

Formulario breve de transferencia de calor

MSc. Ing. Yanán Camaraza Medina

Formulario breve de transferencia de calor

MSc. Ing. Yanán Camaraza Medina^{1,2}

1. Empresa Eléctrica Matanzas

Calle Contreras # 70 e/n Santa Teresa y Ayuntamiento, Matanzas, Cuba.

(Teléfono 245033 ext 8611)

Email: sigedi@elecmtz.une.cu

2. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”

Carretera a Varadero, km 31/2, Matanzas, Cuba.

(Teléfono 261432)

Email: ycamaraza1980@gmail.com

Ecuaciones básicas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor para las superficies de intercambio térmico.

Transferencia de calor por conducción en paredes planas.

La transferencia de calor de un fluido en movimiento, líquido o gas a través de una pared plana u otro fluido en movimiento se puede expresar a través de la ecuación siguiente:

$$Q = F * \frac{T_{L1} - T_{L2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad (W) \quad (1.1)$$

Donde:

F es Área de transferencia en m²

α_1 y α_2 son los coeficientes de transferencia de calor del fluido a la pared y de la pared

al otro fluido, en $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

λ es el coeficiente de conductividad térmica de la pared, en $\frac{W}{m * ^\circ C}$

δ es el espesor de la pared, en m

El coeficiente de transferencia de calor global para una pared plana va a ser:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \quad (1.1a)$$

Y la resistencia térmica

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad \frac{m^2 * ^\circ C}{W} \quad (1.2)$$

Para el caso de que existan varias paredes el valor de k se expresará de la siguiente forma:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum_{l=1}^N \frac{\delta_l}{\lambda_l}} \quad \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \quad (1.3)$$

El flujo de calor por unidad de superficie se expresa por:

$$q = \frac{Q}{F} = K * (T_{L1} - T_{L2}) \quad (1.4)$$

O lo que es lo mismo:

$$q = \frac{T_{L1} - T_{L2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad (1.4.a)$$

La cual se conoce como densidad del flujo de calor.

El coeficiente de transferencia de calor global representado en la fórmula (1.a) lleva el nombre de coeficiente limpio.

Cuando se consideran las incrustaciones motivo del tiempo de trabajo la ecuación de K se expresa:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\partial}{\lambda} + R_{inc}} \quad \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (1.5)$$

El valor de R_{inc} se determina experimentalmente. Si es conocido el espesor de la incrustación en la superficie interior y exterior ∂_1 y ∂_2 , así como su coeficiente de conductividad λ_1 y λ_2 , el valor de las resistencias por incrustaciones R_{inc} se calcula entonces por la fórmula:

$$R_{inc} = \frac{\partial_1}{\lambda_1} + \frac{\partial_2}{\lambda_2} \quad (1.6)$$

Para la inmensa mayoría de los materiales, la dependencia entre el coeficiente de conductividad térmica y la temperatura tiene un carácter lineal descrito mediante la siguiente correlación:

$$\lambda = \lambda_0 \left(1 + b \left(\frac{t_{inicial} + t_{final}}{2} \right) \right) \quad (1.7)$$

En esta relación:

λ_0 es la conductividad térmica del material a condiciones normales, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

b es un coeficiente adimensional que varía en dependencia del tipo de material y se determina experimentalmente.

Por consiguiente en el caso de una pared plana sin fuentes internas de calor, teniendo en cuenta esta dependencia entre el coeficiente de conductividad térmica y la temperatura, la ecuación de la curva de temperaturas de una pared plana dejará de ser una dependencia lineal y vendrá descrita por la siguiente relación:

$$T_{L2} = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_{L1} \right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot \delta}{b \cdot \lambda_0}} \quad (1.8)$$

Transferencia de calor por conducción en paredes cilíndricas.

Para este caso la expresión del flujo de calor Q se expresa para una tubería cilíndrica de longitud L.

$$Q = \frac{\Pi * L * (T_{L1} - T_{L2})}{\frac{1}{\alpha_1 * F_1} + \frac{1}{\alpha_2 * F_2} + \sum \left(\frac{1}{2 * \lambda} * Ln \frac{d_2}{d_1} \right)} \quad (W) \quad (1.9)$$

Donde:

F_1 y F_2 es el área de la superficie de transferencia de calor de la superficie interior y exterior respectivamente, en m^2

α_1 y α_2 son los coeficientes de transferencia de calor del fluido a la pared y de la pared al otro fluido respectivamente, en $W/m^2 * ^\circ C$

d_1 y d_2 son los diámetros interior y exterior de la tubería respectivamente, en m

Para más detalles en lo concerniente a los diámetros interno y externo de la tubería se puede consultar la figura # 1.

El coeficiente global de transferencia de calor limpio (sin tener en cuenta el efecto de las deposiciones o incrustaciones en las paredes) se puede determinar por la siguiente relación:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 * d_1} + \frac{1}{\alpha_2 * d_2} + \sum \left(\frac{1}{2 * \lambda} * Ln \frac{d_2}{d_1} \right) + R_{inc}} \quad (1.9.1)$$

Si lo que se pretende determinar es el flujo calórico por unidad de longitud del tubo entonces la relación a emplear será la siguiente:

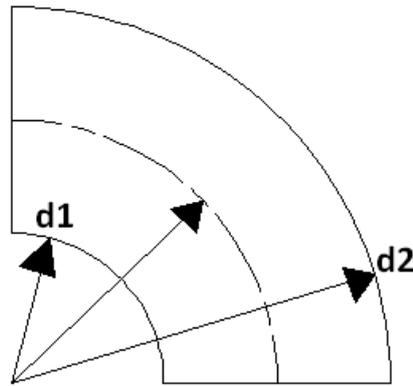
$$q = \frac{\Pi * (T_{L1} - T_{L2})}{\left(\frac{1}{\alpha_1 * d_1} + \frac{1}{\alpha_2 * d_2} + \sum \left(\frac{1}{2 * \lambda} * Ln \frac{d_2}{d_1} \right) \right)} = K * \Pi * (T_{L1} - T_{L2}) \quad (1.9.a)$$

La ecuación (1.7) para el caso de paredes delgadas, el cálculo del flujo de calor se podrá expresar de la siguiente forma:

$$Q = \frac{(T_{L1} - T_{L2}) * (\Pi * d_m * L)}{\left(\frac{1}{\alpha_1 * d_1} + \frac{1}{\alpha_2 * d_2} + \sum \left(\frac{1}{2 * \lambda} * Ln \frac{d_2}{d_1} \right) \right) * d_m} \quad (W) \quad (1.10)$$

Para el coeficiente limpio K quedará:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 * d_1} + \frac{1}{\alpha_2 * d_2} + \sum \left(\frac{1}{2 * \lambda} * Ln \frac{d_2}{d_1} \right) \right) * d_m + R_{inc}} \quad (1.11)$$



d1=díametro interno de la tubería
d2= diámetro externo de la tubería

Figura 1. Ubicaciones de los diámetros para el cálculo de la conductividad térmica de una pared cilíndrica.

Para el cálculo del diámetro medio (d_m) que aparece en las expresiones (1.10) y (1.11) se utilizará la siguiente regla:

Para $a_1 > a_2$	$d_m = d_1$
Para $a_1 = a_2$	$d_m = 0,5 * (d_1 + d_2)$
Para $a_1 < a_2$	$d_m = d_2$

Para el caso en que $\frac{d_2}{d_1} \leq 1,5$ se puede utilizar la fórmula para paredes planas y el error no sobrepasará el 3%.

En las paredes cilíndricas la densidad del flujo calórico no permanece constante, por lo que se utilizara la densidad de flujo de calor lineal, donde:

En las paredes cilíndricas la densidad del flujo calórico no permanece constante, por lo que se utilizara la densidad de flujo de calor lineal, donde:

$$q_L = \frac{Q}{L} \tag{1.12}$$

Al igual que en las paredes planas para la inclusión de las incrustaciones la ecuación queda:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 * d_1} + \frac{1}{\alpha_2 * d_2} + \sum \left(\frac{1}{2 * \lambda} * Ln \frac{d_2}{d_1} \right) \right) * d_m + R_{inc}} \tag{1.13}$$

Donde:

$$R_{inc} \cong \frac{\partial_1}{\lambda_1} * \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{\partial_2}{\lambda_2} \tag{1.14}$$

Esto es cuando se conocen los valores las resistencias térmicas y los coeficientes de resistencia de las incrustaciones.

Principios de aislamiento térmico en tuberías.

Si es necesario reducir la transferencia de calor se debe aumentar la resistencia térmica. Para esto es suficiente aumentar cualquiera de las resistencias térmicas particulares, lo que se puede hacer de diferente modo. En la mayoría de los casos esto se logra, colocando una capa de aislamiento térmico sobre la pared.

Se conoce como aislamiento térmico a cualquier recubrimiento auxiliar que contribuye a reducir las pérdidas de calor hacia el medio ambiente, la destinación. La destinación especial del aislamiento puede ser diferente, dentro de ellas:

- 1- economía de combustible
- 2- creación de la posibilidad de realizar procesos tecnológicos.
- 3- Aseguramiento de las condiciones sanitarias de trabajo

El modo de elegir y calcular el aislamiento térmico debe ser diferente en cada caso concreto. En el primer caso prevalecen las consideraciones del carácter económico y en el segundo y el tercero, los requisitos de tecnología e higiene pública.

Para aislamiento térmico puede utilizarse cualquier material de conductividad térmica baja. Sin embargo, hablando con rigor, se llaman aislantes a los materiales cuyo coeficiente de conductividad térmica a una temperatura de 50 a 100 C es menor que 0,2 W/(m*C).

El coeficiente de conductividad térmica depende en alto grado de su porosidad, cuanto mayor es su porosidad, tanto menor es el valor del coeficiente efectivo de conductividad térmica. La magnitud de la densidad del material permite juzgar su porosidad, otro detalle importante es que con el aumento de la porosidad disminuye la densidad del mismo.

Cuando se elige una sustancia para aislamiento es necesario tener en cuenta las propiedades mecánicas de los materiales, así como su capacidad de absorber la humedad y soportar altas temperaturas. Si el objeto que se aísla posee altas temperaturas, por lo general se emplea un aislamiento de capas múltiples, inicialmente se coloca algún material que soporte altas temperaturas y luego el material más eficaz que desde el punto de vista de sus propiedades aislantes. El espesor de la capa del primera material se elige de forma tal que la temperatura en la zona de contacto con el segundo no supere el orden de los 80 °C.

Al realizar el cálculo del aislamiento debe llevarse el siguiente orden:

- 1- Primero se determinan las pérdidas de calor admisibles para el objeto a aislar.
- 2- Se elige el tipo de aislamiento a , al suponer la temperatura en la superficie del aislamiento T_s y T_m , al suponer la temperatura de la superficie del aislamiento, se determina la temperatura media de este T_m , a partir de la cual se obtiene el valor que le corresponde al coeficiente de conductividad térmica λ_{ais} .
- 3- En el cálculo del aislamiento térmico se puede prescindir de la resistencia térmica de la emisión calorífica desde el líquido caliente hacia el muro y de la misma pared. Se puede considerar que la temperatura de la superficie a aislar en este caso es igual a la temperatura del líquido caliente. Conociendo las temperaturas de las superficies interior y exterior del aislamiento y el coeficiente de conductividad térmica, se determina el espesor necesario del aislamiento δ_{ais} .
- 4- Posteriormente se lleva a cabo un cálculo de comprobación y se determinan los valores de la temperatura media de la capa aislante y los de temperatura de la superficie.
- 5- Si estas últimas se diferencian mucho del valor aceptado previamente, todo el cálculo se repite de nuevo, planteando un nuevo valor para la temperatura de la superficie del aislamiento. Esto se aplica hasta que la diferencia entre las temperaturas este dentro de los límites admisibles.

[Camaraza, 2009], desarrolló un nuevo modelo que permite determinar el espesor necesario del aislamiento de las tuberías con un error máximo de un 5 %, cuando la emisión calorífica al medio ocurre en las condiciones de convección mayoritariamente y este posee una temperatura media igual a 25 °C. Si la temperatura del medio ambiente es mayor a los 25 °C, también se puede aplicar esta relación, con el inconveniente que por cada 5 °C de incremento de temperatura, la precisión de los resultados obtenidos va a disminuir en un 1,5 % aproximadamente.

Esta ecuación viene dada por la siguiente expresión:

$$\delta_{ais} = 2,62 * \frac{d_{ext}^{1,22} * \lambda_{ais}^{1,37} * Tp_1^{1,75}}{\sqrt{q^3}} \quad (1.17)$$

Aquí

Tp_1 es la temperatura en la zona de contacto del aislante con el cuerpo a aislar, en °C

Si la temperatura del medio ambiente es mayor a los 25 °C, también se puede aplicar esta relación, con el inconveniente que por cada 5 °C de incremento de temperatura, la precisión de los resultados obtenidos va a disminuir en un 1,5 % aproximadamente.

Al cubrir una tubería con aislamiento térmico, las pérdidas de calor no se reducen proporcionalmente al aumento del espesor del aislamiento, es más si la elección del material aislante resulta incorrecta las pérdidas de calor crecerán. Esto se debe a que la tubería cubierta con aislamiento aumenta su superficie exterior, lo que mejora las condiciones de evacuación de calor.

Existe una relación conocida como diámetro crítico de aislamiento mediante la cual se puede comprobar si un aislante está elegido de forma correcta, la cual se muestra a continuación:

$$\lambda_{\text{aislamiento}} < \frac{\alpha_2 * d_2}{2} \quad (1.18)$$

En esta fórmula:

α_2 es el coeficiente pelicular de transferencia de calor desde la superficie exterior al medio ambiente

d_2 es el diámetro exterior de la tubería

λ_{ais} es el coeficiente de conductividad térmica del material a emplear

Resistencias producidas por incrustaciones

Las resistencias por incrustaciones son aquellas que debido a las impurezas contenidas en los fluidos operantes, están se van depositando debido a un complejo proceso de transformaciones químico-físicas y adhiriéndose a la superficie de los tubos y a la coraza. Como en dependencia del tipo de incrustación va a ser el valor de su resistencia térmica, su valor se debe determinar experimentalmente.

Para el caso de fluidos industriales se puede usar los valores de la tabla # 1 en la cual se exponen de manera sencilla los fluidos industriales de uso más común y sus respectivos valores de resistencia por incrustaciones. Para cálculos aproximados se puede utilizar la tabla # 2 cuyos valores han sido calculados por [Camaraza, 2009], para la determinación del valor de dicha resistencia, para el caso de intercambiadores de calor que al menos uno de los fluidos operantes sea agua. En la tabla # 2 los valores de la columnas 3 y 4 serán modificados, si la temperatura del fluido de calentamiento es superior a los 200 °C, conociendo la temperatura del fluido de enfriamiento, multiplicando dicho valor por el cociente de las temperaturas. Una mejor aproximación para determinar los valores de resistencia por incrustaciones la constituye los valores mostrados en la tabla # 3.

Tabla # 1 Resistencias por incrustaciones para fluidos industriales

Tipo de fluidos	Valor de resistencia $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)$
Aceites	
Fuel-oil	0.0019
Aceite de transformadores	0.0002381
Aceite lubricante	0.0002381
Aceite para templar	0.0009528
Gases y vapores	
Gas manufacturado	0.002381
Gas de escape de una máquina	0.002381
Vapor (no contaminado con aceite)	0.00019
Vapor de escape (contaminado con aceite)	0.0002381
Vapores refrigerantes (contaminado con aceite)	0.0004763
Aire comprimido	0.0004763
Gases de sustancias orgánicas	0.0002381
Líquidos	
Líquidos refrigerantes	0.0002381
Fluidos hidráulicos	0.0002381
Líquidos orgánicos industriales	0.0002381

Tabla # 2 Resistencias por incrustaciones para distintos tipos de agua, en $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)$

Temperatura del fluido caliente	Hasta 115 °C		(115 – 200) °C	
	Menos de 48 °C		Más de 48 °C	
Temperatura del fluido Frio (agua)	Velocidad del agua (M/s)		Velocidad del agua (M/s)	
	$Va \leq 0,981$	$Va > 0,981$	$Va \leq 0,981$	$Va \leq 0,981$
Tipos de agua				
Agua de mar	0.0001024	0.0001024	0.0002048	0.0002048
Agua salobre	0.0004096	0.0002048	0.0006144	0.0004096
Torres de enfriamiento y albercas (con tratamiento)	0.0002048	0.0002048	0.0004096	0.0004096
Torres de enfriamiento y albercas (sin tratamiento)	0.0006144	0.0006144	0.001024	0.0008193
Agua de pozo o de ciudad	0.0002048	0.0002048	0.0004096	0.0004096
Agua de río	0.0006144	0.0004096	0.0008193	0.0006144
Agua de albañal	0.001638	0.001229	0.002048	0.001638
Agua fangosa o cenagosa	0.0006144	0.0004096	0.0008193	0.0006144
Agua dura (más de 15 granos por galón)	0.0006144	0.000614	0.001024	0.001024
Agua de enfriamiento de máquinas reciprocantes	0.0002048	0.0002048	0.0002048	0.0002048
Agua destilada	0.0001024	0.0001024	0.0001024	0.0001024
Agua para la alimentación de calderas (tratada)	0.0002048	0.0001024	0.0002048	0.0002048
Agua de purga de calderas	0.0004096	0.0004096	0.0004096	0.0004096

Tabla # 3 Resistencias por incrustaciones para fluidos industriales

Agentes de transferencia de calor	Conductividad térmica de las impurezas depositadas sobre las paredes $\frac{1}{1,163 * R_{inc}} \left(\frac{m^2 * ^\circ C}{W} \right)$
Agua sucia	1200 – 1600 ¹
Agua de calidad media	1600 – 2500 ¹
Agua de buena calidad	2500 – 5000 ¹
Agua depurada	2500 – 5000 ¹
Agua destilada	10000
Derivados de petróleos puros , Aceites , vapores de agentes refrigerantes	2500
Líquidos orgánicos , salmueras , agentes refrigerantes líquidos	5000
Vapor de agua (que contiene aceite)	5000
Vapores orgánicos	10000
Aire	2400

Transferencia de calor por conducción en paredes esféricas y de cuerpos de forma irregular.

Para este caso la expresión del flujo de calor Q se expresa para un cuerpo de forma esférica, con diámetro interior d_1 y diámetro exterior d_2 , de la siguiente forma:

$$Q = \frac{2 * \pi * \lambda * (T_{L1} - T_{L2})}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)} \quad (1.17)$$

La ecuación de la curva de temperatura de una pared esférica homogénea se reduce a la siguiente relación:

$$T_x = T_{L1} - \frac{T_{L1} - T_{L2}}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)} * \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_x} \right) \quad (1.18)$$

Aquí d_x es el diámetro de zona en la cual se desea determinar la temperatura, siempre será menor que el diámetro exterior y mayor que el interior.

La representación gráfica de la ecuación (1.18) es una hipérbola. Si se tiene en cuenta la dependencia existente entre la temperatura y el coeficiente de conductividad térmica (véase la ecuación 1.7), la ecuación de la curva de temperatura toma la forma siguiente:

$$T_x = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_{L1} \right)^2 - \frac{Q}{b * \lambda_0 * \pi} * \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_x} \right)} \quad (1.19)$$

¹ Para el agua los valores menores de conductividad térmica corresponden a temperaturas más altas

Introducción a la convección

El concepto de convección abarca el proceso de transferencia de calor mediante el movimiento de un líquido o un gas, durante este proceso, el calor se transporta simultáneamente por conducción y por convección. Por convección se entiende el proceso de transporte de calor que tiene lugar en virtud del movimiento de las macropartículas del líquido o del gas en el espacio desde una región a otra región de temperatura diferente. La convección es posible solamente en un medio fluido.

Por conducción se entiende el proceso de transferencia de calor a través del contacto directo entre las partículas individuales del sólido o entre sólidos a distinta temperatura distinta. Depende del movimiento de las micropartículas de la sustancia.

La convección va siempre acompañada de la conducción, puesto que el contacto entre partículas a distintas temperaturas durante el movimiento del gas o del líquido es inevitable. Las aplicaciones de la convección a la ingeniería atañen, en general al intercambio de calor entre el flujo de un fluido y la superficie de un sólido. Generalmente los cálculos se reducen al intercambio de calor, puesto que el proceso de convección que tiene lugar en el propio medio fluido (líquido o gas), solo interesa cuando afecta al transporte de calor entre este y el sólido. Como regla se puede establecer que en la convección el flujo de calor se dirige siempre hacia el lado de menos temperatura.

El proceso de transmisión de calor entre un sólido, un medio fluido y viceversa, es muy complejo, y el coeficiente de transmisión superficial depende de muchos factores. En el caso más general, este dependerá de la forma y dimensiones del sólido, de las condiciones del flujo, de la temperatura, velocidad y propiedades físicas del fluido y otros parámetros.

El proceso de transferencia de calor por convección se puede clasificar de acuerdo con la naturaleza y el origen del movimiento del flujo, ellas son:

- 1- Convección forzada
- 2- Convección natural o libre

En la convección forzada el movimiento del líquido o gas se debe al efecto de un agente externo al proceso (bombas, ventiladores, viento, etc...)

En la convección libre el movimiento se debe a la diferencia de pesos específicos entre las partículas calientes y las frías del fluido. La existencia y la intensidad de la

convección libre están completamente determinadas por las condiciones térmicas del proceso, y dependen de la clase de fluido, de la diferencia de temperatura y del volumen del espacio en que transcurre

En general, la convección forzada se acompaña de calibre. El efecto relativo de esta última es tanto mayor cuanto mayor es la diferencia de temperaturas, y menor la velocidad del movimiento forzado. Con altas velocidades el efecto de la convección libre resulta ser despreciable.

El tamaño y las dimensiones son de importancia esencial en el proceso de transferencia de calor, Pues estos pueden cambiar marcadamente la naturaleza del flujo a lo larga de la superficie, de modo que la capa límite se forme de maneras distintas. En la práctica de ingeniería se usan una gran variedad de superficies calefactores, con cuerpos de geometría sencilla, placas y tubos por ejemplo, se pueden construir un gran número de superficies de transferencia de calor, así una placa puede presentar una o dos superficies de transferencia y puede disponerse vertical, horizontal o inclinada; una placa horizontal con una sola superficie de transmisión puede disponerse con esta cara hacia arriba o hacia abajo.

Con tubos puede obtenerse una variedad similar de superficies de transferencia. En cada caso particular se crean condiciones específicas de flujo y de transferencia de calor.

La naturaleza del flujo influye considerablemente en el proceso de transferencia de calor por convección. En la mecánica de fluidos se distinguen dos tipos básicos de flujo:

- 1- Flujo Laminar
- 2- Flujo Turbulento

En el flujo laminar las partículas del fluido se mueven sin mezclarse, paralelamente a las paredes del canal y a las trayectorias de otras partículas tienen un movimiento aleatorio desordenado, cuya dirección y velocidad varia continuamente.

El parámetro que permite determinar el tipo de corriente de fluido es el número adimensional de Reynolds, el cual viene descrito por la siguiente relación:

$$\text{Re} = \frac{Vd\rho}{\mu} = \frac{Vd}{\nu} \quad (2.1)$$

En la relación (2.1)

μ es la viscosidad dinámica del fluido, en Pa.s

V es la velocidad del fluido por el interior del conducto, en m/s

ρ es la densidad del fluido, en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

ν es la viscosidad cinemática del fluido, en $\frac{m^2}{s}$

d es el diámetro interno del conducto, en m

De acuerdo al valor numérico del número adimensional de Reynolds se clasifica el fluido según se muestra en la Tabla # 4.

Tabla # 4 Clasificación del flujo de acuerdo al valor numérico del número adimensional de Reynolds.

Intervalo	Clasificación
$2300 > Re$	Laminar
$2300 \leq Re < 10^4$	Transición
$10^4 \leq Re$	Turbulento

En el presente trabajo se trataran las correlaciones para el cálculo de los coeficientes peliculares de transferencia de calor para un régimen de flujo turbulento.

Ecuaciones diferenciales del proceso de transferencia de calor por convección:

El proceso de transferencia de calor por convección está regido por un grupo de ecuaciones diferenciales, las cuales se enumeran a continuación:

1- Ecuación de transmisión del calor.

$$a = \frac{-\lambda \left(\frac{d\theta}{dy} \right)_{y=0}}{q_w} \tag{2.2}$$

2- Ecuación de la energía.

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) - \rho C_p \left(W_x \frac{\partial t}{\partial x} + W_y \frac{\partial t}{\partial y} + W_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) - \rho C_p T \left(\frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{\partial W_y}{\partial y} + \frac{\partial W_z}{\partial z} \right)$$

$\frac{\partial t}{\partial \tau}$ es la variación de temperatura con el tiempo en cada punto del fluido, o sea la

variación local de temperatura.

El primer polinomio de los términos de la derecha de esta ecuación diferencial es la derivada total de la temperatura respecto al tiempo, el segundo polinomio define la variación de la temperatura de un punto a otro, o sea la variación de la variable temperatura debido al efecto de la convección., mientras que el tercer término expresa la variación del gradiente velocidad de un punto a otro.

3- Ecuación de flujo

$$\rho \frac{DW_x}{d\tau} = \rho g_x - \frac{\partial \rho}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 W_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W_x}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho \frac{DW_y}{d\tau} = \rho g_y - \frac{\partial \rho}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 W_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W_y}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

$$\rho \frac{DW_z}{d\tau} = \rho g_z - \frac{\partial \rho}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 W_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

Estas ecuaciones son conocidas en los cursos de hidrodinámica como ecuaciones de Navier-Stokes. En ellas los términos de derivada total integrante de la ecuación en su porción izquierda serán dados por las siguientes relaciones:

$$\rho \frac{DW_x}{d\tau} = \rho \frac{\partial W_x}{\partial \tau} + \rho \left(W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + W_y \frac{\partial W_x}{\partial y} + W_z \frac{\partial W_x}{\partial z} \right) \quad (2.6)$$

$$\rho \frac{DW_y}{d\tau} = \rho \frac{\partial W_y}{\partial \tau} + \rho \left(W_x \frac{\partial W_y}{\partial x} + W_y \frac{\partial W_y}{\partial y} + W_z \frac{\partial W_y}{\partial z} \right) \quad (2.7)$$

$$\rho \frac{DW_z}{d\tau} = \rho \frac{\partial W_z}{\partial \tau} + \rho \left(W_x \frac{\partial W_z}{\partial x} + W_y \frac{\partial W_z}{\partial y} + W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} \right) \quad (2.8)$$

4- Ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho W_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho W_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.9)$$

Las ecuaciones diferenciales enunciadas anteriormente describen un número infinito de procesos de convección. Con el objetivo de particularizar cada uno de ellos y determinarlos por separado surge la necesidad replantear las condiciones de frontera o unicidad de la solución., ya que estas describen matemáticamente todas las peculiaridades del fenómeno considerado y consisten a rasgo general en lo siguiente:

- 1- Las condiciones geométricas que caracterizan el tamaño del cuerpo o sistema en el cual ocurre el proceso
- 2- Las condiciones que definen las propiedades físicas del medio circundante
- 3- Las condiciones de contorno que caracterizan las características de los procesos que tienen lugar en los límites del medio fluido (distribución de temperaturas en la superficie del cuerpo, velocidad de entrada), etc.
- 4- Las condiciones iniciales caracterizando las particularidades del proceso en su estado inicial (estas no son necesarias para los procesos estacionarios)

El proceso de convección queda descrito por sistema de ecuaciones diferenciales y condiciones de unicidad integrados por un gran número de variables. Su solución analítica presenta muchas dificultades. Hasta el presente solo se dispone de soluciones exactas en casos especiales. Por este motivo es de gran importancia la investigación experimental. Los estudios experimentales permiten obtener los valores numéricos de las incógnitas para ciertos valores de los argumentos y después seccionar ecuaciones que expliquen los resultados obtenidos, sin embargo en un proceso tan complejo como la convección no es siempre tan fácil llevar a cabo estudios experimentales.

Con objeto de investigar el efecto de alguna propiedad sobre el proceso, todas las demás deben mantenerse constantes, esto no es siempre posible, o si lo es, queda complicado por el amplio número de variables involucradas. Además el investigador debe asegurarse de que los resultados obtenidos por medio de los aparatos reensayo o modelos a escala son aplicables a procesos semejantes (equipo real). La teoría de la semejanza ayuda a resolver las dificultades de este tipo.

La teoría de la semejanza permite reunir las magnitudes físicas dimensionales en grupos o parámetros adimensionales, cuyo número es menor que el de las magnitudes que lo componen. Los parámetros adimensionales obtenidos de esta forma se pueden tomar como variables nuevas.

La introducción de parámetros adimensionales, cuyo número es menor que el de las magnitudes que los componen. Los parámetros adimensionales obtenidos de esta forma se pueden tomar como variables nuevas.

La introducción de parámetros adimensionales en las ecuaciones reduce formalmente el número de variables de la función y por tanto, simplifica la investigación del fenómeno físico. Además, las nuevas variables adimensionales tienen en cuenta no solo el efecto de los factores individuales, sino también el de sus conjuntos, lo que hace más fácil determinar las relaciones físicas del proceso.

La teoría de la semejanza establece también las condiciones bajo las cuales pueden aplicarse los resultados de las investigaciones de laboratorio a los fenómenos semejantes al estudiado. Por lo tanto, la teoría de la semejanza es, sobre todo, una base teórica para la experimentación, además de una gran ayuda en la investigación teórica. Aunque la teoría de la semejanza no determina la forma de la función incógnita, frecuentemente proporciona el análisis del proceso y la interpretación de los resultados obtenidos.

La aplicación práctica de las conclusiones de la teoría de la semejanza exige que se conozca el modo de reducir a la forma adimensional la descripción matemática del proceso. Con este fin se conocen varios métodos, aquí en el presente trabajo se empleará el método de Rayleigh.

Fundamentos de la teoría de la semejanza según el método de Rayleigh.

El coeficiente pelicular de transferencia de calor en un régimen de flujo turbulento está asociado a una serie de variables independientes del flujo a analizar, las cuales son:

- 1- La densidad
- 2- La viscosidad dinámica
- 3- El calor específico a presión constante
- 4- La conductividad térmica

Además va a depender de las condiciones del entorno en el cual se mueve la corriente fluida, ellas son:

- 1- El diámetro del conducto
- 2- La velocidad de la masa fluida por el interior del conducto
- 3- La longitud del conducto
- 4- El tamaño de grano de arena equivalente de la pared del conducto, (si se desea tener en cuenta la rugosidad de la tubería)

A partir de lo explicado anteriormente y mediante la implementación de las técnicas de la teoría del análisis dimensional se puede obtener la relación entre estas variables para buscar de qué forma deben agruparse los datos experimentales que se disponen para su posterior correlación en una relación empírica para predecir el valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor. Esto viene dado por la siguiente relación:

$$\alpha = F(V, d, \rho, \mu, C_p, \lambda, l, e) \quad \text{(a)}$$

Si se aplica el Sistema Internacional de Unidades:

$$\text{masa}(kg) = M \quad \text{longitud}(m) = L \quad \text{tiempo}(S) = T \quad \text{temperatura}(^{\circ}C) = \theta$$

Por tanto las unidades implicadas en la relación (1) vendrán dadas por:

$$\alpha = \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} = \frac{kg}{S^3 \cdot ^{\circ}C} = MT^{-3}\theta^{-1} \quad \text{(b)}$$

$$V = \frac{m}{S} = LT^{-1} \quad \text{(c)}$$

$$d = m = L \quad \text{(d)}$$

$$\rho = \frac{kg}{m^3} = ML^{-3} \quad \text{(e)}$$

$$\mu = Pa * S = \frac{kg}{S * m} = MT^{-1}L^{-1} \quad \text{(f)}$$

$$Cp = \frac{J}{kg * ^0C} = \frac{m^2}{S^2 * ^0C} = L^2T^{-2}\theta^{-1} \quad \text{(g)}$$

$$\lambda = \frac{W}{m * ^0C} = \frac{kg * m}{S^3 * ^0C} = MLT^{-3}\theta^{-1} \quad \text{(h)}$$

$$l = m = L \quad \text{(i)}$$

$$e = m = L \quad \text{(j)}$$

Sustituyendo las expresiones desde la **(b)** hasta la **(j)**, en la relación **(a)** se tiene que:

$$MT^{-3}\theta^{-1} = (LT^{-1})^A * L^B * (ML^{-3})^C * (MT^{-1}L^{-1})^D * (L^2T^{-2}\theta^{-1})^E * (MLT^{-3}\theta^{-1})^F * L^G * L^H \quad \text{(k)}$$

Igualando los términos de la izquierda a la los términos de la derecha, y agrupando los términos se obtiene que:

Para las unidades de masa M

$$1 = C + D + F \quad \text{(L)}$$

Para las unidades de tiempo T

$$-3 = -A - D - 2E - 3F \quad \text{(m)}$$

Para las unidades de temperatura θ

$$-1 = -E - F \quad \text{(n)}$$

Para las unidades de longitud L

$$0 = A + B - 3C - D + 2E + F + G + H \quad \text{(o)}$$

Despejando F en la relación **(n)**

$$F = 1 - E \quad \text{(p)}$$

Sustituyendo la expresión **(p)** en la **(m)**

$$-3 = -A - D - 2E - 3F$$

$$-3 = -A - D - 2E - 3*(1 - E)$$

$$3 - A - D - 2E - 3 + 3E = 0$$

$$-A - D - E = 0$$

$$D = E - A \quad \text{(q)}$$

Sustituyendo la expresión **(p)** y **(q)** en la **(L)**

$$1 = C + D + F$$

$$1 = C + (E - A) + (1 - E)$$

$$C + E - A + 1 - E - 1 = 0$$

$$C - A = 0$$

$$C = A \tag{r}$$

Sustituyendo la expresión (p), (q) y (r) en la (o)

$$0 = A + B - 3C - D + 2E + F + G + H$$

$$0 = A + B - 3(A) - (E - A) + 2E + (1 - E) + G + H$$

$$0 = A + B - 3A - E + A + 2E + 1 - E + G + H$$

$$-A + B + G + H + 1 = 0$$

$$B = A - G - H - 1 \tag{s}$$

Sustituyendo la expresión (p), (q), (r) y (s) en la (k)

$$\alpha = (V)^A * (d)^{A-G-H-1} * (\rho)^A * (\mu)^{E-A} * (Cp)^E * (\lambda)^{1-E} * (l)^G * (e)^H \tag{t}$$

Reagrupando convenientemente por términos semejantes

$$\alpha = \left(\frac{Vd\rho}{\mu}\right)^A * \left(\frac{\mu Cp}{\lambda}\right)^E * \left(\frac{l}{d}\right)^G * \left(\frac{e}{d}\right)^H * \left(\frac{\lambda}{d}\right)^1 \tag{u}$$

Despejando el cociente $\left(\frac{\lambda}{d}\right)^1$ hacia el término de la izquierda:

$$\frac{\alpha * d}{\lambda} = \left(\frac{Vd\rho}{\mu}\right)^A * \left(\frac{\mu Cp}{\lambda}\right)^E * \left(\frac{l}{d}\right)^G * \left(\frac{e}{d}\right)^H \tag{2.10}$$

Como se acaba de demostrar el coeficiente pelicular de transferencia de calor puede ser obtenido mediante una expresión que involucra varios grupos adimensionales, los cuales son descritos a continuación:

Número de Nusselt.

Este número adimensional caracteriza la relación entre la resistencia a la transformación de calor por conducción y la resistencia a la transferencia de calor por convección, en el límite pared – líquido

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda} \tag{2.11}$$

En la relación (2.11)

α es el coeficiente pelicular de transferencia de calor, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

λ es el coeficiente de conductividad térmica, en $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

d es el diámetro interno del conducto, en m

Número de Peclet

Este número adimensional caracteriza la relación entre el flujo de calor por convección y por conducción

$$Pe = \frac{Vd\rho C_p}{\lambda} = Re \cdot Pr \quad (2.12)$$

En la relación (2.12)

C_p es el calor específico a presión constante, en $\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$

Número de Reynolds

Este número adimensional caracteriza la relación entre las fuerzas de inercia y las viscosas

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} \quad (2.13)$$

Número de Prandtl

Este número adimensional caracteriza la relación entre la difusividad de momento y la térmica

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (2.14)$$

Número de Grashof

Este número adimensional caracteriza la relación que existe entre las fuerzas de empuje y las de inercia

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} \quad (2.15)$$

El coeficiente lineal de dilatación volumétrica β , para líquidos se determina mediante la siguiente expresión:

$$\beta = 1 - \frac{\rho}{\rho'} \quad (2.15.a)$$

Aquí:

ρ es la densidad a la temperatura media del fluido, en kg/m^3

ρ' es la densidad del fluido a condiciones estándar ($25^\circ C$), en kg/m^3

T es la temperatura media del fluido, en $^\circ C$

Para el caso de los gases el coeficiente lineal de dilatación volumétrica β se determina por la siguiente relación:

$$\beta = \frac{1}{T} \tag{2.15.b}$$

Aquí:

T es la temperatura media del fluido, en $^{\circ}\text{C}$

Los límites aproximados de posible cambio de los coeficientes de transferencia de calor por convección, en diferentes condiciones están dados en la tabla # 6

Tabla # 6 Coeficientes peliculares aproximados de transferencia de calor por convección para algunos tipos de fluidos.

Tipo de fluido	$\alpha \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \right)$
Gases en convección natural	5 – 100
Agua en convección natural	100 – 1000
Gases dentro del tubo o en el exterior de tubos	10 – 5000
Agua dentro de tubos	500 - 10000
Ebullición del agua (nucleada)	2000 - 40000
Condensación pelicular del vapor de agua	4000 – 15000
Condensación en gotas del vapor de agua	3000 – 14000

Transferencia de calor por convección por el interior de tubos

Transferencia de calor por Convección en el interior de tubos para un fluido laminar y con régimen viscoso

El régimen viscoso o laminar de la corriente de un líquido en tubos se observa para valores de $Re \leq Re_{CRIT}$ y para ausencia en el flujo de convección libre.

El cálculo de la transferencia de calor para el régimen viscoso de un líquido o un gas, en tubos rectos se determina a partir de las relaciones siguientes:

- 1- Si la temperatura de la pared es constante o varía, pero a lo largo de su longitud.**

$$\overline{Nu} = 1.55 * \left(Pe * \frac{d}{l} \right)^{1/3} * \epsilon_1 * \psi_1 \tag{2.16}$$

Esta ecuación va a ser válida para los rangos siguientes:

$$\frac{1}{\left(Pe * \frac{d}{l} \right)} \leq 0,05 \quad Re \leq 2300 \quad 0,07 \geq \left(\frac{\mu_C}{\mu_P} \right) \leq 1500 \quad Gr * Pr \leq 8 * 10^5$$

Aquí ε_1 es la corrección para el tramo de estabilización hidrodinámica. Esta corrección se introduce cuando delante del tramo que se calienta del tubo no existe un tramo de estabilización hidrodinámica, o sea que se cumpla que:

$$\left(\frac{l}{Re * d} < 0.1\right). \quad (2.16.a)$$

Entonces el valor de esta corrección se determina por la siguiente relación:

$$\varepsilon_1 = 0,6 * \left(\frac{l}{Re * d}\right)^{-1/7} * \left(1 + \frac{2,5 * l}{Re * d}\right) \quad (2.16.b)$$

En el caso de que no se cumpla la relación (2.16.a), lo que sucede es que el perfil de velocidades a la entrada es parabólico, o sea que existe una sección inicial de compensación, por tanto $\varepsilon_1 = 1$.

Si la temperatura de la pared es constante o varía, pero a lo largo de su longitud también se puede emplear la siguiente ecuación:

$$\overline{Nu} = \left[3,66 + \frac{0,0668 * Pe * \frac{d}{l}}{1 + 0,04 * \left(Pe * \frac{d}{l}\right)^{0,66}} \right] * \varepsilon_1 * \psi_1 \quad (2.17)$$

Esta ecuación va a ser válida para los rangos siguientes:

$$\frac{1}{\left(Pe * \frac{d}{l}\right)} \leq 0,004 \quad Re \leq 2300 \quad 0,07 \geq \left(\frac{\mu_c}{\mu_p}\right) \leq 150 \quad Gr * Pr \leq 8 * 10^5$$

2- Si la densidad del flujo de calor sobre la pared es constante

$$Nu = 1,31 * \left(Pe * \frac{d}{l}\right)^{-0,33} * \left(1 + \frac{2 * l}{Pe * d}\right) * \varepsilon_2 * \psi_2 \quad (2.18)$$

Esta ecuación va a ser válida para los rangos siguientes:

$$\frac{1}{\left(Pe * \frac{d}{l}\right)} \leq 0,04 \quad Re \leq 2300 \quad 0,04 \geq \left(\frac{\mu_c}{\mu_p}\right) \leq 10 \quad Gr * Pr \leq 8 * 10^5$$

O resulta aplicable también la siguiente ecuación:

$$Nu = \left[4,36 + \frac{0,263}{\left(\frac{1}{Pe * d}\right)^{0,056} * e^{\left(\frac{4 * l}{Pe * d}\right)}} \right] * \varepsilon_2 * \psi_2 \quad (2.19)$$

Esta ecuación va a ser válida para los rangos siguientes:

$$\frac{1}{\left(Pe^* \frac{d}{l} \right)} \geq 0,001 \quad Re \leq 2300 \quad 0,04 \geq \left(\frac{\mu_C}{\mu_P} \right) \leq 10 \quad Gr^* Pr \leq 8 * 10^5$$

Aquí ε_2 es la corrección para el tramo de estabilización hidrodinámica. Esta corrección se introduce cuando delante del tramo que se calienta del tubo no existe un tramo de estabilización hidrodinámica, o sea que se cumpla que:

$$10^{-4} \leq \left(\frac{l}{Re^* d} \right) \leq 0,064 \quad (2.20)$$

Entonces el valor de esta corrección se determina por la siguiente relación:

$$\varepsilon_2 = 0,35 * \left(\frac{l}{Re^* d} \right)^{-1/6} * \left(1 + 2,85 * \left(\frac{l}{Re^* d} \right)^{0,42} \right) \quad (2.21)$$

En el caso de que no se cumpla la relación (2.20), lo que sucede es que el perfil de velocidades a la entrada es parabólico, o sea que existe una sección inicial de compensación, por tanto $\varepsilon_2 = 1$.

En las ecuaciones anteriores:

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{\alpha^* d}} = Nu = \frac{\alpha^* d}{\lambda} \quad Pe = \frac{\overline{V^* d}}{a} \quad Re = \frac{\overline{V^* d}}{\nu} \quad \overline{\alpha} = \frac{q_P}{\Delta t} \quad \alpha = \frac{q_P}{\Delta t}$$

Los parámetros físicos se determinan a la temperatura media. El signo + corresponde al enfriamiento y el signo - al calentamiento

Aquí falta solamente por definir dos valores que aparecen en las ecuaciones antes mencionadas

$$\psi_1 = \left(\frac{\mu_P}{\mu_C} \right)^{-0,14} \quad \psi_2 = \left(\frac{\mu_P}{\mu_C} \right)^{-1/6}$$

Estos términos tienen en cuenta la influencia de los cambios de las propiedades de los fluidos por la distribución desigual de la temperatura dentro del medio. Para los gases este término correctivo es aproximadamente igual a 1.

Aquí:

μ_P es la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura media de la pared, en 0K

μ_C es la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura media del fluido, en 0K

Existen otro grupo de expresiones para el cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor, para el régimen de flujo laminar, pero el valor numérico

obtenido posee un error superior a los valores deseables o permisibles para la ingeniería práctica, aunque el grado de precisión obtenido aumenta al aplicarlas en el cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor en procesos en los cuales intervienen fluidos más viscosos como aceites por ejemplo. De ellas las más importantes son las siguientes:

1- Ecuación de Sieder-Tate

$$Nu = 1,86 * \left[Re * Pr * \frac{d}{l} \right]^{1/3} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{-0,14} \quad (2.21.a)$$

Esta ecuación va a ser válida para:

$$Re \leq 2300 \quad \frac{Gr}{Re^2} < 1$$

2- Ecuación de Mijeev.

$$Nu = 1,4 * \left[Re * \frac{d}{l} \right]^{0,4} * Pr^{0,33} * \left(\frac{Pr_c}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (2.21.b)$$

Esta ecuación va a ser válida para:

$$\frac{l}{d} \geq 10 \quad 10 \leq Re \leq 2300 \quad 0,06 \geq \left(\frac{Pr_c}{Pr_p} \right) \leq 10 \quad Re * Pr^{5/8} * \frac{d}{l} > 15 \quad \frac{Gr}{Re^2} < 1$$

Transferencia de calor por convección en el interior de tubos para un fluido laminar y con régimen viscoso –gravitacional

El régimen viscoso- gravitacional se observa para valores de $Re \leq Re_{CRIT}$ y valores de $Gr * Pr \geq 8 * 10^5$, existen otros dos criterios que plantean que este régimen de corriente se aprecia para $\frac{Gr}{Re^2} > 1$, o en caso del segundo para $Gr > 4Re Nu$

Cuando en tubos verticales el movimiento del líquido coincide con el de la fuerza de empuje o sea la corriente fluye de abajo hacia arriba durante el calentamiento del líquido y de arriba hacia abajo durante el enfriamiento, (**ver figura A para más detalles**) se empleará la siguiente relación:

$$\overline{Nu} = 0,35 * \left(\frac{Pe_G * d}{l} \right)^{0,3} * \left[(Gr_G * Pr_G) * \frac{d}{l} \right]^{0,18} \quad (2.22)$$

Esta ecuación es válida para el siguiente rango de valores:

$$20 < \frac{l}{d} \leq 130 \quad Re \leq Re_{CRIT} \quad 7 * 10^5 \leq Gr * Pr \leq 4 * 10^8 \quad \frac{Pe * d}{l} \leq 1100$$

El valor de Re_{CRIT} depende de los valores del producto $(Gr * Pr)$ y se relacionan de forma resumida en la tabla # 7

Tabla # 7 Valores de Re_{crit} para la ecuación (2.22)

$(Gr * Pr)$	0	$8 * 10^5$	$2,5 * 10^6$	$5 * 10^6$	10^7	$1,5 * 10^7$	$> 1,5 * 10^7$
Re_{CRIT}	2300	3000	3800	5000	6300	7000	7200

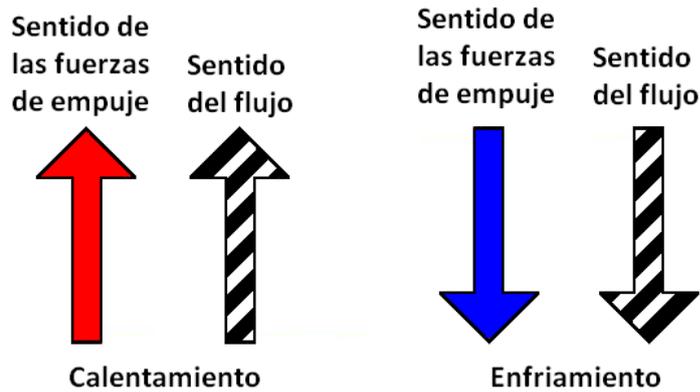


Figura A Representación de los sentidos de las fuerzas de empuje y de la corriente de fluido en el caso de calentamiento y enfriamiento para los cuales es aplicable la relación (2.22)

En esta ecuación en el parámetro Gr la diferencias de temperaturas es la media aritmética.

Cuando en tubos verticales el movimiento del líquido no coincide con el de la fuerza de empuje o sea la corriente fluye de abajo hacia arriba durante el enfriamiento del líquido y de arriba hacia abajo durante el calentamiento (ver figura B para más detalles) se empleará la siguiente relación:

$$\overline{Nu} = 0,037 * Re^{0,75} * Pr^{0,4} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^N \quad (2.23)$$

Donde:

$N = -0,11$ durante el calentamiento

$N = -0,25$ durante el enfriamiento.

Esta ecuación es válida para el siguiente rango de valores:

$$250 < Re < 10^4 \quad 0,2 < Pr < 100 \quad 1,5 * 10^6 < Gr * Pr < 12 * 10^6$$

Para el cálculo de los tubos horizontales se puede aplicar la siguiente ecuación aproximada:

$$\overline{Nu} = 0,8 * \left(Pe * \frac{d}{l} \right)^{0,4} * (Gr * Pr)^{0,1} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{-0,14} \quad (2.24)$$

Esta ecuación es válida para el siguiente rango de valores

$$Re < 3000 \quad 0,2 < Pr < 10 \quad 10^6 < Gr * Pr < 13 * 10^6 \quad Pe * \frac{d}{l} \leq 120$$

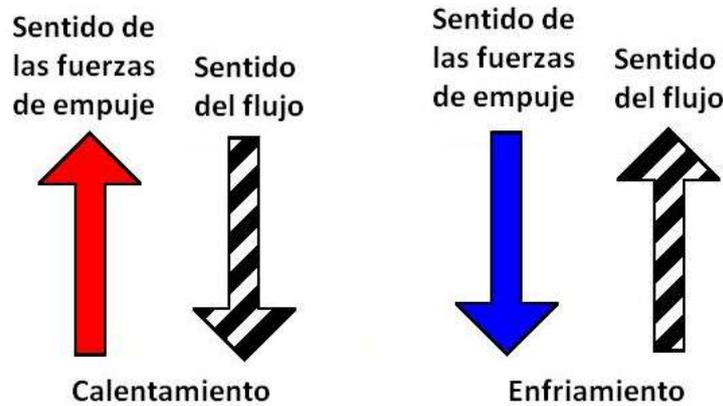


Figura B Representación de los sentidos de las fuerzas de empuje y de la corriente de fluido en el caso de calentamiento y enfriamiento para los cuales es aplicable la relación (2.23)

También pudiera ser empleada la siguiente correlación para tubos horizontales:

$$Nu = 1,75 * \mu * \sqrt[3]{Gz + 0,0083(Gr * Pr)^{0,75}} \quad (2.24.a)$$

La cual es válida en el siguiente intervalo:

$$Re < 500 \quad 0,01 < Pr \frac{d}{L} < 1 \quad Gz = Re * Pr * \frac{d}{L}$$

Una expresión aproximada que también se emplea con frecuencia para el cálculo de los tubos horizontales es la siguiente:

$$Nu = 4,69 * Re^{0,27} * Pr^{0,21} * Gr^{0,07} * \left(\frac{d}{L} \right)^{0,36} \quad (2.24.b)$$

La cual es válida para:

$$Re < 500 \quad 0,01 < Pr \frac{d}{L} < 1$$

Una ecuación que da muy buenos resultados para el cálculo de tubos horizontales, cuyo resultado va a ser siempre menor a un 8% de error, con el inconveniente que es aplicable solamente a tuberías por las cuales fluya agua, (o sea que no es válida para otra clase de fluidos), es la siguiente:

$$Nu = 1,75 * \sqrt[3]{Gz + 0,012(Gz * Gr^{0,33})^{0,75}} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (2.24.c)$$

$$Re < 2300 \quad 0,01 < Pr \frac{d}{L} < 1 \quad Gz = Re * Pr * \frac{d}{L}$$

Kern desarrollo una corrección a la expresión (2.21.a), la cual se puede aplicar al cálculo del régimen viscoso gravitacional en tubos horizontales, aunque los resultados obtenidos mediante el uso de la misma para fluidos con grandes variaciones de temperaturas y por consecuencia de las densidades. Esta ecuación queda de la siguiente forma:

$$Nu = 1,86 * \left[Re * Pr * \frac{d}{l} \right]^{1/3} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{-0,14} * \frac{2,25 * (1 + 0,01 * Gr^{1/3})}{\log(Re)} \quad (2.24.c)$$

Esta ecuación va a ser válida para:

$$Re \leq 2300 \quad \frac{Gr}{Re^2} < 1$$

En la literatura especializada se recomienda para el cálculo aproximado del coeficiente pelicular de transferencia de calor para un fluido bajo las condiciones de régimen viscoso gravitacional en tuberías horizontales, la siguiente correlación:

$$Nu = 0,15 * (Re * Pr)^{0,33} * (Gr * Pr)^{0,1} * \left(\frac{Pr_c}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (2.24.d)$$

Esta ecuación va a ser válida para:

$$\frac{l}{d} \geq 10 \quad 10 \leq Re \leq 2300 \quad 0,06 \geq \left(\frac{Pr_c}{Pr_p} \right) \leq 10 \quad Re * Pr^{5/8} * \frac{d}{l} > 15 \quad \frac{Gr}{Re^2} > 1$$

La expresión (2.24.d) posee un error medio de un 25 % .

Cuando el régimen de flujo por el interior de tubos es viscoso y anisotérmico (**que la temperatura se mantiene constante**) el coeficiente de rozamiento f se determina a partir de la siguiente relación:

$$f = \frac{A}{Re} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^N \quad (2.24.e)$$

Donde:

$$N = C * \left(Pe * \frac{d}{l} \right)^M * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{-0,062} \quad (2.24.f)$$

Los valores de las constantes C y M van a depender del producto $\left(Pe * \frac{d}{l} \right)$ según se muestra en la Tabla 7.1

Tabla 7.1 Valores numéricos de las constantes C y M en la relación (2.24.f)

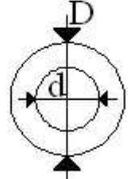
Condición	C	M
$\left(Pe * \frac{d}{l} \right) \leq 1500$	2,3	-0,3
$\left(Pe * \frac{d}{l} \right) > 1500$	0,535	-0,1

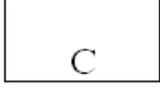
En la ecuación (2.24.e), A es una constante que depende del tipo de sección transversal. Los valores de las secciones transversales más comunes empleados en la práctica se muestran en la Tabla 7.2.

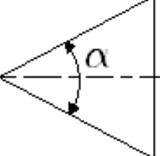
Para conductos cuya sección transversal sea de configuración hexagonal, el valor del coeficiente A será igual a 60,22. Si no se desea hacer uso de la tabla dada para las secciones anulares, se puede aplicar la siguiente relación de cálculo:

$$A = \frac{64 * (D - d)^2 * (D^2 - d^2)}{D^4 - d^4 - \frac{(D^2 - d^2)^2}{Ln\left(\frac{D}{d}\right)}} \quad (2.24.g)$$

Tabla 7.2 coeficientes A para distintos tipos de secciones transversales en la relación (2.24.f).

Anular	
	
d/D	A
0	64
0,00001	70,09
0,0001	71,78
0,001	74,68
0,01	80,11
0,05	86,27
0,1	89,37
0,2	92,35
0,4	94,71
0,6	95,59
0,8	95,92
1	96,0

Rectangular	
	
B/C	A
0	96,0
0,05	89,91
0,1	84,68
0,125	82,34
0,167	78,81
0,25	72,93
0,4	65,47
0,5	62,19
0,75	57,89
1	56,91

Triangular (isósceles)	
	
B/C	A
0	48,0
20	51,6
40	52,9
60	53,3
80	52,9
100	52
120	51,1
140	49,5
160	48,3
180	48,0

Transferencia de calor por convección en el interior de tubos para fluido turbulento.

El régimen turbulento se caracteriza por el movimiento caótico de las líneas de flujo, por tanto existe el mezclado desordenado, lo que trae como principal dificultad la imposibilidad de desarrollar métodos teóricos de cálculo y tener que recurrir a la experimentación para lograr una metodología de cálculo, que casi en su totalidad se basa en resultados experimentales.

Por los años de la década del 20 del pasado siglo Colburn propuso una analogía, modificada posteriormente por Dittus-Boelter, obteniéndose así la siguiente ecuación para el cálculo de los coeficientes medios de transferencia de calor:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^N \quad (2.25)$$

En la que se considerara $N=0,4$ para el caso de que el fluido se caliente y $N=0,3$ para el caso de enfriamiento del fluido

Su intervalo de aplicabilidad es el siguiente:

$$0,7 \leq Pr \leq 160 \quad Re > 10^4 \quad \frac{L}{d} > 60$$

Esta fue modificada posteriormente por Sieder- Tate los cuales le agregaron un término que tenía en cuenta la influencia de los cambios de las propiedades de los líquidos por la distribución desigual de la temperatura dentro del medio $\left(\frac{\mu_p}{\mu_c}\right)^{0,14}$ Los europeos y

rusos prefieren expresar este coeficiente de corrección de la siguiente forma $\left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0,25}$.

Para los gases este término correctivo es aproximadamente igual a 1.

La modificación de Sieder- Tate se recomienda para aquellos casos de transferencia de calor, en los cuales la viscosidad de los fluidos cambie marcadamente con la temperatura. Esta presenta un error del orden del 25-40% y se expresa de la siguiente forma:

$$Nu = 0,027 * Re^{0,8} * Pr^{0,33} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c}\right)^{-0,14} \quad (2.26)$$

Esta ecuación es válida para el siguiente rango:

$$0,7 \leq Pr \leq 16700 \quad Re \geq 10000 \quad \frac{l}{d} \geq 10$$

Aquí:

μ_p es la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura media de la pared, en K

μ_M es la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura media del fluido, en K

Hausen propuso una ecuación para convección y flujo turbulento no desarrollado que se expresa por la siguiente relación:

$$Nu = 0,116 * \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) * Pr^{\frac{1}{3}} * \left(1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) * \left(\frac{\mu_P}{\mu_C} \right)^{0,14} \quad (2.27)$$

La misma va a ser válida para el siguiente intervalo de valores:

$$0,6 \leq Pr \leq 500 \quad 2100 < Re < 10^6 \quad \frac{L}{d} < 60$$

Una expresión que permite una precisión mayor que la aportada por Dittus-Boelter, es la de Polley, la cual viene dada por:

$$Nu = Re * Pr * e^A \quad (2.28)$$

$$A = \left[-3,796 - 0,205 \ln(Re) - 0,505 \ln(Pr) - 0,0255 \{ \ln(Pr) \}^2 \right]$$

e Es el valor de la constante Euler, $e \approx 2,718$

Esta fórmula es válida para los siguientes rangos de datos:

$$10^4 \leq Re \leq 10^6 \quad 0,6 \leq Pr \leq 3000$$

Una relación que concuerda muy bien con los mejores datos experimentales para el aire y aproximadamente con un 10 % de error con los mejores datos para números de Prandtl del orden de 10^3 , es la proporcionada por Notter y Sleicher, la cual viene dada por:

$$Nu + 5 + 0,016 * Re^A * Pr^B \quad (2.29)$$

$$A = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr} \quad B = 0,33 + 0,5 * e^{-0,6 * Pr}$$

La misma es válida para:

$$10^4 \leq Re \leq 10^6 \quad 0,5 \leq Pr \leq 3000 \quad \frac{L}{d} > 25$$

Una ecuación que da buenos resultados es la recomendada por Mijeev, la cual posee un margen de error cercano al 25%.

$$Nu = 0,021 * Re^{0,8} * Pr^{0,43} * \left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25} * \varepsilon_L \quad (2.30)$$

Donde esta fórmula es válida para los siguientes rangos de datos:

$$10^4 \leq Re \leq 5 * 10^6 \quad 0,6 \leq Pr \leq 2500$$

El coeficiente ε_L va a ser la corrección del tramo inicial y va a depender de los valores L/d . Estos valores se exponen en la tabla # 8

Tabla # 8 Coeficiente de efecto de entrada en la ecuación de Mijeev (2.30)

Re _F	L/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	≥ 50
1*10 ⁴	1,65	1,5	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
2*10 ⁴	1,51	1,4	1,27	1,18	1,13	1,1	1,05	1,02	1
5*10 ⁴	1,34	1,27	1,18	1,13	1,1	1,08	1,04	1,02	1
1*10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,1	1,08	1,06	1,03	1,02	1
5*10 ⁵	1,22	1,18	1,14	1,08	1,06	1,05	1,03	1,02	1
1*10 ⁶	1,15	1,14	1,08	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1

Petukhov obtuvo una ecuación que da resultados más precisos que las formuladas anteriormente, la cual se expresa de la forma siguiente:

$$Nu = \left(\frac{\left(\frac{f}{8}\right) * Re * Pr}{1,07 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{8}} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} * \left(\frac{\mu_P}{\mu_C}\right)^N \right) \quad (2.31)$$

N= -0,11 Para calentamiento

N= -0,25 para enfriamiento

Ella va a ser válida para:

$$10^4 < Re < 5 * 10^6 \quad 0,5 \leq Pr \leq 2000 \quad 0,025 \leq \left(\frac{\mu_P}{\mu_C}\right) \leq 12,5$$

f es el factor de fricción.

Este factor se va a calcular por la ecuación de Filonenko, la cual queda así:

$$f = (1,821 * \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (2.32)$$

La ecuación de Petukhov permite calcular la emisión calorífica con un elevado grado de precisión y aportando solamente un error del 6 % para los valores de Pr < 200 y un error del orden del 10 % para los valores de 200 ≤ Pr ≤ 2000. Esta ecuación a pesar de su complejidad a la hora de resolverse por los métodos tradicionales de aproximaciones sucesivas, es recomendada por autores de prestigio.

La ecuación de Petukhov fue modificada por Gnielinsky obteniendo una ecuación que permite también tratar la zona de transición, la cual puede resumirse de la siguiente forma:

$$Nu = \left(\frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{8}} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} * \left(\frac{\mu_P}{\mu_C}\right)^N \right) \quad (2.33)$$

N= -0,11 Para calentamiento

N= -0,25 para enfriamiento

Ella va a ser válida para:

$$3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad 0,5 \leq Pr \leq 2000 \quad 0,025 \leq \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right) \leq 12,5$$

f es el factor de fricción, este factor se va a calcular por la ecuación (2.32)

En recientes investigaciones, [Camaraza, 2009], desarrolló un nuevo modelo que permite obtener los valores peliculares de transferencia de calor, válido para el régimen de flujo turbulento, siendo el mismo aplicable a sistemas de corrientes desarrollados y no desarrollados. La misma queda descrita por la siguiente correlación.

$$Nu = \frac{(Re_d - D) \cdot Pr}{A \cdot B^2 - C \cdot B(1 - Pr^{2/3})} * \left(1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right) * \left(\frac{\mu_p}{\mu_M} \right)^N \quad (2.34)$$

Los valores numéricos de las constantes antes empleadas se muestran en la tabla #9:

Mediante su implementación se obtienen resultados de un alto grado de confiabilidad. Esto pudo ser corroborado por parte del autor al disponer de una base de datos experimentales para la obtención y validación del modelo con una cantidad igual a 27628 muestras. Los errores obtenidos mediante su uso e implementación se describen a continuación en la tabla # 10.

Tabla #9, valores de las constantes empleadas en la ecuación (2.34)

Re	A	B	C	D
$2280 \leq Re_d < 10^4$	75.44	$Log \left(\frac{Re_d^{0.56}}{3.196} \right)$	104	$0,1015 \log(Re_d)^M$
$10^4 \leq Re_d \leq 6,2 \cdot 10^6$	90.415		116.74	0

$$M = 0,5031 \log(Re_d)^2 - 5.194 \log(Re_d) + 19.36$$

Los valores de N dependen del tipo de proceso a que se encuentre sometida la corriente fluida.

N= -0.25 para el enfriamiento de la masa fluida

N= -0.11 para el calentamiento de la masa fluida

Esta relación es justa para los siguientes intervalos de valores:

$$2300 \leq Re_d \leq 6,2 \cdot 10^6 \quad 0.6 \leq Pr \leq 1.6 \cdot 10^4 \quad 0 < \left(\frac{d}{l} \right) < 1 \quad 0 < \left(\frac{\mu_p}{\mu_M} \right) \leq 42.2$$

Como se aprecia en la tabla # 10, los valores obtenidos con el uso de la expresión (2.34), proporcionara siempre un pequeño margen de errores medios, Por lo que se recomienda su uso a pesar de la elevada complejidad en su implementación.

Todas estas ecuaciones desde la (2.24) hasta la (2.34), son válidas solamente para tubos rectos y lisos. Para el caso de que los tubos sean curvos se debe emplear la siguiente ecuación de corrección:

$$\varepsilon_R = 1 + 1,8 * \left(\frac{d}{R} \right). \quad (2.35)$$

El valor de este coeficiente de corrección se multiplica por el coeficiente pelicular de transferencia de calor obtenido para la tubería como si esta fuera recta y nos da el coeficiente definitivo para la tubería curva.

Transferencia de calor por convección libre (natural):

El cálculo de la transferencia de calor en placas verticales y tubos verticales y horizontales por conveccion libre del líquido o gas en un volumen grande para $Pr > 0,7$, se realiza por la ecuación:

$$Nu = c * (Gr * Pr)^N \quad (2.36)$$

En esta ecuación los parámetros (λ, ν, a, β) se toman a la temperatura media.

En el caso de líquidos la ecuación se afecta por el término $\left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25}$

Tabla # 10 Margen de error en que se incurre mediante el uso de la ecuación (2.34)

Re	Pr	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right)$	Margen de error (%)
$2300 \leq Re_d < 10^4$	$0.6 \leq Pr < 100$	$0 < \left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 12.42$	<i>error < 6.18%</i>
$2300 \leq Re_d < 10^4$	$Pr < 200$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 18.35$	<i>error < 6.96%</i>
$2300 \leq Re_d < 10^4$	$Pr \leq 2.10^3$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 22.2$	<i>error < 8.74%</i>
$2300 \leq Re_d < 10^4$	$Pr \leq 8,1.10^3$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 34.16$	<i>error < 9.96%</i>
$2300 \leq Re_d < 10^4$	$Pr \leq 1,6.10^4$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 42.2$	<i>error < 10.74%</i>
$10^4 \leq Re_d \leq 6,2.10^6$	$0.6 \leq Pr < 100$	$0 < \left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 12.36$	<i>error < 6.24%</i>
$10^4 \leq Re_d \leq 6,2.10^6$	$Pr < 200$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M} \right) \leq 19,41$	<i>error < 7.82%</i>

$10^4 \leq Re_d \leq 6,2 \cdot 10^6$	$Pr \leq 2 \cdot 10^3$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M}\right) \leq 26,48$	<i>error</i> < 8.31%
$10^4 \leq Re_d \leq 6,2 \cdot 10^6$	$Pr \leq 8,1 \cdot 10^3$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M}\right) \leq 35,52$	<i>error</i> < 10,17%
$10^4 \leq Re_d \leq 6,2 \cdot 10^6$	$Pr \leq 1,6 \cdot 10^4$	$\left(\frac{\mu_P}{\mu_M}\right) \leq 42,2$	<i>error</i> < 11.23%

El cálculo de la transferencia de calor en tubos y placas verticales para los valores

$$\text{de: } Gr * Pr = \left(\frac{g * \beta * \Delta t * \nu * h^3}{\nu^2 * a} \right) > 10^9$$

Se realiza diferente para la región inferior de la placa o tubo de altura h_x donde la capa limite es laminar, que en la región superior $h - h_x$, en la cual la capa limite es turbulenta. El valor de h_x se determina de la condición que:

$$g * \left(\frac{g * \Delta t * h^3}{a * \nu} \right) = 10^9. \tag{2.36.a}$$

El valor promedio del coeficiente de transferencia de calor se determina:

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_L * \frac{h_x}{h} + \bar{\alpha}_T * \left(1 - \frac{h_x}{h} \right) \tag{2.36.b}$$

Donde α_L y α_T son los valores promedios de α en la zona laminar y turbulenta.

En la tabla # 11 se dan los coeficientes para el cálculo de la transferencia de calor por convección libre mediante el uso de la expresión (2.36)

Tabla # 11 coeficientes C y N en la ecuación (2.36)

Condición de transferencia	C	N
Placas y tubos verticales		
$10^3 \leq Gr * Pr \leq 10^9$ Capa Limite laminar	0,75	0,25
$10^9 \leq Gr * Pr \leq 10^{13}$ Capa limite turbulenta	0,15	0,333
Placas y tubos horizontales		
$10^{-3} \leq Gr * Pr \leq 10^3$	1,18	0,125
$10^3 \leq Gr * Pr \leq 10^8$	0,5	0,25

Transferencia de calor por convección en tubos rugosos

Cuando los tubos son rugosos el coeficiente global de transferencia de calor aumenta considerablemente, como consecuencia del aumento del factor de fricción entre el fluido y la pared del conducto. Se pueden clasificar la rugosidad en tres tipos fundamentales:

- 1- tubos lisos
- 2- tubos en transición
- 3- tubos rugosos

Para efectuar esta clasificación este autor se fundamenta en el siguiente criterio:

$$Re_{\phi} = Re * \frac{\varepsilon}{d} * \sqrt{\frac{f}{8}} \quad (2.37)$$

En dependencia del valor calculado, según se muestra en la tabla # 12, se clasifican dichos tubos.

Tabla #12 Clasificación de los tubos a partir de la ecuación (2.37)

$Re_{\phi} < 5$	tubos lisos
$5 \leq Re_{\phi} \leq 70$	tubos en transición
$70 \leq Re_{\phi}$	tubos rugosos

Atendiendo al criterio anteriormente dado, para tubos transientes, Batty – Shash proveen una ecuación, la cual es una modificación a la ecuación de Petukhov para el cálculo del coeficiente local de transferencia de calor, teniendo en cuenta el factor de fricción de Darcy, por lo que la misma tendrá errores aproximados en los valores obtenidos que pudiesen alcanzar hasta $\pm 25\%$ y se expresa de la forma siguiente:

$$Nu = \left(\frac{\left(\frac{f}{8}\right) * Re * Pr}{1 + \sqrt{\frac{f}{8}} * (4,5 * Re^{0,2} * Pr^{0,5} - 8,48)} * \left(\frac{\mu_P}{\mu_C}\right)^N \right) \quad (2.38)$$

N= -0,11 para calentamiento

N= -0,25 para enfriamiento

f es el factor de pérdidas por rozamiento de Darcy

Esta ecuación es válida para los siguientes intervalos:

$$10^4 < Re < 5 * 10^6 \quad 0,5 \leq Pr \leq 2000 \quad 0,025 \leq \left(\frac{\mu_P}{\mu_C}\right) \leq 12,5 \quad 0,0012 \leq e/d \leq 0,045$$

El valor del coeficiente f , según el modelo empleado por estos autores, se determina a partir de la ecuación de Halaand

$$f = \left(1,8 * \log \left[\left(\frac{e/d}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \right)^{-2} \quad (2.39)$$

Ella es válida para el siguiente rango de valores:

$$5 * 10^3 \leq Re \leq 1 * 10^8 \quad 1 * 10^{-2} \geq e/d \geq 1 * 10^{-6}$$

Para una tubería rugosa, según lo definido en la tabla # 12, el valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor se puede obtener mediante el empleo de la siguiente relación:

$$Nu = \left(\frac{\left(\frac{f}{8}\right) * Re * Pr}{0,9 + \sqrt{\frac{f}{8}} * \left[\left(0,55 * \sqrt{Re_\phi} * \left(Pr^{2/3} - 1\right) + 1,85\right) \right]} * \left(\frac{\mu_p}{\mu_c}\right)^N \right) \quad (2.40)$$

Aquí el factor de fricción de Darcy se determina a partir de la ecuación de Colebrook – White, la cual se escribe de la siguiente manera:

$$f = \left[-2 * \log \left(\frac{e/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re * \sqrt{f}} \right) \right]^{-2} \quad (2.41)$$

La expresión (2.40), será válida para el siguiente rango de valores:

$$10^4 < Re < 5 * 10^6 \quad 0,5 \leq Pr \leq 2000 \quad 0,025 \leq \left(\frac{\mu_p}{\mu_c}\right) \leq 12,5 \quad 0,00001 \leq e/d \leq 0,04$$

Transferencia de calor por convección por el exterior de una tubería Transferencia de calor por convección en el exterior de un paquete de tubos bañados transversalmente

El cálculo del valor del coeficiente de transferencia de calor para una fila determinada de un banco de tubos bañada por un flujo transversal de líquido o gas se determina por la siguiente ecuación:

$$Nu = C * Re^N * Pr^{1/3} * X * \epsilon_s * \epsilon_l \quad (2.42)$$

Donde:

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda} \quad \Delta t = T_p - \bar{T} \quad \bar{\alpha} = \frac{q_p}{\Delta t}$$

Para identificar los haces se puede decir que estos se arreglan fundamentalmente en dos tipos a saber (ver figura 2):

- 1- Alineados**
- 2- Al tresbolino**

Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente los coeficientes peliculares medios de transferencia de calor, a través de un banco de tubos se puede calcular con la ecuación

$$Nu = C * Re^N * Pr^{1/3} * X * \psi * \varepsilon_1 \quad (2.43)$$

Donde los coeficientes necesarios para la misma se resumen en la tabla # 13

El coeficiente de convección ε_1 considera la influencia de los pasos transversales (S_1) y longitudinales (S_2) y sus valores se resumen en la tabla # 14.

El cálculo definitivo del coeficiente pelicular de transferencia de calor va a depender del ángulo de incidencia del fluido sobre el paquete, ya que el calor transferido va a depender de este ángulo de incidencia, para tener en cuenta este efecto en la tabla # 15 se expone el coeficiente ψ , en función del ángulo de incidencia del fluido sobre el paquete de tubos.

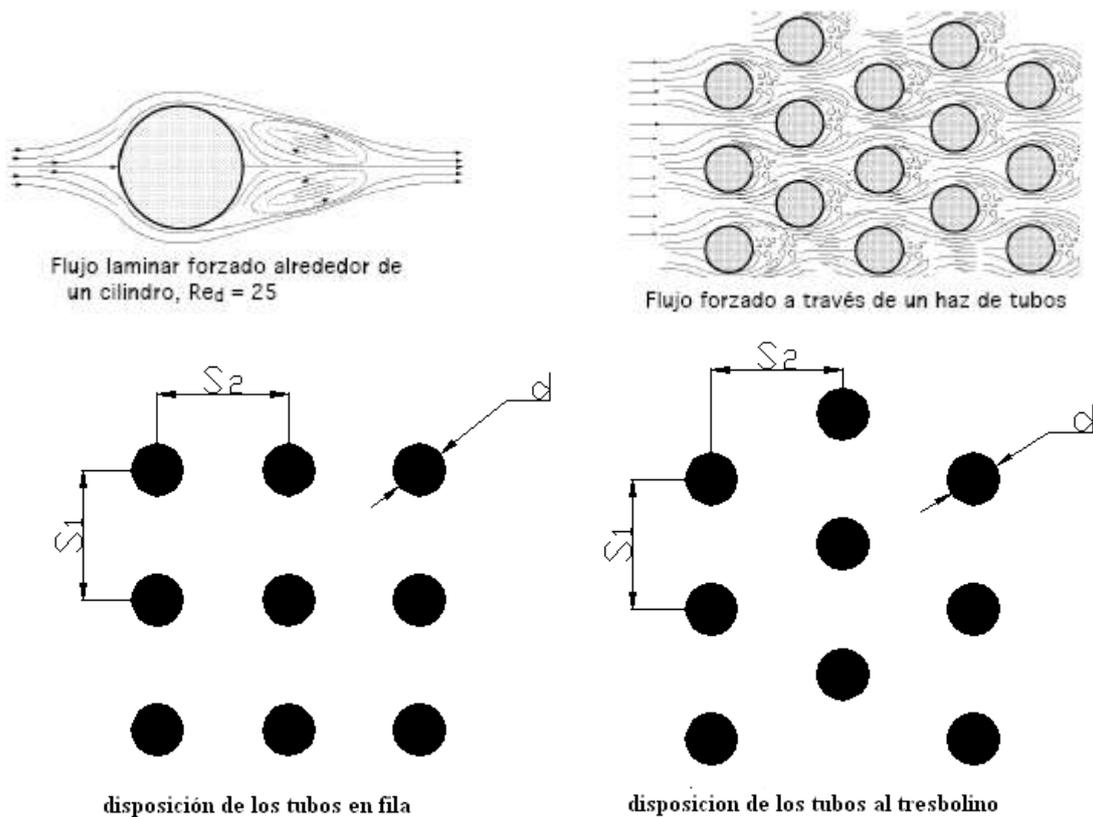


Figura 2 Arreglos de tuberías en función de la disposición de los paquetes de tubos

Tabla #13 coeficientes C y N en la ecuación (2.43)

Tipo de haces	C	N
Al tresbolinos	0,41	0,6
alineados	0,26	0,65

Tabla # 14 valores del coeficiente ε_1 en la ecuación (2.43)

Tipo de haces	Condición	ε_1
Al tresbolino	$\frac{S_1}{S_2} < 2$	$\left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{1/6}$
	$\frac{S_1}{S_2} \geq 2$	1,12
Alineados		$\left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,15}$

Tabla # 15 coeficiente ψ en la ecuación (2.43)

Ángulo	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ψ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

El valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor obtenido con la relación (2.43), va a variar en función del # de filas, o sea que el valor del coeficiente de película obtenido se debe corregir por un coeficiente X . Este coeficiente tiene en cuenta los efectos adicionales de turbulencia que se crearán por el paso del fluido por el interior de la batería. Sus valores numéricos se muestran en la tabla # 15.1, en función de la disposición del paquete.

Tabla # 15.1 Coeficiente X en la ecuación (2.43)

Número de filas (N)	1	2	$N \geq 3$
Tresbolinos	0,6	0,7	1
Alineados	0,6	0,9	1

La ecuación (2.43) es válida para los siguientes rangos de datos:

$$10^3 \leq Re \leq 10^5 \quad 0,7 \leq Pr \leq 500 \quad 0,25 \leq \frac{Pr_L}{Pr_p} \leq 4$$

Además su rango de validez va a contemplar las relaciones entre los diámetros externos y las distancias entre ejes de los paquetes de tubos (**para las notaciones empleadas aquí véase la figura 2**), según se muestra a continuación en la Tabla 15.2:

Tabla # 15.2 Rango de validez para las relaciones de diámetros y espacios intertubulares para la relación (2.43).

$\frac{S_1}{d} = (1,3 - 2,6) \quad \frac{S_2}{d} = (0,6 - 4)$	Para los haces al tresbolinos
$\frac{S_1}{d} = \frac{S_2}{d} = (1,24 - 4)$	Para los haces alineados

El número de Reynolds para este tipo de configuraciones (**véase la figura 2**), se corresponde con la velocidad máxima, y esta a su vez con la sección mínima de paso. Esto se muestra en la Tabla # 15.3

Tabla # 15.3 Relaciones para el cálculo del paso mínimo y velocidad máxima para los diversos arreglos de paquetes de tubos para la expresión (2.43).

Tipos de Haces	Paso mínimo (Pm)	Velocidad máxima (Vm)
Alineados	$Pm = S_1 - d$	$Vm = \frac{V_0 * S_1}{S_1 - d}$
Tresbolinos	$PmT = \frac{S_1 - d}{\sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + (S_2)^2}}$	$Vm = \frac{V_0 * S_1}{PmT}$

Aquí el término V_0 es la velocidad inicial del fluido en el momento de efectuar su entrada al paquete de tubos, en m/s

Existe otro método más complejo desarrollado por Griminson, el cual se expresa por la siguiente relación:

$$Nu = C * Re^N * Pr^{1/3} * Z \tag{2.44}$$

Donde los coeficientes necesarios para la misma se resumen en la tabla # 15.4 (**para las notaciones empleadas aquí véase la figura 2**)

El valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor obtenido con la relación (2.44), va a variar en función del # de filas, o sea que el valor del coeficiente de película obtenido se debe corregir por un coeficiente Z . Este coeficiente tiene en cuenta los efectos adicionales de turbulencia que se crearán por el paso del fluido por el interior de

la batería, y se aplicara en el caso del que el paquete sea menor de 10 filas, sus valores numéricos se muestran en la tabla # 15.5, en función de la disposición del paquete.

Tabla # 15.5 Coeficiente Z en la ecuación (2.44)

Numero de filas (<i>N</i>)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	<i>N</i> ≥ 10
Tresbolinos	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1
Alineados	0,64	0,8	0,87	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1

Tabla #15.4 coeficientes C y N en la ecuación (2.44)

Alineados								
	$\frac{S_1}{d} = 1,25$		$\frac{S_1}{d} = 1,5$		$\frac{S_1}{d} = 2,00$		$\frac{S_1}{d} = 3,00$	
$\frac{S_2}{d}$	C	N	C	N	C	N	C	N
1,25	0,386	0,592	0,303	0,608	0,111	0,704	0,0703	0,752
1,5	0,407	0,586	0,278	0,62	0,112	0,702	0,0753	0,744
2	0,464	0,57	0,332	0,602	0,254	0,632	0,22	0,648
3	0,322	0,60	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608
Tresbolinos								
	$\frac{S_1}{d} = 1,25$		$\frac{S_1}{d} = 1,5$		$\frac{S_1}{d} = 2,00$		$\frac{S_1}{d} = 3,00$	
$\frac{S_2}{d}$	C	N	C	N	C	N	C	N
0,6	---	---	---	---	---	---	0,236	0,636
0,9	---	---	---	---	0,495	0,571	0,445	
1	---	---	0,552	0,558	---	---	---	---
1,125	---	---	---	---	0,531	0,565	0,575	0,56
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568
2	0,448	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,57
3	0,344	0,592	0,395	0,58	0,488	0,562	0,467	0,574

Un método de análisis rápido fue el propuesto por Mijeev, el cual se basa en lo siguiente:

1- Para haces alineados de tubos:

Cuando $Re < 1000$

$$Nu = 0,56 * \sqrt{Re} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25} * Y \quad (2.44.a)$$

Cuando $Re \geq 1000$

$$Nu = 0,22 * Re^{0,65} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25} * Y \quad (2.44.b)$$

2- Para haces de tubos a tresbolinos:

Cuando $Re < 1000$

$$Nu = 0,56 * \sqrt{Re} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25} * Y \quad (2.44.c)$$

Cuando $Re \geq 1000$

$$Nu = 0,4 * Re^{0,6} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25} * Y \quad (2.44.d)$$

El valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor obtenido con las relaciones desde la (2.44.a) hasta la (2.44.d), va a variar en función del # de filas, o sea que el valor del coeficiente de película obtenido se debe corregir por un coeficiente Y . Este coeficiente tiene en cuenta los efectos adicionales de turbulencia que se crearán por el paso del fluido por el interior de la batería, y se aplicara en el caso del que el paquete sea menor de 10 filas, sus valores numéricos se muestran en la tabla # 15.6, en función de la disposición del paquete.

Tabla # 15.6 Coeficiente Y en la ecuación (2.44.a) a la (2.44.d)

Número de filas (N)	1	2	$N \geq 3$
Tresbolinos	0,6	0,7	1
Alineados	0,6	0,9	1

Un método muy difundido en la actualidad, por la confiabilidad en los resultados obtenidos es el método elaborado por Zhukauskas, el cual viene descrito por la siguiente correlación:

$$Nu = C * Re^N * Pr^{0,36} * Z * \left(\frac{Pr_F}{Pr_C} \right)^{0,25} \quad (2.44.e)$$

La cual será válida en el siguiente intervalo de valores:

$$10^3 \leq Re \leq 10^6 \quad 0,7 \leq Pr \leq 500$$

Los valores de los coeficientes C y N en la ecuación (2.44.e) viene dados en la Tabla # 15.7 (para las notaciones empleadas aquí véase la figura 2)

Tabla #15.7 coeficientes C y N en la ecuación (2.44.e)

Tipo de haces			
Alineados	Re		C
	$1000 \leq Re \leq 2 * 10^5$		0,27
	$2 * 10^5 < Re \leq 10^6$		0,021
Al tresbolinos	$1000 \leq Re \leq 2 * 10^5$	$\left(\frac{S_1}{S_2}\right) < 2$	$0,35 * \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0,2}$
		$\left(\frac{S_1}{S_2}\right) \geq 2$	0,4
	$2 * 10^5 < Re \leq 10^6$		0,022

El valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor obtenido con la relación (2.44.e), va a variar en función del # de filas, o sea que el valor del coeficiente de película obtenido se debe corregir por un coeficiente Z. Este coeficiente tiene en cuenta los efectos adicionales de turbulencia que se crearán por el paso del fluido por el interior de la batería, y se aplicara en el caso del que el paquete sea menor de 10 filas, sus valores numéricos se muestran en la tabla # 15.8, en función de la disposición del paquete.

Tabla # 15.8 Coeficiente Z en la ecuación (2.44.e)

Numero de filas (N)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	N ≥ 10
Tresbolinos	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1
Alineados	0,64	0,8	0,87	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1

Para el caso de un fluido que atraviese un paquete de tubos dispuesto al tresbolillo, estando este paquete de tubos insertado en un intercambiador de tubos y coraza, Se puede utilizar la ecuación propuesta por Pavlov, la cual incluye un coeficiente de corrección ϵ , que tiene en cuenta la distribución irregular de la temperatura en las filas de tubos debido a que el equipo es de configuración circular.

$$Nu = 0,4 * \varepsilon * Re^{0,6} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (2.45)$$

Donde $\varepsilon \approx 0,6$

Para tubos en solitario se pueden hacer uso de las siguientes ecuaciones:

$$\text{Para } Re > 1000 \quad Nu = 0,56 * \psi * Re^{0,5} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_L}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (2.46)$$

$$\text{Para } Re \geq 1000 \quad Nu = 0,28 * \psi * Re^{0,6} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr_L}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (2.47)$$

Las ecuaciones (2.46) y (2.47) son ciertas para un ángulo de ataque del fluido, al paquete de tubos $\phi = 90^0$, si este ángulo varía se debe tener en cuenta un coeficiente de corrección ψ que aparece en la Tabla # 16, el cual permite considerar la variación del coeficiente pelicular de transmisión del calor, debido al ángulo de incidencia del flujo sobre el paquete de tubos.

Tabla # 16 coeficiente ψ para las ecuaciones (2.46) y (2.47)

Ángulo	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ψ	1	1	0,98	0,95	0,87	0,75	0,65	0,58	0,5

Transferencia de calor por ebullición

La ebullición es el proceso de formación de vapor dentro de un líquido. Las condiciones en que transcurre este proceso son singulares y complicadas. La condición fundamental del surgimiento de la ebullición es que el líquido se encuentre sobrecalentado. El carácter de la formación del vapor juega un papel importante la diferencia de temperatura entre los dos medios ($\Delta t = t_p - t_s$) y la densidad del flujo de calor q.

Con el aumento de la diferencia de temperatura entre los dos medios, la densidad del flujo de calor no crece ilimitadamente. Para cierto valor de Δt este alcanza su valor máximo, pero cuando Δt continua aumentando, empieza a disminuir. El régimen de ebullición que existe hasta el momento de alcanzar el flujo calórico máximo, se denomina ebullición nucleada. La densidad de flujo de calor máximo durante la ebullición nucleada se llama “primera densidad crítica del flujo calórico”. Cuando los valores de Δt son mayores llega el segundo régimen de ebullición, es decir el transitorio. Este se caracteriza por el hecho de que, tanto la superficie de calentamiento como en su proximidad, las burbujas se unen constantemente entre sí, formando grandes cantidades de vapor, por lo que el acceso del líquido a la pared se dificulta cada vez

más. Esta es la razón por lo cual disminuyen la densidad del flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor.

A determinada diferencia de temperatura toda la pared se cubre con vapor, así comienza la ebullición pelicular, la densidad del flujo de calor es mínima y se le llama “segunda densidad crítica del flujo de calor”. La ebullición en el régimen pelicular, desde la superficie de calentamiento hacia el líquido se realiza mediante la transferencia de calor por convección y radiación a través de la película de vapor.

Para el caso de la ebullición nucleada en un volumen grande se recomienda la fórmula siguiente:

$$Nu = C * Re^N * Pr^{0,33} \quad (3.1)$$

El valor de las constantes C y N se dan en la tabla # 17, la cual es válida solo para líquidos no metálicos.

Tabla # 17 valores de los coeficientes C y N en la ecuación (3.1)

Condición	C	N
$Re_* \leq 0,01$	0,0625	0,5
$Re_* \geq 0,01$	0,125	0,65

Esta expresión es válida para los siguientes límites:

$$10^{-5} \leq Re_* \leq 10^4 \quad 0,86 \leq Pr \leq 7,6 \quad V \leq 7 \text{ m/s}$$

En esta ecuación:

$$Nu_* = \left(\frac{\alpha * l_*}{\lambda * L} \right), \quad Re_* = \frac{U_* * l_*}{\nu * L}, \quad Pr_l = \frac{\nu * L}{a_L}, \quad l_* = \frac{C_p * \sigma * T_s}{(r * \rho_v)^2}$$

$$U_* = \frac{q}{r * \rho_v} * Re_* = \frac{q * l_*}{r * \nu * \rho_v}$$

La densidad del flujo de calor para la primera densidad crítica del flujo calórico para la ebullición de un líquido, en un volumen grande se puede determinar por la siguiente fórmula:

$$Re_{*CRIT} = 68 * Ar^{0,44} * Pr^{-0,33} \quad (3.2)$$

Donde:

$$Re_{*CRIT} = \frac{q_{CRIT} * l_*}{r * \rho_v * \nu} \quad Ar = \frac{l_*^3}{\nu^2} * \left(\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_v} \right) \quad l_* = \frac{C_p * \sigma * T_s}{(r * \rho_v)^2}$$

Esta ecuación es válida para:

$$0,86 \leq Pr \leq 13,1 \quad \text{y para presiones entre } (0,98 \text{ y } 18,5) * 10^6 \text{ Pa}$$

Para la ebullición también se pueden utilizar las siguientes expresiones que dan resultados satisfactorios:

$$\text{Si } \frac{\lambda}{r * v * \rho_v} \geq 1,6 \quad \text{entonces} \quad Nu = 2,63 * 10^{-3} * \left(\frac{\lambda * \Delta t}{r * v * \rho_v} \right)^{1,86} * Pr^{0,952} \quad (3.3)$$

$$\text{Si } \frac{\lambda}{r * v * \rho_v} \leq 1,6 \quad \text{entonces} \quad Nu = 3,91 * 10^{-3} * \left(\frac{\lambda * \Delta t}{r * v * \rho_v} \right) * Pr^{0,666} \quad (3.4)$$

Esta ecuación va a ser válida para el siguiente rango de datos:

$$10^{-5} \leq Re_* \leq 10^4 \quad 0,86 \leq Pr \leq 7,6 \quad V \leq 7 \frac{m}{s} \quad 0,05 \leq \frac{\lambda * \Delta t}{r * v * \rho_v} * Pr^{0,33} \leq 200$$

Finalmente se puede decir que todas las ecuaciones dadas son válidas solamente para tubos lisos de superficies no oxidadas. Para la ebullición en superficies oxidadas es necesario considerar la resistencia térmica de la capa de óxido y el aumento de α debido a la rugosidad.

La fórmula aproximada para determinar el coeficiente α , o más exactamente coeficiente de transferencia de calor desde la superficie metálica al líquido en ebullición de la capa tiene la siguiente forma para el caso del agua

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{(0,65 * P^{0,4} * q^{0,7})} + 0,773 * 10^{-4}} \quad (3.5)$$

Para el movimiento forzado de líquidos en ebullición por tuberías, cuando el mismo esta calentado hasta la temperatura de saturación, el coeficiente de transferencia de calor se puede determinar a partir de las siguientes fórmulas las cuales aparecen resumidas en la tabla # 17

Tabla # 17 Resumen de fórmulas para la determinación de la transferencia de calor por ebullición en líquidos bajo el efecto de movimiento forzado

$\alpha = \alpha_U$	$\frac{\alpha_1}{\alpha_U} < 0,5$
$\alpha = \alpha_1$	$\frac{\alpha_1}{\alpha_U} > 2$
$\frac{\alpha}{\alpha_U} = \frac{4 * \alpha_U + \alpha_1}{5 * \alpha_U - \alpha_1}$	$0,5 < \frac{\alpha_1}{\alpha_U} < 2$

Se entiende por α_1 al coeficiente pelicular de transferencia de calor por ebullición y por α_U al coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección. Estas ecuaciones son válidas solamente para $P = (85 - 8500)$ kPa, para una calidad del vapor menor del 70 % y para una velocidad del fluido desde 0,2 hasta 6,7 m/s. Existen otros métodos para evaluar la ebullición como lo es el método de Klimenko, pero el mismo es de elevada complejidad para exponerlo en un material introductorio.

Transferencia de calor por condensación del vapor

Si la temperatura de la pared es menor que la temperatura de saturación surgirá la condensación del vapor. Si el condensado baña la pared, entonces la condensación tendrá un carácter pelicular, Más si el condensado no baña la pared, se formaran gotas. En la superficie se observa frecuentemente la condensación pelicular. Para la condensación pelicular de un vapor saturado, pero sin movimiento, no conteniendo gases, el valor promedio del coeficiente de transferencia de calor se calcula por las siguientes ecuaciones:

1- Para tubos verticales y paredes

$$\text{Para } Z < 2300 \quad \alpha = 0,95 * \frac{r * v * \rho}{\Delta t * H} * Z^{0,78} * \varepsilon_T \quad (4.1)$$

Para $Z > 2300$ (la corriente en laminar arriba y turbulento abajo)

$$\alpha = 0,25 * \frac{r * \rho * v}{\Delta t * H} * \left[253 + 0,069 * Pr^{0,5} * (Z - 2300) * \left(\frac{Pr_L}{Pr_P} \right)^{0,25} \right]^{4/3} \quad (4.2)$$

$$\text{Donde: } Z = \left(\frac{g}{v^2} \right)^{1/3} * \frac{\lambda * H * \Delta t}{r * v * \rho}$$

2- Para tuberías horizontales con fluido laminar

$$\alpha = 0,725 * \left(\frac{g * \lambda^3 * \rho * r}{v * \Delta t * d} \right)^{1/4} * \varepsilon_T \quad (4.3)$$

La corrección de las propiedades con la temperatura:

$$\varepsilon_T = \left(\frac{\lambda^3 * P * \mu}{\lambda^3 * \mu_p} \right)^{1/8}$$

En las ecuaciones antes citadas:

Ts es la temperatura de saturación, en °C

Tp es la temperatura media de la pared, en °C

H es la altura de la pared o de un tubo vertical, en m

d es el diámetro exterior del tubo, en m

r es el calor latente a la temperatura Ts, en kJ/kg*°C

g es la aceleración de la gravedad= 9,81 m/s²

Excepto el parámetro a, todos los demás se evalúan a la temperatura Tp

Estas ecuaciones son válidas para:

$$Pr \geq 1 \quad \frac{r}{c * \Delta t} \geq 5$$

Siendo c el calor específico del condensado.

Para valores de $V * \rho > 1$ es necesario considerar la influencia de velocidad del vapor en la transferencia de calor y se recomienda la fórmula:

$$\frac{\alpha}{\alpha_U} = 28,3 * P_D^{0,08} * Nu^{-0,58} = 0 \tag{4.4}$$

En donde:

α_U es el coeficiente de transferencia de calor ,en el caso que el vapor no esté en movimiento, calculado por las fórmulas anteriores, en W/m²*°C

Nu , sucede lo mismo que en el caso de α_U

$$P_D = \frac{V^2 * P * \alpha_U}{g * v * \rho * \lambda} \tag{4.5}$$

Para un banco de tubos se debe considerar el cambio de velocidad del vapor y el aumento de la película de condensado en las hileras inferiores. Calculándose esta por el método de Mijeev, a pesar de que los resultados arrojados por la misma pueden contener errores de hasta $\pm 25\%$

$$\frac{\alpha}{\alpha_{NU}} = 33,2 * \left(\frac{\rho_V * V^2}{\rho_L * d * g} \right)^{0,08} * \left(\frac{g * d^3 * r * \rho}{\Delta t * \lambda * \gamma * l^2} \right)^{-0,125} \tag{4.6}$$

Esta fórmula es válida para un contenido de aire en el vapor desde 0,008 hasta 0,017%.

El valor de α_{NU} se calcula por la conocida fórmula de Nusselt para tuberías horizontales.

$$\alpha_{NU} = 0,728 * \sqrt{\frac{\lambda^3 * g * r * (\rho' - \rho'')}{d * \Delta t}} \tag{4.7}$$

Aquí:

r es el calor de cambio de fase, en $\frac{J}{kg}$

$\rho' - \rho''$ es la diferencia de densidades del fluido y del vapor, respectivamente, en $\frac{kg}{m^3}$

Transferencia de calor por radiación.

La radiación térmica es la forma de transferencia de calor en la cual el flujo de calor es transmitido a través de ondas electromagnéticas, implicando esto una doble transformación de energía, la energía interna del emisor se transforma en energía radiante, la cual es transformada nuevamente en energía interna al ser absorbida por el cuerpo irradiado.

Desde el punto de vista de transferencia de calor los rayos de mayor importancia son aquellos que su surgimiento es determinado por la temperatura y las propiedades ópticas del cuerpo radiante, tales características la poseen los rayos luminosos e infrarrojos. Precisamente estos rayos se llaman térmicos y el proceso de propagación se le llama radiación térmica.

La radiación térmica es propia de todos los cuerpos y cada uno de ellos irradia energía al espacio circundante. Como resultado de estos fenómenos, ligados a la doble transmisión mutua (térmica – radiante – térmica) se realiza el proceso de intercambio de calor por radiación y la cantidad de calor entregado o recibido se determina por la diferencia entre las cantidades de energía radiante emitida y absorbida por el cuerpo.

La energía intercambiada por radiación térmica entre un cuerpo pequeño, como una tubería, y sus alrededores se calcula como:

$$q_{RAD} = E * C_0 * \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (5.1)$$

Donde:

q_{RAD} es la densidad de flujo de calor transmitido por radiación en W / m^2

E es la emisividad térmica de la superficie emisora del cuerpo pequeño; adim

$C_0 = 5,67 W / m^2 K^4$ Es el coeficiente de radiación térmica del cuerpo negro

T_1 es la temperatura de la superficie exterior del cuerpo, en (K)

T_2 Es la temperatura del medio exterior que lo rodea, en (K)

Transferencia de calor por conducción en cuerpos con fuentes internas de calor.

En la práctica se pueden encontrar situaciones en las cuales el calor surge del interior del cuerpo, ocasionado esto a fuentes internas, como por ejemplo a causa de la circulación de corriente eléctrica, de reacciones químicas, de fisiones nucleares, etc.

Puesto que el desprendimiento volumétrico de calor puede ser estacionario, como no estacionario, para dichos procesos cobra vital importancia el concepto de *potencia de las fuentes internas de calor*, esta magnitud se designará con la variable q_v .

La potencia de las fuentes internas de calor determinan la cantidad de calor que se desprende en una unidad de volumen del cuerpo por unidad de tiempo y se mide en $\frac{W}{m^3}$.

Conductividad térmica de una pared plana con fuentes internas de calor.

La ecuación de la curva de temperatura de una pared plana homogénea con fuentes internas de calor se reduce a la siguiente relación:

$$T_x = T_p + \frac{q_v * \delta^2}{2\lambda} * \left[1 - \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \right] \quad (6.1)$$

En la ecuación anterior:

x es la distancia a la cual se quiere determinar la temperatura, a partir del centro de la placa plana, en m

δ es el espesor de la placa, en m

T_p es la temperatura superficial de la pared plana, en C

La ecuación (6.1) muestra que cuando existen fuentes internas de calor (uniformemente repartidas) en una placa plana, la distribución de temperaturas tiene un carácter parabólico, donde el valor máximo de temperaturas se hallara en el plano medio del cuerpo ($x = 0$). Si las diferencia de temperaturas son grandes, es necesario tomar en consideración la dependencia que tiene el coeficiente de conductividad térmica con la temperatura (**ecuación 1.7**), entonces la ecuación de curva de temperatura para este caso específico quedará:

$$T_x = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_{L2} \right)^2 - \frac{q_v * x^2}{b * \lambda_0}} \quad (6.2)$$

Conductividad térmica de una barra redonda con fuentes internas de calor.

Para una barra redonda maciza con fuentes internas de calor (uniformemente repartidas), la ecuación de la curva de temperaturas viene descrita por la siguiente relación:

$$T_R = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_{L2} \right)^2 - \frac{q_v * r^2}{2 * b * \lambda_0}} \quad (6.3)$$

Conductividad térmica de una pared cilíndrica con fuentes internas de calor.

En una barra cilíndrica con fuentes internas de calor (uniformemente repartidas), que tiene radio interior r_1 y radio exterior r_2 pueden presentarse tres casos de interés los cuales son:

- 1- El calor se evacua a través de la superficie exterior del tubo.
- 2- El calor se evacua a través de la superficie interior del tubo
- 3- El calor se evacua a través de ambas superficies del tubo

Las notaciones empleadas aquí pueden verse con más detalles en la figura 3

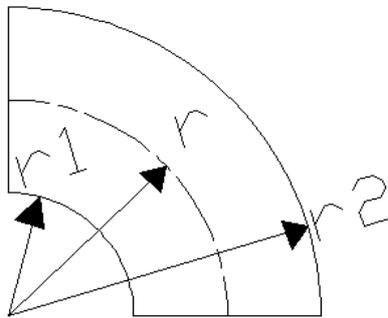


Figura 3. Ubicaciones de los radios para el cálculo de la conductividad térmica de una pared cilíndrica con fuentes internas de calor

El calor se evacua a través de la superficie exterior del tubo.

La diferencia de temperaturas vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$T_{L1} - T_{L2} = \frac{q_v}{4\pi\lambda} \left(1 - \frac{2 * r_1}{r_2^2 - r_1^2} * \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right) \quad (6.4)$$

Si se tiene en cuenta la ya conocida dependencia existente entre el coeficiente de conductividad térmica y la temperatura, la ecuación de la curva de temperatura toma el aspecto siguiente:

$$T_R = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_{L2} \right)^2 - \frac{q_v * r_1^2}{2 * b * \lambda_0} * \left[\left(\frac{r}{r_1} \right)^2 - 2 \ln \left(\frac{r}{r_1} \right) - 1 \right]} \quad (6.5)$$

El calor se evacua a través de la superficie interior del tubo.

La diferencia de temperaturas vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$T_{L1} - T_{L2} = \frac{q_v * (r_2^2 - r_1^2)}{4\pi\lambda} \left(\frac{2 * r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} * \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) - 1 \right) \quad (6.4)$$

Si se tiene en cuenta la ya conocida dependencia existente entre el coeficiente de conductividad térmica y la temperatura, la ecuación de la curva de temperatura toma el aspecto siguiente:

$$T_R = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + T_{L2}\right)^2 - \frac{q_v * r_2^2}{2 * b * \lambda_0} * \left[2 \ln\left(\frac{r_2}{r}\right) + \left(\frac{r}{r_2}\right)^2 - 1\right]} \quad (6.5)$$

El calor se evacua a través de ambas superficies del tubo.

La diferencia de temperaturas vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$T_{L1} - T_{L2} = \frac{q_v * r_0^2}{4\lambda} \left(\left(\frac{r_2}{r_0}\right)^2 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 2 \ln\left(\frac{r_0}{r_2}\right) - \ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right) \right) \quad (6.6)$$

Si se desea hallar el valor del radio para el cual $q=0$, o sea a partir de donde comienza la emisión calorífica se puede hallar a partir de la siguiente relación:

$$r_0 = \sqrt{\frac{4\lambda(T_{L1} - T_{L2}) - (r_2^2 - r_1^2)}{q_v * 2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right) - 2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}} \quad (6.7)$$

Transferencia de calor por conducción en paredes aletadas

Para tubos con aletas exteriores se utilizará una expresión para determinar el flujo de calor que quedará de la forma siguiente:

$$Q = \frac{T_{L1} - T_{L2}}{\frac{1}{\alpha_1 * F_1} + \frac{1}{\alpha_{red} * F_{SA}} + \frac{\partial_1}{\lambda_1} + R_{inc}} \quad (6.10)$$

Donde:

α_1 es el coeficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2 * ^\circ C$

F_1 y F_{sa} es el área de la pared sin aleta y aletada respectivamente, en m^2

α_{RED} es el coeficiente reducido de transferencia de calor, en $W/m^2 * ^\circ C$

El coeficiente global de transferencia de calor se determina por la expresión:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} * \frac{F_{SA}}{F_1} + \frac{1}{\alpha_{red}} + \frac{\partial_1}{\lambda_1} * \frac{F_{SA}}{F_1} + R_{inc}} \quad (6.11)$$

$$Q = K_{SA} * F_{SA} * (T_{L1} - T_{L2}) \quad (6.12)$$