

EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD TÉRMICA DE UN RADIADOR DE CALOR

Rating of Thermal Capacity of a Heat Radiator

RESUMEN

Este artículo presenta una metodología numérica para predecir el coeficiente global de transferencia de calor, el número de unidades térmicas y los mapas de eficiencia de un radiador de calor para motores. Se aplican correlaciones para predecir los coeficientes de transferencia de calor y los factores de fricción en función del número de Reynolds y de las variables geométricas del radiador. La metodología presentada para el análisis térmico del radiador de calor está basada en la teoría de Kays y London [1]. Se hallan regresiones no lineales para calcular el número de Nusselt en el lado de aire, como también para el lado de agua y los factores de fricción.

PALABRAS CLAVES: Capacidad Térmica, Eficiencia, Intercambiador de Calor, Radiador

ABSTRACT

This article presents a numerical methodology for predicting the overall heat transfer, the number of thermal units and the efficiency map of an engine radiator. Correlations to predict the air and water side heat transfer coefficients and friction factors as a function of the Reynolds number and geometric variables of the radiator are applied. The presented methodology for thermal analysis of heat engine radiator is based on the Kays and London theory. Nonlinear regressions are found to compute air-side Nusselt number, as well as water side heat transfer and friction factors.

KEYWORDS: Efficiency, Heat Exchanger, Radiator, Thermal Capacity

1. INTRODUCCIÓN

En los motores de combustión interna modernos entre el 20% y el 40% del calor liberado por el combustible es disipado en forma de calor a través del sistema de enfriamiento. Si el sistema de enfriamiento del motor es líquido, se emplean generalmente intercambiadores de calor de flujo cruzado para transferir el calor del líquido refrigerante al aire encontrado al paso del vehículo e impulsado, según el control de temperatura del refrigerante, por un ventilador.

Los radiadores presentan diversos parámetros de diseño y las relaciones entre estos y el desempeño constituyen expresiones complejas, no lineales y con numerosos parámetros experimentales de ajuste. Si bien no se dispone de modelos analíticos para el cálculo de los radiadores, en el mercado sí se conocen programas como RADIATOR® Y CORESEL® destinados al cálculo de radiadores para medios de transporte, cuyos tratamientos se apoyan en cálculos basados en tablas de operación, en correlaciones del número adimensional de Nusselt (Nu), basadas en experimentación o modelos tradicionales de cálculo fundamentados en los métodos de temperatura media logarítmica o el número de unidades térmicas (NTU), los cuales requieren de información experimental.

CARLOS ALBERTO

ROMERO PIEDRAHITA

Ingeniero Mecánico, M.Sc.

Profesor Titular

Escuela de Tecnología Mecánica

Universidad Tecnológica de Pereira

cromero@utp.edu.co

YAMID ALBERTO

CARRANZA SÁNCHEZ

Ingeniero Mecánico, M.Sc.

Profesor Asistente

Escuela de Tecnología Mecánica

Universidad Tecnológica de Pereira

yamidc@utp.edu.co

El presente trabajo ha sido concebido para responder a la pregunta: ¿Es adecuado un radiador para acoplarlo al sistema de enfriamiento de un motor de características termohidráulicas conocidas? La ausencia de una metodología para determinar la capacidad térmica de un radiador, en ausencia de información térmica respectiva, ha motivado la publicación del presente trabajo. La metodología puede usarse para la predicción del desempeño del radiador a partir de las condiciones de entrada del refrigerante y el aire [2].

Como entradas al problema de predicción de la capacidad térmica de un radiador se debe disponer de: características constructivas del radiador, disposición de los flujos y dimensiones generales, detallado completo de los materiales y de la geometría de las superficies de ambos lados, lado de agua y lado de aire, incluyendo sus características adimensionales de transferencia de calor y de pérdidas de presión (factor de Colburn (j) y coeficiente de fricción (f) vs el número de Reynolds (Re)), los flujos máxicos y las temperaturas de entrada de los fluidos. Durante el cálculo de la capacidad térmica se determinan las temperaturas de salida de los fluidos, la capacidad térmica máxima y las pérdidas de presión de cada lado del intercambiador.

2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LOS RADIADORES

Para calcular la capacidad térmica de un radiador, visto como un intercambiador de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar, de forma global, se pueden seguir los siguientes pasos:

A- Se determinan las propiedades geométricas a ambos lados del intercambiador. Esto incluye: área de paso mínima, área de la superficie de transferencia de calor (primaria y secundaria), longitudes de flujo, diámetros hidráulicos, densidad de área de superficie de transferencia de calor, relación de área de flujo libre mínima sobre el área frontal, longitud de las aletas y su espesor. Pueden presentarse otras especificaciones en función del diseño del radiador. Las características de los radiadores anotadas en este punto permiten identificar el núcleo o panel del radiador.

B- Se calculan la temperatura global media de los fluidos y sus propiedades termofísicas. Se asumen las temperaturas de salida. A menos que se tenga un estimativo más cercano, se puede asumir una eficiencia del 60%–75%, según la experiencia del diseñador, y con esto calcular las temperaturas probables de salida:

$$\begin{aligned} T_{h,o} &= T_{h,i} - \varepsilon (C_{\min} / C_h) (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ T_{c,o} &= T_{c,i} + \varepsilon (C_{\min} / C_c) (T_{h,i} - T_{c,i}) \end{aligned} \quad (1)$$

Siendo

$$C_{\min} = (\dot{m}C_p)_{\min}; C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\max}; C = C_{\min} / C_{\max}$$

Donde $T_{c,o}$ y $T_{c,i}$ son las temperaturas de salida y entrada del fluido frío, respectivamente, y $T_{h,o}$ y $T_{h,i}$ son las temperaturas de salida y entrada del fluido caliente, respectivamente. C_c y C_h son los calores específicos de los fluidos frío y caliente, respectivamente. Para los radiadores, la temperatura global media del refrigerante puede tomarse como el promedio de las temperaturas de entrada y salida, mientras que para el aire se acercará más con el cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML) [1]. Una vez que se tienen las temperaturas aproximadas en ambos lados, se pueden obtener las propiedades de los fluidos requeridas para el cálculo de la capacidad térmica: la viscosidad dinámica μ , el calor específico C_p , la conductividad térmica k , el número de Prandtl Pr y la densidad ρ . Seguidamente se puede calcular de nuevo la temperatura de salida del lado caliente y, de esta manera, calcular de nuevo la temperatura media, refinando así la determinación de las propiedades del fluido.

C- Se calculan los números de Reynolds $Re = mD_h / \mu$ requeridos para determinar las características adimensionales de transferencia de calor y de fricción de las superficies del radiador. Seguidamente se calculan los factores j o Nu y f . Para el refrigerante, el número de Reynolds está dado por: $Re_w = (4 \cdot r_{hw} / A_{wt}) \cdot (\dot{m}_w / \mu)$, donde r_{hw} es el radio hidráulico, \dot{m}_w es el flujo másico de agua y A_{wt} es el área de flujo del refrigerante.

D- A partir de Nu o j se calculan los coeficientes de película para ambas corrientes de fluidos:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad \text{ó} \quad j = \frac{h_a}{\rho_a V_a C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (2)$$

El coeficiente de película del lado del aire también puede hallarse utilizando el número de Stanton St . Con el número de Reynolds pueden determinarse la relación $St \cdot Pr^{2/3}$ y el coeficiente de fricción f . El número de Stanton se determina a partir de la relación $St \cdot Pr^{2/3}$ y tras conocer el número de Prandtl para el aire:

$$h_a = St \cdot m_{air} \cdot C_p \quad (3)$$

Luego se determina la eficiencia de la aleta y de la superficie extendida. Se calcula también la conductancia térmica global del intercambiador, $U_a A$. El coeficiente global de transferencia de calor U_a , basado en el área del lado del aire y despreciando la resistencia metálica, está dado por:

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta_0 h_a} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_w}{\alpha_a}\right) h_w} \quad (4)$$

En (4) α_w es la relación entre el área total de transferencia de calor del lado de agua y el volumen total del radiador, α_a es la similar relación pero para el lado de aire, h_a y h_w son las conductancias unitarias de película para el aire y el agua, respectivamente, y η_0 es la efectividad total de la superficie.

E- A partir de las capacidades calóricas de los flujos de ambos lados, se calcula la relación $C = C_{\min} / C_{\max}$, con lo que se puede calcular el Número de Unidades de Transferencia de calor NTU. El número de unidades de transferencia de calor se determina por la expresión:

$$NTU_{\max} = \frac{A_a \cdot U_a}{(\dot{m}c_{p\min})} \quad (5)$$

F- Se determina la capacidad térmica del intercambiador con la relación $C = C_{\min} / C_{\max}$ y la expresión de la eficiencia ε (6), para intercambiadores de calor de flujo cruzado sin mezclar:

$$\varepsilon = 1 - e^{-\left[\frac{e^{[-NTU \cdot C \cdot NTU^{-0.22}] - 1}}{C \cdot NTU^{-0.22}} \right]} \quad (6)$$

De manera que la capacidad térmica del equipo es:

$$Q = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \cdot \varepsilon \quad (7)$$

$T_{h,i}$ y $T_{c,i}$ son las temperaturas de entrada del agua y del aire, respectivamente.

G- Conociendo el valor de la eficiencia se puede determinar ya el valor de las temperaturas de salida:

$$\varepsilon = \frac{C_{max}(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (8)$$

Se despeja así $T_{h,o}$ y por consideraciones de balance de energía, se determina la temperatura del aire a la salida, $T_{c,o}$. Si las temperaturas de salida son muy diferentes de las asumidas en el punto B, se itera el procedimiento hasta que las temperaturas asumidas y las finales converjan dentro de los límites de tolerancia aceptables, que pueden ser de un 5 %.

H- Se calculan los volúmenes específicos a la entrada y la salida del intercambiador y se determinan las pérdidas de presión para cada fluido. Las pérdidas relativas de presión del lado del aire se determinan por la expresión [1]:

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{\dot{m}^2}{2} \frac{v_1}{p_1} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (9)$$

El primer término dentro de los corchetes valora las pérdidas a la entrada, el segundo término cuantifica las pérdidas por aceleración de flujo, el tercero valora las pérdidas por fricción y el último término tiene en cuenta las pérdidas de salida; v_1 , v_2 y v_m son los volúmenes específicos a la entrada, a la salida y el valor medio; K_c y K_e son los coeficientes de pérdidas a la entrada y a la salida; σ es la relación de área de flujo libre del núcleo sobre el área frontal; A es el área de la superficie sobre la que se basa el cálculo de U ; A_c es el área del lado frío o del lado del aire; $\frac{A}{A_c} = \frac{L}{r_h}$; L es la longitud de flujo del

intercambiador de calor y r_h es el radio hidráulico. Del lado del agua, las pérdidas de presión se determinan por la expresión:

$$\Delta p = \frac{\dot{m}^2}{2} v_f \frac{L}{r_h} \quad (10)$$

En primera aproximación pueden despreciarse las pérdidas a la entrada y a la salida.

3. ESTRUCTURA Y PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LOS RADIADORES

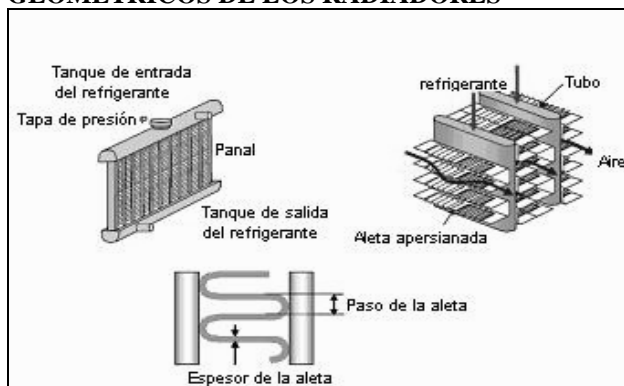


Figura 1. Estructura básica de un radiador

Como se ilustra en la figura 1, un radiador se compone principalmente de cuatro partes: un tanque de entrada, un tanque de salida, una tapa de control de presión y un panel. Los tanques pueden tener ubicación horizontal o vertical. El circuito de enfriamiento funciona usualmente bajo presión, y para esto sirve la tapa de presión, aumenta el punto de ebullición del refrigerante y permite temperaturas de operación del motor más elevadas. Los principales componentes del núcleo o panel son los tubos del refrigerante y las aletas. Los tubos planos son los más utilizados en la fabricación de los núcleos de los radiadores debido a su menor resistencia aerodinámica comparada con la de los tubos redondos. Las aletas pueden tener diseños muy variados, imponiéndose últimamente las aletas apersianadas, con las cuales se introduce un mezclado turbulento y se aumenta la transferencia de calor.

Entre los principales parámetros de diseño de los radiadores están las dimensiones principales del panel: altura, ancho y profundidad, las cuales dependen de la disponibilidad de espacio. Para ajustarse a las necesidades de diseño se requiere determinar otros parámetros relacionados con el panel, de los cuales dependerán también el coeficiente global de transferencia de calor y las resistencias al paso de los fluidos. Para el cálculo de las áreas de intercambio de calor y de la resistencia al paso del refrigerante y del aire se requiere obtener, a partir de la información de la geometría del núcleo, otras medidas derivadas, establecidas por siguientes relaciones.

La sección transversal total de los tubos (lado del refrigerante) está dada por la ecuación 11, donde t_{hi} y t_{wi} son la altura y el ancho internos del tubo y N_t es el número de tubos del radiador:

$$A_{tubo} = N_t \left[t_{hi} \cdot (t_{wi} - t_{hi}) + \frac{\pi}{4} t_{hi}^2 \right] \quad (11)$$

El perímetro interno total, P_{tubo} , y el diámetro hidráulico del tubo, D_{htubo} , se calculan usando las siguientes ecuaciones:

$$P_{tubo} = N_t \left[\pi \cdot t_{hi} + 2 \cdot (t_{wi} - t_{hi}) \right] \quad (12)$$

$$D_{htubo} = \frac{4 \cdot A_{tubo}}{P_{tubo}} \quad (13)$$

El área de transferencia de calor del lado del tubo (por unidad de longitud) está dada por la expresión:

$$A_{efec,tubo} = N_t \left[2 \cdot (t_{wi} - t_{hi}) + \pi \cdot t_{hi} \right] \quad (14)$$

En el lado del aire, el área total del intercambiador de calor, A_c , está dada por la siguiente ecuación:

$$A_c = (N_t \cdot t_{ho} + N_c \cdot c_h) \cdot L_t \quad (15)$$

donde N_c y c_h representan el número de aletas y la altura de sus centros, respectivamente; y L_t es la longitud de tubo por paso. El área bloqueada por las aletas y el área de flujo libre pueden calcularse por las expresiones:

$$A_{ba} = \frac{L_t}{f_p} \cdot (c_h \cdot f_t + (f_p - f_t) \cdot f_t) \cdot N_c \quad (16)$$

$$A_{fa} = A_c - (A_{ba} + N_t \cdot t_{ho} \cdot L_t) \quad (17)$$

donde f_p y f_t son el paso de la aleta y su espesor, respectivamente. El perímetro del lado de la aleta y el diámetro hidráulico se calculan por las expresiones:

$$P_{air} = 2 \cdot N_c \cdot L_t \left[\left(\frac{c_h - f_t}{f_p} \right) + \left(1 - \frac{f_t}{f_p} \right) \right] + 2 \cdot N_c \cdot c_h \quad (18)$$

$$D_{h,a} = \left(\frac{4 \cdot A_{fa}}{P_{air}} \right) \quad (19)$$

El número de aletas por centro está dado por la expresión:

$$N_{aletas} = \frac{L_t}{f_p} \quad (20)$$

Las áreas de transferencia de calor del lado del aire directas e indirectas por unidad de longitud están dadas por:

$$A_{d,aire} = 2 \cdot (t_{wo} - t_{ho}) \cdot \left(1 - \frac{f_t}{f_p} \right) + \pi \cdot t_{ho} \quad (21)$$

Y

$$A_{id,aire} = 2 \cdot c_w \cdot \left(\frac{c_h - f_t}{f_p} \right) \quad (22)$$

La eficiencia de la aleta y el área efectiva de la aleta se obtienen por las expresiones:

$$\eta_{f,air} = \frac{tgh \left[\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{k_f \cdot f_t} \cdot \frac{c_h}{2}} \right]}{\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{k_f \cdot f_t} \cdot \frac{c_h}{2}}} \quad (23)$$

Y

$$A_{efec,air} = A_{d,air} + \eta_{f,air} \cdot A_{id,air} \quad (24)$$

Transferencia de calor del lado de los tubos y pérdidas de presión.

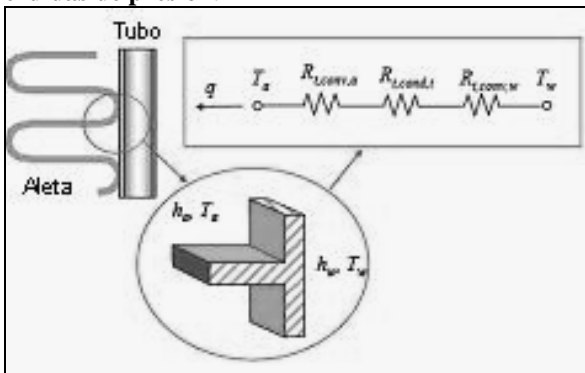


Figura 2. Resistencias térmicas en el recorrido del flujo de calor

Como se ilustra en la figura 2, el calor se evacua del agua al aire a través de tres resistencias principales: la de convección del agua hacia la superficie interna de los tubos, la de conducción a través de la pared de los tubos y la de convección desde la superficie exterior de los tubos hacia el aire, a través de las aletas. El coeficiente global de transmisión de calor puede definirse con estas tres resistencias y el flujo de calor con submodelos para cada una de las resistencias.

El coeficiente global de transferencia de calor. El flujo de calor puede expresarse con las resistencias en serie por la expresión:

$$q = \frac{A_t(T_c - T_a)}{\frac{1}{h_c} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{A_t}{\eta_0 h_a A_0}} \quad (25)$$

El flujo de calor también puede expresarse usando el coeficiente global de transferencia de calor:

$$q = UA_t(T_c - T_a) \quad (26)$$

Tomando el área superficial del tubo como área característica, el coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar como:

$$U = \left(\frac{1}{h_c} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{A_t}{\eta_0 h_a A_0} \right)^{-1} \quad (27)$$

Con el fin de especificar el coeficiente global de transferencia de calor, deben especificarse los coeficientes de convección h_c y h_t y la eficiencia de la aleta η_0 .

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La metodología previa se aplica al radiador presentado en la figura 3. En él se miden algunas de sus características geométricas mientras que otras presentan dificultad para su establecimiento, llevando esto a recurrir de información proporcionada por literatura especializada. En la tabla 1 se presentan algunos parámetros de flujo considerados para este radiador, que serán el punto de partida para la validación y la ejemplificación de esta metodología de evaluación del desempeño térmico del radiador.

FLUJO MÁSCICO DE AIRE	[kg/h]	5200
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE	[K]	313
PRESIÓN DE ENTRADA DEL AIRE	[kPa]	200
FLUJO MÁSCICO DE AGUA	[kg/h]	4200
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA	[K]	371

Tabla 1. Parámetros de flujo del agua y del aire para la aplicación estudiada.

Las propiedades geométricas del radiador para el lado del agua (especificado con el superíndice ^w) y para el lado del aire (especificado con el superíndice ^a) se presentan en la tabla 2. Estas fueron obtenidas mediante

seccionamiento y medición. Con base en las tablas 1 y 2, se determinan los flujos de fluido por unidad de área, ver tabla 3. Como se aprecia en la figura 3, se han retirado dos secciones de radiador con el propósito de realizar una mejor estimación de algunas de las propiedades geométricas.

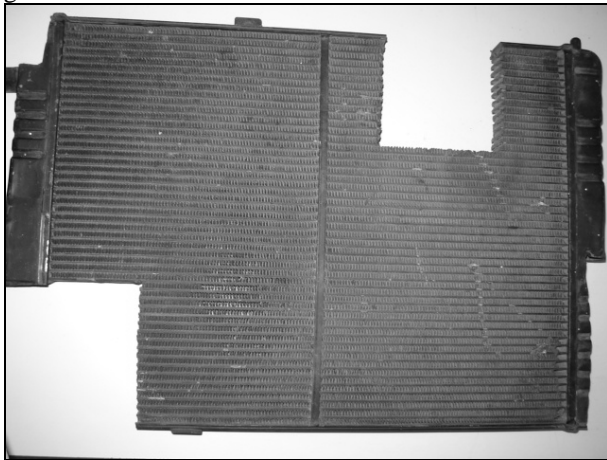


Figura 3. Radiador evaluado con la metodología. Nótese que se han retirado dos secciones del mismo.

ANCHO EXTERNO DE UN TUBO	[mm]	12,57
ALTURA EXTERNA DE UN TUBO	[mm]	2,54
ALETAS POR MILÍMETRO	-	0,61
DIÁMETRO HIDRÁULICO	[mm]	1,88
ESPELOR DE LA ALETA	[mm]	0,10
LONGITUD DE LA ALETA	[mm]	2,50
LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR	[mm]	540
ANCHO DEL INTERCAMBIADOR	[mm]	28,4
ALTURA DEL INTERCAMBIADOR	[mm]	410
[ÁREA LIBRE / ÁREA FRONTAL] ^A	-	0,78
[ÁREA DE TRANSFERENCIA / VOLUMEN TOTAL]	[mm ² /mm ³]	1,84
[ÁREA DE ALETAS / ÁREA TOTAL]	-	0,85
ÁREA FRONTAL ^W	[mm ²]	11644
ÁREA FRONTAL ^A	[mm ²]	221400
VOLUMEN TOTAL DEL INTERCAMBIADOR	[mm ³]	6287760
ÁREA TOTAL DE TRANSFERENCIA ^A	[mm ²]	11572622
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LAS ALETAS	[W/m-K]	85
DIÁMETRO DE REDONDEO EXT. DE UN TUBO	[mm]	2,54
ANCHO INTERNO DE UN TUBO	[mm]	12,062
DIÁMETRO DE REDONDEO INTERNO DE UN TUBO	[mm]	2,032
ESPELOR DE LA LÁMINA DEL TUBO	[m]	0,25
PASO A LO LARGO DE LOS TUBOS	[mm]	15,54
PASO A LO ALTO DE LOS TUBOS	[mm]	7,54
ÁREA FRONTAL DE UN TUBO	[mm ²]	117
NÚMERO DE TUBOS	-	99
ÁREA DE FLUJO LIBRE DE UN TUBO	[mm ²]	21,98
PERIFERIA INTERNA DE UN TUBO	[mm]	26,44
[ÁREA LIBRE / ÁREA FRONTAL]	-	0,19

ÁREA DE TRANSFERENCIA ^W	[mm ²]	1419045
[ÁREA DE TRANSF ^W / VOLUMEN TOTAL]	[mm ² /mm ³]	0,23
RADIO HIDRÁULICO DEL PASAJE ^W	[mm]	0,83

Tabla 2. Características geométricas del radiador evaluado: lado del agua (^W), lado del aire (^A).

FLUJO DE AIRE POR UNIDAD DE ÁREA	[kg/s-m ²]	8,36
FLUJO DE AGUA POR UNIDAD DE ÁREA	[kg/s-m ²]	534,20

Tabla 3. Flujos de aire y agua por unidad de área

A partir de la estimación de las temperaturas de los fluidos, se calculan las propiedades termoflúidicas y los números adimensionales requeridos por los modelos de transferencia de calor. La tabla 4 presenta algunos de datos termoflúidicos de los flujos de aire y agua. Las temperaturas de salida han sido refinadas de acuerdo con la metodología sugerida.

TEMPERATURA ESTIMADA DE SALIDA DEL AIRE	[K]	360
TEMPERATURA ESTIMADA DE SALIDA DEL AGUA	[K]	354
VISCOSIDAD DINÁMICA DEL AIRE	[kg/m-s]	0,0000202
NÚMERO DE PRANDTL DEL AIRE	-	0,7191
CALOR ESPECÍFICO DEL AIRE	[kJ/kg-K]	1,01
PRESIÓN DE SALIDA DEL AIRE	[Pa]	198000
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL AGUA	[W/m-K]	0,664
VISCOSIDAD DINÁMICA DEL AGUA	[kg/m-s]	0,0003163
CALOR ESPECÍFICO DEL AGUA	[kJ/kg-K]	3,412
NÚMERO DE PRANDTL DEL AGUA	-	2,012
NÚMERO DE REYNOLDS DEL AIRE	-	775,1
NÚMERO DE REYNOLDS DEL AGUA	-	5623
St*Pr ^{2/3} PARA EL AIRE	-	0,01146
NUMERO DE STANTON St	-	0,05096
NÚMERO DE NUSSELT Nu DEL AGUA	-	27,72
FACTOR DE FRICCIÓN f _w	-	0,00912

Tabla 4. Propiedades termoflúidicas y números adimensionales calculados para el aire y el agua

De manera similar se determinan los parámetros de desempeño del intercambiador como las eficiencias de transferencia de calor y la capacidad térmica del intercambiador entre otros, los cuales son presentados en la tabla 5.

CONDUCTANCIA UNITARIA DE PELÍCULA ^A	[W/m ² -K]	429,2
CONDUCTANCIA UNITARIA DE PELÍCULA ^W	[W/m ² -K]	5245
EFFECTIVIDAD DE LA ALETA RECTA ^A	[%]	83,4
EFFECTIVIDAD TOTAL DE LA SUPERFICIE AIRE ^A	[%]	85,9
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR AIRE	[W/m ² -K]	205,7
CAPACIDAD TÉRMICA ^A	[kW/K]	1,454
CAPACIDAD TÉRMICA ^W	[kW/K]	3,981
C = C _{min} /C _{max}	-	0,37

ÁREA TOTAL DE TRANSFERENCIA ^A	[m ²]	11,57
NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA	-	2,258
CAPACIDAD TÉRMICA MÁXIMA $Q_{m\acute{a}x}$	[kW]	84,4
EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR	[%]	80,4
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE	[K]	359,9
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA	[K]	354,1

Tabla 5. Resultados de los parámetros relevantes de transferencia de calor: lado del agua (^W), lado del aire (^A).

La figura 4 presenta el comportamiento de la eficiencia térmica del radiador en función de los flujos máscos de aire y de agua. Nótese que la superficie de eficiencia presenta notables variación en función de la relación de flujos entre los fluidos.

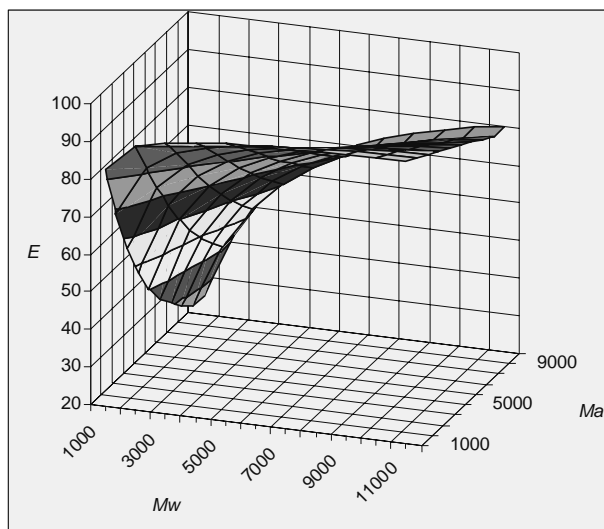


Figura 4. Eficiencia del Radiador E [%] en función del flujo máscico de aire M_a [kg/h] y del flujo máscico de agua M_w [kg/h]

En la figura 4 se observa que las menores eficiencias (inferiores al 50% aproximadamente) suceden para flujos de aire bajos (menores a 2000 kg/h) y elevados flujos de agua (mayores a 7000 kg/h). La eficiencia, para flujos de aire constantes, se eleva en cuanto aumenta el flujo de agua. Para las condiciones geométricas del radiador evaluado, los flujos de agua elevados implican la generación de eficiencias elevadas, siendo lo anterior más notable en la medida que los flujos de aire son cada vez menores.

De manera similar, la figura 5 presenta el comportamiento de la capacidad de disipación de calor o capacidad térmica máxima $Q_{m\acute{a}x}$ en función de los flujos máscos de aire y de agua. La capacidad térmica tiene una notable variación de incremento como consecuencia del aumento del flujo máscico de aire. La variación es similar para el rango considerado de flujo de agua.

Los resultados obtenidos son bastante susceptibles a pequeñas variaciones en las características geométricas del radiador. Es definitivo llevar a cabo una medición

dimensional rigurosa para garantizar resultados confiables.

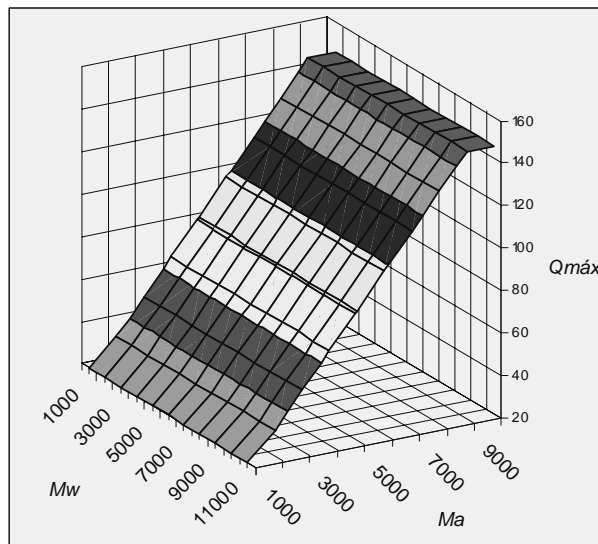


Figura 5. Capacidad Térmica $Q_{m\acute{a}x}$ [kW] en función del flujo máscico de aire M_a [kg/h] y del flujo máscico de agua M_w [kg/h]

5. CONCLUSIONES

- Se ha descrito y aplicado el procedimiento para el cálculo de la capacidad de transferencia de calor de un radiador.
- Este procedimiento podría verse ligeramente modificado para intercambiadores modernos de motores de automóviles, los cuales presentan una forma de persianas en sus aletas.
- Existe una variación notable de la eficiencia del intercambiador en función de los flujos de agua y de aire en el radiador.
- El problema de la determinación de la capacidad térmica de un intercambiador de calor es complejo, está mediado por la integración de muchos conceptos de termotecnia y de dinámica de fluidos, y buena parte está dada por consideraciones experimentales.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] KAYS, W. M.; LONDON, A. L. Compact Heat Exchangers. New York, 1984, second edition.
- [2] SHAH, R. K. Advances in Compact Heat Exchanger Technology and Design Theory, Heat Transfer, 1982, vol2, pp. 123 – 142, Hemisphere. Washington, 1982.
- [3] SHAH, R. K. Plate-Fin and Tube-Fin Heat Exchanger Design Procedures.
- [4] CHANG, Y.J, WANG, C. C. A Generalized Heat transfer Correlation for Louver Fin Geometry. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp.533-544, 1997
- [5] Holman, J. P. Heat Transfer (5th Edition). McGraw-Hill, New York, NY. 1981.
- [6] R.J.R.Radiator-Inc.<http://www.rjrradiator.com/prod01.htm>