar. La cantidad del material de soldadura introducido es la necesaria para completar el volumen de la cavidad sin sobrepasarla (Fig. 1b). La difusividad térmica ($\alpha=k/\rho c_p$) del material de soldadura es muy similar a la del acero de la placa, reduciendo así el efecto de la discontinuidad del material.

En total, 26 termopares fueron soldados a la placa, distribuidos de forma que pudiesen capturar tanto variaciones radiales de la temperatura como posibles efectos derivados del trazado del serpentín.

La medida de la temperatura de pared mediante esta técnica presenta a priori varias incógnitas. Por un lado debe determinarse cuál es el efecto que la propia placa tiene sobre la medida por el hecho de no estar directamente en la superficie. Por otro lado, al tratarse de un valor doblemente

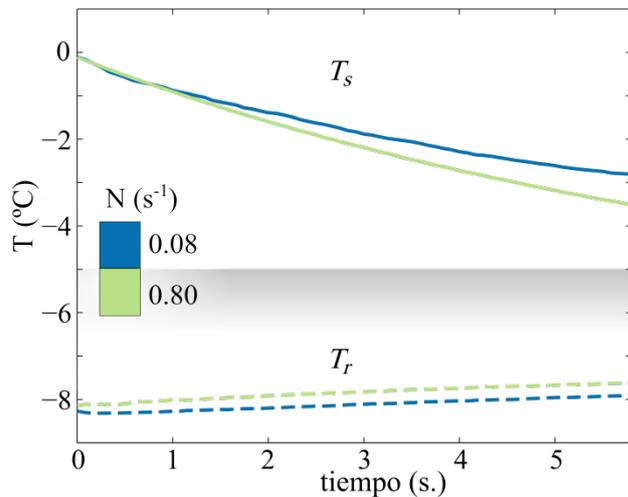


Figura 2. Evolución experimental de las temperaturas de la salmuera y del refrigerante para dos velocidades de rascado distintas (fase de enfriamiento)

cada paso de la pala. Estos valores en principio permiten considerar el problema como estacionario en la escala de tiempo del paso de la pala, siendo solamente necesario considerar el efecto transitorio provocado por ella misma.

3.1 Calibración y cálculo de incertidumbres

Para calibrar los termopares obtenidos mediante la soldadura a la placa, todo el conjunto fue introducido dentro de una cámara frigorífica. Dicha cámara permitió realizar medidas de calibración, alcanzando temperaturas estables desde -20 °C hasta 0 °C y tomando como referencia la temperatura promediada medida por dos sondas PT100 clase DIN 1/10. En total se obtuvieron curvas de calibración compuestas por 9 puntos para cada termopar

La determinación de la incertidumbre para una nueva medida en cada uno de los termopares incluyó tanto la incertidumbre en la calibración como la incertidumbre del sistema de medida y adquisición de datos (Agilent BencLink Data Logger HP-34971A). Para su cálculo se empleó la aproximación numérica del método de Taylor para la propagación de errores [4], aproximando las derivadas parciales mediante diferencias finitas. De este modo y como ejemplo, las incertidumbres debido a la calibración se obtuvieron alterando sucesivamente las medidas de las sondas de referencia, el valor medio...etc en un valor igual a su incertidumbre y comparándolo con el valor inicial. Para una temperatura de -8 °C, habitual en los ensayos, el error en la medida para el 85% de los termopares es $\leq 0,2$ °C.

4. Modelo numérico

Para poder interpretar la medida de temperatura proporcionada por los termopares es necesario conocer el proceso de transmisión de calor en la placa y cómo las distintas variables del proceso afectan a esta. Para ello se ha empleado un modelo numérico basado en el método de los volúmenes finitos [5] para resolver la ecuación de Fourier en la placa en régimen transitorio,

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (2)$$

donde k es la conductividad térmica del material de la placa. Para simplificar el problema se asumió que la distribución radial de temperaturas era uniforme y que por lo tanto el flujo de calor solo podría ser perpendicular a la placa o circular -tangencial a la velocidad angular y debido a las oscilaciones introducidas por los rascadores. En tal caso la Ecuación 2 se reduce a:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (3)$$

donde el plano xy se corresponde con una sección de la placa realizada a partir de una circunferencia (Figura 3). Considerando el nodo i, j de la placa en régimen estacionario y aplicando el método de los volúmenes finitos junto con un esquema implícito para resolver el problema transitorio, la Ecuación 3 queda de la forma.

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{T_{i,j} - T_{i,j}^o}{\delta T} \right) \delta x = k \left[\left(\frac{T_{i,j+1}^o - T_{i,j}^o}{\delta x} \right) - \left(\frac{T_{i,j}^o - T_{i,j-1}^o}{\delta x} \right) \right] + \\ + k \left[\left(\frac{T_{i+1,j}^o - T_{i,j}^o}{\delta y} \right) - \left(\frac{T_{i,j}^o - T_{i-1,j}^o}{\delta y} \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

donde $T_{i,j}^o$ es la temperatura en el nodo i, j en el instante t , y $T_{i,j}$ en el $t + \Delta t$. Este tipo de esquema requiere una discretización temporal más detallada -con $\Delta t < \rho c_p (\Delta x^2 / 2k)$ - para garantizar la estabilidad, como contrapartida a un menor coste computacional. Sin embargo, y debido a que en este caso los valores de Δt vienen al mismo tiempo condicionados por el valor de la frecuencia de rascado y la necesidad de una buena resolución temporal ($\Delta t \leq 1/100f_r$, donde $f_r = s \cdot N \text{ s}^{-1}$, con $s=4$, es la frecuencia de rascado) y son en general del orden del valor de Δt requerido por el propio esquema su elección resulta adecuada.

4.1 Condiciones de contorno

De acuerdo a la axi-simetría del problema, se emplearon condiciones periódicas en los bordes laterales de la malla. En cuanto a las condiciones de contorno para los lados superior e inferior, se impuso el coeficiente de transmisión de calor correspondiente de forma que los valores reprodujesen el problema físico real.

El coeficiente de transmisión de calor en la parte inferior se corresponde al del flujo de refrigerante en el serpentín. El número de Reynolds basado en el diámetro equivalente D_h [6] de acuerdo a las propiedades del fluido para la temperatura de trabajo es $Re_h = 5 \cdot 10^5$, correspondiéndose a un flujo completamente turbulento. El coeficiente de calor en tubos de sección rectangular y con giros de 180° ha sido estudiado previamente en la literatura [7] encontrándose que en el tramo recto anterior y posterior al giro el coeficiente de transmisión de calor se puede predecir mediante la correlación para tubo liso

$$h_r = \frac{k}{D_h} 0.022 Re_h^{0.8} Pr^{0.5} \quad (6)$$

donde $Pr = \mu c_p / k$ es el número de Prandtl. El valor de h_r en los cambios de sentido suele ser de entre 3 y 4 veces mayor al del tramo recto, aunque en el presente trabajo solo se considera el tramo alejado de dicho giro.

El modelado del coeficiente de transmisión de calor en la parte superior de la placa debe incluir el efecto transitorio introducido por los rascadores. Inmediatamente después al paso de la pala este se puede determinar a través de la teoría de la penetración [8], validada experimentalmente en dispositivos similares [9]. De acuerdo a ella la transmisión del calor entre la placa y el fluido se puede describir mediante la ecuación de Fourier

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k_f}{\rho_f \cdot c_{p,f}} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (7)$$

donde ρ_f , k_f y $c_{p,f}$ son respectivamente la densidad, la conductividad térmica y el calor específico del fluido. La resolución de esta ecuación entre los instantes 0 y t da como resultado

$$h(t) = \sqrt{\frac{k_f \cdot \rho_f \cdot c_{p,f}}{\pi \cdot t}} \quad (8)$$

El tiempo para el cual el calor penetra la capa límite turbulenta viene dado por

$$t_\delta = \frac{k_f \cdot \rho_f c_{p,f}}{\pi \cdot h_t} \quad (9)$$

donde h_t es el coeficiente de transmisión de calor en régimen turbulento. El valor de h_t conlleva más complejidad en su determinación que h_r , no existiendo soluciones o correlaciones específicas para el mismo. En el caso de intercambiadores de calor de superficie rascada tubulares el valor de h_t se suele considerar igual al valor de h en un conducto de las mismas dimensiones con flujo longitudinal turbulento en su interior sin considerar los rascadores [8, 9]. En este caso, al tratarse de un proceso "batch" no existe un flujo adicional, y todo éste se debe a la rotación de las palas. Para estimar el valor de h_t se ha asemejado el flujo turbulento en el interior del intercambiador al existente en un tanque con agitadores en el que las palas no "renuevan" la capa límite y el coeficiente de transmisión de calor es únicamente debido a h_t . Existen distintas correlaciones para este tipo de dispositivos entre las cuales la más completa y aceptada es la propuesta en [10], que tiene en cuenta factores como la altura de la pala, su número y la separación entre estas y las paredes e

$$h_t = 0.112 \left(\frac{k_f}{D_e} \right) \left(\frac{D_p^2 N \rho_f}{\mu} \right)^{3/4} Pr^{0.44} \left(\frac{D_e}{D_p} \right)^{0.4} \left(\frac{w}{D_p} \right)^{0.13} \left(\frac{\mu_{f,p}}{\mu} \right)^{-1/4} \quad (10)$$

donde D_e y D_p son respectivamente los diámetros del tanque y las palas (en este caso se asume que $D_e = D_p = D$, siendo D el diámetro de la placa y de los rascadores) y w la altura de las mismas, 2.7 cm. Los valores de e para los cuales es aplicable son $0,52 < e/D < 1,7$. La Ecuación 10 proporciona el valor de h_t para distintas revoluciones de las palas rascadoras mediante el cual determinar t_δ en la Ec. 9. Así pues y teniendo en cuenta la ecuación 9, la expresión que define $h_s(t)$ queda de la siguiente forma:

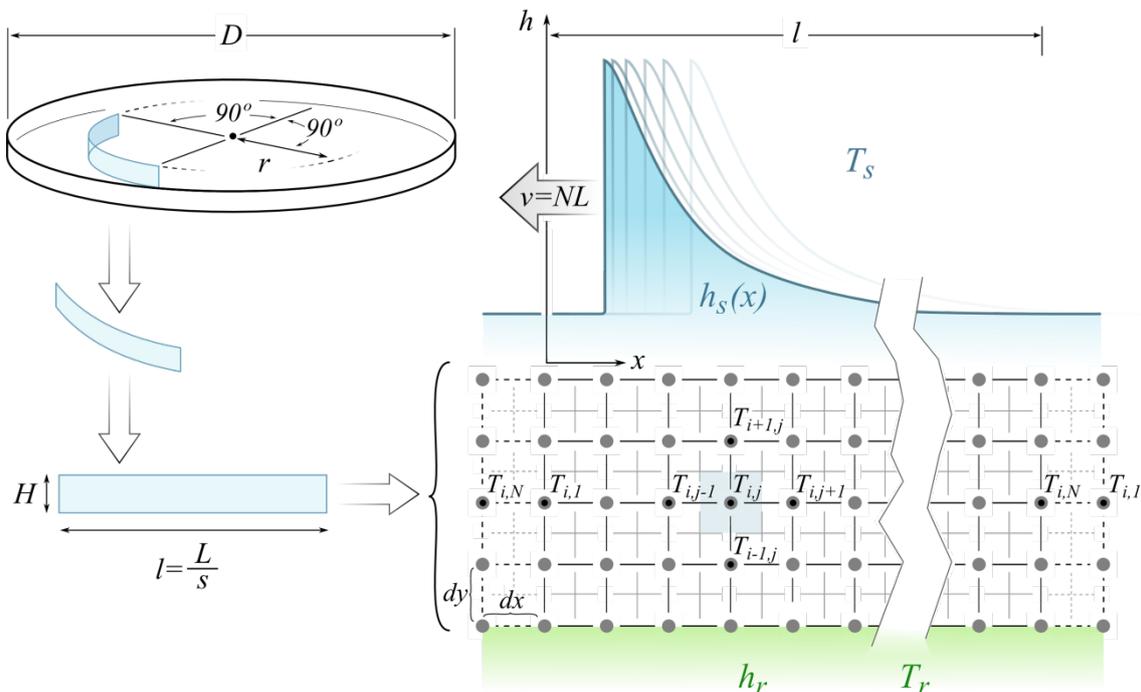


Figura 3. Esquema del modelo numérico basado en una sección coronaria de la placa (izquierda). Mallado y condiciones de contorno (derecha).

$$h_s(t) = \begin{cases} \sqrt{\frac{k_f \cdot \rho_f \cdot c_{p,f}}{\pi \cdot t}} & t < t_\delta \\ \text{Ec. 10} & t \geq t_\delta \end{cases} \quad (11)$$

Considerando que las palas se mueven con una velocidad angular de $2\pi N$, equivalente a una velocidad lineal de $v = \Omega R = 2\pi N \cdot R = L \cdot N$, y que $v = x/t$, la ecuación anterior puede describirse como función de x (Figura 5):

$$h_s(x) = \begin{cases} \sqrt{\frac{k_f \cdot \rho_f \cdot c_{p,f} \cdot N \cdot L}{\pi \cdot x}} & x < l_\delta \\ \text{Ec. 10} & x \geq l_\delta \end{cases} \quad (12)$$

donde $l_\delta = v \cdot t_\delta$. Dicha distribución puede ser impuesta como condición de contorno sobre la placa como se indica en la Figura 5, y trasladada -cíclicamente sobre $l = L/s$ - en cada intervalo Δt de tiempo una distancia $\Delta x = v \cdot \Delta t = N \cdot L \cdot \Delta t$.

Los valores de T_r y T_s para las simulaciones fueron de -8°C y -3°C , valores típicos en los ensayos experimentales (Fig. 3). Como se ha dicho, se considera que el tiempo necesario para que T_s experimente un cambio significativo es mayor que el periodo de las oscilaciones inducidas por el paso de los rascadores. El tiempo final de cada simulación se basó en el necesario para alcanzar el régimen cuasi-estacionario más el necesario para completar cuatro pasadas de pala rascadora ($1/N$ s.). El rango de frecuencias de rascado simuladas fue de $0,08 < N < 0,8 \text{ s}^{-1}$. Se empleó mallado ortogonal, consistiendo el dominio en un rectángulo de $300 \times 8 \text{ mm}$ (correspondiente a la sección $r = R/2$) con 30 celdas verticales y 350 horizontales.

5. Resultados

El problema térmico durante la fase de enfriamiento (sin cambio de fase) es diferente a aquel durante la fase de producción de hielo. Mientras en el primer caso el flujo de calor se debe a la diferencia de temperaturas (sensible), en el segundo es mayoritariamente debido al calor latente de formación del hielo. Es por esto que, y dado que las palas arrancan continuamente la capa de hielo de la superficie, la temperatura del hielo líquido se puede considerar uniforme y por lo tanto los cambios de temperatura en la placa debido al paso de la pala son prácticamente inexistentes. No ocurre lo mismo en el caso de enfriamiento, donde las diferencias de temperatura entre la pared y la salmuera si son significativas. Es por ello que el proceso de enfriamiento es aquí el objeto de estudio.

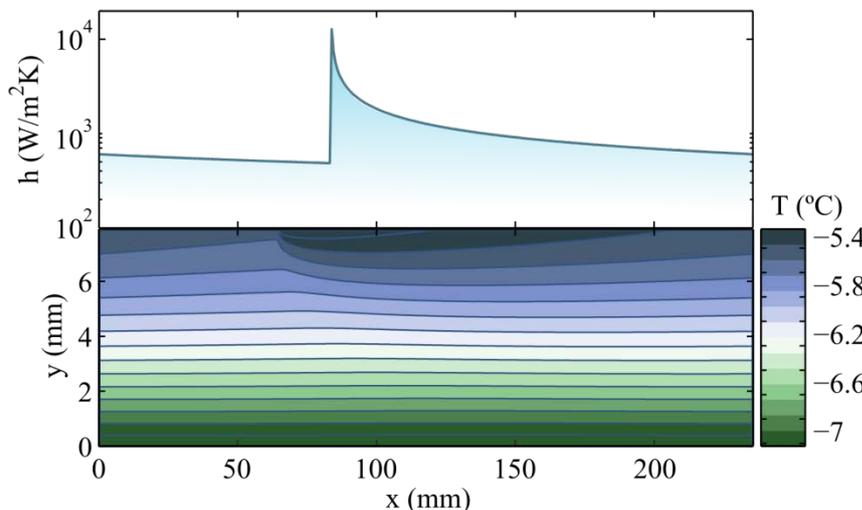


Figura 4. Perfil del coeficiente de transmisión de calor sobre la placa (arriba) e isocontornos de temperatura (abajo) en ella para en un instante $t=40$ seg. durante el régimen cuasi-estacionario

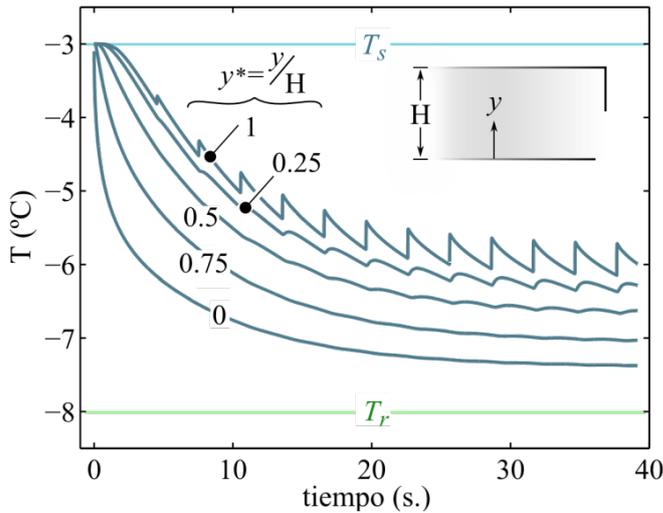


Figura 5. Evolución de temperaturas en distintas localizaciones de la placa para $N=0.08 \text{ s}^{-1}$.

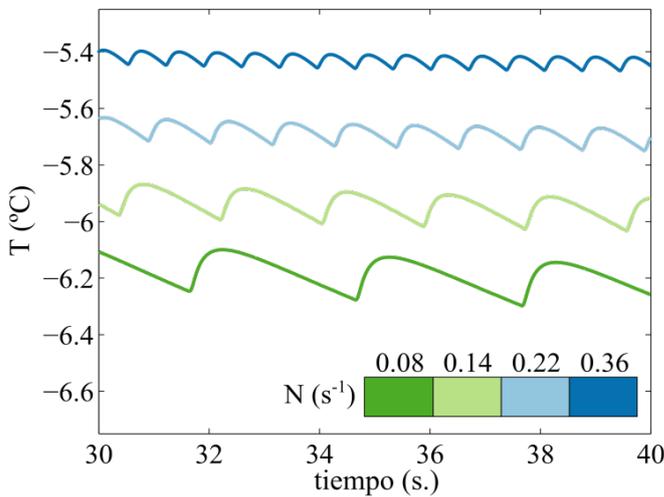


Figura 6. Temperatura en la placa a 1.5 mm de la superficie para distintas velocidades de raspado

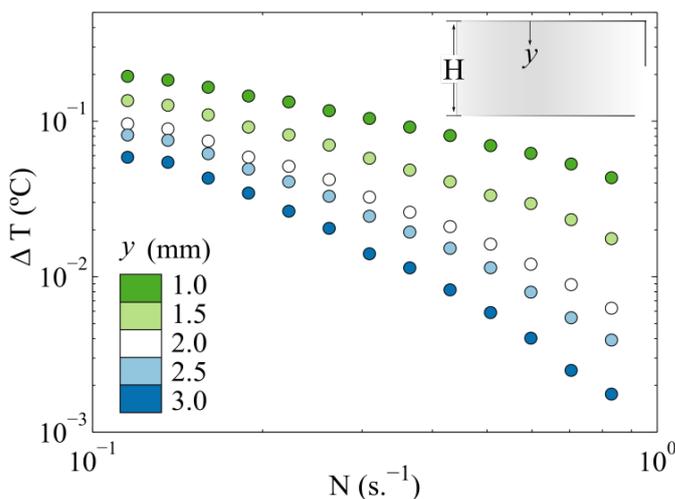


Figura 7. Amplitud de las oscilaciones de la temperatura para distintas posiciones en la placa

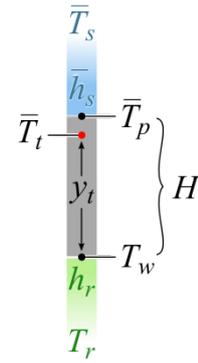
La Figura 4 muestra el campo de temperaturas en la placa una vez alcanzado el régimen cuasi-estacionario para un instante de tiempo cualquiera, correspondiente con la distribución de h sobre la placa mostrada arriba ($N=0,08 \text{ s}^{-1}$). El aumento de temperatura en la placa provocado por el paso de la pala (aumento en h) se reduce a una zona muy limitada de la misma. Este hecho se aprecia con más claridad en la Figura 5, donde se ha representado la evolución de las temperaturas con el tiempo para distintas posiciones en la placa. La brusca variación de la temperatura en la superficie provocada por el paso de la pala se amortigua rápidamente y en la mitad de la placa es ya prácticamente inexistente.

Considerando únicamente la posición correspondiente al termopar (1.5 mm bajo la superficie) el aumento de la frecuencia de raspado tiene también como consecuencia una reducción de las oscilaciones en la temperatura y un aumento del promedio de la misma (Figura 6) como consecuencia del aumento en el coeficiente de transmisión de calor: el aumento de N hace que el promedio de h_s aumente ya que el tiempo en el que $h_s=h_t$ es menor. Los diferentes valores en la amplitud de la temperatura a distintas posiciones en la placa y para distintas velocidades de raspado se pueden observar en la Figura 7. Para la posición de 1,5 mm la máxima amplitud en la oscilación de la temperatura se consigue obviamente para la velocidad de raspado más baja, $N=0,08 \text{ s}^{-1}$. Esta amplitud es de $\approx 0,21 \text{ }^\circ\text{C}$, en general, menor que la incertidumbre de medida en los termopares. Esto significa que las oscilaciones en la temperatura no pueden ser capturadas por el sistema de medida y por lo tanto carece de sentido que la frecuencia de adquisición se establezca en función del régimen de giro de las palas rascadoras. La frecuencia de

adquisición por lo tanto solo deberá ser lo suficientemente alta como para recoger el cambio de temperatura en la pared producido por el descenso de temperaturas global dentro del proceso de producción, mucho más lento.

6. Modelo unidimensional

El hecho de que las oscilaciones en la temperatura para la posición de medida sean pequeñas comparadas con la precisión de los termopares y, sobre todo, comparadas con la velocidad de descenso de T_s permite considerar el problema como unidimensional y estacionario, donde la temperatura en el punto de medida y el coeficiente de transmisión de calor en la parte superior son los valores medios del caso transitorio. De este modo, y conociendo el resto de variables experimentales, el valor promedio de la temperatura de pared puede ser determinado resolviendo el siguiente sistema de ecuaciones:



$$q = h_r(T_w - T_r), \quad q = \frac{k}{y_p}(\bar{T}_t - T_w), \quad q = \frac{k}{H - h}(\bar{T}_t - \bar{T}_p) \tag{13}$$

La Figura 8 muestra la comparación entre el valor promediado de $h_s(t)$ impuesto como condición en las simulaciones 2D y los resultados obtenidos resolviendo el sistema de ecuaciones 13 a partir del valor promediado de T_p obtenido como resultado en las simulaciones; tomando 4 puntos aleatorios por periodo durante dos periodos (dos pasos de rascador). Como cabría esperar los resultados presentan una gran coincidencia, donde el error existente se debe únicamente a la influencia que tiene la variabilidad de los puntos muestreados. Para ilustrar mejor dicha influencia se ha incrementado el valor de T_p en distintos valores obteniendo el cambio en h_s (%) para cada uno de ellos. Lo mismo se ha hecho con el valor de h_r , determinando su influencia sobre h_s . El resultado se puede observar en la Figura 9. La influencia que tienen las variaciones en la medida de T_p sobre el valor de h_s es mucho mayor que la influencia que tiene el posible error en la estimación de h_r . Así, una variación en T_p de 0,2 °C da lugar a un error en h_s de más de un 20%, mientras que los errores en h_r (%) repercuten de forma prácticamente lineal en h_s .

7. Conclusiones

Se ha presentado una técnica experimental para la medida de la temperatura de pared mediante termopares de tipo T embebidos en la placa de un intercambiador de superficie rascada empleado para la producción de hielo líquido. Los termopares fueron soldados a 1,5 mm de la

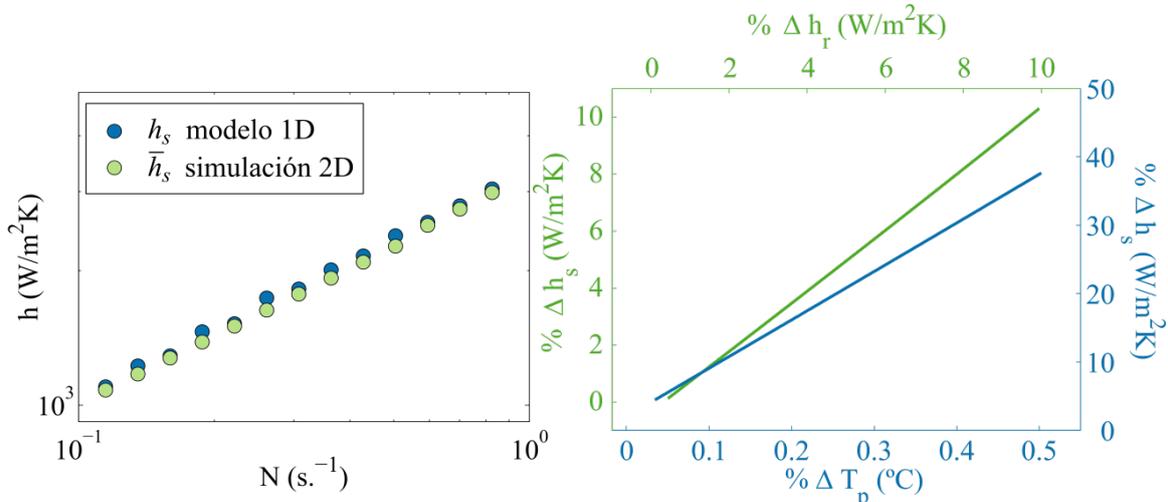


Figura 8. Valores para h_s impuesto en el modelo 2D y el obtenido mediante modelo 1D **Figura 9.** Variación en h_s (%) para distintas variaciones en h_r (%) y en T_p (°C).

superficie rascada a través del lado opuesto mediante una aleación especial que sirvió al mismo tiempo de material de unión de termopar. Se realizó después un proceso de calibración en una cámara de temperatura constante, obteniéndose incertidumbres $\leq 0,2$ °C para el 85% de los termopares. Para estudiar la influencia de las oscilaciones en la temperatura producidas por el rascado de las palas, así como el papel que juega la inercia térmica de la placa en el punto de medida, se desarrolló un modelo bidimensional para resolver la ecuación de conducción de Fourier en régimen transitorio. Las condiciones de contorno reprodujeron aquellas que se dan en el proceso experimental. Se observó que las oscilaciones térmicas producidas por el rascado se amortiguan rápidamente a través de la placa, siendo en todo caso menores a 0,2 °C en la posición del termopar. Como consecuencia se propuso un modelo unidimensional para obtener el valor medio del coeficiente de transmisión de calor en la superficie rascada h_s a partir del valor medio obtenido por los termopares T_t , y basado en valores para el coeficiente de transmisión de calor en el refrigerante h_r obtenido mediante correlaciones. La influencia en h_s de errores tanto en T_t como en h_r fue determinada a través de dicho modelo, siendo esta última la más crítica y llegando al 50% de error en h_s para errores de medida de la temperatura de 0.5 °C.

8. Referencias

- [1] QIN, F., CHEN, D.D., RAMACHANDRA, S., FREE, K., *Heat transfer and power consumption in a scraped-surface heat exchanger while freezing aqueous solutions*, Separation and Purification Technology, 2006, vol. 48, pp. 150-158.
- [2] BEN LAKHDAR, M., CERECERO, R., ALVAREZ, G., GUILPART, J., FLICK, D., LALLEMAND, A., *Heat transfer with freezing in a scraped surface heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 2005, vol. 25, pp 45-60.
- [3] MARTINEZ, D.S., SOLANO, J.P., ILLÁN, F., VIEDMA, A., Analysis of heat transfer phenomena during ice slurry production in scraped surface plate heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 2014 vol. 48, pp. 221-232.
- [4] COLEMAN, H., W., STEELE, H., G., *Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers*. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 2009.
- [5] VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Harlow, England: Pearson Education Ltd, 2007.
- [6] ROHSENOW, W., M., HARTNETT, J., P., CHO, Y., I., *Handbook of Heat Transfer*. Forced Convection, Internal Flow In Ducts, Chapter (McGraw-Hill Professional, 1998)
- [7] MOCHIZUKI, S., MURATA, A., SHIBATA, WEN-JEI YANG, Detailed measurements of local heat transfer coefficients in turbulent flow through smooth and rib-roughened serpentine passages with a 180° sharp bend, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, vol. 42, pp. 1925-1934
- [8] GOEDE, R., Crystallization of paraxylene with scraped surface heat exchangers, Ph.D thesis, Delft University of Technology, 1988
- [9] VAESSEN, R.J.C., SECKLER, M.M., WITKAMP, G.J., *Heat transfer in scraped eutectic crystallizers*. International Journal of heat and mass transfer, 2004, vol. 47, pp. 717-728.
- [10] GRAY J. B., UHL V. W., *Mixing – Theory and Practice*, Academy Press, 1966.