

Procesos de convección e intercambiadores de calor

Diego Javier Punina Guerrero
Edwin Ángel Jácome Domínguez
Daniel Roberto Zapata Hidalgo
Fausto Ulpiano Caicedo Benavides

ISBN: 978-9942-636-91-1



CIDE
EDITORIAL

Procesos de convección e intercambiadores de calor



Procesos de convección e intercambiadores de calor

Autores

Diego Javier Punina Guerrero

© Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Edwin Ángel Jácome Domínguez

© Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Daniel Roberto Zapata Hidalgo

© Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE

Fausto Ulpiano Caicedo Benavides

© Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Procesos de convección e intercambiadores de calor

Reservados todos los derechos. Está prohibido, bajo las sanciones penales y el resarcimiento civil previstos en las leyes, reproducir, registrar o transmitir esta publicación, íntegra o parcialmente, por cualquier sistema de recuperación y por cualquier medio, sea mecánico, electrónico, magnético, electroóptico, por fotocopia o por cualquiera otro, sin la autorización previa por escrito al Centro de Investigación y Desarrollo Ecuador (CIDE).

Copyright © 2024
Centro de Investigación y Desarrollo Ecuador
Tel.: + (593) 04 2037524
<http://www.cidecuador.org>

ISBN: 978-9942-636-92-8
<https://doi.org/10.33996/cide.ecuador.PC2636928>

Filiación:

Diego Javier Punina Guerrero
© **Escuela Superior Politécnica de Chimborazo**
Edwin Ángel Jácome Domínguez
© **Escuela Superior Politécnica de Chimborazo**
Daniel Roberto Zapata Hidalgo
© **Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE**
Fausto Ulpiano Caicedo Benavides
© **Escuela Superior Politécnica de Chimborazo**

Dirección editorial: Lic. Pedro Misacc Naranjo, Msc.

Coordinación técnica: Lic. María J. Delgado

Diseño gráfico: Lic. Danissa Colmenares

Diagramación: Lic. Alba Gil

Fecha de publicación: julio, 2024





La presente obra fue evaluada por pares académicos experimentados en el área.

Catalogación en la Fuente

Procesos de convección e intercambiadores de calor / Diego Javier Punina Guerrero, Edwin Ángel Jácome Domínguez Daniel Roberto Zapata, Fausto Ulpiano Caicedo Benavides, Hidalgo.- Ecuador: Editorial CIDE, 2024.

298 p.: incluye tablas, figuras; 17,6 x 25 cm.

ISBN: 978-9942-636-92-8

1. Procesos de convección

Semblanza de los autores



Diego Javier Punina Guerrero

diegoj.punina@epoch.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0002-6545-1166>

Ingeniero Mecánico, Magister en Diseño Mecánico, Dibujante Técnico en el área de Diseño en la Industria Acero de los Andes, Técnico de planta de Generación, Petramazonas, Análista Técnico en planta de Procesos Petroamazonas, Ep. Técnico de Integridad Mecánica Petroamazonas, Ep. Ingeniero de Confibilidad Petroamazonas Ep.Docente en el Instituto Superior Tecnológico Guayaquil- Ambato, Docente Universidad Técnica Estatal De Quevedo, Docente Univrsidad Tecnológica Indoamérica, Docente Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



Edwin Ángel Jácome Domínguez

edwin.jacome@esPOCH.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0002-2870-892X>

Ingeniero Mecánico (Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2013), maestría en Eficiencia Energética (Escuela Politécnica Nacional, 2017) y doctorado en Ciencias de la Mecánica (Escuela Politécnica Nacional, en curso). Profesional con experiencia en el área de eficiencia energética, termodinámica, turbo maquinaria y energías alternativas. Docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la ESPOCH, y ex docente del Departamento de Ingeniería Mecánica de la EPN. Miembro de tres proyectos de investigación en la ESPOCH, y dos en le EPN. Autor y co-autor de varias publicaciones en las áreas de energía y análisis estadístico de fenómenos estocásticos.



Daniel Roberto Zapata Hidalgo

drzapata@espe.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0002-9017-0710>

Daniel Roberto Zapata Hidalgo es un distinguido Ingeniero Mecánico por la Escuela Politécnica Nacional (Ecuador, 2012) con una maestría en Ciencias de la Ingeniería Mecánica en el Instituto de Tecnología de Beijing (China, 2016). Además de su exitosa formación profesional, es un dedicado docente universitario que ha impartido clases en las principales universidades y escuelas politécnicas del Ecuador (EPN, USFQ, UTEQ), y actualmente es Docente en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE).

Como profesional, Daniel destaca por su perseverancia y su disposición para asumir retos, trabajando incansablemente hasta alcanzar sus objetivos. Su pasión por contribuir positivamente a la sociedad en los ámbitos científico y académico es una guía en su carrera, inspirando a sus estudiantes para caminar sobre la línea de la ética profesional y personal.

En su vida personal, su mejor experiencia fue el nacimiento de su pequeña hija Emily Daniela, quien es una fuente constante de motivación y alegría para él. Como padre y profesional, Daniel, combinando con éxito sus responsabilidades personales y profesionales para dejar una huella significativa en el mundo.



Fausto Ulpiano Caicedo Benavides

fcaicedo@esPOCH.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0002-2276-9780>

Ingeniero en Mantenimiento Industrial por la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Ecuador, 2011) con una maestría en Sistemas de Control y Automatización Industrial en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Ecuador, 2018) Además de su experiencia en la industria en empresas públicas, privadas y formación profesional, es docente universitario que ha impartido clases en las principales universidades y escuelas politécnicas del Ecuador (Universidad Regional Amazónica – IKIAM, Universidad Estatal Amazónica - UEA), y actualmente es Docente en la Carrera de Mantenimiento Industrial de la Facultad de Mecánica en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH).

En el ámbito profesional, Fausto sobresale por su tenacidad y su compromiso para aceptar retos, trabajando de manera responsable hasta alcanzar sus metas y objetivos trazados. Sus acciones van enfocadas a contribuir significativamente al desarrollo de la sociedad en los ámbitos científicos y académicos, inculcando a sus estudiantes a transitar sobre la línea enmarcada en los principios éticos y valores fundamentales.

En la vida personal, su mayor bendición fue el alumbramiento de su hija Annie Nicole, que es su fuente de inspiración y regocijo, pues Fausto ha encontrado un equilibrio exitoso entre su vida personal y profesional. Se motiva al ver que las personas pueden desarrollar una armonía y alcanzar sus metas en todos los aspectos de la vida con el apoyo de la familia.

Contenido

Semblanza de los autores	5
Introducción	13

Capítulo 1 Fundamentos de convección

1. Principios de convección	19
1.1. Ley de enfriamiento de Newton	21
1.2. Condición de no deslizamiento	26
1.3. Número de Nusselt <i>Nu</i>	28
1.4. Propiedades de los fluidos	30
Viscosidad	31
Densidad	33
Calor específico	34
Conductividad térmica	34
Flujo natural	35
Flujo forzado	35
Flujo estacionario	35
Flujo no estacionario	36
Flujo turbulento	37
1.5. Capas Límite	38
Capa Límite de Velocidad	39
Espesor de la capa límite	40
Capas límite para diferentes regímenes de flujo	40
Capa Límite Térmica	41
Capa Límite de Concentración	42
Similitud de capas límite: ecuaciones normalizadas	43
Número de Prandtl <i>Pr</i>	44
Consideraciones del número de Prandtl	45
Significado físico de los parámetros adimensionales	45

1.6. Analogía de Reynolds	46
1.7. Efectos de turbulencia	46
1.8. Formas funcionales de los coeficientes de fricción y de convección	47
Resumen	49
Ejercicios resueltos	53

Capítulo 2

Convección forzada

2. Generalidades	73
2.1. Convección externa	74
2.2. Ecuaciones de transferencia de calor	77
Ecuación de la conservación de la masa	77
Ecuaciones de la conservación de la energía	79
2.3. Resistencia al movimiento en la convección externa	80
2.4. Resistencia al movimiento debido a la fricción y la presión	81
2.5. Flujo paralelo sobre placas planas	83
Coeficiente de fricción	84
Número de Nusselt para placas planas	86
Casos de placas planas	88
2.6. Flujo alrededor de cilindros y esferas	89
Transferencia de calor en esferas	99
2.7. Convección externa en banco de tubos	105
Caída de presión	112
2.8. Convección interna	116
La velocidad en el flujo interno	118
La temperatura en el flujo interno	120
Velocidad y temperatura promedio	122
Transferencia de calor en el flujo interno	123
Flujo laminar en tubos	127
Caída de presión	129
Número de Nusselt	132
Flujo laminar en tubos no circulares	133
El flujo laminar en la región de entrada	134
Superficies ásperas	141

Desarrollo del flujo turbulento en la región de entrada	148
Flujo turbulento en tubos no circulares	149
Flujo por la sección anular entre tubos concéntricos	150
Mejoramiento de la transferencia de calor	152
Transferencia de calor en la región de transición	153
Caída de presión en la región de transición en mini y microtubos	155
Resumen	158
Preguntas	168

Capítulo 3

Convección natural

3. Definición y mecanismos de la convección natural	188
Ley de enfriamiento de Newton	190
3.1. Convección natural sobre superficies	194
Número de Grashof	197
3.2. Placas verticales $Ts = \text{constante}$	200
3.3. Placas verticales $qs = \text{constante}$	205
3.4. Cilindros verticales	206
3.5. Placas inclinadas	211
3.6. Placas horizontales	215
3.7. Cilindros horizontales	219
3.8. Esferas	220
Resumen	221
Preguntas	223

Capítulo 4

Intercambiadores de calor

4. Fundamentos	230
4.1. Tipos de intercambiadores de calor	232
Intercambiadores de calor de haz de tubos (Tube Bundle Heat Exchangers)	232
Intercambiadores de calor de aletas (Finned Heat Exchangers) ..	236

Intercambiadores de calor de doble tubo (Double-Pipe Heat Exchangers)	239
Intercambiadores de calor de aletas (Finned Heat Exchangers) ..	242
Intercambiadores de calor de serpentín (Coil Heat Exchangers) .	245
4.2. El coeficiente total de transferencia de calor	248
4.3. Análisis de los intercambiadores de calor	254
Análisis térmico	256
Análisis hidráulico	263
4.4. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (MDMLT)	265
4.5. Tasa de transferencia de calor	268
Intercambiadores de calor a contraflujo	268
4.6. Método Número de Unidades de Transferencia de Calor (NTU)	271
4.7. Relaciones de capacidades	273
4.8. Diseño de recipientes a presión	275
Ejemplo de aplicación	277
Ejercicios	291
Referencias	294

Introducción

En el vasto universo de la ingeniería, pocos fenómenos son tan omnipresentes y fundamentales como la convección. Desde las corrientes de aire que refrescan nuestras ciudades hasta los procesos industriales que alimentan nuestra tecnología, la convección impulsa la vida y la innovación en todos los rincones del mundo.

En este libro, nos sumergiremos en las profundidades de la convección, explorando sus misterios, desafíos y aplicaciones prácticas. A través de estas páginas, te invitamos a embarcarte en un viaje educativo que te llevará desde los fundamentos más básicos hasta las complejidades más avanzadas de este fenómeno natural.

Comenzaremos nuestro recorrido con una inmersión en los fundamentos de la convección, desentrañando los principios físicos subyacentes que hacen posible este fenómeno asombroso. A medida que avanzamos, nos adentraremos en el emocionante mundo de la convección forzada, donde descubriremos cómo el control ingenioso del flujo de fluidos puede desbloquear todo un abanico de posibilidades en la ingeniería moderna. Pero nuestro viaje no se detiene ahí. También exploraremos la maravilla de la convección natural, donde los fluidos en movimiento nos revelan los secretos de la transferencia de calor en su forma más pura y prístina.

Y, por último, nos sumergiremos en el fascinante mundo de los intercambiadores de calor, dispositivos ingeniosamente diseñados que aprovechan la convección para hacer posible una amplia gama de aplicaciones industriales y tecnológicas.

A lo largo de este viaje, te desafiamos a que te sumerjas en el asombroso mundo de la convección y descubras cómo este fenómeno natural puede impulsar la innovación y la creatividad en tu propia carrera en la ingeniería. Prepárate para explorar, aprender y descubrir, porque en el mundo de la convección, las posibilidades son infinitas y el futuro está lleno de promesas emocionantes.

¡Bienvenido!

CAPÍTULO 1

Fundamentos de la convección



1

Fundamentos de la convección

La convección, un proceso omnipresente en una amplia gama de aplicaciones industriales y naturales, se manifiesta en dos formas principales: la convección natural y la convección forzada. La convección natural, impulsada por diferencias de densidad debido a gradientes de temperatura, ocurre sin la intervención de una fuente externa, mientras que la convección forzada requiere un impulso externo para inducir el movimiento del fluido y mejorar la transferencia de calor.

Además, la convección puede clasificarse según la relación del fluido con la superficie de transferencia de calor, ya sea interna o externa. Esta diversidad en las formas de convección nos lleva a explorar una variedad de escenarios y aplicaciones en las que este fenómeno desempeña un papel crucial.

A lo largo de este capítulo, nos adentraremos en las ecuaciones generales de movimiento y energía que rigen la convección, así como en los números adimensionales fundamentales, como el número de Reynolds,

el número de Prandtl y el número de Nusselt. Estos números adimensionales son herramientas indispensables que nos permiten cuantificar y comprender la transferencia de calor por convección en una amplia gama de situaciones y configuraciones.

Objetivos

Cuando el lector culmine este capítulo podrá alcanzar los siguientes objetivos:

- Comprender los fundamentos de la convección, incluyendo los conceptos de convección natural y convección forzada, así como la distinción entre convección interna y externa.
- Familiarizarse con las ecuaciones generales de movimiento y energía que gobiernan la convección, lo que les permitirá abordar problemas relacionados con la transferencia de calor por convección.
- Conocer los números adimensionales clave utilizados en el análisis de la convección, como el número de Reynolds, el número de Prandtl y el número de Nusselt, y comprender cómo se aplican en diferentes contextos.
- Adquirir habilidades para realizar cálculos de transferencia de calor por convección utilizando los números adimensionales relevantes, lo que les permitirá realizar análisis cuantitativos de problemas prácticos en una variedad de situaciones y configuraciones.

Glosario de Términos

h	Coefficiente de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
A_s	Área superficial de transferencia de calor [m^2]
T_s	Temperatura de la superficie [$^\circ C$]
k	Conductividad térmica [$W/m \cdot K$]
C_f	Coefficiente de fricción
c_p	Calor específico [$J/kg \cdot K$]
L	Longitud [m]
V	Velocidad [m/s]
q	Calor total [J]
τ_ω	Esfuerzo cortante [N/m^2]
ν	Viscosidad cinemática [m^2/s] $\nu = \mu/\rho$
μ	Viscosidad dinámica [$kg/m \cdot s$]
ρ	Densidad [kg/m^3]
Re	Reynolds [<i>Adimensional</i>] Fuerzas de inercia/Fuerzas viscosas $Re = \frac{vL_c}{\nu} = \frac{\rho vL_c}{\mu}$
Pr	Prandtl [<i>Adimensional</i>] Difusividad de cantidad de movimiento/Difusividad molecular de calor $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$
Nu	Nusselt [<i>Adimensional</i>] Mejoramiento de la transferencia de calor $Nu = \frac{q_{convec}}{q_{cond}} = \frac{hL}{k}$
Sc	Número de Schmidt [<i>Adimensional</i>]

1. Principios de convección

Este libro se centra en profundizar en los procesos de convección, una de las tres modalidades fundamentales de transferencia de calor junto a la conducción y la radiación. Cada uno de estos mecanismos juega un papel crucial en diferentes contextos, lo que hace esencial comprender sus principios básicos y diferencias.

La convección implica el movimiento de masa o la circulación de la sustancia como medio de transferencia de calor. Esta puede ser natural, donde el movimiento se debe únicamente a las diferencias de densidad causadas por variaciones de temperatura en la materia; o forzada, cuando el movimiento de la materia se induce artificialmente, por ejemplo, mediante ventiladores, bombas que movilizan el aire entre otras sustancias de trabajo.

Figura 1.

Proceso de convección



Por otro lado, la conducción es el proceso por el cual el calor se transmite a través de materiales sólidos o entre moléculas de fluidos que están inmóviles (Ling, Sanny, & Moebs, 2021). Este mecanismo puede generar confusión ya que, aunque típicamente asociamos la conducción con sólidos, donde las moléculas vibran, pero no cambian de posición, también puede ocurrir en fluidos en estado de reposo, es decir, sin movimiento macroscópico de las partículas $V=0$ (Figura 1). En la transferencia de calor con movimiento de materia el movimiento es ocasionado por los cambios de densidad de la sustancia dentro de un campo gravitatorio.

Es importante notar que la convección solo ocurre en fluidos —líquidos y gases— donde los átomos y moléculas pueden moverse libremente. En la naturaleza, la mayor parte del calor que la atmósfera terrestre recibe por conducción y radiación en la superficie es posteriormente distribuido a diferentes niveles atmosféricos mediante procesos convectivos. Esta redistribución de calor es fundamental para los patrones climáticos y los fenómenos meteorológicos.

El análisis de la transferencia de calor por convección es particularmente complejo debido a que involucra tanto el movimiento del fluido como la conducción térmica. El movimiento del fluido es un factor clave que mejora la transferencia de calor, ya que facilita el contacto entre las zonas más calientes y más frías del fluido, aumentando así los índices de conducción en múltiples puntos. Esto es crucial en el diseño de equipos que se benefician de este mecanismo, como intercambiadores de calor y sistemas de enfriamiento.

En los procesos convectivos, las velocidades de transferencia de calor son típicamente mayores que en los procesos puramente conductivos, debido principalmente a que la velocidad del fluido aumenta la eficiencia con la que el calor es transferido. Por lo tanto, comprender y optimizar el movimiento del fluido dentro de estos sistemas es esencial para maximizar su rendimiento y eficiencia.

1.1. Ley de enfriamiento de Newton

Sin embargo, la complejidad que presenta la convectividad también ha demostrado que la velocidad de transferencia de calor por convección es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el cuerpo y el medio ambiente que lo circunda y se lo puede expresar mediante la Ley de enfriamiento de Newton.

Cuando la transferencia de calor se da entre una superficie caliente hacia el fluido circundante, por convección y conducción se la puede expresar como:

$$q = h (T_s - T_\infty) \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Cuando la transferencia de calor se da a través de un fluido que relaciona un área superficial como por ejemplo un fluido comprimido entre dos placas paralelas se expresa de la siguiente manera:

$$Q = h A_s (T_s - T_\infty) \text{ [W]}$$

Donde

Q = cantidad de calor transferida [Joule, Cal]

h = coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

A_s = superficie que entrega calor [m^2]

T_s = temperatura en un punto del fluido [$^\circ C$]

T_∞ = temperatura del fluido lejos de la superficie [$^\circ C$]

El cálculo del coeficiente de convección es complejo debido a la influencia de múltiples variables. Este coeficiente se define como la tasa de transferencia de calor entre la superficie de un sólido y un fluido, por unidad de área superficial y por unidad de diferencia de temperatura. En el análisis térmico, es importante identificar correctamente el área superficial de contacto, ya que esta representa la ruta efectiva a través de la cual se transfiere el calor.

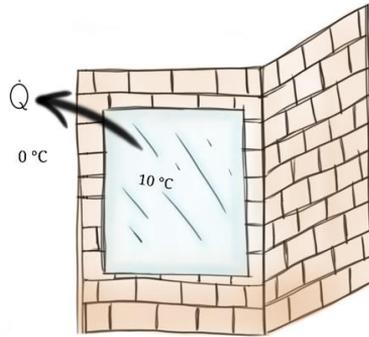
El flujo de calor por convección se considera positivo ($h > 0$) cuando el calor fluye desde una superficie sólida hacia el fluido circundante, es decir, cuando la temperatura de la superficie es mayor ($T_A > T$). Por el contrario, el flujo es negativo cuando el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie. lo que ocurre cuando la temperatura del fluido es mayor que la de la superficie ($T_A < T$) (Çengel & Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications, 2015).

Ejemplo 1- 1

El vidrio de una ventana se encuentra a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y su área es 1.2 m^2 . Si la temperatura del aire exterior es $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, calcular la energía que se pierde por convección cada segundo. Considerar $h = 4\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Figura 2.

Esquema para el ejemplo 1-1



Datos:

$$A_s = 1.2\text{ m}^2$$

$$T_s = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\infty} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h = 4\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Q = ?$$

Solución. Se debe determinar la transferencia de calor de una ventana de vidrio hacia el exterior.

Análisis

Para calcular la tasa de transferencia de calor se utiliza la fórmula obtenida a partir de la Ley de enfriamiento de Newton:

$$Q = hA_s(T_s - T_\infty)$$

Las unidades en la diferencia de temperaturas no influyen en la unidad final pues en este caso son equivalentes.

$$Q = (4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(1.2 \text{ m}^2)(10 \text{ }^\circ\text{C} - 0 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$Q = 48 \text{ W}$$

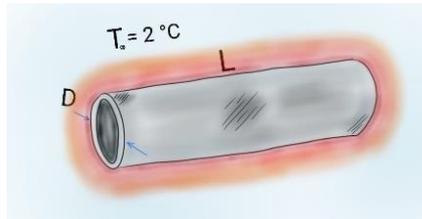
Interpretación. La ventana pierde 48 W de energía térmica debido a la convección, destacando la importancia de considerar la transferencia de calor para mejorar la eficiencia energética y el confort térmico en aplicaciones reales como el diseño de edificios.

Ejemplo 1- 2

Calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección de un calefactor de 2 m de largo, 0.3 cm de diámetro, con una temperatura superficial de 52 °C y está cediendo calor hacia una habitación que se encuentra a 2 °C.

Figura 3.

Esquema para el ejemplo 1-2



Solución. Se debe determinar el coeficiente transferencia de calor del calefactor hacia una habitación.

Análisis

Por medio de las dimensiones dadas se calcula el área superficial del calefactor

$$A_s = 2\pi r(r + H) = 2\pi(0.003 \text{ m})(0.003 + 2) \text{ m} = 0.0378 \text{ m}^2$$

Con la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton y despejando h se obtiene

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A_s(T_s - T_\infty)} = \frac{90 \text{ W}}{(0.0378 \text{ m}^2)(52 \text{ °C} - 2 \text{ °C})}$$

$$h = 47.62 \text{ W/m}^2$$

Interpretación. Se cumple la premisa de $h > 0$ y se confirma que el tubo del calefactor está emitiendo energía en forma de calor al medio circundante.

1.2. Condición de no deslizamiento

Al examinar el flujo de fluidos, es esencial reconocer que este se ve influenciado por la presencia de superficies sólidas, lo que introduce consideraciones adicionales, como las fuerzas de fricción entre el fluido y las superficies sólidas. Estas fuerzas provocan que la velocidad del fluido disminuya cerca de las superficies sólidas, fenómeno conocido como "efecto de pared". La magnitud de esta reducción de velocidad depende tanto de las propiedades del fluido como de la naturaleza de la superficie sólida en cuestión.

Las simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) confirman este comportamiento; es decir, la velocidad del fluido disminuye gradualmente hacia cero a medida que se acerca a la superficie sólida, alcanzando su máximo en el centro del flujo., esta adherencia del fluido en las paredes se la conoce como la condición de no deslizamiento y es lo que genera que en ese punto cambie el proceso de convectivo a conductivo al no existir movimiento, uno de los ejemplos más claros que se puede mencionar es cuando un auto con polvo va a una velocidad elevada el polvo no se desprende (Figura 4).

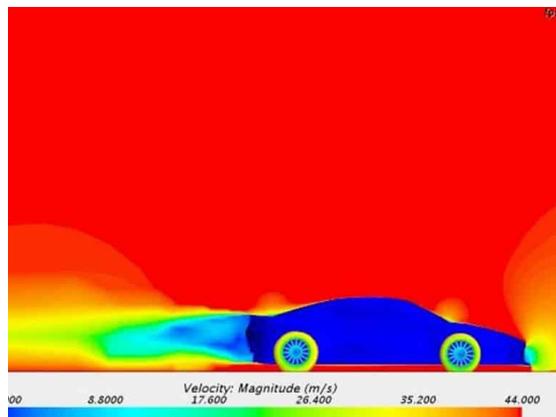
Figura 4.

Condición de no deslizamiento.



Figura 5.

Condición de no deslizamiento en una simulación CFD.



Nota. Tomada de: Gallery – National Motorsport Academy (National Motorsport Academy, s.f.)

Este fenómeno es principalmente causado por la viscosidad del fluido, que da lugar a la formación de una "capa límite" cerca de las superficies sólidas, en conclusión, la condición de no deslizamiento genera que la capa que se encuentra en contacto directo con el sólido es de velocidad cero por lo tanto este proceso que se analiza en ese punto se lo considera

netamente conductivo, es decir que la razón de transferencia de calor por conducción es igual a la razón de transferencia de calor por convección.

$$q_{conv} = q_{cond} = -k_{fluido} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$$

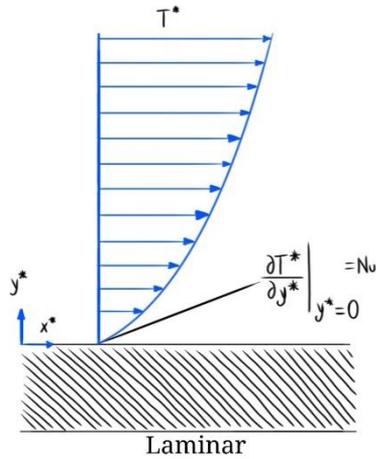
Donde T es la distribución de la temperatura a lo largo del fluido y $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$ es el gradiente de temperatura sobre la superficie y sus unidades son el [$^{\circ}C/m$] (Çengel & Ghajar, 2015).

1.3 Número de Nusselt (Nu)

Una alternativa para expresar el coeficiente de convección es mediante un parámetro adimensional conocido como número de Nusselt. Este número representa la relación entre la transferencia de calor mejorada por la convección y la transferencia de calor que ocurriría exclusivamente por conducción. Se define mediante la siguiente expresión:

Figura 2.

Representación gráfica del número de Nusselt.



$$q_{conv} = h\Delta T$$

$$q_{cond} = k \frac{\Delta T}{L}$$

Simplificándolas se tiene el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección:

$$\frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hLc}{k} = Nu$$

Donde:

k = conductividad térmica del fluido [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

h = coeficiente de transferencia de calor por convección [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

L_c = longitud característica del modelo [m]

Así, se pueden hacer las siguientes consideraciones:

- Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección.
- Si $Nu = 1$ para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de esta por conducción pura¹. (Çengel & Ghajar, 2015).

1.4. Propiedades de los fluidos

Se requieren varios conceptos para ofrecer una descripción completa de las propiedades de los fluidos, fundamentales tanto para las ciencias de la Tierra como para los cálculos de ingeniería. Entre estos conceptos, se destacan la temperatura, la densidad y la composición.

La masa y el volumen son ejemplos de *propiedades extensivas*, es decir, que varían en función de la cantidad de material presente. Por otro lado, la densidad, la temperatura y la presión son ejemplos de *propiedades intensivas*, las cuales son independientes de la cantidad de material.

Un fluido se define como cualquier sustancia que puede fluir o deformarse bajo la aplicación de un esfuerzo cortante. Dentro de esta categoría, encontramos dos subgrupos principales:

¹ Entonces el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa.

- Los líquidos, caracterizados por su baja compresibilidad.
- Los gases, que exhiben una alta compresibilidad.

Se les llama *fluidos newtonianos* cuando el esfuerzo cortante que desarrollan al deslizarse no es afectado por el gradiente de velocidad; pero, si el esfuerzo es afectado por este gradiente de velocidad se conocen como *fluidos no newtonianos*. En este libro, nos centraremos exclusivamente en el estudio de los fluidos newtonianos como casos de estudio.

Viscosidad

La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia al flujo, es decir, cuán fácil o difícil resulta moverse a través de él. Se puede pensar en la viscosidad como la "pegajosidad" del fluido: cuanto mayor sea la viscosidad, más difícil será para el fluido fluir.

Figura 7.

El agua fluye debido a su baja viscosidad



Un fluido con baja viscosidad se considera "ligero" o "fácil de mover", mientras que uno con alta viscosidad se percibe como "espeso" o "difícil de mover". Por ejemplo, el agua, con su baja viscosidad, fluye fácilmente, mientras que la miel, con su alta viscosidad, fluye de manera más lenta y dificultosa.

Figura 8.

La miel fluye lentamente por su alta densidad



Existen dos tipos de viscosidad, la viscosidad *dinámica* (μ) es lo que hemos descrito al inicio de este apartado mientras que la viscosidad *cinemática* (ν) es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad ($\nu = \mu/\rho$) representadas en el Sistema Internacional por $Pa \cdot s$ y m^2/s respectivamente. Determinar si un fluido es o no newtoniano depende del cumplimiento de la condición de un esfuerzo cortante constante y este a su vez depende de la viscosidad dinámica y el gradiente de velocidad.

Densidad

Se refiere a la cantidad de materia contenida en un espacio o volumen determinado, también se la define como la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia (Mott & Untener, 2015) la cual se la representa mediante la siguiente fórmula, y cuyas unidades son (kg/m^3) en el SI.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Tabla 1.

Densidad de líquidos a 20 °C.

Líquido	Densidad ρ	
	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{lb_m}{ft^3}$
Acetona	792	49.4
Benceno	879	54.9
Petróleo crudo 35° API	851	53.1
Etanol	789	49.3
Glicerina	1,260	78.7
Queroseno	819	51.1
Mercurio	13,550	845.9
Metanol	792	49.4
n-Octano	703	43.9
n-Pentano	630	39.3
Agua	998	62.3

Nota. Tomada de: (Wilkes, 2018).

Tabla 2.*Densidad de gases a 0 °C*

Gas	Densidad ρ	
	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{lb_m}{ft^3}$
Aire	1.29	0.0802
Dióxido de carbono	1.96	0.1225
Etileno	1.25	0.0780
Hidrógeno	0.089	0.0056
Metano	0.714	0.0446
Nitrógeno	1.25	0.0780
Oxígeno	1.43	0.0891

Calor específico

El calor específico también se conoce como la capacidad térmica específica la cual se define como la cantidad de calor que se requiere para que un gramo de una sustancia eleve su temperatura en un grado centígrado. También es un ejemplo de propiedad extensiva, ya que su valor es proporcional al tamaño que se examina.

Conductividad térmica

La conductividad térmica es la propiedad que caracteriza la capacidad para transferir calor. Se define mejor por medio de la expresión:

$$q = -k \frac{dT}{dx}$$
$$Re_{cr} = \frac{Vx_{cr}}{\nu}$$

$$Re_{cr}^2 = 5 \times 10^5$$

Donde:

x_{cr} = distancia desde el borde de ataque de la placa a la cual ocurre la transición de flujo laminar a turbulento [m]

V = velocidad media [m/s]

Flujo natural

Se considera que el flujo es natural cuando su movimiento se da sin la intervención de factores externos. Este movimiento se lo puede relacionar como un estado de flotabilidad.

Flujo forzado

Al contrario del flujo natural, el flujo forzado refleja que el movimiento del fluido se ha dado bajo la acción de factores externos como puede ser un ventilador.

Flujo estacionario

El término *estacionario* hace referencia a que no depende del tiempo caracterizándose así porque variables como la velocidad, presión y

² El valor de Re_{cr} puede cambiar de manera sustancial dependiendo del nivel de turbulencia en la corriente libre.

propiedades del fluido son constantes a lo largo del campo de desplazamiento (flujo laminar).

Flujo no estacionario

Un flujo no estacionario se refiere al cambio de la velocidad del fluido respecto al tiempo; es decir, depende del tiempo y de la posición. Un ejemplo donde se puede observar al flujo no estacionario es en el momento de descarga de los fluidos.

Figura 9.

Un ejemplo de flujo laminar se observa en la llave de un lavamos



Figura 10.

Cuando se abren las compuertas de una presa encontramos el flujo no estacionario



Flujo turbulento

Es el flujo que más se observa en la naturaleza, se caracterizan por la formación de vórtices y un mayor movimiento de los fluidos, un ejemplo de este es el humo que se forma de un cigarrillo y el flujo dentro de tuberías.

Flujo Laminar:

- Condición: Ocurre cuando el humo proviene de la quema gradual del cigarrillo.
- Característica: Forma flujos serenos y uniformes, conocidos como flujos laminares.

Flujo Turbulento:

- Condición: Ocurre cuando el humo es exhalado por el fumador.
- Característica: El flujo se vuelve muy agitado y caótico, conocido como flujo turbulento

Figura 11.

Ejemplo gráfico de cómo se observa el flujo turbulento

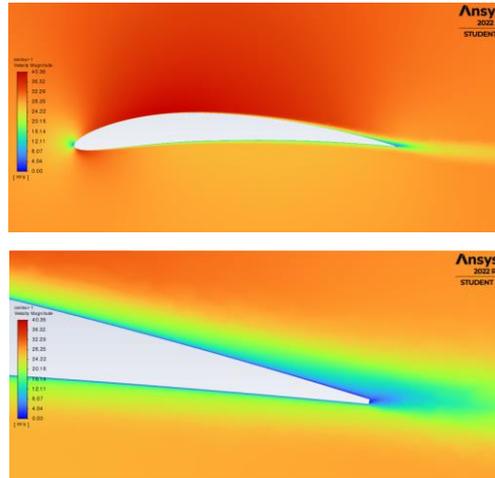


1.5. Capas límite

La capa límite de un fluido es la zona donde el movimiento de este es perturbado por la presencia de un sólido con el que está en contacto, se presenta el movimiento de este. El aumento de la turbulencia da origen a un fenómeno denominado desprendimiento de la capa límite provocando un aumento de presiones en regiones que lo experimentan y como consecuencia se genera un aumento en el coeficiente de arrastre, afectando así a la aerodinámica por ejemplo de un perfil alar; es por ello que en el diseño de estos elementos se busca reducir estas condiciones desfavorables.

Figura 12.

Fenómeno de desprendimiento de la capa límite en el borde de salida (extradós) de un perfil alar.



Capa Límite de Velocidad

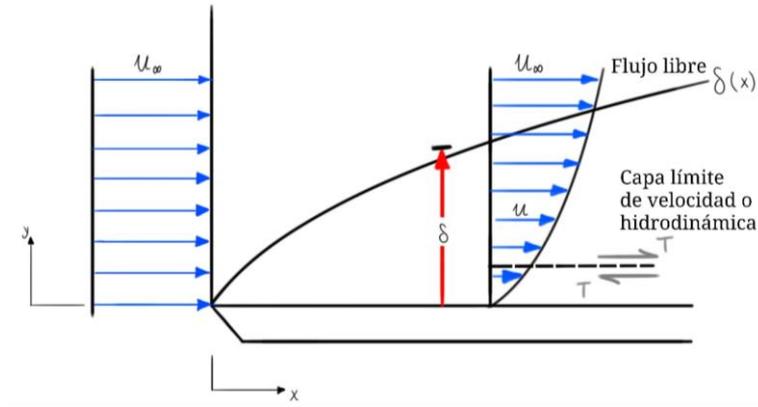
En general, cuando un fluido fluye a través de una superficie estacionaria, por ejemplo, la placa plana, la cama de un río o la pared de un tubo; el fluido de tocar la superficie se lleva al resto por el esfuerzo de cizallamiento a la pared.

La región en la que el flujo se ajusta desde la velocidad cero en la pared hasta un máximo en la corriente principal del flujo se denomina capa límite. Es la región del flujo adyacente a la superficie en la cual los efectos viscosos y por lo tanto los gradientes de velocidad son significativos.

$$\frac{\partial u}{\partial y} \gg \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}$$

Figura 13.

Representación gráfica de la capa límite de velocidad.



Espesor de la capa límite

Distancia desde la superficie a partir de la cual la diferencia de temperatura $T_{\infty} - T_s$ es igual a $0.99(T_{\infty} - T_s)^3$.

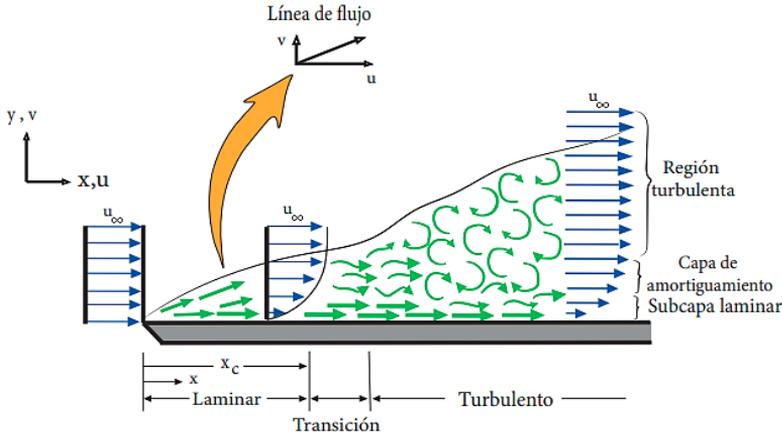
Capas límite para diferentes regímenes de flujo

Las características básicas de todas las capas límite laminares y turbulentas se muestran en el flujo de revelado sobre una placa plana. Las etapas de la formación de la capa límite se muestran en la Figura 14.

³ La relación de estos dos espesores (velocidad y capa límite térmica) se rige por el número de Prandtl.

Figura 14.

Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo.



Capa Límite Térmica

De manera similar, a medida que se desarrolla una capa límite de velocidad cuando hay flujo de fluido adyacente a la superficie debe desarrollarse una capa límite térmica si la temperatura total y la temperatura de la superficie difieren.

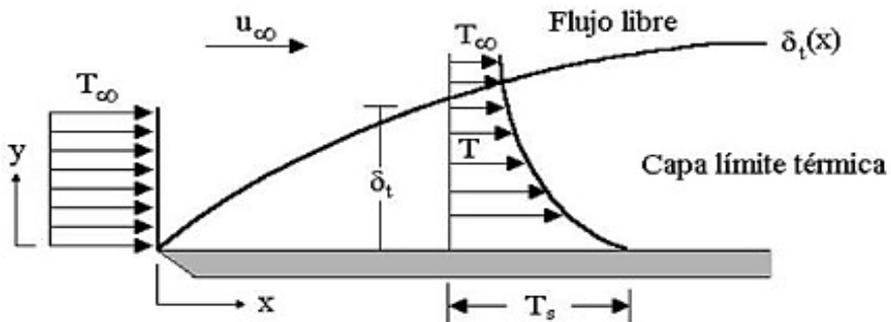
Considere flujo sobre una placa isotérmica a una temperatura constante de T_{pared} . En el borde de ataque del perfil la temperatura es uniforme con T_{mayor} . Las partículas fluidas que entran en contacto con la placa alcanzan el equilibrio térmico a la temperatura de la superficie de la placa.

Se desarrolla si la temperatura total y la de la superficie difieren. En consecuencia, las energías térmicas y cinéticas se transportan por advección con el movimiento global del fluido a través de las superficies de control.

$$\frac{\partial T}{\partial y} \gg \frac{\partial T}{\partial x}$$

Figura 15.

Capa límite térmica sobre placa plana isotérmica.



Capa Límite de Concentración

También conocida como capa límite de transferencia de masa, pues determina cómo se transfiere la masa por convección. Su efecto es insignificante sobre la capa límite hidrodinámica.

$$\frac{\partial Ca}{\partial y} \gg \frac{\partial Ca}{\partial x}$$

Similitud de capas límite: ecuaciones normalizadas

Esta es una similitud de las ecuaciones de las capas límites existentes donde trabajan con propiedades constantes ya que estas tienen aproximaciones.

Cada ecuación se caracteriza por términos de advección sobre el lado izquierdo y su término de difusión en el lado derecho. Se describen flujos de convección forzada de baja velocidad. Se normalizan definiendo primero variables independientes adimensionales.

$$x^* \equiv \frac{x}{L} \quad Y \quad y^* \equiv \frac{y}{L}$$

Donde L es la longitud característica para la superficie.

Las variables dependientes adimensionales también se definen como:

$$u^* \equiv \frac{u}{V} \quad Y \quad v^* \equiv \frac{v}{V}$$

Donde V es la velocidad a contracorriente de las superficies.

En estas ecuaciones difieren tres parámetros de similitud que son aquellos que permiten aplicar los resultados obtenidos para una superficie que pasa por condiciones diferentes.

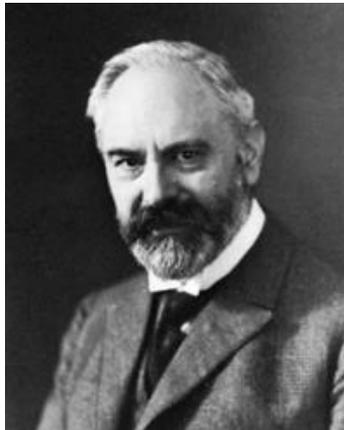
Número de Prandtl (Pr)

El número de Prandtl es un término adimensional definido como la relación de la difusividad de movimiento y la difusión de transferencia de calor, describe el espesor relativo de las capas límites de movimiento y térmica.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$

Figura 16.

Ludwing Prandtl (feb. 4, 1875 – ago. 15, 1953) fue un físico alemán considerado el padre de la termodinámica.



Nota. Imagen extraída de: (Crouch, 2024)

Donde:

ν = viscosidad cinemática [m^2/s]

α = difusividad térmica [m^2/s]

μ = viscosidad dinámica [$kg/m \cdot s$]

c_p = calor específico [$J/kg \cdot K$]

k = conductividad térmica [$W/m \cdot K$]

Cuando el Pr es pequeño, se interpreta como una rápida difusión de calor.

Consideraciones del número de Prandtl

Si el número de Prandtl es menor que 1, como es el caso del aire en condiciones estándar, la capa límite térmica es más gruesa que la capa límite de velocidad; si es mayor que 1, la capa límite térmica es más delgada que la capa límite de velocidad⁴. Por ejemplo, el aire a temperatura ambiente tiene un número de Prandtl de 0.71 y para agua a 18 °C es alrededor de 7.56 lo que significa que la difusividad térmica es más dominante para el aire que para el agua.

Significado físico de los parámetros adimensionales

En un volumen de control diferencial en la capa límite, las fuerzas de inercia se asocian con aumento en el flujo que se mueve a través del volumen de control.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\rho v^2 / l}{\mu V / L^2} = \frac{\rho V L}{\mu} = Re_L$$

⁴ Un número de unidad de Prandtl indica que el momento y la difusividad térmica son comparables, y que las capas límite de velocidad y térmica casi coinciden entre sí.

Los valores grandes de Pr están dominados por las fuerzas de inercia y los valores pequeños de Re están dominadas por las fuerzas viscosas.

1.6 Analogía de Reynolds

Permite determinar el coeficiente de transferencia de calor para los flujos $Pr = 1$ a partir del conocimiento del coeficiente de fricción. Relaciona los parámetros de las capas límites de velocidad hidrodinámica, térmica y de concentración. La transferencia de calor y momento dependen del flujo turbulento en una capa límite.

$$C_f = \frac{Re_L}{2} = Nu = Sh$$

Reemplazando Nu y Sh por el número de Stanton (St) de transferencia de masa también se expresa:

$$\frac{C_f}{2} = St = Stm$$

1.7 Efectos de turbulencia

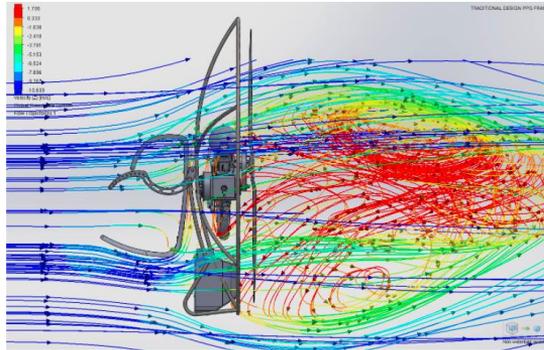
Los efectos de la turbulencia se caracterizan por flujos de interés práctico. Es bien conocido que las pequeñas perturbaciones conducen a condiciones turbulentas. Estas perturbaciones se pueden originar de este flujo libre o se inducen por la aspereza de la superficie.

La turbulencia se asocia con la existencia de fluctuaciones inestables, este comportamiento se muestra donde la variación sobre una propiedad de club arbitraria P se traza como función del tiempo en alguna posición en una capa límite turbulenta. La propiedad P es un componente de la velocidad, temperatura del fluido o una concentración de especies.

$$N_{A_{tot}}^H = -(D_{AB} + \varepsilon_m) \frac{\partial C_A}{\partial y}$$

Figura 17.

Simulación en la cual se puede observar los efectos de la turbulencia.



1.1. Formas funcionales de los coeficientes de fricción y de convección.

Continuidad: $\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$

Cantidad de movimiento: $u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} - \frac{dP^*}{dx^*}$

$$\text{Energía: } u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}}$$

Para la temperatura adimensional T^* , para una configuración geométrica dada, se puede expresar como:

$$T^* = g_1(x^*, y^*, Re_L, Pr)$$

Estas ecuaciones comprenden tres funciones desconocidas. Las cuales son (u^*, v^*, T^*) , contiene dos variables independientes (x, y, y') , y dos parámetros: Reynolds y Prandtl (Re, Pr) .

Para una configuración geométrica dada, la solución para u^* se puede expresar como:

$$u^* = f_1(x^*, y^*, Re_L)$$

Entonces, el esfuerzo cortante en la superficie queda:

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = \frac{\mu V}{L} \left. \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} = \frac{\mu V}{L} f_2(x^*, Re_L)$$

Al sustituir en su definición, da el coeficiente de fricción local queda:

$$C_{f,x} = \frac{\tau_w}{\frac{\rho V^2}{2}} = \frac{\frac{\mu V}{L}}{\frac{\rho V^2}{2}} f_2(x^*, Re_L)$$

$$= \frac{2}{Re_L} f_2(x^*, Re_L) = f_3(x^*, Re_L)$$

Podemos expresar el coeficiente de fricción en términos de Reynolds (Re) y en espacio adimensional (x^*) sustituyendo términos como (x, L, r, V, m).

El número de Nusselt es equivalente al gradiente adimensional de temperatura en la superficie.

$$Nu_x = \frac{h_x L}{k} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^x} \right| = g_2(x^*, Re_L, Pr)$$

Tenga en cuenta que el número de Nusselt es equivalente al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y, por tanto, es más apropiado llamar al coeficiente de transferencia de calor adimensional (Çengel & Ghajar, 2015).

Resumen.

El número de Nusselt, que el coeficiente de transferencia de calor adimensional se define como:

$$Nu = \frac{hL_c}{k}$$

Donde k es la conductividad térmica del líquido y L_c es la longitud característica. El movimiento altamente regulado del fluido se caracteriza por el flujo suave conocido como fluido laminar. El

movimiento irregular del volumen, que generalmente ocurre a altas velocidades y se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad, se denomina movimiento caótico o turbulento. Las oscilaciones aleatorias y rápidas de grupos de partículas fluidas, llamadas vórtices, proporcionan un mecanismo adicional para la transferencia de cantidad de movimiento y calor.

La transferencia de calor por convección se expresa por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura superficial y T_∞ es la temperatura de la corriente libre.

El coeficiente de convección también se expresa como

$$h = \frac{-k_{fluid} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{T_s - T_\infty}$$

la fuerza de fricción por unidad de área se llama esfuerzo cortante y el esfuerzo cortante en la superficie de la pared se expresa como

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad \text{o} \quad \tau_w = C_f \frac{\rho V^2}{2}$$

Donde μ es la viscosidad dinámica, V es la velocidad corriente arriba y C_f es el coeficiente de fricción adimensional. La propiedad $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática.

La fuerza de fricción sobre la superficie completa se determina a partir de

$$F_f = C_f A_s \frac{\rho V^2}{2}$$

El área superficial donde el cambio de temperatura en la dirección perpendicular a la superficie es significativo es la capa térmica límite. El grosor de esta capa δ_t en cualquier parte de la superficie es la distancia desde la superficie a la que la diferencia de temperatura $T - T_s$ es $0.99(T - T_s)$. Los espesores relativos de las capas límite térmica y de velocidad se describen mejor mediante el número de Prandtl adimensional, se define como

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$

Para el flujo externo, el número adimensional de Reynolds se expresa como

$$Re = \frac{vLc}{\nu} \quad Re = \frac{\rho vLc}{\mu}$$

Para una placa plana, la longitud característica es la distancia x desde el borde de ataque. El número de Reynolds en el que el flujo es turbulento se llama número de Reynolds crítico. Para el flujo sobre una placa plana, su valor se toma como

$$Re_{cr} = \frac{Vx_{cr}}{\nu} = 5 \times 10^5$$

El coeficiente promedio de fricción y el número de Nusselt se expresan en forma funcional como

$$C_f = f(Re_L) \quad y \quad Nu = g(Re_L, Pr)$$

El número de Nusselt se puede expresar por una simple relación de la ley de potencia de la forma

$$Nu = C Re_L^m Pr^n$$

Donde m y n son exponentes constantes y el valor de la constante C depende de la configuración geométrica.

Las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía para un flujo estable, bidimensional e incompresible están determinadas por propiedades invariantes de las escalas de masa, cantidad de movimiento y energía, tales como

Continuidad: $\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$

Cantidad de movimiento: $u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} - \frac{dP^*}{dx^*}$

Energía:

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}}$$

Ejercicios resueltos.

1-1 ¿Cuándo la transferencia de calor a través de un fluido es conducción y cuando es convección? ¿Para cuál caso la razón de la transferencia de calor es más alta? ¿En qué difiere el coeficiente de transferencia de calor por convección de la conductividad térmica de un fluido?

Solución. La transferencia de calor a través de un fluido es conducción cuando no hay movimiento de fluido y convección cuando sí existe el movimiento. La tasa de transferencia de calor es mayor en la convección debido al movimiento del fluido. El valor del coeficiente de transferencia de calor por convección depende del movimiento del fluido, así como de las propiedades del fluido. La conductividad térmica es una propiedad de los fluidos y su valor no depende del flujo.

1-2 ¿Qué es la viscosidad? ¿Qué causa la viscosidad en los líquidos y en los gases? Típicamente, ¿la viscosidad dinámica es más alta para un líquido o para un gas?

Solución. La viscosidad es una medida de la viscosidad o resistencia a la deformación de un líquido. Esto se debe a la fricción interna, la fuerza que se desarrolla entre diferentes capas de fluido cuando se ven obligadas a moverse entre sí. La viscosidad resulta de la fuerza de adhesión entre moléculas en un líquido y la colisión entre moléculas en

un gas. Los líquidos tienen una viscosidad cinética más alta que los gases.

1-3 ¿Se desarrollará una capa límite térmica en el flujo sobre una superficie incluso si tanto el fluido como la superficie se encuentran a la misma temperatura?

Solución. La capa límite térmica no se desarrollará en el flujo superficial si el líquido y la superficie están a la misma temperatura, ya que en este caso no habrá transferencia de calor.

1-4 ¿Cuál es la condición de no deslizamiento? ¿Qué causa?

Solución. Los fluidos que entren en contacto directo con superficies duras se pegarán a la superficie y no se deslizarán. Esto se denomina resistencia al deslizamiento, que se produce debido a la viscosidad del fluido.

1-5 ¿Cuál de los factores decide principalmente si el flujo en una tubería circular es laminar o turbulento?

- a. El número de Prandtl.
- b. El gradiente de presión a lo largo de la tubería.
- c. El coeficiente de viscosidad dinámica.
- d. El número de Reynolds.

- 1-6 ¿Cómo se define el número de Reynolds?
- Relación de presiones en la entrada y la salida de una tubería.
 - El producto de la viscosidad del flujo y el diámetro de la tubería, dividido por la viscosidad cinemática.
 - El producto de la densidad del fluido, la velocidad del flujo y el diámetro de la tubería, dividido por la viscosidad dinámica del fluido.
 - Relación entre la fuerza de inercia y la fuerza viscosa.
- 1-7 ¿En qué capa límite se da la transferencia de masa?
- Capa límite térmica.
 - Capa límite de concentración.
 - Capa límite de la velocidad.
 - Capa límite externa.
- 1-8 ¿Con qué se asocia la turbulencia?
- Con la existencia de fluctuaciones inestables.
 - Con la transferencia de fuerzas viscosas.
 - Con el cambio de dirección del flujo.
- 1-9 ¿El número de Nusselt qué representa?
- El mejoramiento de la velocidad.
 - El mejoramiento de la velocidad de temperatura.
 - El mejoramiento de la transferencia de calor.

1-10 ¿Cómo se menciona el flujo en la región de la entrada?

- a. Flujo de entrada.
- b. Flujo inicial.
- c. Flujo hidrodinámico en desarrollo.

Flujo transversal

1-11 Durante el enfriamiento de papas mediante aire se determina experimentalmente que el coeficiente de transferencia de calor para la convección, la radiación y la evaporación combinadas se indica enseguida:

Velocidad del aire, m/s	Coeficiente de transferencia de calor, $W/m \cdot ^\circ C$
0.66	14.0
1.00	19.1
1.36	20.2
1.73	24.4

Considere una papa de 8 cm de diámetro que está inicialmente a $20\text{ }^\circ C$, con una conductividad térmica de $0.49\text{ }W/m \cdot ^\circ C$. Las papas se enfrían por medio de aire refrigerado que está a $5\text{ }^\circ C$, a una velocidad de $1\text{ }m/s$. Determine la razón de la transferencia de calor desde una papa y el valor inicial del gradiente de temperatura en la superficie de la papa.

Datos:

$$\phi = 0.08\text{ m}$$

$$T_o = 20^\circ C$$

$$k = 0.49 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$\dot{Q} = ?$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = ?$$

Solución:

$$A_s = \pi D^2 = \pi (0.08 \text{ m})^2 = 0.02011 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q} = h A_s (T_s - T_\infty) = \left(19.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (0.02011 \text{ m}^2) (20 - 5) ^\circ C$$

$$\dot{Q} = 5.8 \text{ W}$$

$$q_{conv} = q_{cond} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = h (T_s - T_\infty)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right| = - \frac{h (T_s - T_\infty)}{k} = \frac{\left(19.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (20 - 5) ^\circ C}{0.49 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

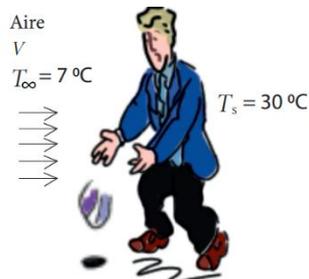
$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right| = -585^\circ \frac{C}{m}$$

Comentario: Se selecciona el valor de 19.1 para h (coeficiente de transferencia de calor) ya que en el enunciado nos da como referencia, para otros casos, el valor de h se los obtiene de tablas.

1-12 Un hombre promedio tiene un área superficial del cuerpo de 1.8 m^2 y una temperatura de la piel de $33^\circ C$. El coeficiente de transferencia de calor por convección para una persona vestida que

camina en aire estático se expresa como $h = 8.6V^{0.53}$ para $0.5 < V < 2 \text{ m/s}$, donde V es la velocidad al caminar en m/s . Si la temperatura superficial promedio de la persona vestida es de $30 \text{ }^\circ\text{C}$, determine la razón de la pérdida de calor de un hombre promedio que camina en aire estático que está a $7 \text{ }^\circ\text{C}$, por convección, a una velocidad al caminar de (a) 0.5 m/s , (b) 1.0 m/s , (c) 1.5 m/s y (d) 2.0 m/s .

Figura 3.



Ejercicio 1-12

Datos:

$$A_s = 1.8 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q} (0.5 \text{ m/s}) = ?$$

$$\dot{Q} (1.0 \text{ m/s}) = ?$$

$$\dot{Q} (1.5 \text{ m/s}) = ?$$

$$\dot{Q} (2.0 \text{ m/s}) = ?$$

Solución:

$$(a) h = 8.6V^{0.53} = 8.6(0.5 \text{ m/s})^{0.53} = 5.956 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q} = hA_s((T_s - T_\infty)) = (1.8 \text{ m}^2) \left(5.956 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (30 - 7)^\circ C$$

$$\dot{Q} = 246.6 \text{ W}$$

$$(b) h = 8.6V^{0.53} = 8.6(1.0 \text{ m/s})^{0.53} = 8.6 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q} = 356.0 \text{ W}$$

$$(c) h = 8.6V^{0.53} = 8.6(1.5 \text{ m/s})^{0.53} = 10.66 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

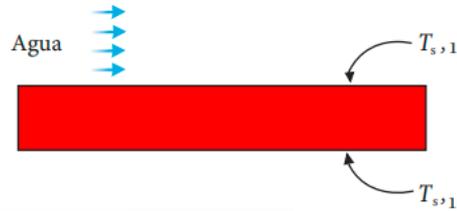
$$\dot{Q} = 441.3 \text{ W}$$

$$(d) h = 8.6V^{0.53} = 8.6(2.0 \text{ m/s})^{0.53} = 12.42 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q} = 514.2 \text{ W}$$

1-13 Se enfría con agua a una temperatura de $20^\circ C$ la superficie superior de una placa sólida de 50 cm de espesor ($k = 237 \text{ W/m} \cdot K$). Las superficies superior e inferior de la placa sólida tenían temperaturas constantes de $60^\circ C$ y $120^\circ C$, respectivamente. Determine el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua y su gradiente de temperatura en la superficie superior de la placa.

Figura 19.



Ejercicio 1-13

Datos:

$$T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$L = 0.50\text{ m}$$

$$k = 237\text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$T_{s_1} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s_2} = 120^{\circ}\text{C}$$

$$h = ?$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial Y} \right| = ?$$

$$T_p = \frac{T_{s_1} + T_{\infty}}{2}$$

$$T_p = 40^{\circ}\text{C}$$

Solución:

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q}_{conv}$$

$$k \frac{T_{s_2} - T_{s_1}}{L} = h(T_{s_1} - T_{\infty})$$

$$h = \frac{k T_{s_2} - T_{s_1}}{L T_{s_1} - T_{\infty}} = \frac{237\text{ W/m}\cdot\text{K}}{0.50\text{ m}} \left(\frac{120^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C}}{60^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}} \right)$$

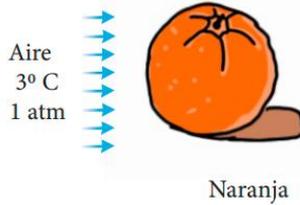
$$\begin{aligned}
 h &= 711 \frac{W}{m^2 \cdot K} \\
 h &= \frac{-k_{fluid} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{T_s - T_\infty} \\
 \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} &= \frac{h}{-k_{fluid}} (T_{s1} - T_\infty) \\
 &= - \frac{711 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{0.631 \frac{W}{m \cdot K}} (60 - 20) \text{ } ^\circ\text{C} \\
 \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} &= -45071 \text{ } ^\circ\text{C}/m
 \end{aligned}$$

Comentario: La temperatura de la película se utiliza para evaluar la conductividad térmica del agua (k_{fluido}). Esto es para tener en cuenta el efecto de la temperatura sobre la conductividad térmica.

1-14 Durante el enfriamiento por aire de naranjas, toronjas e híbridos de mandarina – toronja el coeficiente de transferencia de calor por convección, radiación y evaporación combinadas, para velocidades del aire de $0.11 < V < 0.33 \text{ m/s}$ se determina experimentalmente y se expresa como $h = 5.05 k_{air} Re^{\frac{1}{3}}/D$, donde el diámetro D es la longitud característica. Las naranjas se enfrían por medio de aire refrigerado que está a $3 \text{ } ^\circ\text{C}$ y 1 atm , a una velocidad de 0.3 m/s . Determine (a) la razón inicial de la transferencia de calor desde una naranja de 7 cm de diámetro que está inicialmente a $15 \text{ } ^\circ\text{C}$, con una conductividad térmica de $0.70 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, (b) el valor del gradiente inicial de temperatura en la

superficie hacia adentro de la naranja y (c) el valor del número de Nusselt.

Figura 4.



Ejercicio 1-14

Datos:

$$h = 5.05k_{air}Re^{\frac{1}{3}}/D$$

$$T_{\infty} = 3^{\circ}C \text{ a } 1 \text{ atm}$$

$$D = 0.07 \text{ m}$$

$$V = 0.3 \text{ m/s}$$

$$T = 15^{\circ}C$$

$$k = 0.70 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}$$

$$\dot{Q} = ?$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} = ?$$

$$Nu = ?$$

$$T_p = \frac{T_{s,1} + T_{\infty}}{2}$$

$$T_p = 10^{\circ}C$$

$$\nu = 1.426 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Solución:

(a)

$$A_s = \pi D^2 = \pi(0.07 \text{ m})^2 = 0.01539 \text{ m}^2$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(0.3 \text{ m/s})(0.07 \text{ m})}{1.426 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 1473$$

$$h = \frac{5.05k_{air}Re^{\frac{1}{3}}}{D} = \frac{5.05 \left(0.02439 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) (1473)^{\frac{1}{3}}}{0.07 \text{ m}} = 20.02 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

$$= (20.02 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})(0.01539 \text{ m}^2)(15 - 3) ^\circ C$$

$$\dot{Q} = 3.70 \text{ W}$$

(b)

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q}_{conv}$$

$$k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_{s,1} - T_\infty)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R} = \frac{h}{-k_{fluid}} (T_{s,1} - T_\infty)$$

$$= \frac{\left(20.02 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (15 - 3) ^\circ C}{-0.70 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R} = -343 ^\circ C/m$$

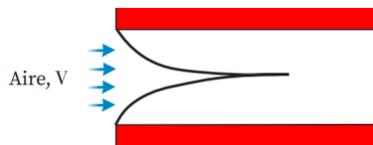
(c)

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{20.02 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (0.07 \text{ m})}{0.02439 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$Nu = 57.5$$

1-15 El agua a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ fluye a una velocidad promedio de 0.5 m/s entre dos placas planas paralelas colocadas a 1 cm de distancia. Determine las distancias de la entrada a la cual se encuentran la capa límite térmica y de velocidad.

Figura 5.



Ejercicio 1-15

Datos:

$$T_o = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Propiedades del agua a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (TA-9)

$$\rho = 998\text{ kg/m}^3$$

$$u = 1.002 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$Pr = 7.01$$

$$V = 0.5\text{ m/s}$$

$$L = 0.01\text{ m}$$

$$x = ?$$

$$x_t = ?$$

Solución:

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.002 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}{998.0\text{ kg/m}^3} = 1.004 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Tanto la capa límite de velocidad como la térmica se encuentran en la línea central entre las dos placas paralelas cuando:

$$\delta = \delta_t = \frac{1 \text{ cm}}{2} = 0.005 \text{ m}$$

$$\frac{4.91}{\sqrt{\frac{V}{\nu x}}}$$

$$\delta_t = \frac{4.91}{Pr^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{V}{\nu x_1}}}$$

La distancia desde la entrada a la que se encuentran las capas límite de velocidad es:

$$x = \frac{\delta^2 V}{(4.91)^2 \nu} = \frac{(0.005 \text{ m})^2 \left(0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}{(4.91)^2 (1.004 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})}$$

$$x = \mathbf{0.516 \text{ m}}$$

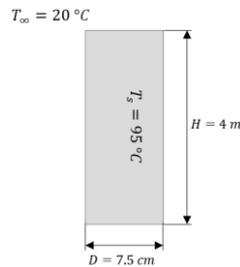
La distancia desde la entrada en la que se encuentran las capas límites térmicas es:

$$x_t = \frac{\delta^2 Pr^{\frac{2}{3}} V}{(4.91)^2 \nu} = \frac{(0.005 \text{ m})^2 (7.01)^{\frac{2}{3}} (0.5 \text{ m/s})}{(4.91)^2 (1.004 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})}$$

$$x_t = \mathbf{1.89 \text{ m}}$$

1-16 Un tubo que conduce vapor tiene 7.5 cm de diámetro exterior y 4 m de altura. Presenta una temperatura de 95 °C en la superficie exterior, mientras el aire en el ambiente está a 20 °C. Determinar cuánto calor (kcal/h) es cedido al aire por convección natural en una hora.

Figura 6.



Ejercicio 1-16

Datos:

$$D = 7.5 \text{ cm}$$

$$H = 4 \text{ m}$$

$$T_s = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_\infty = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h = 7.33 \times 10^{-4} \frac{\text{cal}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$Q = ?$$

Solución:

$$A_s = 2\pi rH = 2\pi(3.75 \text{ cm})(400 \text{ cm}) = 9424.77 \text{ cm}^2$$

Ecuación de transferencia de calor

$$Q = hA_s(T_s - T_\infty)$$

$$Q = \left(7.33 \times 10^{-4} \frac{\text{cal}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}}\right) (9424.77 \text{ cm}^2)(95 ^\circ\text{C} - 20 ^\circ\text{C})$$

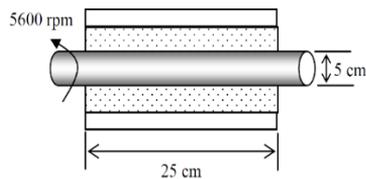
$$Q = 518.127 \text{ cal/s}$$

Conversión

$$\frac{\text{cal}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ kcal}}{1000 \text{ cal}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 1865,258 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

1-17 Considere una flecha de 5 cm de diámetro que gira a 5600 rpm en una chumacera de 25 cm de largo con una holgura uniforme de 0.5 mm. Determine la potencia requerida para hacer girar la flecha si el fluido en el espacio libre es aire a 40 °C y 1 atm.

Figura 7.



Ejercicio 1-17

Datos:

$$D = 5 \text{ cm}$$

$$N = 5600 \text{ rpm}$$

$$L = 25 \text{ cm}$$

$$\mu_{air} = 1.918 \times 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

$$W_{mec} = ?$$

Solución:

$$W_{mec} = Q_0 = -Q_L = -kA \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0}$$

$$W_{mec} = -kA \frac{\mu V^2}{2kL} = -A \frac{\mu V^2}{2L}$$

Calculando la velocidad

$$V = \pi DN = \pi(0.05 \text{ m}) \left(5600 \frac{rev}{min} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 14.66 \text{ m/s}$$

Y el área

$$A = \pi DL = \pi(0.05 \text{ m})(0.25 \text{ m}) = 0.03927 \text{ m}^2$$

Así, la potencia mecánica es

$$W_{mec} = -A \frac{\mu V^2}{2L}$$

$$= -(0.03927 \text{ m}^2) \frac{\left(1.918 \times 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2} \right) (14.66 \text{ m/s})^2}{2(0.0005 \text{ m})}$$

$$\mathbf{W_{mec} = -0.162 \text{ W}}$$

CAPÍTULO 2
Convección
forzada



2

Convección forzada

En el vasto paisaje del transporte de calor, la convección forzada emerge como una fuerza dominante, modelando y moldeando el flujo de energía en una variedad de contextos. En este capítulo, nos aventuramos en el corazón de este fenómeno dinámico, explorando sus intrincadas mecánicas y sus aplicaciones prácticas en ingeniería y ciencia.

Desde los flujos impulsados por fuerzas externas hasta los intrincados patrones que emergen en sistemas fluidos, la convección forzada revela un universo de complejidad y elegancia. Nos adentraremos en sus principios fundamentales, desentrañando cómo los impulsos externos impulsan el movimiento de los fluidos y generan gradientes de temperatura que son cruciales para la transferencia de calor.

A lo largo de estas páginas, descubriremos las diversas formas en que la convección forzada influye en nuestra vida cotidiana y en los avances tecnológicos que dan forma al mundo moderno. Desde el diseño de sistemas de refrigeración hasta la optimización de procesos industriales, su comprensión es esencial para ingenieros, científicos y tecnólogos por igual.

Objetivos

Al finalizar este capítulo, el lector será capaz de lograr los siguientes objetivos:

- Obtener una comprensión clara de los principios básicos que gobiernan la convección forzada, incluyendo los conceptos de transferencia de calor, momentum y energía.
- Reconocer los distintos mecanismos que impulsan la convección forzada, como la diferencia de presión, la fuerza centrífuga o la acción de dispositivos externos.
- Explorar una variedad de aplicaciones prácticas donde la convección forzada desempeña un papel crucial, desde sistemas de refrigeración hasta procesos industriales y aplicaciones en la ingeniería de fluidos.
- Comprender cómo la comprensión de la convección forzada influye en el diseño y la optimización de sistemas térmicos y fluidodinámicos, permitiendo mejorar la eficiencia y el rendimiento.

Glosario de Términos

h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
A_s	$[W/m^2 \cdot ^\circ C]$
T_s	Área superficial de transferencia de calor $[m^2]$
T_∞	Temperatura de la superficie $[^\circ C]$
k	Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie
Re	$[^\circ C]$
ρ	Conductividad térmica del fluido $[W/m \cdot K]$
V	Número adimensional, caracteriza el movimiento de un fluido
ν	Densidad $[kg/m^3]$
μ	Velocidad media del fluido $[m/s]$
Pr	Viscosidad cinemática del fluido $[m^2/s]$
Nu	Viscosidad dinámica del fluido $[kg/m \cdot s]$
L_c	Número de Prandtl
E	Número de Nusselt
E_{emt}	Longitud característica de la configuración geométrica $[m]$
E_{sal}	Energía $[Joule]$
α	Energía de entrada $[Joule]$
C_f	Energía de salida $[Joule]$
	Difusividad térmica $[m^2/s]$
	Coefficiente de fricción
c_p	Calor específico $[J/kg \cdot K]$
x_{cr}	Distancia desde el borde de ataque de la placa a la cual ocurre la transición de flujo laminar a turbulento $[m]$

2. Generalidades

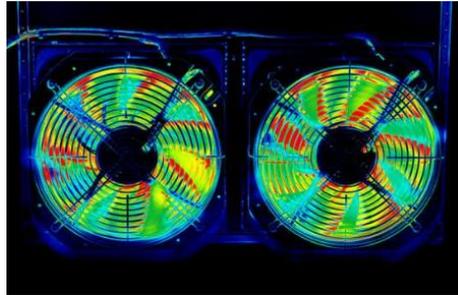
A menudo nos intrigamos por los cambios abruptos en el clima de una ciudad o nos maravillamos ante la eficacia de dispositivos como ventiladores o aires acondicionados, especialmente tras un día caluroso. Estos fenómenos, comunes en nuestra vida cotidiana, son ejemplos claros de convección forzada, un proceso mediante el cual el calor o el frío se transfieren mediante la intervención de agentes externos, como ventiladores, aires acondicionados o incluso las diferencias de presión atmosférica que inducen el movimiento de masas de aire.

Incluso nuestra propia actividad física, al caminar o movernos dentro de un espacio, puede contribuir al proceso de convección, generando un movimiento rápido de partículas de fluido sobre superficies sólidas. Este movimiento acelera el intercambio térmico, maximizando el gradiente de temperatura y aumentando la eficiencia del intercambio de calor.

Es importante destacar que la convección puede manifestarse de dos formas: natural y forzada. La convección natural se produce espontáneamente debido a las diferencias de densidad y temperatura entre un objeto y su entorno, mientras que la convección forzada implica la intervención de fuerzas externas, como la acción de ventiladores o sistemas de aire acondicionado.

Figura 8.

Convección forzada.



Para entender este tipo de convección, podemos recurrir a los números adimensionales mencionados en capítulos anteriores (Reynolds, Nusselt, Prandtl), los cuales pueden correlacionarse para establecer un número de Nusselt global. Este número proporciona información crucial sobre la transferencia de calor y ayuda en la comprensión y diseño de sistemas de convección, se la representa como se muestra a continuación:

$$Nu = CRe^m Pr^n$$

donde: C , m y n son constantes que dependerán de la configuración geométrica del objeto sometido al proceso de transferencia de calor.

2.1 Convección externa

La convección externa, un fenómeno complejo de intercambio de calor entre un objeto y el fluido circundante, se ve influenciada por una multitud de factores más allá de la simple diferencia de temperatura entre el objeto y el fluido.

Por ejemplo, además de las variaciones en la temperatura, la convección externa puede ser desencadenada por cambios en la densidad o viscosidad del fluido, así como por gradientes de velocidad o presión en el entorno. Estos factores pueden resultar de la presencia de obstáculos cercanos o la geometría del objeto, lo que añade una capa adicional de complejidad al proceso.

Para comprender mejor este fenómeno, podemos recurrir a considerar las nociones de flujo externo. En este contexto, la convección externa ocurre cuando un cuerpo sólido atraviesa un fluido estacionario o cuando un fluido fluye sobre un sólido estacionario. En este tipo de flujo, el objeto queda expuesto tanto a fuerzas de presión como viscosas, lo que puede influir significativamente en la transferencia de calor.

La transferencia de calor por convección externa forzada se produce cuando una superficie se mueve dentro de un fluido en movimiento, o viceversa, impulsada por un mecanismo externo. Este proceso es altamente eficaz en la transferencia de calor debido a que permite controlar la velocidad del flujo y mejorar la circulación, lo que a su vez aumenta la eficiencia del intercambio térmico.

Figura 9.

Avión supersónico X-59 Quesst.



Nota. Tomada de: Página oficial de la NASA (NASA, 2023)

Sin embargo, es importante tener en cuenta que la viscosidad del fluido puede ser sensible a altas velocidades, lo que puede afectar la eficiencia de la transferencia de calor. Por lo tanto, se requiere un equilibrio cuidadoso entre la velocidad del flujo y la viscosidad del fluido para maximizar la eficiencia de la convección externa.

La convección externa es un fenómeno crucial que desempeña un papel fundamental en la transferencia de calor en una amplia variedad de procesos naturales y tecnológicos.

Comprender los mecanismos de la convección externa y su impacto en la transferencia de calor es fundamental para el diseño y la optimización de procesos y dispositivos que involucran este tipo de transferencia de calor. Por ejemplo, en el diseño de sistemas de refrigeración o en la ingeniería de procesos de fabricación, el conocimiento detallado de cómo funciona la convección externa permite desarrollar sistemas más eficientes y efectivos. Esto incluye la selección adecuada de materiales, geometrías y configuraciones de flujo que maximicen la transferencia de calor y minimicen los costos y el consumo de energía.

2.2 Ecuaciones de transferencia de calor

Ecuación de la conservación de la masa

En el flujo estacionario, donde no hay cambios en la cantidad de masa dentro del volumen de control, se aplica el principio de conservación de la masa. Esto se expresa mediante la igualdad entre la tasa de flujo de masa que entra al volumen de control y la tasa de flujo de masa que sale del mismo. Es decir, la cantidad de masa que entra es igual a la cantidad de masa que sale.

La razón a la cual el fluido sale del volumen de control desde la superficie derecha se puede expresar como:

$$\rho \left(u \frac{du}{dx} dx \right)$$

Al repetir esto para la dirección y y sustituir los resultados en la ecuación se obtiene

$$\begin{aligned} & \rho u(dy \cdot 1) + \rho v(dx \cdot 1) \\ &= \left(u + \frac{du}{dx} dx\right)(d \cdot 1) + \rho \left(v + \frac{dv}{dx} dx\right)(dx \cdot 1) \end{aligned}$$

Al simplificar y dividir entre $dx \cdot dy \cdot 1$

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dx} = 0$$

La relación de conservación de masa, también conocida como ecuación de continuidad o balance de masa, es fundamental en el análisis de flujos de fluidos. Esta relación establece que la masa que entra a un volumen de control es igual a la masa que sale del mismo, lo que implica que la masa total dentro del volumen de control permanece constante en el tiempo.

Además, podemos relacionar esta conservación de masa con la fuerza neta que actúa sobre el volumen de control. Esta fuerza neta es igual a la masa del fluido dentro del volumen multiplicada por la aceleración del elemento de fluido. De manera equivalente, esta fuerza neta también puede expresarse como la tasa neta de transferencia de cantidad de movimiento del flujo hacia fuera del volumen de control.

Ecuaciones de la conservación de la energía

Establece que la cantidad total de energía en cualquier sistema físico aislado (sin interacción con ningún otro sistema) permanece invariante con el tiempo, aunque dicha energía puede transformarse en otra forma de energía.

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sistema}^5$$

Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido total de energía de un volumen de control permanece constante y, por lo tanto

$$\Delta E_{sistema} = 0$$

Dado que la energía se puede transferir solo por el calor, el trabajo y la masa, el balance de energía para un volumen de control de un flujo estacionario se puede escribir en forma explícita como:

$$(E_{ent} - E_{sal})_{por\ calor} + (E_{ent} - E_{sal})_{por\ trabajo} \\ + (E_{ent} - E_{sal})_{por\ masa} = 0$$

E = energía [Joule]

E_{ent} = energía de entrada [Joule]

E_{sal} = energía de salida [Joule]

⁵ La ecuación indica que el cambio en el contenido de energía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la entrada y la salida de energía.

2.3 Resistencia al movimiento en la convección externa

Como ya se ha mencionado, cuando un fluido fluye por el exterior de la superficie de un cuerpo experimenta oposición al desplazamiento; este fenómeno depende de varios factores en donde se incluye la velocidad del fluido, la geometría del objeto, la densidad y viscosidad del fluido, y la transferencia de calor entre el fluido y el objeto.

La geometría del objeto es un factor crítico en la determinación de su resistencia al movimiento. Las formas que generan un flujo laminar son más fáciles de atravesar que aquellas que producen un flujo turbulento. Además, la presencia de rugosidades en las superficies también aumenta la resistencia al movimiento. Por lo tanto, la geometría del objeto y la rugosidad de sus superficies deben ser consideradas cuidadosamente al diseñar objetos que necesiten minimizar la resistencia al movimiento.

La velocidad que tenga el fluido también es fundamental pues a mayores velocidades mayor será la resistencia al movimiento, lo mismo ocurre con la viscosidad, a medida que el fluido se vuelve más viscoso aumenta su resistencia.

Por otra parte, la transferencia de calor también influye en el flujo del fluido pues mientras mayor transferencia de calor exista significa que la diferencia de temperaturas es alta, lo que resulta en un aumento de la resistencia al movimiento.

Estos factores provocan fuerzas de resistencia o arrastre, uno de los ejemplos más comunes es un avión, al volar estos objetos están sometidos a fuerzas que le permiten mantenerse en vuelo y están representadas por la fuerza de sustentación.

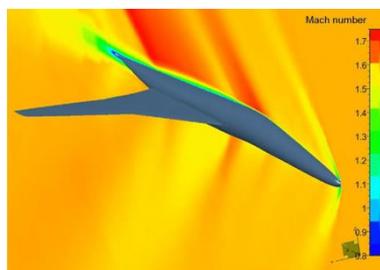
2.4 Resistencia al movimiento debido a la fricción y la presión.

La fuerza de fricción es una fuerza resistiva que surge cuando un cuerpo entra en contacto con otro o con una superficie. En el contexto de la convección externa, esta fuerza se manifiesta a través de la interacción entre las capas de un fluido en movimiento, como se ha mencionado anteriormente en relación con las capas límite de velocidad.

En la superficie del objeto, la velocidad del fluido tiende a ser cercana a cero debido al equilibrio entre la presión de la capa inferior y la fuerza de fricción, lo que se conoce como la condición de no deslizamiento. Esta fuerza de fricción actúa como una barrera que retiene al fluido en su lugar, impidiendo su avance a través de la superficie.

Figura 10.

Flujo de un fluido a través de una aeronave.



Nota. Imagen extraída de: (cadence, s.f.)

La presión, por otro lado, ejerce una resistencia al movimiento en la convección externa. Esta resistencia se debe al aumento de la presión a medida que el fluido se aproxima al objeto, como resultado del aumento en la masa del fluido.

Para representar todas estas características, se utiliza el coeficiente de fricción C_D , un número adimensional que se define a través de una fórmula específica. Este coeficiente proporciona una medida cuantitativa de la resistencia que experimenta el fluido al moverse alrededor del objeto y es fundamental en el análisis y diseño de sistemas que involucran convección externa.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A}$$

Donde

F_D es la fuerza de arrastre,

ρ la densidad del fluido,

V la velocidad y,

A área frontal (perpendicular a la dirección de flujo del fluido).

El coeficiente de fricción se puede descomponer en dos contribuciones principales: una debida a la fricción y otra debida a la presión. Esta descomposición se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$C_D = C_{D,fricción} + C_{D,presión}$$

Para un flujo sobre placas planas, el coeficiente C_D depende de la orientación del fluido con respecto a la superficie. Es cero cuando el flujo es perpendicular a la superficie y alcanza su valor máximo cuando el flujo es paralelo a la superficie. En este último caso, el coeficiente de fricción C_D es igual al coeficiente de fricción C_f .

$$C_D = C_{D,fricción} = C_f$$

Estas fuerzas sobre el fluido también tienen un efecto en el número de Nusselt, que está relacionado con los números de Reynolds y Prandtl. Además, se considera la variación de las propiedades del fluido con la temperatura. Para tener en cuenta esta variación, se define la **temperatura de película T_f** , que es el promedio de las temperaturas de la superficie y el fluido circundante, y se supone constante a lo largo del flujo:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

2.5 Flujo paralelo sobre placas planas.

El flujo de un fluido sobre una placa plana puede cambiar de régimen laminar a turbulento debido a las interacciones que se producen naturalmente dentro de las capas límite, como las estructuras de flujo inestable o las pequeñas perturbaciones.

La transición entre ambos regímenes depende de múltiples factores como la geometría de la placa, la velocidad del fluido, su temperatura, la aspereza de la superficie, el tipo de fluido y otros más. Existen diversas herramientas y modelos que permiten expresar esta transición, comprender y predecir mejor el comportamiento del fluido en estas condiciones; el número de Reynolds para este caso se expresa así

$$Re_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu}$$

donde x es una distancia desde y puede llegar hasta L , es decir la longitud original de la placa. Siendo los rangos de Re de acuerdo al régimen en que se encuentra:

Laminar

$$Re_x < 3.5 \times 10^5 - 10^6$$

Transición

$$3.5 \times 10^5 - 10^6 < Re_x < \sim 3 \times 10^6$$

Turbulento

$$Re_x > 3 \times 10^6$$

Coefficiente de fricción

Según la ubicación en la placa plana se establece el espesor de la capa límite y el coeficiente de fricción:

Laminar

$$\delta = \frac{4.91x}{Re_x^{\frac{1}{2}}} \text{ y } C_{f,x} = \frac{0.664}{Re_x^{\frac{1}{2}}}$$
$$Re_x < 5 \times 10^5$$

Turbulento

$$\delta = \frac{0.38x}{Re_x^{\frac{1}{5}}} \text{ y } C_{f,x} = \frac{0.059}{Re_x^{1/5}}$$
$$5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$$

En el caso del coeficiente de fricción *promedio* sobre la placa completa (longitud L) se tiene para los casos

Laminar

$$C_f = \frac{1.33}{Re_L^{\frac{1}{2}}} \quad Re_L < 5 \times 10^5$$

Turbulento

$$C_f = \frac{1.33}{Re_L^{1/5}} \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

Cuando la placa no es lo suficientemente larga para que el flujo se vuelva turbulento ni demasiado corta para que sea solo laminar se tiene la siguiente ecuación:

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} - \frac{1742}{Re_L} \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

Las constantes de estos coeficientes variarán con el valor del número de Reynolds crítico, y es importante añadir que solo se están considerando superficies lisas, pero en el flujo laminar también se considera la aspereza de la superficie y en el flujo turbulento hace que el coeficientes de fricción se multiplique, existe un régimen completamente rugoso donde se considera el número de Reynolds y la rugosidad, estos casos podemos verlos en el flujo a través de ductos, para ello, se utiliza el coeficiente de fricción promedio de Schlichting:

$$\text{Superficie áspera, turbulenta: } C_f = \left(1.89 - 1.62 \log \frac{\varepsilon}{L}\right)^{-2.5}$$

donde ε es la aspereza superficial y esta ecuación se la puede usar para $Re > 10^6$, sobre todo para $\varepsilon/L > 10^{-4}$.

Número de Nusselt para placas planas

En el caso de placas planas, el número de Nusselt depende de varios factores, incluidos los números de Reynolds (Re) y Prandtl (Pr). El número de Nusselt para placas planas puede variar significativamente dependiendo de la configuración específica del flujo y las condiciones de contorno.

A una distancia x de la superficie de la placa los números de Nusselt son según el régimen:

Laminar

$$Nu_x = 0.332Re_x^{0.5}Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} Pr > 0.6 \\ Re_x < 5 \times 10^5 \end{array} \text{ Turbulento}$$

$$Nu_x = 0.0296Re_x^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}} \quad \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \end{array}$$

en el caso de valores *promedios* del número de Nusselt se tiene:

Laminar

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.664Re_L^{0.5}Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} Re_L > 5 \times 10^5 \\ Pr > 0.6 \end{array}$$

Turbulento

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.037Re_L^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}} \quad \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \end{array}$$

y, sobre la placa completa

$$Nu = (0.037Re_L^{0.8} - 871)Pr^{\frac{1}{3}} \quad \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \end{array}$$

cuando se trabaja con metales líquidos el número de Nusselt queda

$$Nu_x = 0.565(Re_xPr)^{\frac{1}{2}} = 0.565Pe_x^{\frac{1}{2}} \quad \begin{array}{l} Pr \leq 0.05 \\ Pe_x \geq 100 \end{array}$$

donde Pe_x es el número adimensional de Peclet.

De manera que se exista una ecuación general del número de Nusselt se plantea la propuesta por Churchill y Ozoe que se aplica para cualquier número de Prandtl

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = \frac{0.3387 Pr^{\frac{1}{3}} Re_x^{\frac{1}{2}}}{\left[1 + (0.0468 Pr)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \quad Re_x Pr \geq 100$$

Casos de placas planas

Los casos anteriores corresponden a placas planas calentadas a lo largo de toda su longitud (isotérmicas); sin embargo, se deben considerar otros casos donde el calentamiento de la placa es parcial; así, para una placa plana con un tramo inicial no calentado de longitud ξ el número de Nusselt local para régimen laminar y turbulento está determinado por

Laminar

$$Nu_x = \frac{Nu_x(\text{para } \xi=0)}{\left[1 - (\xi/x)^{\frac{3}{4}}\right]^{\frac{1}{3}}} = \frac{0.334 Re_x^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 - (\xi/x)^{\frac{3}{4}}\right]^{\frac{1}{3}}}$$

Turbulento

$$Nu_x = \frac{Nu_x(\text{para } \xi=0)}{\left[1 - (\xi/x)^{\frac{9}{10}}\right]^{\frac{1}{9}}} = \frac{0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 - (\xi/x)^{\frac{9}{10}}\right]^{\frac{1}{9}}}$$

El número de Nusselt promedio de una sección calentada no se puede obtener analíticamente, por lo que se tienen los coeficientes de convección promedio a continuación

Laminar

$$h = \frac{2 \left[1 - (\xi/x)^{\frac{3}{4}} \right]}{1 - \xi/L}$$

Turbulento

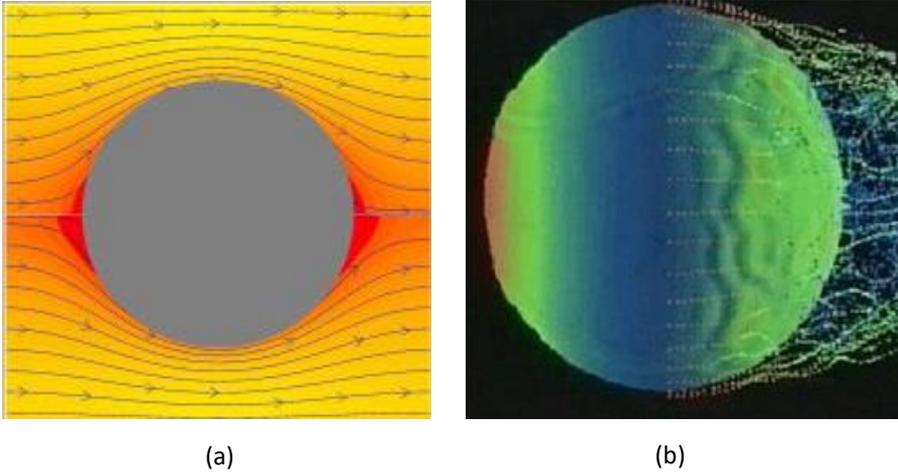
$$h = \frac{5 \left[1 - (\xi/x)^{\frac{9}{10}} \right]}{4(1 - \xi/L)}$$

2.6 Flujo alrededor de cilindros y esferas

En la práctica, es bastante común encontrar situaciones donde geometrías esféricas están inmersas en flujos con distintas velocidades. Para determinar si el flujo que rodea a estas esferas es laminar o turbulento, es esencial calcular el número de Reynolds, que proporciona una medida de la importancia relativa de las fuerzas inerciales y viscosas en el flujo.

Figura 11.

Comportamiento de la capa límite en esferas con flujo laminar y turbulento.



Nota.Tomado de: (Çengel & Ghajar, 2011)

Cuando se trata de geometrías esféricas, el cálculo del número de Reynolds sigue el mismo principio que para otros cuerpos, pero en lugar de utilizar una longitud característica, se emplea el diámetro de la esfera. Esta elección tiene sentido debido a la simetría radial de la esfera, donde su diámetro es una medida adecuada de su tamaño característico.

Por lo tanto, la correlación de Reynolds para esferas se expresa de la siguiente manera:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu}$$

donde D es el diámetro de la esfera.

Asimismo, para los regímenes laminar y turbulento los valores de Reynolds cambian, siendo el valor de Reynolds crítico igual a 2×10^5 , es decir

$$Re < 2 \times 10^5 \rightarrow \textit{para regímenes laminares}$$

$$Re \geq 2 \times 10^5 \rightarrow \textit{para regímenes turbulentos}$$

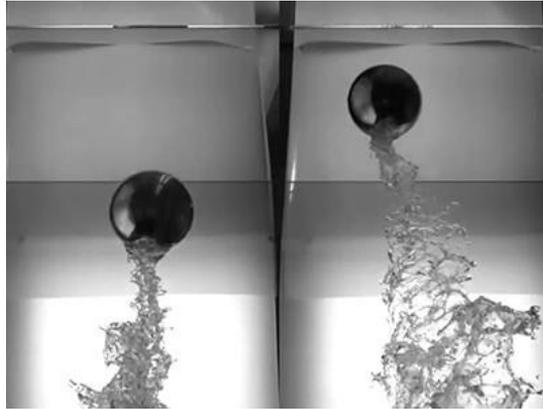
En la figura 27a se muestra una representación gráfica del flujo de un fluido alrededor de una esfera. Se puede apreciar que el fluido se aproxima a la geometría y choca en el punto medio de la superficie de la esfera.

Este punto se conoce como punto de estancamiento, ya que el fluido se detiene allí, alcanzando una velocidad de cero y generando una presión máxima en ese punto.

Desde el punto de estancamiento, el fluido se ramifica, aumentando su velocidad mientras la presión disminuye. Esta disminución de presión ocurre debido a la conservación de la energía del fluido: a medida que su velocidad aumenta, su presión disminuye. Este proceso da lugar a la formación de la capa límite de velocidad en el exterior de la esfera. En esta región, el fluido se mueve a una velocidad menor que en el flujo libre y la presión aumenta gradualmente.

Figura 12.

Estructuras de vórtice y estelas formadas a través de una esfera emergiendo del agua.



Nota. Imagen extraída de: (Utah State, 2016)

Es crucial destacar que la formación de la capa límite puede tener un impacto significativo en el comportamiento del flujo alrededor de la esfera. La capa límite puede generar una zona de separación del flujo, donde el fluido se aleja de la superficie de la esfera. Esta separación puede resultar en una disminución de la sustentación de la esfera, lo que es crucial en aplicaciones como el diseño de aeronaves o la eficiencia de turbinas hidráulicas.

Para velocidades muy bajas ($Re < 1$), el comportamiento de la capa límite será similar al ilustrado en la Figura 11a, donde la capa límite envuelve completamente la esfera de manera ordenada. Esta comprensión de los mecanismos detrás de la formación y evolución de la capa límite es esencial para el análisis y diseño de sistemas que involucran la interacción de fluidos con geometrías esféricas.

A medida que la velocidad del flujo aumenta, las partículas del fluido ya no pueden permanecer adheridas a la superficie de la esfera, lo que resulta en la formación de una zona de separación en la parte posterior de la esfera. Esta separación provoca turbulencias en esta región y, al mismo tiempo, una disminución de la presión, como se observa en la Figura 27b.

La naturaleza del flujo alrededor de una esfera tiene un impacto significativo en el coeficiente total de resistencia al movimiento, conocido como C_D .

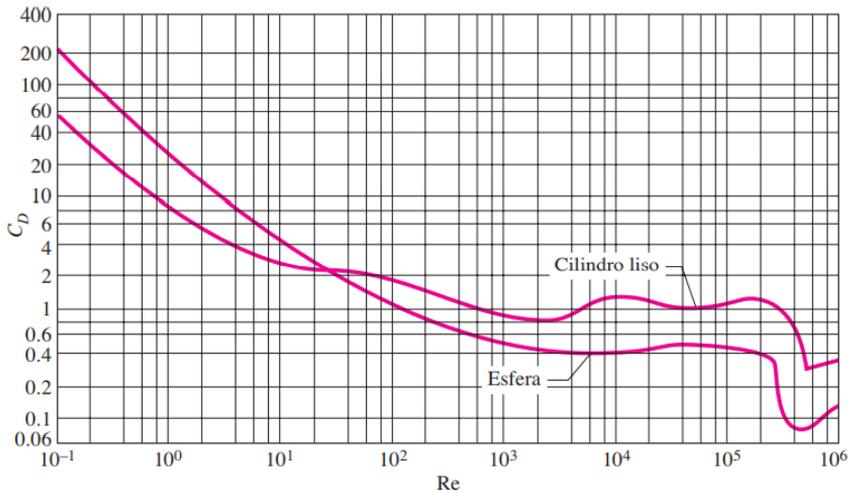
Tanto la resistencia por fricción como por presión pueden contribuir a este coeficiente según las condiciones de trabajo:

- En el caso de números de Reynolds bajos ($Re < 10$), la resistencia por fricción es predominantemente considerada.
- Por otro lado, en números de Reynolds altos ($Re > 5,000$), la resistencia por presión es la que tiene mayor relevancia.
- En números de Reynolds intermedios, tanto la resistencia por fricción como la resistencia por presión pueden tener un impacto considerable.

La Figura 13 muestra los valores de C_D para geometrías cilíndricas y esféricas en función de los números de Reynolds, proporcionando una comprensión visual de cómo varía la resistencia al movimiento según las condiciones del flujo.

Figura 13.

Coefficiente promedio de arrastre para el flujo cruzado alrededor de un cilindro y una esfera lisos.



Nota. Imagen extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).

Para un cilindro liso, el coeficiente promedio de arrastre depende del número de Reynolds (Re), que es la relación entre la fuerza inercial y la fuerza viscosa del fluido. Para números de Reynolds bajos, el flujo alrededor del cilindro es laminar, y el coeficiente promedio de arrastre es aproximadamente constante y depende principalmente del número de Reynolds. A medida que el número de Reynolds aumenta y el flujo se vuelve turbulento, el coeficiente promedio de arrastre puede variar significativamente y alcanzar un máximo en algún punto.

Para una esfera lisa, a bajas velocidades del fluido, el flujo alrededor de la esfera es laminar y el coeficiente de arrastre es relativamente bajo y

constante. Al aumentar la velocidad del fluido y el número de Reynolds, el flujo se vuelve turbulento, lo que aumenta la resistencia experimentada por la esfera y, por lo tanto, el coeficiente de arrastre. A diferencia del cilindro, el coeficiente promedio de arrastre para una esfera tiende a disminuir a medida que aumenta el número de Reynolds, alcanzando un valor mínimo en la región de flujo turbulento.

La fuerza de resistencia al movimiento F_D se define como la fuerza que actúa en sentido opuesto al movimiento de la esfera y que impide que ésta se desplace libremente por el fluido y se expresa de la siguiente forma:

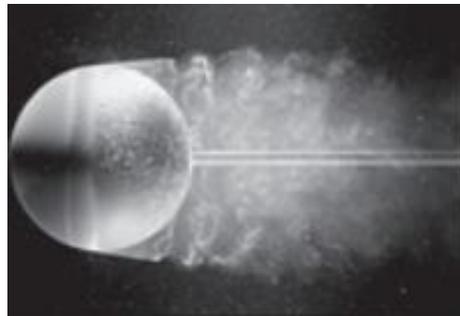
$$F_D = \frac{C_D A_f \rho V^2}{2}$$

donde el coeficiente de fricción C_D se lo obtiene en función del número de Reynolds como se puede observar en la Figura 29

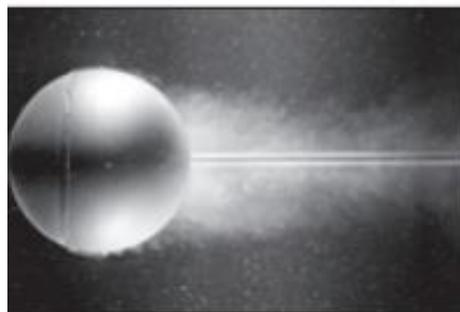
Además, se evidencia que, a altos números de Reynolds, el coeficiente de resistencia disminuye. Esto se debe principalmente al efecto de la turbulencia, ya que cuando una esfera se mueve en un flujo turbulento, la capa límite se separa en un ángulo de 140° , como se muestra en la Figura 30b. En contraste, para flujos laminares, esta separación ocurre en un ángulo de 80° , como se muestra en la Figura 30a. La turbulencia es un fenómeno que se produce en los fluidos cuando las partículas se mueven de manera caótica e impredecible.

Figura 14.

Comportamiento del flujo alrededor de la esfera para distintos números de Reynolds.



a)



b)

Nota. Imagen extraída del libro "Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones" de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

En el campo de la aerodinámica tiene efectos significativos en la resistencia que un objeto encuentra al desplazarse en un fluido, lo que se traduce en la fuerza de arrastre.

Es importante tener en cuenta que los efectos de la turbulencia en el coeficiente de resistencia y la fuerza de arrastre solo se producen en

cuerpos aerodinámicos cuya aspereza superficial es la causa de la turbulencia.

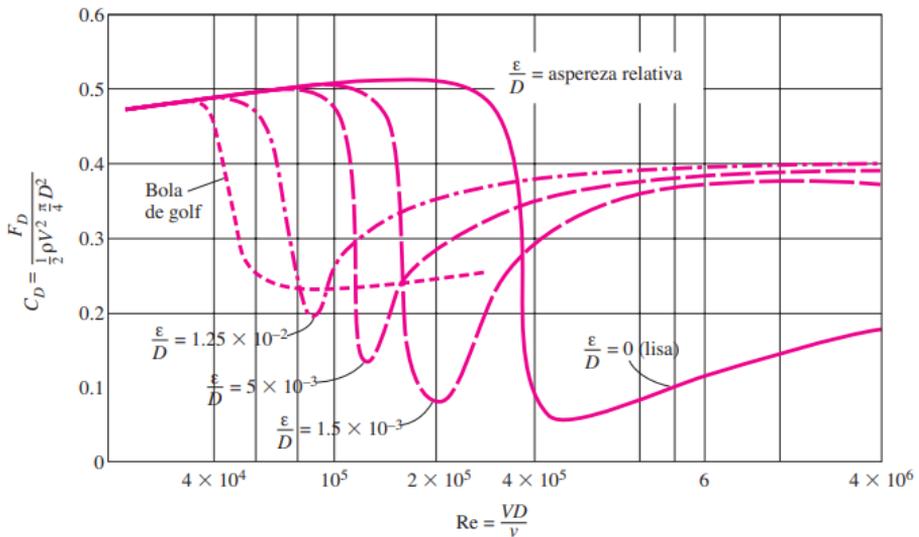
En estos casos, cuanto mayor sea la aspereza superficial del objeto, mayor será el aumento del coeficiente de resistencia, lo que se traducirá en una mayor fuerza de arrastre.

Sin embargo, hay excepciones a esta regla. En algunos casos, el aumento de la aspereza superficial puede disminuir el coeficiente de resistencia y la fuerza de arrastre en cuerpos esféricos, dependiendo de la velocidad del flujo. Esto se debe a que, en algunos casos, la turbulencia puede tener un efecto beneficioso en la aerodinámica de los cuerpos esféricos.

La Figura 31 muestra cómo el aumento de la velocidad del flujo puede disminuir el coeficiente de resistencia en una esfera rugosa. En este caso, la turbulencia tiene un efecto beneficioso al reorganizar la capa límite del fluido alrededor de la esfera, lo que disminuye la resistencia y, por ende, la fuerza de arrastre. A través esta se puede observar que el valor del coeficiente de resistencia depende tanto del número de Reynolds como de la aspereza relativa del objeto. Por ejemplo, en el caso de una esfera de superficie lisa, se observa que para un número de Reynolds de 2×10^5 el coeficiente de resistencia es de 0.5. Sin embargo, si se aumenta la aspereza de la superficie de la esfera, se puede disminuir el coeficiente de resistencia. Esto se debe a que la aspereza puede generar turbulencias en el flujo que reducen la fuerza de arrastre.

Figura 15.

Efecto de la aspereza superficial sobre una superficie esférica.



Nota. Imagen extraída del libro "Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones" de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).

Es importante mencionar que el valor del coeficiente de resistencia no es proporcional al número de Reynolds ni a la aspereza del objeto. Por lo tanto, es necesario conocer la velocidad exacta del flujo para poder determinar el valor del coeficiente de resistencia. En algunos casos, aumentar la aspereza de la superficie puede incluso aumentar el coeficiente de resistencia, como sucede en la figura cuando el número de Reynolds es de 4×10^6 y la esfera tiene superficie lisa, donde se observa el menor valor de coeficiente de resistencia.

El fenómeno descrito muestra que, para determinados rangos de Reynolds, aumentar la aspereza de la superficie puede disminuir la

fuerza de arrastre. Para hacer uso de este fenómeno, es necesario conocer el valor del número de Reynolds, la velocidad exacta del flujo, y hacer uso de la figura para determinar el valor del coeficiente de resistencia.

Transferencia de calor en esferas

En la resolución de los problemas de transferencia de calor por convección, es fundamental calcular los números de Reynolds y Nusselt. Este último, en particular, varía en función de la geometría del cuerpo que se está analizando, por lo que existen correlaciones diferentes para placas, cilindros y esferas. En el caso de las esferas, Whitaker propuso la siguiente expresión para el cálculo del número de Nusselt promedio:

$$Nu_D = 2 + \left[0.4Re_D^{\frac{1}{2}} + 0.06Re_D^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

para

$$\left\{ \begin{array}{l} 3.5 < Re < 7.6 \times 10^4 \\ 0.71 < Pr < 380 \\ 1 < \frac{\mu}{\mu_s} < 3.2 \end{array} \right.$$

Donde todas las propiedades se evalúan a una temperatura de flujo libre a excepción de μ_s , la cual se evalúa a la temperatura de la superficie de la esfera.



Para pensar

¿Qué pasaría si la luna tuviera una superficie lisa? ¿Viajaría más rápido o más lento?

Figura 16.

Superficie lunar.

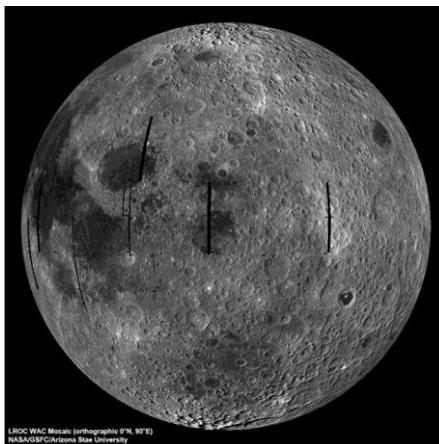


Imagen extraída de: (NASA, 2010)



Dato curioso

Te has preguntado ¿Cómo hacen los jugadores de golf para lanzar la pelota a largas distancias? ¿Será que tienen una fuerza sobrehumana? ¿Será que la pelota no tiene peso? ¿Por qué las pelotas de golf tienen una superficie parecida a la de la luna?

Los diseñadores de las pelotas de golf estudiaron la velocidad promedio a la que puede tirar un jugador (alrededor de 15 m/s) y tomando en cuenta este dato, desarrollaron la rugosidad en las pelotas de golf, esto a fin de que disminuya su coeficiente de resistencia y su fuerza de arrastre, logrando mayor distancia con menos esfuerzo.

Figura 17.

Pelota de golf.



En la Tabla 1 se ha recopilado las correlaciones empíricas para el número de Nusselt en convección forzada, sobre placas planas son, para flujo laminar y turbulento respectivamente:

Tabla 1.

Correlaciones empíricas para el número de Nusselt en convección forzada.

Geometría	Ecuación	Consideraciones
Laminar	$Nu = \frac{hL}{k}$ $= 0.664Re_L^{0.5}Pr^{\frac{1}{3}}$	$Re_L < 5 \times 10^5$
Placa plana		
Turbulento	$Nu = \frac{hL}{k}$ $= 0.037Re_L^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}}$	$0.6 \leq Pr \leq 60$ $5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$
Esfera	$Nu_{sph} = \frac{hD}{k} = 2 + \left[0.4Re^{\frac{1}{2}} + 0.06Re^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{4}}$	
Cilindro recto	$Nu_{cyl} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}}$	

Nota. Tabla extraída del libro "Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones" de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

En el caso de un flujo de aire sobre una esfera, el número de Nusselt será mayor en la región cercana al polo debido al aumento de la turbulencia en esa región. Sin embargo, a medida que el flujo se aleja del polo, el número de Nusselt disminuirá debido a la reducción de la turbulencia.

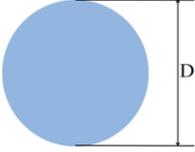
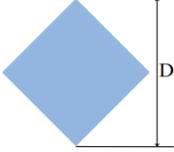
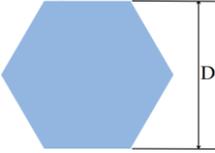
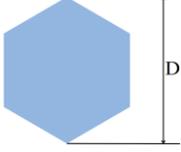
Para un flujo de líquido sobre una placa plana, el número de Nusselt será mayor en la región cercana al borde de ataque debido a la formación de una capa límite térmica. Esta capa actúa como una barrera que impide que el calor se transfiera eficientemente desde la placa plana al fluido circundante.

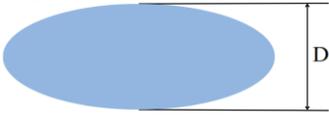
A medida que el flujo se aleja del borde de ataque, la capa límite térmica se reduce y el número de Nusselt aumenta.

La **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** proporciona un conjunto de cálculos destinados a determinar el número de Nusselt para cuerpos y geometrías específicas. Se destaca que las fórmulas presentadas pueden variar en función del rango del número de Reynolds. En líneas generales, esta tabla revela que el número de Nusselt tiende a ser más elevado en geometrías que fomentan una alta turbulencia en el fluido, como el círculo, el cuadrado y el hexágono.

Tomemos como ejemplo el flujo de aire sobre un cilindro: en esta situación, el número de Nusselt será más alto en la región donde se generan vórtices en el flujo. Estos vórtices desempeñan un papel crucial al promover la mezcla del fluido y, por ende, aumentar la eficiencia de la transferencia de calor.

Tabla 2. *Nusselt para otro tipo de cuerpos y geometrías.*

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4 – 4	Nu
		4 – 40	$= 0.989Re^{0.330}Pr^{\frac{1}{3}}$
		40 – 4 000	Nu
		4 000 – 40 000	$= 0.911Re^{0.385}Pr^{\frac{1}{3}}$
		40 000 – 400 000	Nu
		400 000	$= 0.683Re^{0.466}Pr^{\frac{1}{3}}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000 – 100 000	Nu $= 0.102Re^{0.675}Pr^{\frac{1}{3}}$
		<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000 – 100 000	Nu $= 0.153Re^{0.638}Pr^{\frac{1}{3}}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000 – 19 500	Nu $= 0.160Re^{0.638}Pr^{\frac{1}{3}}$
		19 500 – 100 000	Nu $= 0.0385Re^{0.782}Pr^{\frac{1}{3}}$

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
Placa vertical 	Gas	4 000 – 15 000	Nu $= 0.228Re^{0.731}Pr^{\frac{1}{3}}$
Elipse 	Gas	2 500 – 15 000	Nu $= 0.248Re^{0.612}Pr^{\frac{1}{3}}$

Nota. Tabla extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel, 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).

2.7 Convección externa en banco de tubos

El uso de bancos de tubos es esencial en numerosos procesos industriales donde se requiere transferencia de calor eficiente. Un ejemplo cotidiano de esta aplicación es el serpentín de aire acondicionado. Este dispositivo, presente en sistemas de climatización residenciales, comerciales e industriales, utiliza un banco de tubos para enfriar o calentar el aire circundante.

La disposición de los tubos en un banco permite una mayor superficie de contacto entre el fluido que fluye dentro de ellos y el aire que pasa por fuera. Esta mayor área de contacto facilita una transferencia de calor más efectiva. Además, al colocar los tubos en paralelo, se aumenta la

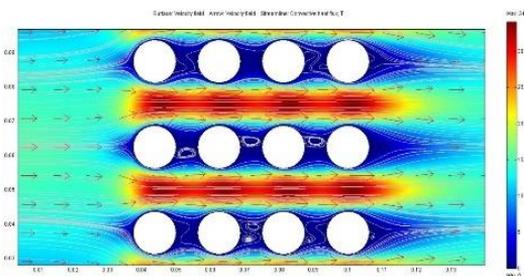
capacidad de intercambio térmico, lo que permite un enfriamiento más rápido del aire o una mayor eficiencia en la transferencia de calor.

La eficacia de un banco de tubos también está influenciada por la velocidad y la dirección del flujo de aire. Al pasar perpendicularmente a los tubos, el aire crea una turbulencia que aumenta la transferencia de calor al romper la capa límite alrededor de los tubos y llevar aire fresco a la superficie de intercambio térmico.

La versatilidad de los bancos de tubos radica en su capacidad para adaptarse a diferentes necesidades de diseño y aplicaciones específicas. Los parámetros como el diámetro de los tubos, la distancia entre ellos y el número de filas pueden ajustarse según los requisitos de enfriamiento o calentamiento del sistema, así como para adaptarse a restricciones de espacio o eficiencia energética.

Figura 18.

Trayectoria de los flujos en un banco de tubos.



Nota. Imagen extraída de: (Ikpotokin & Okechukwu, 2014)

En la Figura 34 se ejemplifica de manera gráfica cómo se comporta un sistema con banco de tubos. Esta parte se centra en la transferencia de calor que sucede en la parte exterior de los tubos y para ello se debe conocer lo siguiente:

D = diámetro exterior de los tubos

S_T = separación transversal de los tubos

S_L = separación longitudinal de los tubos

S_D = separación diagonal de los tubos

La transferencia de calor en los tubos de la primera fila puede ser modelada mediante un modelo de flujo externo alrededor de un cilindro. No obstante, es importante tener en cuenta que las geometrías esféricas y cilíndricas producen una estela de turbulencia en la parte posterior, lo que influye en la transferencia de calor en las filas posteriores. Lo que implica que la transferencia de calor aumente de manera significativa en las filas corriente arriba, pero este efecto no es infinito y está limitado. Si la transferencia de calor aumentara indefinidamente, se podrían transferir tasas de calor muy elevadas.

En general, se observa un aumento significativo en la transferencia de calor hasta aproximadamente la quinta fila, a partir de la cual los efectos de la turbulencia son mínimos y se consideran despreciables. En estos casos, la transferencia de calor se mantiene constante y se recomienda utilizar un coeficiente de transferencia por convección promedio. La forma general de este coeficiente es:

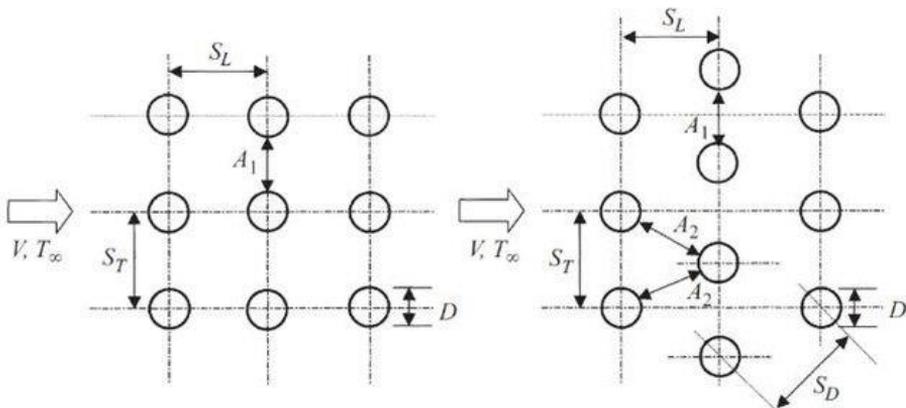
$$Nu_D = C Re_{D_{max}}^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

Donde C , m y n son valores que dependen del número de Reynolds y se encuentran en la Tabla 3, además las propiedades, excepto Pr , se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido, cuya forma es

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

Figura 19.

Configuración de los tubos en bancos alineados (a) y escalonados (b).



Nota. Imagen extraída de: (Cortés-Carmona, Mallco, Calderón, Reyes, & Palma, 2016)

La correlación del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos es un aspecto crucial en la transferencia de calor en sistemas de intercambio térmico, especialmente cuando se trata de configuraciones con tubos alineados y escalonados. Para el caso en que el número de

Reynolds del flujo sea mayor que 16 y el número de Prandtl esté dentro del rango de 0.7 a 500), hay correlaciones específicas que pueden utilizarse para estimar el número de Nusselt con precisión aceptable; estas se presentan en la Tabla 3 y se relacionan según la configuración que presentan los bancos de tubos, en este caso pueden ser alineados o escalonados lo cual se convierte en una herramienta invaluable para la predicción y el diseño de sistemas de intercambio térmico, permitiendo optimizar la eficiencia de transferencia de calor en una variedad de aplicaciones industriales y de ingeniería.

Tabla 3.

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N_L > 16$ y $0.7 - Pr < 500$.

Configuración	Rango de Reynolds	Correlación
Alineados	0 – 100	$Nu_D = 0.9Re_D^{0.4}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	100 – 1 000	$Nu_D = 0.52Re_D^{0.5}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	1 000 – 2×10^5	$Nu_D = 0.27Re_D^{0.63}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.033Re_D^{0.8}Pr^{0.4}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
Escalonados	0 – 500	$Nu_D = 1.04Re_D^{0.4}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	500 – 1 000	$Nu_D = 0.71Re_D^{0.5}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$

Configuración	Rango de Reynolds	Correlación
		Nu_D
	$1\ 000 - 2 \times 10^5$	$= 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
		Nu_D
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$= 0.031 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$

Nota. Tabla extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).

Las correlaciones que se muestran en la Tabla 3 están en función de la configuración de los tubos y el número de Reynolds, a partir de allí se puede obtener una correlación para el número de Nusselt. Como se mencionó, la Tabla 3 es utilizada para aquellos bancos de tubos cuyo número de filas sea mayor a 16. Es por ello que, en casos donde se tiene un número de filas menor que 16, se multiplica por un factor de corrección el cual se muestra a continuación en la Tabla 4.

Tabla 4.

Factor de corrección F que debe usarse en Nu_D , $N_L < 16 = F Nu_D$ para $N_L < 16$ y $Re_D > 1\ 000$.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.7	0.8	0.86	0.9	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Nota. Tabla extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).

Entonces la ecuación para un banco de tubos con el número de filas menor que 16 quedaría de la siguiente manera:

$$Nu_{D_{N_L < 16}} = F Nu_D$$

Una vez que se ha determinado el número de Nusselt para un banco de tubos, se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio. Este coeficiente no solo proporciona una medida de la eficiencia de la transferencia de calor, sino que también permite estimar la tasa de transferencia de calor que ocurre en el banco de tubos.

Para realizar este cálculo, nos apoyamos en la Ley de Enfriamiento de Newton, una herramienta fundamental en la ingeniería térmica que establece la relación entre el flujo de calor y la diferencia de temperatura entre el objeto y el fluido circundante. Como se ha discutido en secciones anteriores, la Ley de Enfriamiento de Newton se expresa de manera general como:

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{ml} = \dot{m}c_p(T_e - T_i)$$

por lo tanto, también se podría definir a la temperatura de salida por medio de la siguiente expresión:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{hA_s}{\dot{m}c_p}\right)$$

donde A_s es el área superficial de los tubos y se define como $A_s = n\pi DL$, aquí n hace referencia al número total de tubos, D es el diámetro y L la longitud de cada tubo.

La variable ΔT_{ml} es la diferencia de temperatura media logarítmica entre la entrada, salida y superficie, para calcularlo se debe resolver la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)}$$

Caída de presión.

La caída de presión es una variable fundamental en el funcionamiento de los bancos de tubos, ya que proporciona una medida de la diferencia de presión entre la entrada y la salida del sistema. Esta diferencia de presión se origina debido a la reducción del área a medida que el fluido ingresa al banco de tubos. Con esta reducción de área, la velocidad del fluido aumenta, lo que a su vez resulta en una disminución de la presión en la salida del banco de tubos.

Es esencial comprender que la caída de presión puede tener un impacto significativo en la eficiencia general del banco de tubos. Una caída de presión excesiva puede reducir el flujo de fluido a través del sistema, disminuyendo así la capacidad de intercambio térmico y afectando el rendimiento del equipo. En aplicaciones industriales, esto puede tener consecuencias graves, como un enfriamiento inadecuado de los procesos o un funcionamiento ineficiente de los equipos.

Para calcular esta variable, se utiliza la siguiente fórmula:

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

Donde:

N_L = es el número de líneas de tubos

f = factor de fricción

χ = factor de corrección

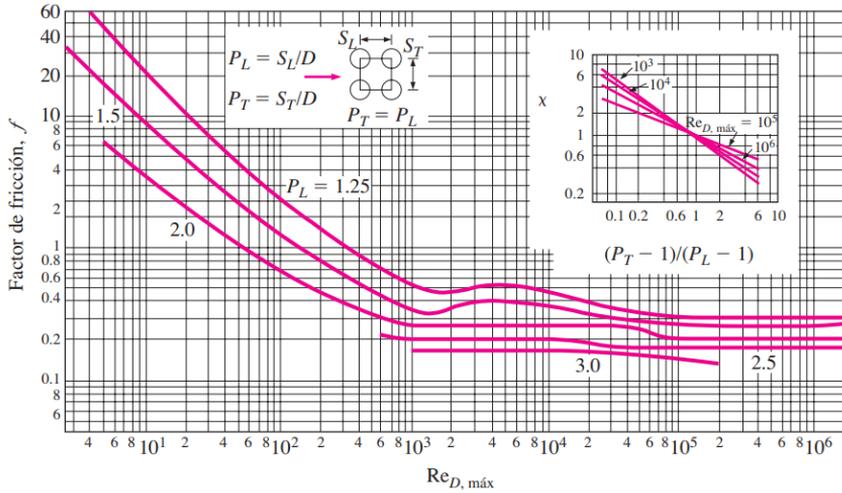
Estos factores se pueden determinar a partir de gráficas de curvas, los cuales se obtienen en base al número de Reynolds máximo. A continuación, en la figura 28 se presentan los factores de fricción y corrección para cada tipo de disposición de los tubos.

El factor de fricción es la resistencia que experimenta el fluido a fluir a través de los tubos. La fricción es causada por la rugosidad de la superficie interna de los tubos y la velocidad del fluido. Este factor puede ser determinado por la ecuación de Darcy-Weisbach o por la ecuación de Fanning.

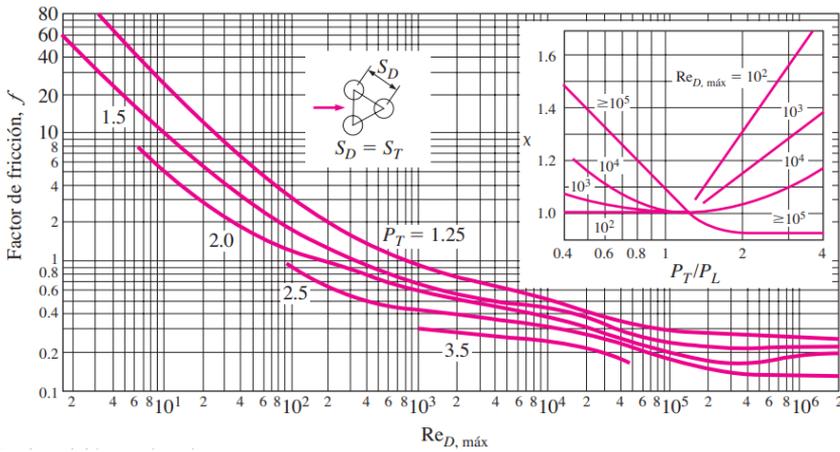
La corrección, por otro lado, se refiere a la pérdida de calor en el banco de tubos debido a factores como la transferencia de calor entre los tubos, el espesor de los tubos, la resistencia térmica del fluido y la presencia de incrustaciones. La corrección puede ser calculada utilizando factores de corrección que se basan en datos experimentales y en modelos teóricos.

Figura 20.

Factor de fricción f y factor de corrección χ para bancos de tubos alineados (a) y escalonados (b).



(a) Disposición de alineados



(b) Disposición escalonada

Nota. Imagen extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).



La transferencia de calor por convección en la actualidad: El futuro del disipador pasivo

Figura 21.

Disipador de calor por convección.



Así es el Ineo Ice – Cold M.2 Pure Cooper. Es una estructura metálica que alberga parte de las piezas referidas y sustenta la fijación completa del sistema, donde al mismo tiempo también sirve de disipador puesto que encima tiene instalado un *thermal pad* donde este irá tocando la cara oculta o anterior (como se prefiere llamar) del SSD una vez instalado.

Lo interesante aquí es que al ser un tubo de cobre simple y macizo lo que se pretende es usar a la inversa lo que se conoce como recuperador de convección de haces tubulares. Para ello, se necesita lógicamente la mayor cantidad de cobre y además alejarlo de la fuente de calor en vez

de acercarlo. Por eso, en la parte superior de los tubos de cobre no hay disipador alguno más que una placa decorativa con el nombre del producto y no otro cold plate.

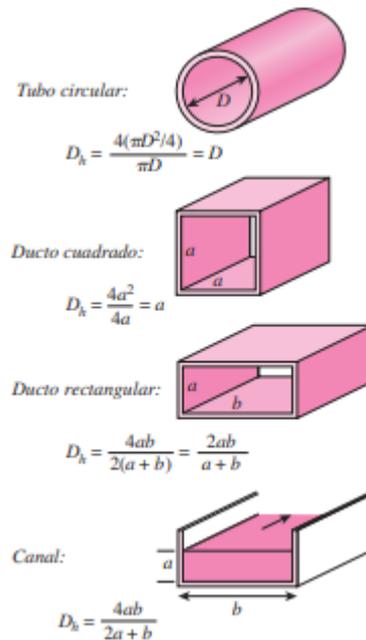
Se pretende crear un sistema de intercambio con el gas (aire) que minimice la pérdida de presión de este por el movimiento interior de los ventiladores cercanos, logrando con esta forma tan particular que la superficie total sea mayor y con ello la capacidad de intercambio se maximice. Reduciendo su coste y consiguiendo un rendimiento incluso mejor, porque la capacidad térmica de disipación es mayor. La marca asegura que podremos bajar de 10 °C a 25 °C, dependiendo del flujo interno de la caja. Lo único «malo» es que todos los de alto rendimiento son de este tipo, así que no hay que preocuparse en este aspecto salvo que por necesidades de espacio tuviésemos que usar otro factor de forma

2.8 Convección interna

Cuando se requiere enfriar un fluido caliente o calentar un fluido frío, la convección forzada emerge como el principal mecanismo de transferencia de calor. Este proceso se hace evidente en una amplia gama de aplicaciones industriales y cotidianas, donde el flujo del fluido se dirige a través de un cuerpo, no solo tubos, para facilitar el intercambio térmico. En la convección interna forzada, al igual que en la externa, la transferencia de calor es impulsada por un factor externo, como un ventilador, bomba o agitador, que genera una fuerza necesaria para mantener el flujo en movimiento dentro del cuerpo.

Figura 22.

Diámetro hidráulico según la forma del conducto



Nota. Imagen tomada de: (Çengel & Ghajar, 2011)

Este movimiento del fluido es esencial para asegurar una distribución uniforme de la temperatura y garantizar una transferencia de calor efectiva en todo el sistema. Sin la acción de este factor externo, el flujo del fluido se volvería estacionario, comprometiendo la eficiencia del proceso de transferencia de calor.

Para el flujo dentro de un tubo circular se presenta el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V_{prom}D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom}D}{\mu} = \frac{\rho D}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi D^2 / 4} \right) = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D}$$

Además, se establece el diámetro hidráulico D_h con el cual se basan tanto el número de Reynolds, Nusselt y el factor de fricción:

$$D_h = \frac{4A_c}{p}$$

donde A_c es el área de la sección transversal de la tubería y p su perímetro. Para tubos circulares se expresa

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi D^2/4}{\pi D} = D$$

No se tiene establecido un valor exacto para los números de Reynolds en estos regímenes puesto que el flujo turbulento depende de las asperezas, vibraciones y fluctuaciones.

Sin embargo, se suelen usar en condiciones prácticas para flujo laminar $Re < 2300$, turbulentos $Re > 10000$ y transición valores intermedios.

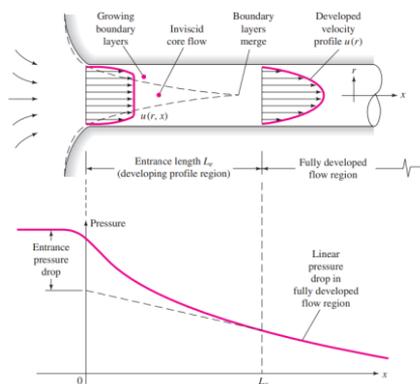
La velocidad en el flujo interno

Cuando un fluido penetra en un cuerpo, como una tubería, comienza a formarse una capa límite en la entrada debido a los efectos viscosos del fluido. Esta capa límite inicial se desarrolla gradualmente a medida que el flujo avanza a lo largo de la tubería. Durante este proceso, el perfil de velocidad del flujo experimenta cambios significativos hasta que el

borde de la capa límite alcanza el centro del cuerpo. Esta zona donde el perfil de velocidad no es uniforme se conoce como la **región de entrada hidrodinámica**. Más allá de esta región, el perfil de velocidad se estabiliza y alcanza su forma completamente desarrollada.

Figura 23.

Perfil de velocidad en el flujo interno



Nota. Imagen tomada de “Fluid Mechanics, por White, F. 7ed (White, 2011).

La longitud y forma de la región de entrada hidrodinámica dependen en gran medida de la naturaleza del flujo, es decir, si es laminar o turbulento. En el caso de flujos internos, como el flujo a través de una tubería, el número de Reynolds está intrínsecamente relacionado con el diámetro de la tubería. Para valores de Reynolds menores que 2300, el flujo se considera laminar, y la longitud de la región de entrada hidrodinámica es proporcional al número de Reynolds. Por otro lado, para valores de Reynolds mayores que 4000, el flujo se vuelve completamente turbulento, lo que también afecta la longitud y forma de la región de entrada:

Laminar

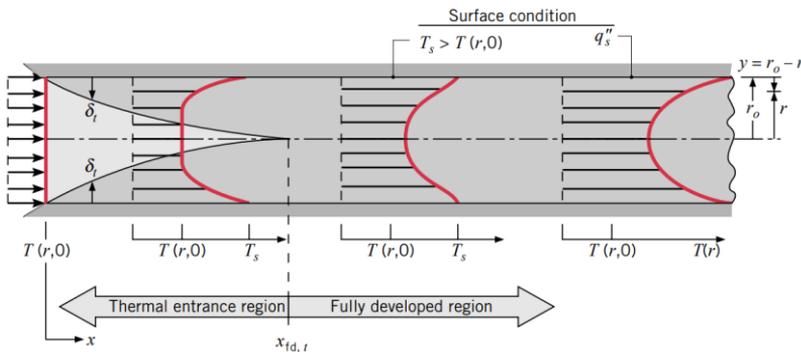
$$Re_D \leq 2300 \rightarrow \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right) \approx 0.05 Re_D$$

Turbulento

$$Re_D \geq 4000 \rightarrow \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right) \approx 4.4 Re_D^{1/6}$$

Figura 24.

Perfil de temperatura en el flujo interno.



Nota. Imagen tomada de “Fundamentals of Heat and Mass Transfer, por Incropera, DeWitt, Bergman & Lavine, 6ed (Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine, 2007)

La temperatura en el flujo interno

Cuando un fluido con una temperatura diferente a la del cuerpo entra en contacto con la superficie de este último, se forma una capa límite térmica debido al proceso de convección. Similar al desarrollo de la capa límite de velocidad, la capa límite térmica experimenta variaciones a medida que avanza desde el punto de contacto inicial hacia el centro del

cuerpo. A medida que el fluido atraviesa el cuerpo, la capa límite térmica evoluciona hasta alcanzar una distribución uniforme de temperatura, transformándose en un flujo completamente desarrollado térmicamente. Esta región del flujo se conoce como la *región de entrada térmica*.

La longitud de la región de entrada térmica sigue una expresión similar a la longitud de la región de entrada hidrodinámica, con la excepción de que ahora se considera el número de Prandtl en lugar del número de Reynolds. El número de Prandtl indica cómo la capa límite térmica crece en comparación con la capa límite hidrodinámica. Si el número de Prandtl es mayor que 1, la capa límite térmica crecerá más lentamente que la capa límite hidrodinámica, mientras que si es menor que 1, ocurrirá lo contrario.

Laminar

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right) \approx 0.05 Re_D Pr$$
$$Pr > 1 \rightarrow x_{fd,t} > x_{fd,h}$$

Turbulento

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right) \approx 10$$
$$Pr < 1 \rightarrow x_{fd,t} < x_{fd,h}$$

Velocidad y temperatura promedio

Debido a que la velocidad del fluido no es uniforme a lo largo de la sección transversal debido a la condición de no deslizamiento en la interfaz sólido-fluido, resulta conveniente trabajar con una ***velocidad promedio*** (V_{prom}).

Esta velocidad promedio será constante cuando se estén analizando áreas constantes dentro del flujo. Para determinar su valor, se emplea el principio de conservación de la masa:

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_c$$

donde \dot{m} es el flujo másico o gasto de masa y A_c es el área de la sección transversal.

La temperatura promedio está representada como la energía térmica que el fluido transporta a través de la sección transversal del cuerpo por el cual fluye. La temperatura promedio es el resultado del promedio de todas estas temperaturas locales, lo que brinda una estimación general de la cantidad de energía térmica que transporta el fluido.

$$\dot{m} C_p T_m = \int_{A_c} \rho V c_p T dA_c$$

Se consideran valores promedios de temperatura y velocidad con el fin de simplificar el análisis del flujo en estos casos.

Transferencia de calor en el flujo interno

Considerando la sección de un tubo y asumiendo que el flujo del fluido presenta variaciones en la densidad, disipación de la viscosidad y conducción axial despreciables, la transferencia de calor por convección total se puede expresar a partir de la diferencia de temperaturas promedio a la entrada y salida del tubo como

$$q = \dot{m}c_p(T_{b_2} - t_{b_1})$$

considerando que c_p es relativamente constante a lo largo del cuerpo donde se desplaza el fluido.

Para un volumen de control infinitesimal en el tubo, la ecuación se puede reducir a

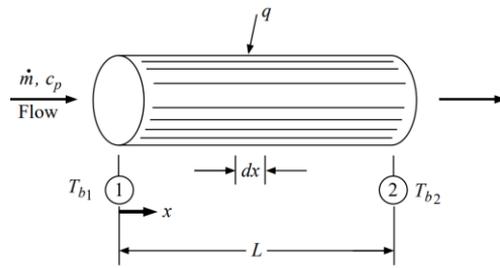
$$dq_{conv} = \dot{m}c_p[[T_m + dT_m] - T_m] = \dot{m}c_p dT_m$$

A partir de la expresión de la transferencia de calor en términos del flujo de calor a través de la pared del tubo, se puede obtener la expresión para la variación promedio de temperatura

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h(T_s - T_m)$$

Figura 25.

Transferencia de calor según la diferencia de temperaturas promedio.



Nota. Imagen extraída de “Heat Transfer, por Holman, 10ed (Holman, 2010)

Como era de esperar, la temperatura del fluido cambiará dependiendo de si la temperatura de la pared es mayor o menor que la del fluido. Esta ecuación puede ser útil para determinar una expresión para la temperatura media a lo largo del ducto y estimar la transferencia de calor. Analicemos dos casos que son comunes en aplicaciones del mundo real:

- **La constante del flujo de calor.** En un tubo de diámetro constante, la variación de temperatura media con respecto a la distancia dT_m/dx es constante, lo que se traduce en una variación lineal de la temperatura media a lo largo del tubo:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} = \text{constante}$$

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} x$$

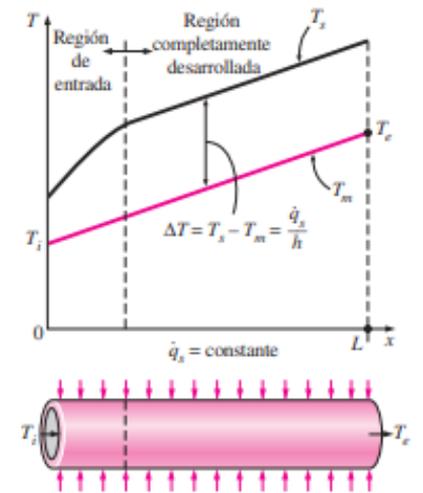
La diferencia de temperatura entre el fluido y la pared varía a lo largo de la región de entrada, mientras que es constante en la región completamente desarrollada debido a que el coeficiente de transferencia de calor es constante.

Así, la transferencia de calor por convección se puede estimar a través de la integración del flujo de calor a lo largo del tubo.

$$q_{conv} = q_s'' PL$$

Figura 26.

Variación de las temperaturas superficial del tubo y media del fluido a lo largo del tubo para el caso de flujo constante de calor en la superficie.

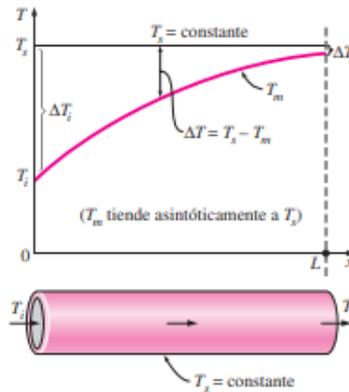


Nota. Imagen tomada de: (Çengel & Ghajar, 2011)

La constante de temperatura de la superficie de la pared. Para el caso en el que la temperatura de la superficie de la pared se mantiene constante, es útil considerar la diferencia de temperatura ΔT entre la pared y el fluido.

Figura 27.

Variación de la temperatura media del fluido a lo largo del tubo para el caso de temperatura constante.



Nota. Imagen tomada de: (Çengel & Ghajar, 2011)

Mediante relaciones matemáticas simples, podemos derivar la siguiente relación final que describe cómo esta diferencia de temperatura disminuye exponencialmente a lo largo del tubo. Esta relación nos proporciona una comprensión más profunda de cómo la transferencia de calor evoluciona en el sistema a medida que el fluido fluye a través del mismo.

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h\Delta T$$

$$\frac{dT_x}{dT_i} = -\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{\dot{m}c_p} \bar{h}\right)$$

Se puede utilizar esta expresión para un tubo completo y estimar la transferencia de calor por convección

$$q_{conv} = \dot{m}c_p(\Delta T_i - \Delta T_0) = \bar{h}A_s\Delta T_{lm}$$

donde q está en términos de la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_i}{\ln \Delta T_0 / \Delta T_i}$$

Si se conoce el cociente de transferencia de calor promedio, se puede calcular la transferencia de calor para este caso.

Flujo laminar en tubos

Cuando nos referimos al flujo laminar en tubos, estamos hablando de una condición en la cual las partículas del fluido se mueven de manera ordenada, siguiendo trayectorias paralelas y bien definidas. En este tipo de flujo, no hay interrupciones abruptas ni remolinos significativos. En lugar de eso, el fluido presenta capas que se deslizan de manera suave y ordenada a lo largo del tubo. Esta naturaleza del flujo laminar permite una transferencia de calor más controlada y predecible en comparación con el flujo turbulento.

En esta sección, nos enfocaremos en un escenario particular en el cual el fluido se comporta de manera específica. Estamos hablando de un fluido incompresible, lo que significa que su densidad no cambia significativamente bajo presión, y además es laminar, es decir, las partículas del fluido se mueven en capas ordenadas y predecibles. También consideramos que el flujo es estacionario, lo que indica que las condiciones del fluido no cambian con el tiempo. En este caso, nos centraremos en el flujo laminar completamente desarrollado, donde el fluido se mueve a una velocidad constante a lo largo de toda la tubería circular, lo que nos permite realizar análisis más precisos y simplificados de la transferencia de calor en este sistema.

Se puede definir al perfil de velocidad para un flujo laminar completamente desarrollado de la siguiente manera:

$$u(r) = 2V_{prom} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$$

el cual resulta fácil de obtener, pues la velocidad promedio se puede calcular a partir del gasto volumétrico.

Si nos ubicamos en la línea central encontraremos la velocidad máxima, donde $r = 0$, por lo tanto

$$u_{m\acute{a}x} = 2V_{prom}$$

de lo cual se puede concluir que, en el flujo laminar completamente desarrollado la velocidad promedio es la mitad de la velocidad máxima del fluido en la mitad del tubo; esto significa que la velocidad del fluido aumenta a medida que nos acercamos al centro del tubo y disminuye gradualmente hacia las paredes.

el flujo turbulento. Según la ley de Hagen-Poiseuille se puede calcular la caída de presión de un flujo laminar a través de un tubo circular:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{8\mu LV_{prom}}{R^2} = \frac{32\mu LV_{prom}}{D^2}$$

Caída de presión

La caída de presión es un fenómeno que describe la disminución gradual de la presión a medida que el fluido avanza a lo largo del tubo. Esta disminución se debe a diversas resistencias que el fluido encuentra en su trayectoria, como la viscosidad y la fricción con las paredes internas del tubo. En el caso del flujo laminar completamente desarrollado, donde las partículas del fluido se desplazan de manera ordenada, la caída de presión es relativamente pequeña en comparación con otros tipos de flujos.

Cuando esta disminución de presión es causada por efectos viscosos, se denomina pérdida de presión (ΔP_L). Para todos los tipos de flujos internos completamente desarrollados, la pérdida de presión se expresa mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2}$$

donde $\rho V_{prom}^2/2$ es la presión dinámica y f el factor de fricción de Darcy que se calcula de la siguiente manera:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V_{prom}^2}$$

también conocido como factor de fricción de Darcy-Weisbach, este no debe ser confundido con el coeficiente de fricción $C_f = \frac{2\tau_w}{\rho V_{prom}^2} = \frac{f}{4}$. Si igualamos estas ecuaciones podemos obtener el factor de fricción para un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular:

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{prom}} = \frac{64}{Re}$$

de la cual se puede establecer que, en el flujo laminar, el factor de fricción depende únicamente del número de Reynolds y no está influenciado por la rugosidad o aspereza de la superficie interna del tubo.

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{prom}^2}{2g}$$

La cual indica que el aumento en altura que el fluido debe elevarse mediante una bomba para compensar las pérdidas de energía causadas por la fricción en tubo. Para vencer esta pérdida se aplica

$$\dot{W}_{bomba,L} = \dot{V}\Delta P_L = \dot{V}\rho gh_L = \dot{m}gh_L$$

donde \dot{V} y \dot{m} son el gasto volumétrico y másico.

En un tubo horizontal la velocidad promedio está representada por la siguiente ecuación:

$$V_{prom} = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L} = \frac{(P_1 - P_2)D^2}{32\mu L} = \frac{\Delta P D^2}{32\mu L}$$

y el gasto volumétrico en un tubo horizontal con diámetro D y longitud L es

$$\dot{V} = V_{prom}A_c = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L} \pi R^2 = \frac{\Delta P \pi D^4}{128\mu L}$$

Ecuación conocida como ley de Poiseuille cuyo flujo es llamado flujo de Hagen-Poiseuille de la cual se concluye que la caída de presión (por tanto, potencia requerida) dependen de la longitud del tubo y viscosidad del fluido, así si se llegara a duplicar el diámetro del tubo, la potencia de bombeo se puede reducir 16 veces.

Número de Nusselt

Cuando el flujo de calor es constante en la superficie de un tubo circular tenemos:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36$$

lo que indica que cuando un flujo laminar completamente desarrollado está sometido a un flujo de calor constante, el número de Nusselt será constante.

En el caso de un flujo laminar completamente desarrollado donde la temperatura superficial es constante (T_s), la relación del número de Nusselt es

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66$$

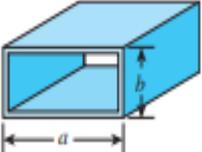
Si comparamos estos dos valores se puede identificar que el número de Nusselt para el flujo constante de calor superficial es un 16 por ciento más alto que el de temperatura superficial constante; es decir, cuando se aplica una condición de flujo constante de calor en la superficie, la transferencia de calor es más eficiente que cuando se mantiene una temperatura constante por lo que la elección de una condición respecto de la otra afectará la eficiencia de transferencia de calor, en este caso se recomienda usar la condición de la frontera con flujo constante de calor para aplicaciones donde se requiera una mayor tasa de transferencia de calor.

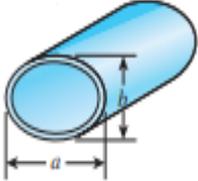
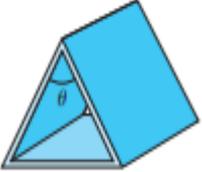
Flujo laminar en tubos no circulares

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se proporcionan relaciones para el factor de fricción f y el número de Nusselt en el flujo laminar completamente desarrollado en tubos con diferentes formas de sección transversal. Estos números de Reynolds y Nusselt están calculados utilizando el diámetro hidráulico D_h del tubo, que se define como $D_h = 4A_c/p$, donde A_c es el área de la sección transversal del tubo y p es su perímetro. Al obtener el número de Nusselt el coeficiente de transferencia de calor por convección h se puede calcular usando la siguiente fórmula $h = kNu/D_h$.

Tabla 5.

Número de Nusselt y Factor de fricción f para diferentes formas de secciones de tuberías donde se presenta un flujo laminar completamente desarrollado.

Configuración geométrica del tubo	a/b o θ°	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = Cte$	$\dot{q}_s = Cte$	
Círculo	-	3.66	4.36	$60.00/Re$
 Rectángulo	1	2.98	3.61	$56.92/Re$
	2	3.39	4.12	$62.20/Re$
	3	3.96	4.79	$68.36/Re$
	4	4.44	5.33	$72.92/Re$
	6	5.14	6.05	$78.80/Re$
	8	5.60	6.49	$82.38/Re$

Configuración geométrica del tubo	a/b o θ°	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = Cte$	$\dot{q}_s = Cte$	
	∞	7.54	8.24	$96.00/Re$
Elipse	a/b			
	1	3.66	4.36	$64.00/Re$
	2	3.74	4.56	$67.28/Re$
	4	3.79	4.88	$72.96/Re$
	8	3.72	5.09	$76.60/Re$
	16	3.65	5.18	$78.16/Re$
Triángulo isósceles	θ			
	10°	1.61	2.45	$50.80/Re$
	30°	2.26	2.91	$52.28/Re$
	60°	2.47	3.11	$53.32/Re$
	90°	2.34	2.98	$52.60/Re$
	120°	2.00	2.68	$50.96/Re$

Nota. Tabla extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011).

El flujo laminar en la región de entrada

En la etapa inicial del flujo en un conducto, conocida como la región de entrada, el comportamiento del fluido es fundamental para comprender cómo se establece la distribución de velocidad y la transferencia de calor a lo largo del conducto. En esta fase, el flujo aún no ha alcanzado una configuración completamente desarrollada, lo que significa que tanto la velocidad como la transferencia de calor no son uniformes a lo largo del conducto.

Durante el ingreso del fluido en el conducto, se producen una serie de ajustes y cambios que son influenciados por varios factores, como las condiciones iniciales del flujo, las dimensiones del conducto y la velocidad del fluido. Uno de los cambios más significativos es la variación de la velocidad de las partículas del fluido a medida que avanzan a lo largo del conducto. En el centro del conducto, la velocidad tiende a aumentar, mientras que cerca de las paredes, la velocidad es menor debido a la fricción con las superficies del conducto. Esta diferencia en la velocidad conduce a una transferencia de calor no uniforme a lo largo de la sección transversal del conducto.

Es importante destacar que, en esta etapa, el número de Nusselt suele ser mayor en la entrada del conducto, especialmente si se asume que el flujo está hidrodinámicamente desarrollado cuando el fluido ingresa a la sección de calentamiento. Sin embargo, este concepto también puede aplicarse a flujos en desarrollo donde el número de Prandtl es mayor o igual a 5.

Además, si existe una alta diferencia de temperaturas entre la superficie del conducto y el fluido, se debe considerar la variación de la viscosidad con la temperatura al determinar el número de Nusselt.

$$Nu = 1.86 \left(\frac{RePrD}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

la cual se utiliza para $0.60 \leq Pr \leq 5$ y $0.0044 \leq \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right) \leq 9.75$.

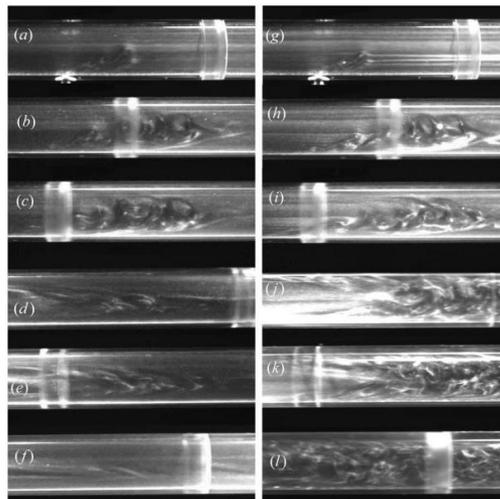
En la entrada del flujo entre de placas paralelas isotérmicas de longitud L el número de Nusselt se calcula como sigue

$$Nu = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)RePr}{1 + 0.016[(D_h/L)RePr]^{2/3}}$$

esta relación se usa para $Re \leq 2\,800$.

Figura 28.

Transición al flujo turbulento dentro de una tubería.



Flujo turbulento en tubos

El flujo turbulento en tubos se caracteriza por un comportamiento caótico y desordenado de los fluidos, que contrasta con la organización y orden del flujo laminar. Este fenómeno ocurre a altas velocidades o cuando hay obstáculos que causan cambios abruptos en la dirección del flujo. En el flujo turbulento, la transferencia de calor es

significativamente más eficiente que en el flujo laminar, lo que lo convierte en una opción preferida en diversas aplicaciones industriales y tecnológicas.

En campos como el diseño de intercambiadores de calor, radiadores, sistemas de refrigeración y calderas, entre otros, el flujo turbulento ofrece una transferencia de calor superior, lo que lo hace indispensable para maximizar la eficiencia térmica de estos sistemas. Para determinar y comprender el comportamiento del flujo turbulento en tubos, es crucial considerar el número de Reynolds, que generalmente supera los 10,000 en este tipo de flujos.

Las correlaciones utilizadas para describir el flujo turbulento en tubos se derivan principalmente de experimentos, ya que las ecuaciones que rigen este tipo de flujo suelen ser complejas y requieren soluciones numéricas. En el caso de tubos lisos sometidos a flujo turbulento, el cálculo del factor de fricción puede realizarse utilizando la ecuación de Peukhov, una expresión que ofrece una estimación precisa de este parámetro en función de las características del flujo y las propiedades del fluido, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

usada para $3000 < Re < 5 \times 10^6$.

Mientras que el número de Nusselt a través de la analogía de Chilton-Colburn

$$Nu = 0.125fRePr^{1/3}$$

Esta ecuación puede usarse tanto para tubos lisos como para ásperos al contar con el factor de fricción.

Cuando el flujo turbulento está completamente desarrollado en tubos lisos se presenta la siguiente ecuación de Colburn

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3}$$

para las siguientes condiciones

$$\left(\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10\,000 \end{array} \right)$$

Sin embargo, esta se puede modificar para obtener resultados con mayor precisión como se muestra a continuación

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$$

esta ecuación conocida como ecuación de Dittus-Boelter presenta un exponente n el cual depende de la geometría específica y las condiciones de flujo. Para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, el valor típico de n es aproximadamente 0.4.

Las ecuaciones mencionadas anteriormente son aplicables cuando la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie no es significativa. En este caso, todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura del fluido promedio a la entrada y salida $T_b = (T_i + T_e)/2$. Sin embargo, cuando la variación de temperatura es considerable debido a una gran diferencia entre las temperaturas, se debe emplear la siguiente ecuación, propuesta por Sieder y Tate

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

para $\left(\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 16\,700 \\ Re \geq 10\,000 \end{array} \right)$, donde las propiedades se evalúan a T_b a excepción de μ_s que se evalúa a T_s .

Estas ecuaciones son sencillas pero el error de sus resultados puede alcanzar el 25%, valores considerablemente grandes que pueden reducirse a porcentajes inferiores al 10% si utilizamos relaciones con mayor complejidad y mejor precisión, entre ellas destaca la segunda ecuación de Petukhov la cual se expresa de la siguiente manera:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)}$$

para $\left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2\,000 \\ 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right)$.

Su exactitud puede ser modificable como se muestra

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1\,000)Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)}$$

para $\left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2\,000 \\ 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right)$

y el factor de fricción se puede calcular con la primera ecuación de Petukhov y las demás propiedades se evalúan con la temperatura promedio.

A pesar de ello, estas relaciones presentan una baja sensibilidad a las condiciones térmicas y se pueden aplicar tanto para T_s y \dot{q}_s constantes con las cuales se obtienen resultados aceptables en ingeniería. Cabe recalcar que estas ecuaciones no consideran a los metales líquidos puesto que los números de Prandtl en estos casos son mucho menores ($0.004 < Pr < 0.01$), Sleicher y Rouse establecieron ecuaciones para condiciones de $10^4 < Re < 10^6$.

Para $T_s = \text{constante}$:

$$Nu = 4.8 + 0.0156Re^{0.85}Pr_s^{0.93}$$

Para $\dot{q}_s = \text{constante}$:

$$Nu = 6.3 + 0.0167Re^{0.85}Pr_s^{0.93}$$

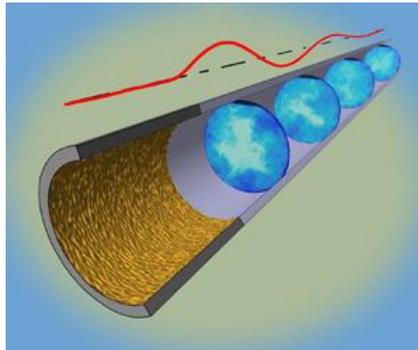
donde el subíndice s significa que el valor de Pr debe calcularse con la temperatura superficial.

Superficies ásperas

En la realidad, las tuberías no presentan superficies completamente lisas, sino que tienden a tener cierta rugosidad que afecta significativamente el flujo de fluidos a través de ellas. Esta rugosidad introduce fricción adicional, lo que conduce a una mayor turbulencia y caída de presión en el interior de las tuberías.

Figura 29.

Rugosidad superficial.



Nota. Imagen extraída de: (Van, Floryan, Ding, Hellström, & Smiths, 2020)

La rugosidad de la superficie de una tubería se representa comúnmente como ε . En el contexto de las tuberías, el factor de rugosidad de Darcy no depende únicamente del número de Reynolds, sino también de la rugosidad de la superficie. Por lo tanto, la pérdida de carga se expresa mediante la ecuación de Darcy-Weisbach, que describe la caída de presión en función del factor de fricción, el cual a su vez depende del número de Reynolds y la rugosidad de la superficie $f = f(Re, \varepsilon/D)$, es esta manera la pérdida de carga se expresa así

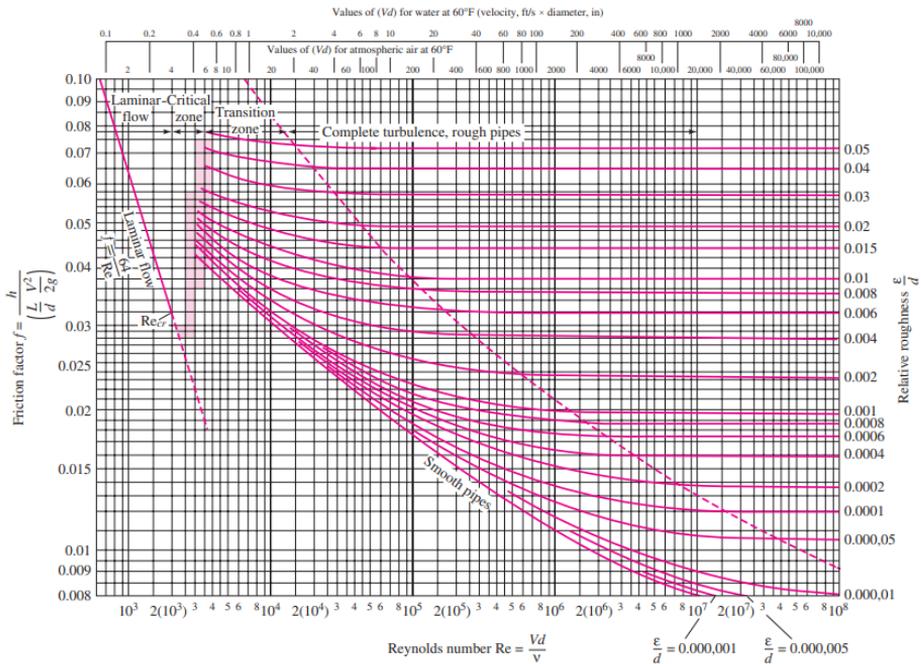
$$h_L = f(Re, \varepsilon/D) \frac{LV^2}{2Dg}$$

La ecuación de Darcy-Weisbach se utiliza para el cálculo de la pérdida de carga en flujo incompresible completamente desarrollado dentro de una tubería, ya sea recta o inclinada. Esta ecuación se representa gráficamente en el diagrama de Moody, que muestra la relación entre la caída de presión, el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. Estos datos fueron obtenidos experimentalmente por J. Nikuradse, quien utilizó tuberías con rugosidad artificial para medir la caída de presión necesaria para generar un caudal específico. En la ecuación de Darcy-Weisbach, el término λ representa el coeficiente de fricción de Darcy, también conocido como coeficiente de fricción. Sin embargo, calcular este coeficiente no es una tarea simple, ya que no existe una fórmula única que se aplique a todos los escenarios posibles.

Su determinación requiere consideraciones específicas sobre la geometría de la tubería, la naturaleza del fluido y las condiciones de flujo, lo que puede implicar el uso de datos experimentales o correlaciones empíricas específicas para cada situación.

Figura 30.

El diagrama de Moody es un gráfico en una escala logarítmica doble del coeficiente de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de una tubería



Nota. Un gráfico creado por Louis Ferry Moody. Tabla tomada de “Fluid Mechanics, por White, F. 7ed (White, 2011).

En el análisis de los flujos en tuberías, es crucial distinguir entre dos estados distintos: el flujo en capas, típicamente asociado con flujos laminar, y el estado de flujo turbulento. Para cada uno de estos casos, existen ecuaciones específicas que describen la pérdida de carga y el comportamiento del flujo.

Figura 31.

Factor de fricción mínimo para un tubo liso y aumenta con la aspereza.

Aspereza relativa, ε/D	Factor de fricción, f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

Nota. *Superficie lisa. Todos los valores para $Re = 10^6$ están calculados con base en la ecuación de Colebrook.

Tabla extraída del libro: *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones* de Yunus Cengel 4ed

Tabla 6.

Tamaños estándar para tubos de acero cédula 40.

Tamaño nominal, in	Diámetro interior, in
1/8	0.269
1/4	0.364
3/8	0.493
1/2	0.622
3/4	0.824
1	1.049
1 1/2	1.610
2	2.067
2 1/2	2.469
3	3.068
5	5.047
10	10.02

Nota. Tabla extraída del libro: *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones* de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

En el caso de flujos laminar, se recurre a una de las expresiones de la ecuación de Poiseuille, la cual proporciona una descripción precisa de la pérdida de carga en este tipo de flujo. Por otro lado, para el flujo turbulento, se utilizan ecuaciones más complejas, como la ecuación de Colebrook-White, junto con otras expresiones derivadas, como la ecuación de Barr, la ecuación de Miller y la ecuación de Halland. A continuación, se muestra la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

La ecuación de Colebrook-White, una de las más utilizadas para el flujo turbulento, presenta una forma implícita que requiere una solución iterativa para determinar el factor de fricción f . Esta solución puede resultar computacionalmente costosa. Por esta razón, se recurre a ecuaciones más aproximadas, como la ecuación de Haaland, que proporciona una estimación más rápida y eficiente del factor de fricción f . Esta ecuación ofrece una alternativa práctica y aceptable para el cálculo del factor de fricción en flujos turbulentos en tuberías.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right)$$

En el caso de los flujos laminar, el coeficiente de fricción está determinado únicamente por el número de Reynolds. Sin embargo, para los flujos turbulentos, el coeficiente de fricción no solo depende del

número de Reynolds ($f = 64/Re$), sino también de la rugosidad relativa de la tubería. Esto implica que el coeficiente de fricción en flujos turbulentos se representa mediante un conjunto de curvas, una para cada valor de la rugosidad relativa, expresada como el número $\{k/d\}$, donde k es el valor de la rugosidad absoluta, es decir, la longitud (generalmente en milímetros) de la rugosidad que se puede medir directamente en el tubo.

Es importante tener en cuenta que las tuberías comerciales se identifican comúnmente mediante un "diámetro nominal", que es un valor aproximado del diámetro. Sin embargo, este valor no representa con precisión el diámetro interno real del tubo como se muestra en la Tabla 6. Es por ello que, en los cálculos y análisis, es necesario emplear el "diámetro interno real" del tubo, el cual puede variar de acuerdo con el tipo y el fabricante del tubo.

Otra especificación relevante es la "cédula de la tubería" o "Schedule", que indica el espesor de la pared del tubo. La cédula 40 es una de las más comúnmente utilizadas en diversas aplicaciones y corresponde a una pared de 1/4 de pulgada de espesor.

Cabe destacar que el número de la cédula varía según el espesor de la pared, pero el diámetro exterior del tubo se mantiene constante.

Es fundamental tener en cuenta que analizar los tubos comerciales presenta desafíos adicionales debido a la variabilidad en su rugosidad. Esto dificulta proporcionar una descripción precisa de la superficie. En contraste, los tubos utilizados en experimentos suelen tener una rugosidad más uniforme y controlada, lo que facilita el análisis y la comparación de resultados.

Tabla 7.

Valores de la aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos.

Material	Aspereza ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Caucho alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.46
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

Tanto en el diagrama de Moody como en la Tabla 7 se proporcionan valores de aspereza para algunos tubos comerciales. Sin embargo, es importante tener en cuenta que esta aspereza puede aumentar con el tiempo debido a la corrosión, acumulación de incrustaciones y

precipitación. Como resultado, el factor de fricción podría incrementarse de 5 a 10 veces en comparación con los tubos nuevos.

A pesar de que el diagrama y las ecuaciones proporcionan una guía valiosa, es esencial comprender que no deben considerarse como exactos. Se ha observado que tienen una precisión de aproximadamente un 15% en todo el rango de valores representados en el diagrama. Por lo tanto, se recomienda utilizarlos como herramientas de referencia y realizar ajustes según las condiciones específicas del sistema y la aplicación.

Desarrollo del flujo turbulento en la región de entrada

En la región de entrada, donde las longitudes son relativamente cortas (alrededor de 10 diámetros de tubo de longitud), se emplea el mismo número de Nusselt determinado para el flujo turbulento completamente desarrollado en todo el tubo. Esta práctica ofrece resultados razonables tanto en la transferencia de calor como en las caídas de presión en tubos largos, donde la región de entrada tiene un impacto menor en comparación con la longitud total del tubo.

Sin embargo, para tubos cortos, esta aproximación tiende a ser conservadora y garantiza que no se subestimen los efectos de la turbulencia.

No obstante, existen correlaciones específicas que proporcionan coeficientes de fricción y transferencia de calor para las regiones de entrada y salida, lo que permite obtener una mayor exactitud en el análisis. Estas correlaciones tienen en cuenta las características particulares de la región de entrada, lo que mejora la precisión de los resultados en situaciones donde esta región juega un papel más significativo.

Flujo turbulento en tubos no circulares

El flujo turbulento en tubos no circulares resulta complejo y desafiante pues a diferencia de los tubos circulares que ya han sido estudiados, estos presentan geometrías asimétricas que provocan flujos desiguales y recirculación, afectando significativamente la turbulencia y la transferencia de calor.

La presencia de esquinas y cambios bruscos en la geometría dan lugar a la formación de vórtices y corrientes locales, fenómenos que aumentan la turbulencia y afectan la distribución de velocidad y la transferencia de calor en ciertas secciones del tubo; otro aspecto a considerar es la relación entre el diámetro hidráulico y las dimensiones de la sección transversal del tubo que puede influir en la estabilidad del flujo e intensidad de la turbulencia. Aún así, se puede utilizar las correlaciones expresadas en las anteriores secciones reemplazando en la fórmula del número de Nusselt el diámetro D por el diámetro hidráulico $D_h = 4A_c/p$.

Flujo por la sección anular entre tubos concéntricos

El flujo a través de una sección anular es un caso complejo que se puede encontrar en varias aplicaciones de ingeniería, especialmente en intercambiadores de calor y enfriadores de tubos concéntricos; este tipo de configuración se caracteriza por tener un tubo interno y otro externo dispuesto concéntricamente, formando un espacio anular entre ellos y así dos fluidos se desplazan a través de ellos, uno por el tubo y el otro en el espacio anular. Para ello, consideramos una sección anular concéntrica con diámetro interior D_i y exterior D_o , con lo cual tenemos el diámetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi(D_o^2 - D_i^2)/4}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i$$

El número de Nusselt, está relacionado para las dos áreas donde pasan los fluidos, con lo cual tenemos Nu_i y Nu_o , en la tabla se muestran números de Nusselt para el flujo laminar completamente desarrollado con una superficie isotérmica y adiabática, así, cuando se determinen los valores del número de Nusselt los coeficientes de convección se calculan

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad y \quad Nu_o = \frac{h_o D_h}{k}$$

Tabla 8.

Número de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en una sección anular con una superficie y la otra adiabática.

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	-	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

Cuando se presenta un flujo turbulento completamente desarrollado, estos coeficientes serán aproximadamente iguales, mientras que la sección anular puede considerarse como un tubo no circular con diámetro hidráulico $D_h = D_o - D_i$ y el número de Nusselt podría calcularse con la ecuación de Gnielinski, mismo que para mejorar su exactitud se lo multiplica por un factor según la pared:

Pared exterior adiabática

$$F_i = 0.86 \left(\frac{D_i}{D_o} \right)^{-0.16}$$

Pared interior adiabática

$$F_o = 0.86 \left(\frac{D_i}{D_o} \right)^{-0.16}$$

Mejoramiento de la transferencia de calor

Al buscar mejorar la transferencia de calor, las tuberías con superficies ásperas ofrecen una solución. En muchas ocasiones, se diseñan tuberías con una rugosidad intencionada, incorporando aletas y corrugaciones para aumentar esta transferencia. Este enfoque puede resultar en incrementos de hasta un 400% en la transferencia de calor. ¿Cómo es posible esto? La presencia de rugosidades en la superficie de la tubería reduce el espesor de la capa límite, lo que permite una mayor interacción entre el fluido en contacto con la pared y el fluido más alejado de ella.

No obstante, es importante tener en cuenta que este aumento en la transferencia de calor viene acompañado de un incremento en la fricción, lo que a su vez se traduce en un mayor consumo de energía por parte de la bomba o ventilador que impulsa el fluido a través del sistema. Por lo tanto, al diseñar sistemas con tuberías rugosas, se debe considerar cuidadosamente la compensación de la pérdida de carga para garantizar un rendimiento óptimo.

Además de la rugosidad controlada, existen otras estrategias para mejorar la transferencia de calor. Una de ellas es inducir flujos pulsantes mediante dispositivos generadores de pulsos, lo que aumenta la turbulencia y, por lo tanto, la transferencia de calor. También se pueden utilizar cintas en espiral para generar remolinos en el fluido, mejorando así la mezcla y aumentando la eficiencia de transferencia de calor. Asimismo, los tubos con forma de serpentin pueden inducir flujos

adicionales que mejoran la transferencia de calor en determinadas aplicaciones.

Transferencia de calor en la región de transición

Esta zona se encuentra en el conducto o tubo después de la región de entrada, donde el flujo ha pasado de ser completamente laminar a convertirse gradualmente en turbulento, caracterizándose por la combinación de mecanismos de transferencia de calor asociados a ambos regímenes de flujo, siendo la transferencia de calor superior a la región laminar sin llegar a alcanzar la región turbulenta. Por ello, Ghajar y colaboradores analizaron y establecieron correlaciones para tres configuraciones que se muestran en la figura; así el coeficiente local de transferencia de calor en el flujo de transición se determina por medio del número de Nusselt de transición Nu_{trans} , el cual a una distancia x de la entrada se calcula:

$$Nu_{trans} = Nu_{lam} + \left\{ \exp \left[\frac{a - Re}{b} \right] + Nu_{turb}^c \right\}^c$$

siendo Nu_{lam} el número de Nusselt de la región laminar en la entrada con efectos de convección natural

$$Nu_{lam} = 1.24 \left[\left(\frac{RePrD}{x} \right) + 0.025(GrPr)^{0.75} \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

y Nu_{turb} es para flujo turbulento con efectos de flujo en desarrollo

$$Nu_{turb} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.385} \left(\frac{x}{D}\right)^{-0.0054} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

donde los números adimensionales establecen las propiedades físicas y se analizan con la temperatura media entre la entrada y salida del fluido, y las constantes a , b y c se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9.

Constantes para la correlación de la transferencia de calor en la transición.

Configuración geométrica de la entrada	a	b	c
Reentrante	1 766	276	-0.955
De borde cuadrado	2 617	207	-0.950
De boquilla acampanada	6 628	237	-0.980

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

Este método tiene un rango de aplicación según su base de datos de 1290 puntos, los cuales se distribuyen de la siguiente manera: 441 para la entrada reentrante, 416 para la de borde cuadrado y 433 para la de boquilla acampanada.

Reentrante

$$3 \leq \frac{x}{D} \leq 192, 1700 \leq Re \leq 9100, 5 \leq Pr \leq 51$$

$$4000 \leq Gr \leq 210000, 1.2 \leq \frac{\mu_b}{\mu_s} \leq 2.2$$

De borde cuadrado

$$3 \leq \frac{x}{D} \leq 192, 1600 \leq Re \leq 10700, 5 \leq Pr \leq 55$$

$$4000 \leq Gr \leq 250000, 1.2 \leq \frac{\mu_b}{\mu_s} \leq 2.6$$

De boquilla acampanada

$$3 \leq \frac{x}{D} \leq 192, 3300 \leq Re \leq 11100, 13 \leq Pr \leq 77$$

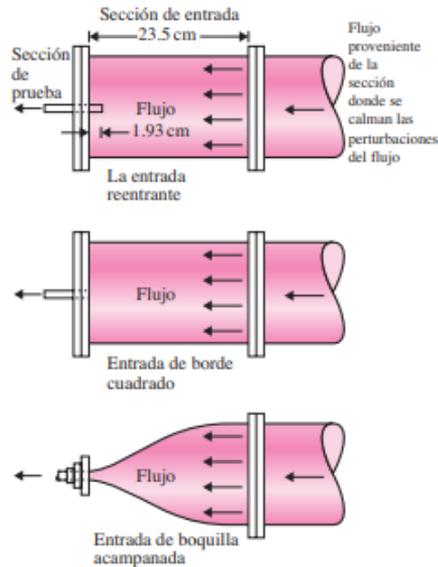
$$6000 \leq Gr \leq 110000, 1.2 \leq \frac{\mu_b}{\mu_s} \leq 3.1$$

Caída de presión en la región de transición en mini y microtubos

La caída de presión en la región de transición en mini y microtubos es un área de gran interés en la investigación y las aplicaciones de microfluídica y microtransferencia de calor.

Figura 32.

Flujo en tubos con transición hacia los diámetros micrométricos hasta milimétricos.



Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

Estos tubos, con diámetros que van desde micrómetros hasta milímetros, presentan características únicas debido a su reducida escala, lo que influye significativamente en el comportamiento del flujo y la transferencia de calor.

En la región de transición de estos tubos, se puede observar una transición desde un régimen laminar a uno turbulento. Sin embargo, lo peculiar aquí es que el número de Reynolds es mucho menor debido a la reducción en la escala, pudiendo alcanzar valores tan bajos como 1 o 10. Esta particularidad tiene implicaciones importantes en la caída de

presión, ya que a medida que el flujo transita de laminar a turbulento, se producen cambios bruscos en el perfil de velocidad y en la distribución de presiones a lo largo del tubo.

Estos cambios pueden ocasionar incrementos significativos en la caída de presión, especialmente en la región cercana a la entrada del tubo. Además, las fuerzas viscosas se vuelven más predominantes en estos espacios más reducidos, lo que influye en la resistencia al flujo y, como resultado, aumenta la caída de presión en comparación con los tubos de mayor tamaño.

Para comprender mejor el comportamiento de los fluidos en estos escenarios, Ghajar y sus colaboradores llevaron a cabo estudios detallados sobre las caídas de presión en la región de transición. Estudiaron el factor de fricción para el flujo de agua de una sola fase en 12 tubos de acero inoxidable con diámetros que van desde $2,083 \mu m$ hasta $337 \mu m$. Sus investigaciones revelaron que el diámetro del tubo influye significativamente en los resultados, ya que a medida que disminuye el tamaño del tubo, no solo se reduce el intervalo de transición, sino que también aumenta la aspereza relativa. Esto influye en el factor de fricción incluso en la región laminar, lo que puede hacer que la transición ocurra a valores extremadamente bajos de Reynolds.

Tabla 10.

Resumen de los intervalos del número de Reynolds de flujos en transición para diferentes tamaños de tubos de acero inoxidable.

Tubo D.I [μm]	Intervalo de flujo en transición	Tubo D.I [μm]	Intervalo de flujo en transición
2 083	1 500 < Re < 4 000	732	2 200 < Re < 3 000
1 600	1 700 < Re < 4 000	667	2 200 < Re < 3 000
1 372	1 900 < Re < 4 000	559	1 900 < Re < 2 500
1 067	2 000 < Re < 4 000	508	1 700 < Re < 2 100
991	2 000 < Re < 4 000	413	1 500 < Re < 1 900
838	2 200 < Re < 4 000	337	1 300 < Re < 1 700

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

Resumen.

En el estudio de convección externa en esferas se usa el diámetro de la geometría en lugar de la longitud característica, entonces la correlación de Reynolds en esferas será

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Para los regímenes laminar y turbulento los valores de Reynolds cambian, siendo el valor de Reynolds crítico igual a 2×10^5 .

La fuerza de resistencia al movimiento F_D es la fuerza que impide que la esfera se deslice libremente por el fluido, esta fuerza se define como

$$F_D = \frac{C_D A_f \rho V^2}{2}$$

donde C_D es el coeficiente de resistencia y se lo puede determinar en función al número de Reynolds.

Para el caso de las esferas Whitaker se desarrolló la siguiente expresión para el número de Nusselt promedio

$$Nu_D = 2 + \left[0.4 Re_D^{\frac{1}{2}} + 0.06 Re_D^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

donde todas las propiedades se evalúan a una temperatura de flujo libre a excepción de μ_s la cual se evalúa a la temperatura de la superficie de la esfera.

En los bancos de tubos el número de Reynolds está en función del valor de la velocidad máxima, la cual se determina por medio de las siguientes expresiones:

Para configuración alineada

$$V_{max} = \frac{S_T V}{S_T - D}$$

Para configuración escalonada

$$V_{max} = \frac{S_T V}{S_T - D} \quad \text{si,}$$

$$(S_T - D) < 2(S_D - D)$$

$$V_{mx} = \frac{S_T V}{2(S_D - D)} \quad \text{si,}$$

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

Donde

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$$

Una vez conocido esto, se puede definir el número de Reynolds como

$$Re_D = \frac{V_{max} D}{\nu}$$

Para estos casos lo recomendable es utilizar un coeficiente de transferencia por convección promedio, cuya forma general es

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_{Dmax}^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

donde C , m y n son valores que dependen del número de Reynolds y se encuentra en la tabla 3, además las propiedades excepto Pr se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido, cuya forma es

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

La ecuación de Nusselt es utilizada para aquellos bancos de tubos cuyo número de filas sea mayor a 16. Cuando se tiene un número de filas menor que 16, se multiplica por un factor de corrección, entonces la ecuación para un banco de tubos con el número de filas menor a 16 quedaría de la siguiente manera

$$Nu_{D_{N_L < 16}} = F Nu_D$$

Una vez conocido el valor de Nusselt se puede determinar el valor de coeficiente de transferencia de calor por convección y a partir de allí se calcula la tasa de transferencia de calor por medio de

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{ml} = \dot{m}c_p(T_e - T_i)$$

Donde la variable ΔT_{ml} es la diferencia de temperatura media logarítmica entre la entrada salida y superficie, para calcularlo se debe resolver la siguiente ecuación

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)}$$

Y a partir de la ecuación de la tasa de transferencia de calor también se puede calcular la temperatura del fluido a la salida del banco de tubos, mediante la expresión

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{hA_s}{\dot{m}c_p}\right)$$

Para calcular la caída de presión que se presenta en un banco de tubos se tiene la siguiente fórmula

$$\Delta P = N_l f \chi \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

Donde f y χ son factores que se encuentran en figuras y están en función al número de Reynolds.

Las consideraciones empíricas para el número de Nusselt en convección forzada tiene la forma general

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3}$$

Donde C , m y n son constantes que dependerán de la configuración del proceso de transferencia de calor.

Siendo así para las formas geométricas donde generalmente ocurre el proceso

Placa plana:

$$\text{Laminar: } Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}},$$

$$(Re_L < 5 \times 10^5)$$

$$\text{Turbulento: } Nu = \frac{hL}{k} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}},$$

$$(5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7)$$

Esfera:

$$Nu_{sph} = \frac{hD}{k}$$

$$= 2 + \left[0.4Re^{\frac{1}{2}} + 0.06Re^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Cilindro:

$$Nu_{cyl} = \frac{hD}{k}$$

$$= 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}}$$

El número de Prandtl es un número adimensional que describe el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$

El número de Reynolds relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas.

El paso de régimen laminar a turbulento se caracteriza mediante una magnitud adimensional denominada número de Reynolds dado por:

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL_c}{\nu}$$

$Re < 2\,000 \rightarrow$ Flujo laminar

$Re > 3\,000 \rightarrow$ Flujo turbulento

El número de Reynolds crítico es

$$Re_{cr} = \frac{Vx_{cr}}{\nu}$$

$$Re = 5 \times 10^5$$

La ecuación de la conservación de la masa es constante y se expresa como la razón del flujo de masa que entra al volumen de control es igual a la razón del flujo de masa que sale del volumen de control.

$$\begin{aligned} & \rho \left(u \frac{du}{dx} dx \right) \\ & \rho u(dy \cdot 1) + \rho v(dx \cdot 1) \\ = & \rho \left(u + \frac{du}{dx} dx \right) (dy \cdot 1) + \rho \left(v + \frac{dv}{dx} dx \right) (dx \cdot 1) \\ & \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dx} = 0 \end{aligned}$$

La ecuación de la conservación de la energía establece que la cantidad total de energía en cualquier sistema físico aislado permanece invariable con el tiempo, aunque dicha energía puede transformarse en otra forma de energía.

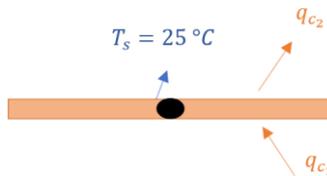
$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sistema}$$

$$\Delta E_{sistema} = 0$$

$$(E_{ent} - E_{sal})_Q + (E_{ent} - E_{sal})_W + (E_{ent} - E_{sal})_m = 0$$

donde E es la energía expresada en Joule y E_{ent} , E_{sal} son las energías de entrada y salida respectivamente

2-1 Una placa de cobre muy delgada sirve como división entre dos fluidos. Por arriba se tiene aire a $25\text{ }^\circ\text{C}$ que transfiere con el coeficiente convectivo $h_{c_1} = 12\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ por abajo hay un líquido a $90\text{ }^\circ\text{C}$ y el coeficiente $h_{c_2} = 145\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. (a) cuál es la temperatura superficial del cobre, (b) determine la tasa de transferencia de calor.



Datos:

Para el aire

$$T_s = 25\text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{c_1} = 12\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Para el líquido

$$T_\infty = 90\text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{c_2} = 145\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Solución:

Balance de flujo de calor en la placa

$$q_{ent} = q_{sal}$$

$$q_{c_1}[h_{c_1}A(T_{\infty_1} - T_s)] = q_{c_2}[h_{c_2}A(T_{\infty_2} - T_s)]$$

$$\frac{h_{c_1}A(T_{\infty_1} - T_s)}{h_{c_2}(T_{\infty_2} - T_s)} = \frac{h_{c_1}A(T_{s_1} - T_{\infty})}{h_{c_2}(T_{s_2} - T_{\infty})}$$

$$T_s = \frac{h_{c_1}[T_{\infty_1} + (h_{c_2}T_{\infty_2})]}{h_{c_1} + h_{c_2}}$$

$$T_s = \frac{(145 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})[90 \text{ }^\circ\text{C} + (12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(25 \text{ }^\circ\text{C})]}{145 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + 12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$T_s = 85.031 \text{ }^\circ\text{C}$$

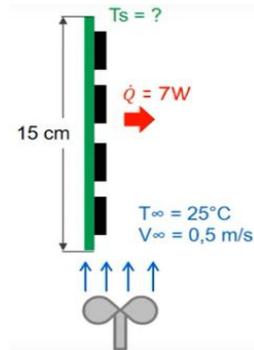
Tasa de transferencia de calor

$$\frac{q_{c_1}}{A} = h_{c_1}(T_{\infty_1} - T_s)$$

$$q = h_{c_1}(T_{\infty_1} - T_s)$$

$$q = 720.0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

2-1 Un tablero de circuito de $10 \times 30 \text{ cm}$ se enfría utilizando un ventilador que sopla aire a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ de forma paralela al lado de 15 cm , los chips que aloja el tablero disipan el total de 7 W de calor. Si la transferencia de calor desde la superficie posterior de 0.5 m/s . Calcula la temperatura promedio sobre la superficie del tablero: (a) si solo se considera la convección forzada.



Datos:

$$T_s = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$L = 15 \text{ cm}$$

$$Q = 7 \text{ W}$$

Propiedades del aire a $47.5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$k = 0.02717 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\nu = 1.774 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.7235$$

Solución:

Temperatura final

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{70 \text{ }^\circ\text{C} + 25 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 47.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Considerando una convección forzada

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{(0.5 \text{ m/s})(0.15 \text{ m})}{1.774 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 4227.7339 < 5 \times 10^5 \rightarrow \text{Flujo laminar}$$

Nusselt para placa plana y flujo laminar

$$\begin{aligned}Nu &= 0.664Re_L^{0.5}Pr^{\frac{1}{3}} \\&= 0.664(4227.7339)^{0.5}(0.7235)^{1/3} = 38.7586 \\h &= \frac{Nu \cdot k}{L_c} = \frac{(38.7586)(0.02717 \text{ W/m} \cdot \text{K})}{0.15 \text{ m}} \\&= 7.0205 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\Q_{conv} &= hA(T_s - T_\infty) \\T_s &= \frac{Q_{conv}}{hA} + T_\infty \\A &= (0.15 \text{ m})(0.30 \text{ m}) = 0.045 \text{ m}^2 \\T_s &= \frac{7 \text{ W}}{(7.0205 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(0.045 \text{ m}^2)} + 25^\circ\text{C} \\T_s &= 47.1574^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Preguntas.

2-1 ¿Qué representa el mejoramiento de Nusselt?

- El mejoramiento de la transferencia de calor.
- Disminución de la transferencia de calor a través de una capa límite.
- Disminución de la transferencia de calor a través de una capa límite por conducción.

2-2 ¿Qué indica el número de Prandtl?

- Describe si la capa límite de velocidad es laminar o turbulenta.

- e. Relaciona el espesor de la capa límite de velocidad con el esfuerzo cortante superficial.
- f. Describe el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica.
- g. Describe la velocidad de transferencia de calor por convección en fluidos.

2-3 Un ejemplo de convección forzada es

- h. Encender un ventilador en un día cálido.
- i. Abrir la ventana en un lugar muy caliente.
- j. Soplar un cubo de hielo.
- k. Tomar una bebida fría en un día cálido.

2-4 ¿Cuál es el aproximado de Reynolds crítico para el flujo que pasa a través de un cilindro circular o una esfera?

- l. $Re_{cr} \cong 2 \times 10^{-4}$
- m. $Re_{cr} \cong 2 \times 10^5$
- n. $Re_{cr} \cong 2 \times 10^4$
- o. $Re_{cr} \cong 2 \times 10^{-5}$

2-5 ¿Qué nombre toma la región del flujo arriba de la placa y limitada por δ , en la cual se sienten los efectos de las fuerzas cortantes viscosas causadas por la viscosidad del líquido?

- p. Capa límite de la velocidad.
- q. Capa límite térmica.
- r. Capa límite de calor.
- s. Capa límite de interfase.

2-6 Para el caso de las geometrías _____, el número de Reynolds relaciona _____ en lugar de _____.

- a. como ductos y tuberías, la longitud característica, el diámetro
- b. cilíndricas y esféricas, el diámetro, la longitud característica
- c. currentilíneas, el radio de curvatura, la longitud característica

2-7 Se sabe que el número de Reynolds influye en el coeficiente de fricción, entonces si se tiene una esfera inmersa en un flujo con un número de Reynolds menor a 10, se dice que la fuerza de resistencia se da principalmente por _____, y si se tiene el número de Reynolds aumenta a un valor superior a 5000 entonces lo que provoca la fuerza de resistencia es la _____.

- a. fricción, presión
- b. presión, fricción
- c. viscosidad del fluido, fricción

2-8 El valor del número de Reynolds crítico para cilindros y esferas es de _____.

- a. 5×10^6
- b. 10 000
- c. 2×10^5

- 2-9 Para calcular el número de Nusselt en esferas se debe determinar las propiedades del fluido a una temperatura de película.
- Verdadero
 - Falso
- 2-10 En el flujo sobre bancos de tubos, mientras _____ es el número de filas, el _____ tendrá un comportamiento _____.
- mayor, coeficiente de convección, constante
 - menor, coeficiente de convección, constante
 - mayor, número de Reynolds, constante
- 2-11 La correlación de Nusselt que se utiliza para bancos de tubos depende del número de Reynolds y de la configuración de los tubos.
- Verdadero
 - Falso
- 2-12 Para determinar la velocidad máxima en un banco de tubos con configuración alineada se necesita conocer el valor de S_D .
- Verdadero
 - Falso
- 2-13 En la fórmula para calcular el número de Nusselt, las variables _____ son _____ que dependen del _____.
- C, m y n , constantes, número de Reynolds
 - Pr y Re , constantes, fluido
 - C, m y n , constantes, fluido

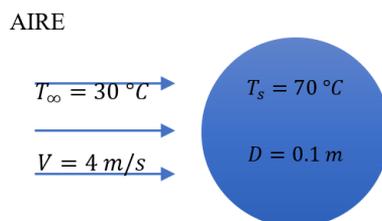
2-14 Para calcular el número de Reynolds en un banco de tubos, se utiliza la velocidad infinita o también conocida como velocidad de aproximación,

- a. Verdadero
- b. Falso

2-15 Para calcular _____ se debe utilizar _____ en lugar de _____

- a. la tasa de transferencia de calor, la temperatura media aritmética, la temperatura de película
- b. la tasa de transferencia de calor, la temperatura media aritmética, la diferencia de temperatura
- c. la tasa de transferencia de calor, la diferencia de temperatura media logarítmica, la temperatura media aritmética

2-16 El aire a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 1 atm de presión fluye alrededor de una esfera de 10 cm de diámetro con una velocidad de 4 m/s . Si la temperatura de la superficie de la esfera es de $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se mantiene constante, determine (a) la razón de transferencia de calor y (b) la fuerza de arrastre que se ejerce sobre la misma.



Datos:

$$T_{\infty} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D = 0.1 \text{ m}$$

$$V = 4 \text{ m/s}$$

$$T_s = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = ?$$

$$F_D = ?$$

Propiedades del aire a 30 °C

$$\nu = 1.608 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$k = 0.02551 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\mu = 1.849 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$Pr = 0.7282$$

Propiedades del aire a 70 °C

$$\mu = 2.052 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Propiedades del aire a $T_f = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\nu = 1.798 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\rho = 1.092 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Solución:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(4 \text{ m/s})(0.1 \text{ m})}{1.608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 24875.62$$

$$Nu_D = 2 + \left[0.4Re_D^{0.5} + 0.06Re_D^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 2 + \left[0.4(24875.62)^{0.5} + 0.06(24875.62)^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{1.849}{2.052} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 100$$

$$h = \frac{Nuk}{D} = \frac{(100) \left(0.02551 \frac{W}{m \cdot K} \right)}{0.1 m} = 25.51 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

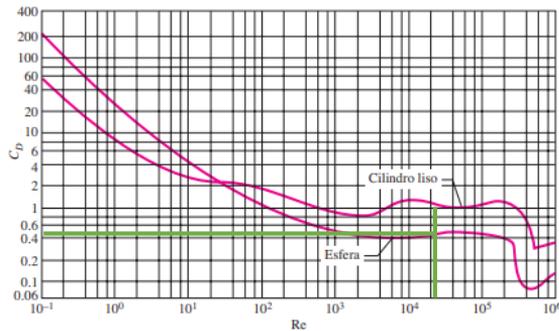
$$\dot{Q} = hA_s \Delta T = h\pi D^2 (T_s - T_\infty)$$

$$= \pi \left(25.51 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (0.1 m)^2 (70^\circ C - 30^\circ C)$$

$$\dot{Q} = 32.05 W$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(4 m/s)(0.1 m)}{1.798 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 22246.94$$

Sabiendo que es una esfera con Re en la Figura 17 podemos determinar un C_D de aproximadamente 0.45



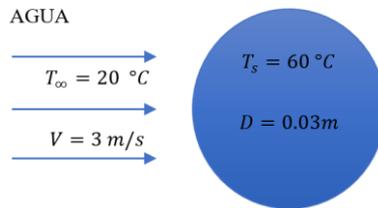
$$A_f = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.1 m)^2}{4} = 7.85 \times 10^{-3} m^2$$

$$F_D = \frac{C_D A_f \rho V^2}{2}$$

$$= \frac{(0.45)(7.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2) \left(1.092 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (4 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$F_D = 0.03 \text{ N}$$

2-17 Sobre una esfera de 3 cm de diámetro con una velocidad de 3 m/s fluye agua a 20 °C mientras que la superficie de la esfera se encuentra a 60 °C. Calcule la fuerza de arrastre sobre la esfera y la transferencia de calor sobre la misma.



Datos:

$$T_\infty = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D = 0.03 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$T_s = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = ?$$

$$F_D = ?$$

Propiedades del agua a $T_f = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\mu = 0.653 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$\rho = 992.1 \frac{kg}{m^3}$$

Propiedades del agua a 20 °C

$$\rho = 998 \frac{kg}{m^3}$$

$$k = 0.598 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu = 1.002 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$Pr = 7.01$$

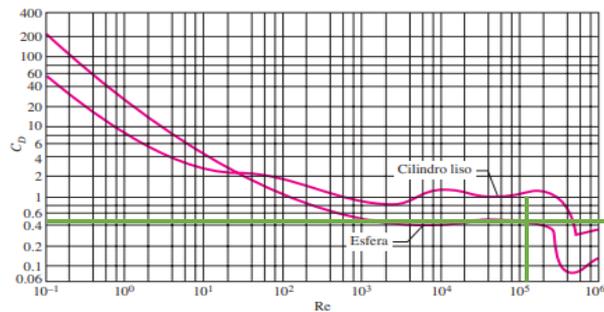
Propiedades del agua a 60 °C

$$\mu = 0.467 \times 10^{-3} \frac{g}{m \cdot s}$$

Solución:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{\left(992.1 \frac{kg}{m^3}\right) (3 m/s) (0.03 m)}{0.653 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}} = 136736.6$$

A partir de la Figura 17 se tiene un C_D aproximado de 0.45



$$A_f = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0.03 \text{ m})^2}{4} = 7.07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$F_D = \frac{C_D A_f \rho V^2}{2}$$

$$= \frac{(0.45)(7.807 \times 10^{-4} \text{ m}^2) \left(992.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (3 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\mathbf{F_D = 1.42 \text{ N}}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{\left(998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (3 \text{ m/s})(0.03 \text{ m})}{1.002 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 89640.7$$

$$Nu_D = 2 + \left[0.4 Re_D^{0.5} + 0.06 Re_D^{\frac{2}{3}}\right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 2 + \left[0.4(89640.7)^{0.5} + 0.06(89640.7)^{\frac{2}{3}}\right] Pr^{0.4} \left(\frac{1.002}{0.467}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 438.71$$

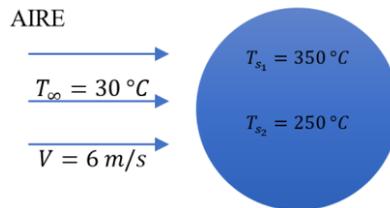
$$h = \frac{Nu k}{D} = \frac{(438.71) \left(0.598 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)}{0.03 \text{ m}} = 8745.03 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T = h \pi D^2 (T_s - T_\infty)$$

$$= \pi \left(8745.03 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) (0.03 \text{ m})^2 (60 \text{ }^\circ\text{C} - 20 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\mathbf{\dot{Q} = 989.04 \text{ W}}$$

2-18 Una bola de acero inoxidable ($\rho = 8055 \frac{kg}{m^3}$, $c_p = 480 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$) con un diámetro de 15 cm se extrae del horno a una temperatura uniforme de 350 °C. A continuación, la bola se somete al flujo de aire a una presión de 1 atm y a 30 °C, con una velocidad de 6 m/s. Llega el momento en que la temperatura superficial de la bola cae hasta 250 °C. Determine el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio durante este proceso de enfriamiento y estime cuánto tardará el proceso.



Datos:

Esfera

$$T_{s_1} = 350 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_2} = 250 \text{ } ^\circ C$$

$$D = 0.15 \text{ } m$$

$$\rho = 8055 \frac{kg}{m^3}$$

$$c_p = 480 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$$

Aire

$$T_\infty = 30 \text{ } ^\circ C$$

$$V = 6 \text{ } m/s$$

$$h = ?$$

$$t = ?$$

Propiedades del aire a 30 °C

$$\nu = 1.608 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$k = 0.02551 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu = 1.849 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$Pr = 0.7282$$

Propiedades del aire a 300 °C

$$\mu = 2.934 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Solución:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(6 \text{ m/s})(0.15 \text{ m})}{1.608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 55970.14$$

$$Nu_D = 2 + \left[0.4Re_D^{0.5} + 0.06Re_D^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 2 + \left[0.4(55970.14)^{0.5} + 0.06(55970.14)^{\frac{2}{3}} \right] Pr^{0.4} \left(\frac{1.849}{2.934} \right)^{\frac{1}{4}}$$
$$= 145.17$$

$$h = \frac{Nuk}{D} = \frac{(145.17) \left(0.02551 \frac{W}{m \cdot K} \right)}{0.15 \text{ m}}$$

$$h = 24.69 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T = h\pi D^2 (T_s - T_\infty)$$

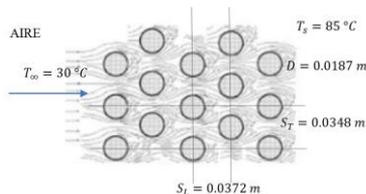
$$= \pi \left(24.69 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (0.15 \text{ m})^2 (350 \text{ °C} - 30 \text{ °C}) = 471.21 \text{ W}$$

$$Q = mc_p (T_{s_1} - T_{s_2})$$

$$m = \rho V \quad V = \frac{\pi D^3}{6}$$

$$\begin{aligned}
 Q &= \rho \frac{\pi D^3}{6} c_p (T_{s_1} - T_{s_2}) \\
 &= \left(8055 \frac{kg}{m^3}\right) \frac{\pi(0.15 m)^3}{6} \left(480 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (350 - 250)^\circ C \\
 &= 693249.27 J \\
 \Delta T &= \frac{Q}{\dot{Q}} = \frac{693249.27 J}{471.21 J/s} \\
 \Delta T &= 1450 s = 26.17 min
 \end{aligned}$$

2-19 Se tiene agua presurizada a temperatura elevada, la cual se usa para calefacción de un local comercial, para ello se usa un haz de tubos por el que el agua pasa, mientras que también pasa aire en flujo cruzado sobre ellos. Considere un arreglo escalonado para el que el diámetro exterior del tubo es $18.7 mm$ y los espaciados longitudinal y transversal son $S_L = 37.2 mm$ y $S_T = 34.8 mm$. Hay siete líneas de tubos en la dirección del flujo de aire y ocho tubos por línea. En condiciones de operaciones típicas, la temperatura superficial de los tubos es de $85^\circ C$, mientras que la temperatura del flujo de aire a contracorriente y la velocidad son $30^\circ C$ y $12.7 m/s$, respectivamente. Determine el coeficiente de convección del lado del aire y la temperatura de salida del aire por unidad de longitud.



Datos:

$$T_{\infty} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D = 0.0187 \text{ m}$$

$$S_T = 0.0348 \text{ m}$$

$$S_L = 0.0372 \text{ m}$$

$$V = 12.7 \text{ m/s}$$

$$T_s = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h = ?$$

$$T_e = ?$$

Propiedades del aire a 30 °C

$$\nu = 1.608 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$k = 0.02551 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\mu = 1.849 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$Pr = 0.7282$$

$$\rho = 1.164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_p = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$$

Propiedades del aire a 85 °C

$$Pr = 0.7143$$

Solución:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} = \sqrt{(0.0372 \text{ m})^2 + \left(\frac{0.0348 \text{ m}}{2}\right)^2}$$

$$= 0.041 \text{ m}$$

$$\left. \begin{aligned} S_T - D &= 0.0348 \text{ m} - 0.0187 \text{ m} \\ S_T - D &= 0.0161 \text{ m} \end{aligned} \right\} (S_T - D) < 2(S_D - D)$$

$$2(S_D - D) = 2(0.041 \text{ m} - 0.0187 \text{ m}) = 0.0446 \text{ m}$$

$$V_{max} = \frac{S_T V}{S_T - D} = \frac{(0.0348 \text{ m})(12.7 \text{ m/s})}{0.0161 \text{ m}} = 27.45 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{V_{max} D}{\nu} = \frac{(27.45 \text{ m/s})(0.0187 \text{ m})}{1.608 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 3.19 \times 10^4$$

De la tabla 3 para una configuración escalonada

$$Nu_D = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

$$= 0.35 \left(\frac{0.0348 \text{ m}}{0.0372 \text{ m}}\right)^{0.2} (3.19 \times 10^4)^{0.6} (0.7282)^{0.36} \left(\frac{0.7282}{0.7143}\right)^{0.25}$$

$$= 156$$

De la Tabla 4

$$Nu_{D_{N_L < 16}} = F Nu_D = (0.96)(156) = 149.8$$

$$h = \frac{Nu k}{D} = \frac{(149.8) \left(0.02551 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)}{0.0187 \text{ m}}$$

$$h = 204.35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\dot{m} = \rho V A_T = \rho V N_{S_T} S_T$$

$$= \left(1.164 \frac{kg}{m^3}\right) (12.7 m/s)(8)(0.0348 m) = 4.11 kg/s$$

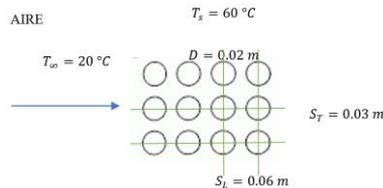
$$A_s = N_T \pi D L = \pi(56)(0.0187 m)(1) = 3.25 m^2$$

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{hA_s}{\dot{m}c_p}\right)$$

$$T_e = 85^\circ C - (85^\circ C - 30^\circ C) \exp\left[-\frac{\left(204.35 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) (3.25 m^2)}{(4.11 kg/s) \left(1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right)}\right]$$

$$T_e = 38.15^\circ C$$

2-20 Un condensador de vapor enfriado por aire opera con aire en flujo cruzado sobre un arreglo de tubos alineado de 100 tubos en total $N_L = N_T = 10$ con un diámetro exterior del tubo de 20 mm y espaciados longitudinal y transversal $S_L = 60 mm$ y $S_T = 30 mm$. La temperatura en la superficie es uniforme y está a $T_s = 60^\circ C$, la temperatura del aire es $T_i = 20^\circ C$ y la velocidad $V = 4 m/s$, calcule la transferencia de calor total para una longitud de tubos de 2 m.



Datos:

$$T_\infty = 20^\circ C$$

$$T_s = 60^\circ C$$

$$D = 0.02 m$$

$$S_T = 0.03 \text{ m}$$

$$S_L = 0.06 \text{ m}$$

$$V = 4 \text{ m/s}$$

$$N_L = N_T = 10$$

$$\dot{Q} = ?$$

Propiedades del aire a 20 °C

$$\nu = 1.516 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$k = 0.02514 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\mu = 1.825 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$Pr = 0.7309$$

$$\rho = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_p = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{°C}}$$

Propiedades del aire a 60 °C

$$Pr = 0.7202$$

Solución:

$$V_{max} = \frac{S_T V}{S_T - D} = \frac{(0.03 \text{ m})(4 \text{ m/s})}{0.03 \text{ m} - 0.02 \text{ m}} = 12 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{V_{max} D}{\nu} = \frac{(12 \text{ m/s})(0.02 \text{ m})}{1.516 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 15831$$

De la Tabla 3 para una configuración alineada

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= 0.27Re_D^{0.63}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \\
 &= 0.27(15831)^{0.63}(0.7309)^{0.36}\left(\frac{0.7309}{0.7202}\right)^{0.25} = 107.06
 \end{aligned}$$

De la Tabla 4

$$Nu_{D_{N_L < 16}} = FNu_D = (0.98)(107.06) = 104.9$$

$$h = \frac{Nuk}{D} = \frac{(104.9)\left(0.02515 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{0.02 m} = 131.86 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\dot{m} = \rho V A_T = \rho V N_{S_T} S_T$$

$$= \left(1.206 \frac{kg}{m^3}\right) (4 m/s)(10)(0.03 m) = 1.44 kg/s$$

$$A_s = N_T \pi D L = \pi(100)(0.02 m)(2) = 12.56 m^2$$

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{hA_s}{\dot{m}c_p}\right)$$

$$\begin{aligned}
 T_e &= 60^\circ C - (60^\circ C - 20^\circ C) \exp\left[-\frac{\left(131.86 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)(12.56 m^2)}{(1.44 kg/s)\left(1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right)}\right] \\
 &= 47.23^\circ C
 \end{aligned}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{s_1} - T_{s_2})$$

$$= (1.44 kg/s)\left(1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right)(47.23^\circ C - 20^\circ C)$$

$$\dot{Q} = 39.5 kW$$

CAPÍTULO 3
Convección
natural



3

Convección Natural

En el campo de la transferencia de calor, la convección natural juega un papel fundamental en la transferencia de energía térmica entre un sólido y un fluido circundante. La convección natural, también conocida como convección libre o convección por flujos naturales, se refiere al movimiento del fluido inducido por las diferencias de densidad causadas por gradientes de temperatura.

En este capítulo, exploramos los aspectos fundamentales de la convección natural, analizando los diferentes modos de flujo, sus características y comportamientos aunados a los factores que influyen en este proceso, como la geometría del sistema, propiedades del fluido y las condiciones de contorno.

Además, examinamos cómo la convección natural se aplica en diversos campos de la ingeniería y el diseño permitiendo al lector comprender su importancia y aplicaciones.

Al culminar este capítulo, el lector podrá:

- Comprender los fundamentos de la convección natural por medio de los mecanismos de transferencia de calor por flujo natural de fluidos debido a diferencias de densidad causadas por gradientes de temperatura.
- Analizar los modos de convección natural comparando la convección natural en flujo laminar y turbulento, incluyendo sus características y ecuaciones.
- Identificar los factores que influyen en la convección natural como la geometría, propiedades del fluido, condiciones de contorno y diferencias de temperatura incluidos los fenómenos asociados.
- Aplicar la convección natural a problemas de ingeniería y diseño, usando conceptos para el diseño de enfriamiento pasivo, análisis de transferencia de calor en edificios y optimización de dispositivos para mejorar la eficiencia energética.

3. Definición y mecanismos de la convección natural

La *convección natural*, también conocida como convección libre o convección térmica, es un fenómeno de transferencia de calor fundamental en una amplia gama de aplicaciones y entornos. Su comprensión y análisis son cruciales para diseñar sistemas de refrigeración, calefacción y ventilación eficientes, así como para comprender los procesos naturales que ocurren en la atmósfera terrestre y en cuerpos como los océanos y la atmósfera planetaria.

Figura 33.

Ejemplo de convección natural.



Nota. Imagen extraída de: (ANSYS)

Este proceso se basa en la diferencia de densidad que surge debido a los ***gradientes de temperatura***. Cuando un fluido se calienta, se expande y se vuelve menos denso, lo que provoca su ascenso. Por el contrario, cuando se enfría, se contrae y se vuelve más denso, lo que resulta en su descenso. Este ciclo de circulación continua es lo que impulsa el flujo de calor desde las zonas calientes hacia las zonas más frías.

La convección natural se produce cuando las paredes en contacto con el sistema están en reposo, (por ejemplo, en un convector de los denominados radiadores). Como hemos visto, en convección natural el fluido se mueve espontáneamente en el campo de fuerza gravitatorio como consecuencia de la diferencia de densidades entre zonas calientes y frías.

Uno de los aspectos fascinantes de la convección natural es su presencia en una amplia variedad de contextos naturales y artificiales. Desde el movimiento del aire caliente ascendente en una habitación hasta la

circulación oceánica global, la convección natural desempeña un papel importante en la redistribución de la energía térmica en la Tierra y otros cuerpos celestes.

Para comprender y predecir la convección natural, los científicos e ingenieros utilizan modelos matemáticos y experimentos en laboratorio. Estos enfoques permiten estudiar cómo factores como la geometría, la temperatura de la superficie, la diferencia de temperatura y la densidad del fluido afectan el flujo de calor y la circulación del fluido. Aquí se presentan algunos de ellos:

Ley de enfriamiento de Newton

Esta ley establece que la tasa de cambio de temperatura de la superficie con respecto al tiempo es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido circundante. Matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\alpha) \quad (W)$$

En esta formulación, se asume que la diferencia de temperatura T_α es positiva, lo que implica que la temperatura de la superficie es mayor que la temperatura del fluido circundante, lo que resulta en una pérdida de calor desde la superficie hacia el fluido.

Es importante destacar que esta ley es aplicable a situaciones en las que la convección del fluido es libre, es decir, no se ven afectadas

significativamente por barreras u obstáculos que interfieran con el flujo natural del fluido alrededor de la superficie.

Figura 34.

Enfriamiento de una taza de café.



Datos:

$$T_i = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{amb} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A_s = 0.02 \text{ m}^2$$

$$h = 10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$dQ/dt = ?$$

$$t(40 \text{ }^\circ\text{C}) = ?$$

Ejemplo 3-1

Enfriamiento de una taza de café

Imagina que tienes una taza de café recién hecho a una temperatura inicial de $80 \text{ }^\circ\text{C}$ en una habitación donde la temperatura ambiente es

25 °C. Supongamos que la taza de café tiene un área superficial expuesta al aire de 0.02 m^2 y que el coeficiente de transferencia de calor por convección libre es $10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$. (a) ¿Cuál es la tasa de cambio de la temperatura del café con respecto al tiempo? (b) ¿Cuánto tiempo tomará para que la temperatura del café disminuya a 40 °C?

Solución. Queremos determinar la tasa de cambio de la temperatura del café con respecto al tiempo y cuánto tiempo tomará para que la temperatura del café disminuya a 40 °C.

Análisis

Para calcular la tasa de transferencia de calor se utiliza la fórmula obtenida a partir de la Ley de enfriamiento de Newton para la convección libre:

$$\frac{dQ}{dt} = -h \cdot A \cdot (T - T_{\text{amb}})$$

(a) Para resolver la primera pregunta sustituimos los valores conocidos en la ecuación y calculamos la tasa de cambio de la temperatura del café:

$$\frac{dQ}{dt} = - \left(10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right) (0.02 \text{ m}^2) (80 \text{ °C} - 25 \text{ °C})$$

$$\frac{dQ}{dt} = - \left(10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right) (0.02 \text{ m}^2) (55 \text{ °C})$$

$$\frac{dQ}{dt} = -11 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Por lo tanto, la tasa de cambio de la temperatura del café con respecto al tiempo es de -11 W/K .

(b) Para conocer el tiempo que tardará para que la temperatura del café cambie a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ integramos la ecuación diferencial:

$$\int \frac{dQ}{T - T_{amb}} = -h \cdot A \int dt$$
$$\ln|T - T_{amb}| = -hAt + C$$

donde C es la constante de integración. Despejamos T y sustituimos los valores conocidos:

$$T - T_{amb} = e^{-hAt+C}$$

$$T = T_{amb} + e^{-hAt+C}$$

Utilizando la condición inicial de la temperatura del café $T(0) = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ para encontrar el valor de la constante.

$$80 \text{ }^\circ\text{C} = 25 \text{ }^\circ\text{C} + e^{-hA(0)+C}$$

$$55 \text{ }^\circ\text{C} = e^C$$

$$C = \ln 55$$

Finalmente, sustituimos el valor de C en la ecuación de T y resolvemos para t cuando $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$40 \text{ }^\circ\text{C} = 25 \text{ }^\circ\text{C} + e^{-hAt+\ln 55}$$

$$40 \text{ }^\circ\text{C} - 25 \text{ }^\circ\text{C} = e^{-hAt+\ln 55}$$

$$15 \text{ }^\circ\text{C} = e^{-hAt+\ln 55}$$

$$\begin{aligned} \ln 15 &= -hAt + \ln 55 \\ \ln 15 &= -\left(10 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) (0.02 m^2)t + \ln 55 \\ \ln 15 &= -(0.2 W/K)t + \ln 55 \\ t &= \frac{\ln 15 - \ln 55}{-0.2 W/K} = \mathbf{19.33 s} \end{aligned}$$

Por lo tanto, tomará aproximadamente 19.33 s para que la temperatura del café disminuya a 40 °C en condiciones de convección libre.

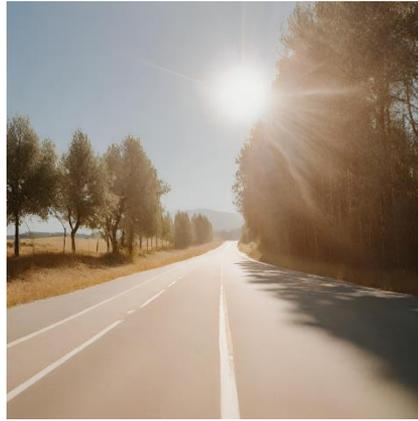
Interpretación. La Ley de Enfriamiento de Newton y el cálculo de ecuaciones diferenciales nos permiten comprender y predecir cambios en la temperatura en situaciones de transferencia de calor por convección libre.

3.1 Convección natural sobre superficies

La convección natural sobre superficies es un fenómeno comúnmente observado en una variedad de situaciones, desde el calentamiento de una habitación por un radiador hasta el enfriamiento de un componente electrónico expuesto al aire ambiente. La convección natural en superficies es un proceso de transferencia de calor que ocurre en un fluido (líquido o gas) debido a las diferencias de densidad provocadas por las variaciones de temperatura en una superficie expuesta al fluido. Cuando una superficie está expuesta a un fluido y experimenta variaciones de temperatura, se crean gradientes de temperatura en el fluido adyacente.

Figura 35.

Representación gráfica de la convección natural.



Estos gradientes de temperatura conducen a diferencias de densidad en el fluido, ya que el fluido más caliente tiende a expandirse y volverse menos denso, mientras que el fluido más frío tiende a contraerse y volverse más denso.

Como resultado de estas diferencias de densidad, el fluido caliente tiende a ascender hacia la superficie, mientras que el fluido más frío tiende a descender hacia abajo. Este movimiento ascendente y descendente crea una circulación natural en el fluido, lo que lleva a la transferencia de calor desde la superficie hacia el fluido y viceversa. El principio básico de la convección natural en las superficies se basa en la expansión y contracción del líquido debido a los cambios de temperatura.

Las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt Nu en la convección natural son las siguientes:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = C Ra_L^n$$

Donde:

Ra_L : es el número de Rayleigh

Ra_L es un producto números de Grashoff y Prandtl; es un producto de cantidades Grashof, que describe la relación entre flotabilidad y viscosidad. La relación entre el fluido y el número de Prandtl que caracteriza la difusión. Momento y difusión térmica.

Por lo tanto, el número de Rayleigh mismo puede ser visto como una relación del poder de flotabilidad y el producto de y difusiones térmicas y numéricas.

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L_c^3}{\nu\alpha}$$

Donde:

C y n : dependen de la configuración de la geometría regímenes superficiales y de flujo caracterizados por número de Rayleigh

n : $\frac{1}{4}$ cuando es flujo laminar; $\frac{1}{3}$ cuando es turbulento.

Todas las propiedades del líquido deben evaluarse a temperatura de película o promedio $T_f = \frac{T_s + T_\alpha}{2}$

Una vez se conozca el número promedio de Nusselt, se puede determinar el coeficiente promedio de convección:

$$h = \frac{kNu}{Lc}$$

Por lo tanto, la razón de transferencia de calor por convección natural (libre) de una superficie sólida, que presente una temperatura constante hacia el fluido al cual se encuentre expuesto se puede obtener mediante la fórmula de la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\alpha) \quad (W)$$

Número de Grashof

El número de Grashof, denotado como Gr, se define como un coeficiente adimensional que cuantifica la relación entre las fuerzas impulsoras térmicas y las fuerzas viscosas en un fluido sometido a convección natural. En términos generales, se consideran tres factores clave para su cálculo:

- El tamaño característico (L): representa una dimensión relevante del cuerpo o región de interés en el flujo, que suele ser la longitud característica del objeto.

- La diferencia de temperatura (ΔT): indica la variación de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío involucrado en el proceso de convección.
- La viscosidad cinemática del fluido (ν): es una medida de la resistencia del fluido al flujo y juega un papel crucial en la transferencia de cantidad de movimiento.

La fórmula general para el cálculo del número de Grashof (Gr) es la siguiente:

$$Gr = \frac{g\beta(\Delta T)L_c^3}{\nu^2}$$

Donde:

g es la aceleración de la gravedad.

β es el coeficiente de expansión térmica del fluido.

ΔT es la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío.

L es el tamaño característico (longitud del cuerpo o región de interés).

ν es la viscosidad cinemática del fluido.

El número de Grashof proporciona una medida fundamental de la importancia relativa de las fuerzas impulsoras térmicas en comparación con las fuerzas viscosas presentes en un fluido sometido a convección natural. Un valor elevado de Gr indica que las fuerzas impulsoras térmicas son predominantes, y la convección natural tendrá una mayor influencia en el flujo y la transferencia de calor. Por otro lado, un valor bajo de Gr señala que las fuerzas viscosas son más significativas, y la

convección natural tendrá una influencia menos prominente en el comportamiento del fluido.

El número de Grashof es de gran relevancia en numerosas aplicaciones prácticas. En la ingeniería, es esencial para el diseño y análisis de sistemas de enfriamiento, intercambiadores de calor y procesos de transferencia de calor en recipientes cerrados. Además, en ciencias ambientales, el estudio del número de Grashof es fundamental para entender el comportamiento de la circulación atmosférica y los flujos de calor en la geosfera.



Dato curioso

Te has preguntado ¿Dónde se puede observar La convección natural sobre superficies? En la industria se pueden observar algunas:

- Transferencia de calor en sistemas de calefacción y enfriamiento: En sistemas de calefacción, como radiadores, y en sistemas de enfriamiento, como acondicionadores de aire sin ventiladores, la convección natural es responsable de la transferencia de calor.
- Disipación de calor en componentes electrónicos: en equipos electrónicos, como disipadores de calor y componentes de computadoras, la convección natural es relevante para la disipación del calor generado por los dispositivos.

- Transferencia de calor en sistemas de energía renovable: en colectores solares térmicos, la convección natural juega un papel en el transporte del calor capturado desde las superficies hacia el fluido de trabajo.

Figura 36.

Sistema de calefacción.

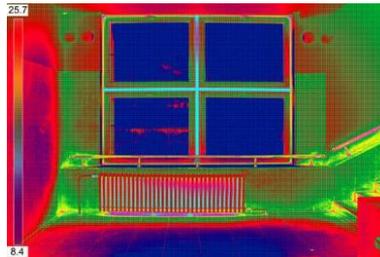
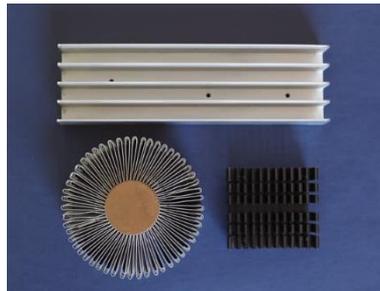


Figura 37.

Disipadores de calor y componentes de computadora.



3.2 Placas verticales ($T_s = \text{constante}$)

En el caso de placas verticales con temperatura superficial constante (T_s), se establece un gradiente de temperatura entre la superficie de la placa y el fluido circundante. Esto conduce a la generación de corrientes

convectivas en el fluido, ya que el fluido más caliente tiende a ascender mientras que el fluido más frío desciende, creando así un proceso de convección natural.

Para caracterizar este proceso, se utiliza el *número de Grashof* (Gr), que es un número adimensional que representa el equilibrio entre las fuerzas impulsoras, generadas por los gradientes de temperatura, y las fuerzas resistivas, provocadas por la viscosidad del fluido. Un número de Grashof alto indica una mayor contribución de las fuerzas impulsoras en relación con las fuerzas resistivas, lo que favorece una mayor intensidad de la convección natural.

El *coeficiente de transferencia de calor por convección* (h) se puede calcular utilizando correlaciones empíricas que dependen del número de Grashof y del régimen convectivo, que puede ser laminar o turbulento. Estas correlaciones proporcionan una relación entre el coeficiente de transferencia de calor y los parámetros que caracterizan el flujo, lo que permite estimar la tasa de transferencia de calor desde la superficie de la placa al fluido circundante.

Ejemplo 3-2

Convección natural en placas planas

Se tiene una placa plana de acero con dimensiones de 2 metros de longitud y 1 metro de ancho, inicialmente a una temperatura uniforme

de 100°C . La placa está expuesta al aire en una habitación con una temperatura constante de 25°C .

Los parámetros relevantes para la convección natural del aire en contacto con la placa son los siguientes:

- Coeficiente de transferencia de calor por convección $h = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.
- Viscosidad cinemática del aire $\nu = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Coeficiente de expansión térmica del aire $\beta = 0.003 \text{ K}^{-1}$.

Datos:

$$h = 15 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\nu = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = 0.003 \text{ K}^{-1}$$

$$T_s = 100^{\circ}\text{C} = 373.15 \text{ K}$$

$$T_a = 25^{\circ}\text{C} = 298.15 \text{ K}$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$A = 2 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 2 \text{ m}^2$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \text{ (Constante Stefan-Boltzmann)}$$

$$\varepsilon = 1 \text{ (suponiendo que es un cuerpo ideal)}$$

Determine la temperatura en la superficie de la placa una vez que el sistema alcanza el estado estacionario, considerando la transferencia de

calor por convección natural; (b) Calcule el flujo de calor que se transfiere desde la placa al aire circundante en el estado estacionario y, (c) Estime la velocidad del aire justo en el borde de la placa, tomando en cuenta el efecto de la convección natural.

Solución

Análisis. (a) Para determinar la temperatura en la superficie de la placa una vez que el sistema alcanza el estado estacionario se utiliza la aproximación iterativa para obtener el valor cercano de T_s . Con una estimación inicial:

$$T_s = 373.15 \text{ K}$$

Calculamos el valor de $T_{s,new}$:

$$T_{s,new} = \left(\frac{\sigma \varepsilon A}{h} \right) (T_s^4 - T_a^4) + T_a$$

$$T_{s,new} = \left[\frac{\left(5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \right) (1)(2 \text{ m}^2)}{15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \right] [(373.15 \text{ K})^4 - (298.15 \text{ K})^4] + 298.15 \text{ K}$$

$$T_{s,new} \approx 373.16 \text{ K}$$

Realizamos el cálculo nuevamente utilizando $T_{s,new}$ como estimación:

$$T_{s,new} = \left[\frac{\left(5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \right) (1)(2 \text{ m}^2)}{15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \right] [(373.15 \text{ K})^4 - (298.15 \text{ K})^4] + 298.15 \text{ K}$$

$$T_{s,new} \approx 373.17 \text{ K}$$

Repetimos el cálculo varias veces hasta que la diferencia entre T_s y $T_{s,new}$ sea pequeña:

$$T_{s,new} \approx 373.18 \text{ K}$$

Por lo tanto, la temperatura en la superficie de la placa en el estado estacionario es aproximadamente 373.18 K .

- (b) Para calcular el flujo de calor que se transfiere desde la placa al aire circundante en el estado estacionario, utilizamos la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\begin{aligned} q &= hA(T_s - T_a) \\ q &= (15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(2 \text{ m}^2)(373.18 \text{ K} - 298.15 \text{ K}) \\ q &\approx 2255.7 \text{ W} \end{aligned}$$

El flujo de calor que se transfiere desde la placa al aire circundante en el estado estacionario es aproximadamente 2255.7 W .

(c) Para estimar la velocidad del aire en el borde de la placa, considerando el efecto de la convección natural utilizamos la ecuación de velocidad límite para convección natural en una placa plana:

$$\begin{aligned} V &= \frac{g\beta(T_s - T_a)L^3}{\nu T_a} \\ V &= \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.003 \text{ K}^{-1})(373.18 \text{ K} - 298.15 \text{ K})(2 \text{ m})^3}{(1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})(298.15 \text{ K})} \end{aligned}$$

$$V \approx 0.105 \text{ m/s}$$

La velocidad del aire cerca del borde de la placa es aproximadamente 0.105 m/s .

3.3 Placas verticales ($\dot{q}_s = \text{constante}$)

Se considera una placa vertical en la que se mantiene un flujo de calor constante, \dot{q}_s en su superficie. La placa está expuesta a un fluido circundante y, debido a la transferencia de calor desde la superficie de la placa, se establece un gradiente de temperatura que induce una corriente convectiva en el fluido.

Este proceso de convección natural ocurre debido a las diferencias de densidad causadas por las variaciones de temperatura. Se obtiene la razón de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s$$

Pero la temperatura superficial T_s es desconocida. De hecho, T_s aumenta con la altura de la placa. Resulta que la relación de los números de Nusselt es la misma para temperatura superficial constante y flujo de calor superficial constante. Por lo tanto, las relaciones de directorio isotérmico también se pueden usar para placas con flujo de calor uniforme si se usa la temperatura en el punto medio de la placa $T_{L/2}$ en lugar de T_{sal} evaluar la temperatura de la película, el número de

Rayleigh y el número de Nusselt. Como $h = \frac{\dot{q}_s}{(T_{L/2} - T_\alpha)}$. El valor promedio de Nusselt en este caso se puede expresar como

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{\dot{q}_s L}{k(T_{L/2} - T_\alpha)}$$

La temperatura $T_{L/2}$ en el punto medio se determina por iteración, de modo que tengan semejanza los números de Nusselt obtenidos a partir de las dos primeras ecuaciones de placa vertical.

3.4 Cilindros verticales

La convección natural en un cilindro vertical ocurre cuando este cilindro, al igual que una tubería vertical, está expuesto a un fluido circundante que posee una temperatura diferente al cilindro. La transferencia de calor se origina debido a la disparidad de densidades entre el cilindro y el fluido, lo que induce a una convección en el fluido. Este fenómeno de convección, también conocido como convección libre o convección térmica, se manifiesta cuando la temperatura del cilindro es mayor que la del fluido circundante. En este caso, el fluido en contacto con la superficie del cilindro se calienta y, al volverse menos denso, asciende, mientras que el fluido más frío desciende para reemplazar al fluido caliente.

Este movimiento ascendente y descendente crea un patrón de circulación que facilita la transferencia de calor entre el cilindro y el fluido.

Cuando el diámetro del cilindro es lo suficientemente grande, la superficie exterior del cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical, y el efecto de la curvatura se vuelve despreciable. Esta condición se satisface cuando:

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$$

Donde D es el diámetro del cilindro y Gr_L es el número de Grashof local. Esta relación nos indica que cuando el diámetro del cilindro es mayor o igual a cierto valor calculado en función del número de Grashof local y la longitud característica del cilindro, se puede tratar la superficie exterior del cilindro como una placa vertical para propósitos de análisis de convección natural.

Ejemplo 3-3

Convección natural en placas planas

Una placa cuadrada de aluminio de 5 mm de espesor y 6 cm de lado, se calienta mientras se suspende verticalmente en aire quieto a 40 °C. Determine el coeficiente promedio de transferencia de calor para la placa cuando su temperatura es 15 °C.

Datos:

$$T_\infty = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$L = 0.2 \text{ m}$$

$$\nu = 15.85 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 22.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.0263 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$Pr = 0.707$$

Solución. Se busca el coeficiente promedio de transferencia de calor.

Análisis. Para resolver este ejercicio de convección natural en placas planas, primero se puede determinar el número de Rayleigh para finalmente obtener el número Grashof.

$$T_p = \frac{40 + 15}{2} = 27.5 \text{ }^\circ\text{C} = 300^\circ\text{K}$$

$$Ra_L = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha}$$

$$Ra_L = \frac{\left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left(\frac{1}{300^\circ\text{K}}\right) (0.06\text{m})^3}{\left(15.85 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right) \left(22.5 \times \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)}$$

$$Ra_L = 19785.488$$

$$Gr_L Pr = \frac{0.75 Pr^{\frac{1}{2}}}{\left[0.609 + 1.221 Pr^{\frac{1}{2}} + 1.238 Pr\right]^{\frac{1}{4}}}$$

$$Gr_L Pr = \frac{0.75 (0.707)^{\frac{1}{2}}}{\left[0.609 + 1.221(0.707)^{\frac{1}{2}} + 1.238(0.707)\right]^{\frac{1}{4}}}$$

$$Gr_L Pr = 0.501$$

$$Gr = \left(\frac{0.0263}{0.06} \right) \times \frac{4}{3} \left(\frac{1.827 \times 10^7}{\frac{0.707}{4}} \right)^{\frac{1}{4}} \times 0.501$$

$$Gr = 14.76 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$



Dato curioso

Te has preguntado ¿Dónde se puede observar la convección natural en cilindros verticales?

En la industria se pueden observar algunas aplicaciones como:

- **Enfriamiento de equipos:** la convección natural ayuda a enfriar cilindros y tuberías verticales, como radiadores de automóviles o intercambiadores de calor en equipos de refrigeración.
- **Torres de refrigeración:** las torres de refrigeración utilizan la convección natural para disipar el calor en los sistemas de refrigeración industriales.
- **Chimeneas y estufas de leña:** es fundamental para su funcionamiento, el aire caliente sube a través de conductos, creando corrientes de aire y promoviendo la circulación del calor en la habitación.
- **Paneles solares:** en un sistema de calefacción solar, la convección natural es esencial para transferir el calor de los paneles solares al tanque de almacenamiento.

- ***Tuberías y tuberías de ventilación:*** calefacción, ventilación y sistemas de aire acondicionado (HVAC) La convección natural puede ayudar a dar aire caliente a través de tuberías y tuberías verticales.

Figura 38.

Algunos ejemplos de convección natural.



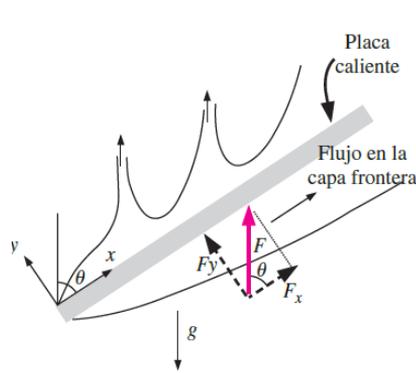
3.5 Placas inclinadas

La convección natural en placas inclinadas presenta un escenario más complejo en comparación con placas verticales u horizontales, ya que el análisis matemático debe considerar tanto la componente vertical de la gravedad como la dirección de la pendiente. Cuando una placa se inclina desde la horizontal y se expone a un fluido circundante de diferentes temperaturas, la transferencia de calor se ve influenciada por varios factores, como el ángulo de inclinación, la diferencia de temperatura entre la placa y el fluido, así como las propiedades del líquido y la placa. El proceso de convección natural en placas inclinadas se inicia cuando la placa, más caliente que el fluido circundante, calienta el aire cerca de su superficie, haciendo que este aire se vuelva menos denso y ascienda. Simultáneamente, el aire más frío desciende para reemplazar al aire caliente, creando un ciclo de circulación que facilita la transferencia de calor entre la placa inclinada y el fluido.

El análisis matemático de la convección natural en placas inclinadas implica ecuaciones y correlaciones complejas que dependen de varios parámetros, como el ángulo de inclinación y la diferencia de temperatura entre la placa y el fluido.

Figura 39.

Flujos por convección natural sobre las superficies superior e inferior de una placa inclinada caliente.



Nota. Imagen extraída del libro “Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

Debido a esta dependencia multivariante, no existe una fórmula general para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección h en placas inclinadas.

Considere una placa térmicamente inclinada que forma un ángulo θ con la vertical en un ambiente más frío, como se muestra en la Figura 39. Fuerza resultante $F = g(\rho_\alpha - \rho)$ por unidad de volumen de fluido en la capa límite (diferencia entre flotabilidad y gravedad). Esto siempre se hace verticalmente. En el caso de losas inclinadas, Esta fuerza se puede dividir en dos partes: $F_x = F \cos \theta$, paralela a la placa y que lleva la corriente a lo largo de ella, y $F_y = F \sin \theta$, perpendicular a la placa. A medida que se reduce la fuerza impulsora, esperamos que la fuerza

convectiva responsable del cambio sea más débil. En comparación con las placas verticales, el calor es menor.

Las pruebas confirmaron lo que se sospechaba para la superficie inferior de la placa caliente, pero sucedió lo contrario para la superficie superior. La razón de este extraño comportamiento en la superficie superior es que se induce un movimiento ascendente más allá de la componente F_y de la fuerza.

El movimiento paralelo a lo largo de la placa da como resultado la ruptura de la capa límite y la formación de columnas como se muestra. Como resultado, el espesor de la capa límite y, por ende, la resistencia a la transferencia de calor decrece y aumenta la razón de la transferencia de calor en relación con la orientación vertical. En el caso de una placa fría en un medio ambiente más caliente, ocurre lo opuesto, como era de esperarse. La capa límite sobre la superficie superior permanece intacto donde el flujo es más débil y, por lo tanto, la tasa de transferencia de calor es menor, y la capa límite en la superficie inferior se divide (el líquido más frío cae), mejorando así la transferencia del calor. Cuando la capa límite permanece intacta (el fondo de la superficie caliente o fría), el número de Nusselt se puede determinar. Depende de la relación de la placa vertical al reemplazar g en la relación de Ra_L por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$.



Imagina un escenario donde las placas inclinadas se convierten en una solución inteligente para el transporte de calor en sistemas de refrigeración y calefacción. En este entorno, la convección natural en superficies inclinadas se convierte en una aliada poderosa para mejorar la eficiencia térmica de intercambiadores de calor y dispositivos de ventilación pasiva.

Contempla cómo la gravedad juega un papel crucial en el movimiento del fluido a lo largo de las placas inclinadas. El aire caliente, impulsado por las diferencias de densidad causadas por las variaciones de temperatura, asciende a lo largo de la superficie inclinada, mientras que el aire más frío y denso desciende, generando un flujo convectivo natural.

En el campo de la ingeniería, la convección natural en placas inclinadas presenta un desafío interesante.

- ¿Cómo podríamos modelar y analizar este fenómeno en sistemas complejos?

¿Cuáles serían las correlaciones empíricas adecuadas para predecir los coeficientes de transferencia de calor en función de los parámetros del problema, como el ángulo de inclinación y las propiedades del fluido?

Figura 40.

Ejemplos de aplicación de placas inclinadas.



3.6 Placas horizontales

La convección natural en placas horizontales se produce cuando una superficie plana está paralela al suelo y se encuentra expuesta a un fluido circundante con una temperatura diferente. Cuando la placa está más

caliente que el fluido, el aire cercano a la superficie se calienta y se vuelve menos denso, lo que genera una corriente ascendente. Al mismo tiempo, el aire más frío desciende para reemplazar al aire caliente.

Esta circulación de fluido crea un flujo convectivo que facilita la transferencia de calor entre la placa horizontal y el fluido circundante.

La tasa de transferencia de calor en una superficie horizontal depende de si la superficie está orientada hacia arriba o hacia abajo. Cuando una superficie caliente está en un ambiente más frío y mira hacia arriba, ejerce una fuerza ascendente neta, impulsando el líquido calentado hacia arriba.

Esto crea corrientes de convección natural fuertes y eficientes en la transferencia de calor. Por otro lado, si la superficie caliente está orientada hacia abajo, la placa bloquea el líquido calentado que tiende a subir, excepto cerca de los bordes, lo que evita una transferencia de calor efectiva.

En el caso opuesto, cuando las placas están frías en un entorno más cálido, la potencia neta (menos la función del peso) disminuye y enfría el líquido, lo que crea una tendencia cerca de las placas. El número promedio de Nusselt en la superficie horizontal se puede determinar a partir de una relación de potencia simple como se muestra en la Tabla 13, lo que proporciona una indicación de la eficiencia de la transferencia de calor en diferentes configuraciones de superficies horizontales.

Calcular la longitud característica del plano horizontal de:

$$L_c = \frac{A_s}{p}$$

Donde:

A_s : área superficial (m^2) y p : perímetro

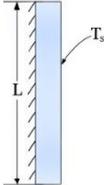
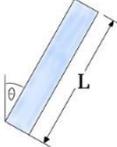
Tener en cuenta que:

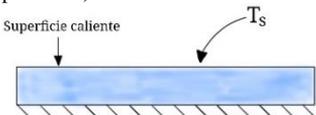
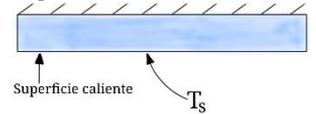
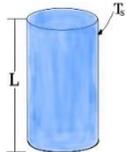
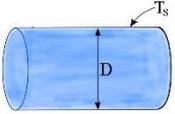
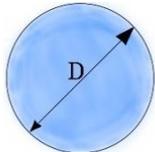
$L_c = a/4$ en el plano horizontal de longitud cuadrada

$L_c = D/4$ cuando es una superficie circular horizontal al diámetro D

Tabla 11.

Correlaciones empíricas del número medio de Nusselt para la convección superficial natural.

Geometría	Longitud característica L_c	Intervalo Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ 10^{10} $- 10^{13}$ Todo intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left\{ \begin{array}{l} 0.825 \\ + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{2/7}} \end{array} \right\}^2$
Placa inclinada 	L		La ecuación de la placa vertical se puede usar para la superficie superior de la placa fría y las superficies superior e inferior de la placa caliente. Reemplazar g por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$

Geometría	Longitud característica L_c	Intervalo Ra	Nu
<p>Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p)</p> <p>a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría).</p> 	A_s/p	$10^4 - 10^7$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$
		$10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$
<p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría).</p> 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$
<p>Cilindro vertical</p> 	L		<p>En un cilindro vertical se pueden utilizar las ecuaciones de una placa vertical cuando:</p> $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
<p>Cilindro horizontal</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \begin{cases} 0.6 \\ + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{1/4}} \end{cases}^2$
<p>Esfera</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr = 0,7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$

3.7 Cilindros horizontales

La convección natural en cilindros ocurre cuando un cilindro, como una tubería o un conducto, se encuentra expuesto a un fluido circundante a una temperatura diferente. Si el cilindro está más caliente que el fluido, el aire cercano a la superficie se calienta y se vuelve menos denso, lo que induce una corriente ascendente. Al mismo tiempo, el aire más frío desciende para reemplazar el aire caliente. Esta circulación de fluido crea un flujo convectivo que facilita la transferencia de calor entre el cilindro y el fluido circundante.

Figura 41.

Convección en cilindros horizontales.



Nota. Imagen extraída de (Newzel, 2021)

Diferencias en la Convección en Cilindros

Flujo alrededor del cilindro: en la convección natural en cilindros, el fluido circundante fluye alrededor de la superficie cilíndrica, generando una capa límite en la que se produce una reducción en la velocidad del fluido debido a la fricción con la superficie. Esto puede afectar la eficiencia de transferencia de calor en comparación con superficies planas, como placas horizontales o verticales.

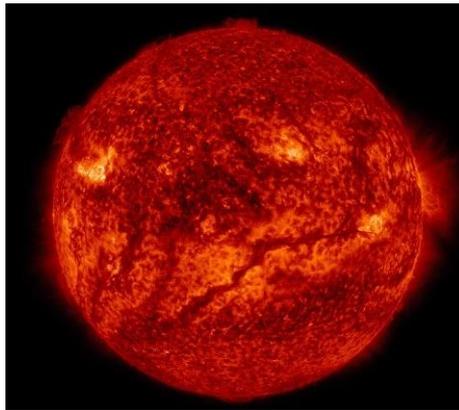
Número de Nusselt (Nu): el número de Nusselt, que representa la relación entre la transferencia de calor convectiva y la conductiva, es una medida importante en la convección. Para cilindros, el número de Nusselt es generalmente mayor que para placas, lo que indica que la convección es más efectiva en cilindros para transferir calor desde la superficie al fluido circundante.

3.8 Esferas

La convección natural en esferas ocurre cuando una esfera está expuesta a un fluido circundante a una temperatura diferente. Similar a los cilindros, si la esfera está más caliente que el fluido, el aire cercano a la superficie se calienta y asciende, mientras que el aire más frío desciende para reemplazarlo, creando un flujo convectivo alrededor de la esfera.

Figura 42.

El sol, como ejemplo de la convección en esferas.



Nota. Imagen extraída de (NASA, 2017)

Diferencias en la Convección en Esferas

Simetría radial: la esfera presenta simetría radial, lo que significa que el flujo convectivo alrededor de la esfera es uniforme en todas las direcciones. Esta simetría puede simplificar el análisis matemático de la convección natural en esferas en comparación con otros cuerpos geométricos.

Número de Nusselt (Nu): para esferas, el número de Nusselt suele ser menor que para cilindros, lo que indica que la convección natural en esferas puede ser menos eficiente para la transferencia de calor en comparación con superficies cilíndricas o planas.

Resumen

La convección natural se produce cuando las paredes en contacto con el sistema están en reposo.

La Ley de enfriamiento de Newton establece que la tasa de cambio de temperatura de la superficie con respecto al tiempo es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido circundante. Matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\alpha) \quad (W)$$

La convección natural en superficies es un proceso de transferencia de calor que ocurre en un fluido (líquido o gas) debido a las diferencias de densidad provocadas por las variaciones de temperatura en una superficie expuesta al fluido.

Las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt Nu en la convección natural son las siguientes:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = C Ra_L^n$$

el número de Rayleigh mismo puede ser visto como una relación del poder de flotabilidad y el producto de y difusiones térmicas y numéricas.

$$\begin{aligned} Ra_L = Gr_L Pr &= \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L_c^3}{\nu^2} Pr \\ &= \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L_c^3}{\nu\alpha} \end{aligned}$$

El número de Grashof, denotado como Gr , se define como un coeficiente adimensional que cuantifica la relación entre las fuerzas impulsoras térmicas y las fuerzas viscosas en un fluido sometido a convección natural.

$$Gr = \frac{g\beta(\Delta T)L_c^3}{\nu^2}$$

En el caso de placas verticales con temperatura superficial constante (T_s), se establece un gradiente de temperatura entre la superficie de la placa y el fluido circundante.

El valor promedio de Nusselt en placas verticales con calor constante se puede expresar como

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{\dot{q}_s L}{k(T_{L/2} - T_\alpha)}$$

Cuando el diámetro del cilindro es lo suficientemente grande, la superficie exterior del cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical, y el efecto de la curvatura se vuelve despreciable. Esta condición se satisface cuando:

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$$

Para placas horizontales la longitud característica del plano horizontal de:

$$L_c = \frac{A_s}{p}$$

Preguntas

3-1 Se tiene una aleta de aluminio adosada a una superficie a una temperatura uniforme de 200°C. La aleta tiene una geometría rectangular, con una longitud de 0.5 metros, un ancho de 0.05 metros y

un espesor de 0.002 metros. La temperatura ambiente alrededor de la aleta es de 25°C.

Las propiedades físicas del aluminio relevantes para el problema son las siguientes:

- Conductividad térmica del aluminio (k) = 205 W/(m·K).
- Coeficiente de expansión térmica del aluminio (β) = 0.000022 K⁻¹.
- Viscosidad cinemática del aire (ν) = 1.5 x 10⁻⁵ m²/s.

Datos:

$$T_s = 200 \text{ }^\circ\text{C} = 473.15 \text{ K}$$

$$T_{amb} = 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298.15 \text{ K}$$

$$L = 0.5 \text{ m}$$

$$b = 0.05 \text{ m}$$

$$d = 0.002 \text{ m}$$

$$k = 205 \text{ W/mK}$$

$$\beta = 0.000022 \text{ K}^{-1}$$

$$\nu = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Solución:

1. Para resolver el ejercicio, comenzaremos calculando el número de Biot (Bi) para determinar si la convección natural es dominante sobre la conducción en la aleta de aluminio

$$\text{Bi} = \frac{h \cdot L}{k}$$

$$Bi = \frac{(15 \text{ W/m}^2\text{K})(0.5 \text{ m})}{205 \text{ W/mK}}$$

$$Bi \approx 0.0732$$

Dado que el número de Biot (Bi) es pequeño (menor que 0.1), podemos asumir que la conducción en la aleta es significativamente más rápida que la convección. Por lo tanto, podemos proceder considerando que la distribución de temperatura en la aleta es aproximadamente lineal.

2. Determinar la distribución de temperatura en la aleta en estado estacionario

La temperatura en el extremo de la aleta ($T_{extremo}$) puede aproximarse como una distribución lineal:

$$T_{extremo} = T_{base} + (T_{superficie} - T_{base}) \cdot \exp\left(-Bi \cdot \frac{x}{L}\right)$$

Para obtener la distribución de temperatura a lo largo de la aleta, podemos calcular los valores de $T_{extremo}$ para diferentes puntos de interés x a lo largo de la aleta.

Para $x = 0$ (extremo de la base de la aleta):

$$T_{extremo}(x = 0) = 298.15 \text{ K}$$

Para $x = 0.25 \text{ m}$ (punto intermedio de la aleta)

$$T_{extremo}(x = 0.25)$$

$$\begin{aligned}
&= 298.15 \text{ K} + (473.15 \text{ K} - 298.15 \text{ K}) \exp\left(-0.0732 \cdot \frac{0.25}{0.5}\right) \\
&\approx 368.15 \text{ K}
\end{aligned}$$

Para $x = 0.5 \text{ m}$ (extremo de la superficie de la aleta)

$$\begin{aligned}
&T_{\text{extremo}}(x = 0.5) \\
&= 298.15 \text{ K} + (473.15 \text{ K} - 298.15 \text{ K}) \cdot \exp\left(-0.0732 \cdot \frac{0.5}{0.5}\right) \\
&\approx 343.15 \text{ K}
\end{aligned}$$

La distribución de temperatura a lo largo de la aleta en estado estacionario es aproximadamente lineal, disminuyendo desde 343.15 K en el extremo de la superficie hasta 298.15 K en la base de la aleta.

3. Calcular la tasa de transferencia de calor desde la superficie de la aleta al aire circundante en el estado estacionario

Para calcular la tasa de transferencia de calor (q) desde la superficie de la aleta al aire circundante, utilizamos la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\begin{aligned}
q &= h \cdot P \cdot (T_s - T_{\text{ambiente}}) \\
q &= (15 \text{ W/m}^2\text{K})(0.104 \text{ m})(437.15 \text{ K} - 298.15 \text{ K}) \\
q &\approx 225.57 \text{ W}
\end{aligned}$$

La tasa de transferencia de calor desde la superficie de la aleta al aire circundante en el estado estacionario es aproximadamente 225.57 vatios (W).

4. Estimar la eficiencia de la aleta

$$\eta = \frac{q}{q_{\max}}$$

$$-q_{\max} = h \cdot P \cdot (T_{\text{superficie}} - T_{\text{ambiente}}) = 298.15 K$$

$$q_{\max} = (15 \text{ W/m}^2\text{K})(0.104 \text{ m})(437.15 \text{ K} - 298.15 \text{ K})$$

Ahora calculamos la eficiencia de la aleta:

$$\eta = \frac{225.57 \text{ W}}{225.57 \text{ W}} = 1$$

La eficiencia de la aleta es igual a 1, lo que significa que la aleta está operando a su máxima eficiencia, transfiriendo todo el calor posible en comparación con una aleta a la misma temperatura que la superficie adyacente.

CAPÍTULO 4

Intercambiadores de calor



4

Intercambiadores de calor

En este compendio sobre los fundamentos de la convección, nos sumergiremos en el análisis meticuloso de los intercambiadores de calor. Abordaremos con rigurosidad los principios que subyacen a estos dispositivos, examinando detenidamente los diversos mecanismos de transferencia de calor y las ecuaciones fundamentales que rigen su comportamiento.

A lo largo de estas páginas, exploraremos los distintos tipos de intercambiadores de calor, desde los más simples hasta los más sofisticados, desglosando sus aplicaciones en una amplia variedad de campos industriales. Además, analizaremos de manera exhaustiva los criterios de diseño esenciales que deben ser considerados para asegurar un desempeño óptimo y una operación segura de estos componentes cruciales en la ingeniería térmica.

Objetivos

Al finalizar este capítulo, el lector será capaz de lograr los siguientes objetivos:

- Comprender los principios fundamentales de la transferencia de calor en intercambiadores de calor.
- Familiarizarse con los diferentes tipos de intercambiadores de calor y sus respectivas aplicaciones.
- Adquirir conocimientos sobre las ecuaciones básicas que gobiernan el funcionamiento de los intercambiadores de calor.

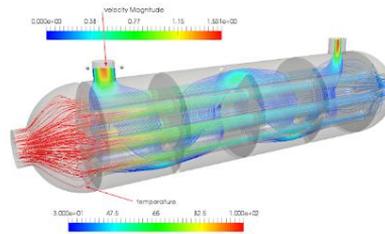
Aprender los criterios de diseño clave necesarios para lograr un rendimiento óptimo y una operación segura de los intercambiadores de calor.

4. Fundamentos

Los intercambiadores de calor representan una pieza fundamental en la ingeniería mecánica y en una amplia gama de sectores industriales. Su función es esencial: facilitan el intercambio eficiente de energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, sin permitir su mezcla. Este proceso es crucial en numerosas aplicaciones industriales, desde la refrigeración de maquinaria hasta la producción de energía en centrales térmicas, así como en nuestras actividades diarias, como la calefacción y el aire acondicionado en nuestros hogares.

Figura 43.

Intercambiador de calor.



Nota. Imagen extraída de: (Rodríguez, 2020)

La convección, un fenómeno que ya hemos explorado en capítulos anteriores, desempeña un papel vital en el funcionamiento de los intercambiadores de calor. Se manifiesta cuando los fluidos, ya sean líquidos o gases, transportan calor al moverse y formar corrientes dentro de un sistema. Estas corrientes pueden ser naturales, como la circulación causada por diferencias de densidad debido a variaciones de temperatura, o inducidas, mediante el uso de dispositivos como ventiladores o bombas.

Los intercambiadores de calor están diseñados meticulosamente para maximizar la eficiencia en la transferencia de calor y minimizar las pérdidas, garantizando así un rendimiento óptimo del sistema. Existen diversos tipos de intercambiadores de calor, cada uno con sus propias características y aplicaciones específicas. Los intercambiadores de tubo y coraza, de placas, de haz de tubos y de aletas son solo algunos ejemplos de la diversidad de diseños disponibles. La selección del tipo de intercambiador adecuado depende de una serie de factores, como el

tipo de fluidos involucrados, las condiciones operativas y los requisitos de rendimiento, lo que convierte esta decisión en un aspecto crítico en el diseño y la operación eficiente de sistemas de transferencia de calor en diversos campos industriales.

4.1 Tipos de intercambiadores de calor

En la industria, se pueden encontrar diversos tipos de intercambiadores de calor, cada uno diseñado para satisfacer necesidades y aplicaciones específicas. Los más comunes son:

Intercambiadores de calor de tubos y coraza (Shell and Tube Heat Exchangers)

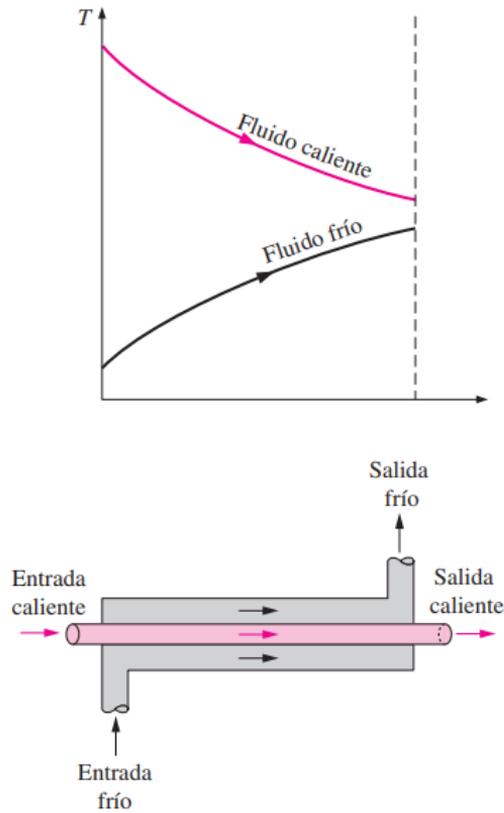
Los intercambiadores de calor de tubos y coraza son uno de los tipos más comunes y versátiles de intercambiadores utilizados en diversas industrias debido a su eficiencia y capacidad para manejar una amplia gama de aplicaciones. Están compuestos por un conjunto de tubos dispuestos en el interior de una carcasa cilíndrica o coraza, mismos que pueden ser rectos o curvados, dependiendo de la aplicación y los requerimientos específicos.

El funcionamiento básico de estos intercambiadores de calor implica que un fluido fluye a través del conjunto de tubos, mientras que el otro fluido circula en la coraza que rodea los tubos. Durante el proceso de

transferencia de calor, los fluidos se mantienen completamente separados para evitar la mezcla y la contaminación cruzada.

Figura 44.

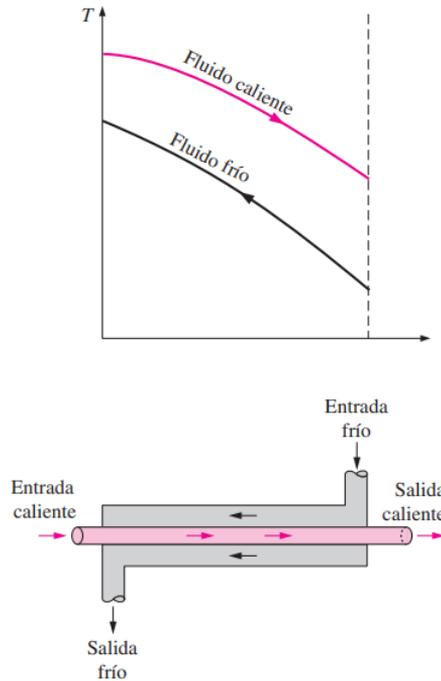
Representación de intercambiador de flujo paralelo.



Nota. Imagen extraída de: (Çengel & Ghajar, 2011)

Figura 45.

Representación de intercambiador a contraflujo.



Nota. Imagen extraída de: (Çengel & Ghajar, 2011)

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos están disponibles en dos configuraciones:

Contraflujo: en esta configuración, los dos fluidos fluyen en direcciones opuestas. El fluido caliente fluye desde el otro extremo del fluido frío, aumentando la diferencia de temperatura entre ellos en todo el intercambiador de calor. Esto proporciona una transferencia de calor más eficiente que otras configuraciones.

Flujo paralelo: dos fluidos fluyen en la misma dirección. A medida que pasan por el intercambiador de calor, su temperatura se iguala gradualmente. Aunque menos eficiente que el contraflujo, este diseño es útil en situaciones donde se requiere un enfriamiento uniforme o aplicaciones específicas.

Presentan algunas características distintivas estos intercambiadores de calor como a continuación se detalla:

- **Resistencia y durabilidad:** por su diseño, estos intercambiadores de calor son capaces de soportar altas presiones y temperaturas, haciéndolos aptos para aplicaciones en la industria petroquímica, energética y alimentaria, entre otras.
- **Flexibilidad de diseño:** se pueden fabricar en una variedad de tamaños y configuraciones para adaptarse a una variedad de aplicaciones y necesidades específicas del cliente.
- **Mantenimiento y limpieza:** la limpieza de tuberías es más sencilla que la de otros tipos de intercambiadores de calor, facilitando el mantenimiento y alargando la vida útil del equipo.
- **Transferencia de calor eficiente:** la disposición de los tubos del cuerpo y el flujo a contracorriente garantizan una transferencia de calor eficiente que da como resultado un alto rendimiento térmico.

Sin embargo, también existen algunas limitaciones asociadas con los intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Por ejemplo, pueden ser voluminosos en comparación con diseños más compactos, lo que puede afectar su viabilidad en aplicaciones con limitaciones de espacio.

Figura 62.

Intercambiador de placas planas.



Intercambiadores de calor de placas (Plate Heat Exchangers)

Los intercambiadores de calor de placas son dispositivos compactos y altamente eficientes diseñados para facilitar la transferencia de calor entre dos fluidos de diferentes temperaturas. Consisten en un conjunto de placas de metal corrugado que se apilan una encima de la otra para formar una serie de canales de flujo de fluidos.

Las placas pueden estar hechas de acero inoxidable, aleaciones de aluminio u otros materiales resistentes a la corrosión y conductividad térmica.

El funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas se basa en el flujo alterno de dos líquidos a través de los canales. Cada uno de los fluidos se dirige a través de canales adyacentes, pero sin mezcla directa, lo que asegura una eficiente transferencia de calor entre ellos. Las placas corrugadas aumentan la superficie de transferencia de calor y crean turbulencias en los flujos, lo que aumenta la eficiencia del intercambiador de calor.

A continuación, se presentan las características de estos intercambiadores:

- Alta eficiencia: la configuración de la placa corrugada y el diseño de contraflujo o contra corriente proporcionan una transferencia de calor altamente eficiente y una mayor recuperación de energía térmica.
- Compactos y livianos: los intercambiadores de calor de placas son mucho más compactos y livianos que otros tipos de intercambiadores de calor, lo que los hace ideales para aplicaciones con espacio limitado.

- Facilidad de mantenimiento y limpieza: las placas son fáciles de quitar para facilitar el acceso para el mantenimiento y la limpieza, lo que da como resultado un rendimiento óptimo y una mayor vida útil del equipo.

Versatilidad: estos intercambiadores de calor son adecuados para una amplia gama de aplicaciones en diversas industrias, como refrigeración, aire acondicionado, procesamiento de alimentos, productos químicos y generación de energía.

- Ahorro de costos: la alta eficiencia de transferencia de calor y el diseño compacto reducen los costos de instalación y operación en comparación con otros tipos de intercambiadores de calor más grandes.

Expansibilidad. Los intercambiadores de calor de placas son modulares, lo que permite agregar o quitar placas según las necesidades del proceso, lo que brinda flexibilidad de diseño y la capacidad de adaptarse a los requisitos cambiantes de transferencia de calor.

Es importante tener en cuenta que, aunque los intercambiadores de calor de placas ofrecen muchas ventajas, también pueden tener algunas limitaciones en algunos casos, como limitaciones de presión y temperatura en aplicaciones muy exigentes. Además, debido a las pequeñas aberturas entre las placas, pueden ser más propensas a

obstruirse con sólidos en el líquido, lo que requiere una limpieza y un mantenimiento periódicos adecuados.

Figura 46.

Intercambiador de calor de haz de tubos.



Intercambiadores de calor de haz de tubos (Tube Bundle Heat Exchangers)

Los intercambiadores de calor de haz de tubos son equipos utilizados para transferir calor entre dos fluidos que circulan a través de un conjunto de tubos dispuestos en forma de haz. Estos intercambiadores son ampliamente utilizados en diversas aplicaciones industriales debido a su eficiencia y capacidad para manejar grandes caudales de fluidos y altas tasas de transferencia de calor. Entre algunas de sus propiedades y funcionalidades de estos intercambiadores de calor se encuentran:

Figura 47.

Intercambiadores de calor de aletas.



- **Diseño y disposición:** el haz de tubos consta de una serie de tubos paralelos o en espiral contenidos dentro de una carcasa o carcasa más grande. Dependiendo de los requisitos de la aplicación, los tubos pueden estar hechos de diferentes materiales y diámetros. Los líquidos ingresan al intercambiador de calor a través de conexiones en la carcasa y luego se conducen a las tuberías o a carcasa, según el diseño del intercambiador de calor.
- **Contraflujo o contra corriente:** al igual que otros intercambiadores de calor, los intercambiadores de calor de carcasa y tubos se pueden configurar para que haya un flujo en contracorriente o en contra corriente entre los dos fluidos. La configuración de contraflujo tiende a ser más eficiente en la transferencia de calor, ya que permite una mayor diferencia de temperatura en el intercambiador de calor.

- **Alto rendimiento térmico:** la disposición de los tubos en el haz y la gran superficie de transferencia de calor que ofrecen permiten un alto rendimiento térmico, lo que los hace ideales para aplicaciones que requieren una transferencia de calor eficiente en sistemas con alta demanda de energía térmica.
- **Versatilidad en las aplicaciones:** los intercambiadores de calor de carcasa y tubos se usan comúnmente en industrias como la petroquímica, la refinación, la generación de energía, el tratamiento del agua y el procesamiento de alimentos. Se pueden usar para calentar o enfriar varios líquidos, incluidos agua, aceites térmicos, gases y diversos productos químicos.
- **Mantenimiento y limpieza:** debido a su diseño, los intercambiadores de calor de carcasa y tubos suelen ser más fáciles de limpiar y mantener en comparación con otros tipos de intercambiadores de calor, lo que ayuda a prolongar la vida útil del equipo y a mantener su eficiencia a lo largo del tiempo.

Es importante mencionar que, aunque los intercambiadores de calor de haz de tubos tienen muchas ventajas, también tienen algunas limitaciones, como la mayor complejidad en su fabricación y la necesidad de un mayor espacio físico en comparación con los intercambiadores más compactos, como los de placas.

Intercambiadores de calor de aletas (Finned Heat Exchangers)

Los intercambiadores de calor de aletas son equipos diseñados para aumentar la eficiencia de transferencia de calor mediante la incorporación de aletas metálicas en las superficies de los tubos. Estas aletas, generalmente hechas de aluminio o acero inoxidable, se extienden desde la superficie de los tubos, lo que aumenta significativamente el área de transferencia de calor y mejora el rendimiento del intercambiador. Algunas funciones de los intercambiadores de calor de aletas se presentan a continuación:

- **Mayor área de transferencia de calor:** la presencia de aletas en la superficie del tubo proporciona una mayor área de superficie, lo que permite una mayor transferencia de calor entre el fluido que fluye dentro del tubo y el aire o fluido externo que circula sobre las aletas.
- **Eficiencia térmica mejorada:** la disposición de las aletas crea turbulencias en el flujo de aire o el fluido externo, lo que aumenta la tasa de transferencia de calor entre los fluidos. Esto asegura una mayor eficiencia térmica del intercambiador de calor.
- **Aplicaciones de calefacción y refrigeración:** los intercambiadores de calor eólicos se utilizan ampliamente en aplicaciones de calefacción y refrigeración, como sistemas de

refrigeración de aire acondicionado, enfriadores de aceite de motor, calentadores de aire y enfriadores de líquidos. Diferentes diseños de aletas: según las necesidades específicas de transferencia de calor de la aplicación, las aletas pueden tener diferentes formas y tamaños, como aletas planas, aletas corrugadas o aletas ranuradas.

- **Aletas extraíbles:** en algunos intercambiadores de calor de placas, las aletas se pueden quitar para facilitar la limpieza y el mantenimiento, manteniendo así la eficiencia del intercambiador de calor a lo largo del tiempo.

Figura 48.

Intercambiador de calor de doble tubo.



El fluido caliente fluye a través del tubo interno, mientras que el fluido frío circula por el espacio anular entre el tubo interno y el tubo externo. Esta disposición permite que los fluidos se mantengan completamente separados, evitando la mezcla y la contaminación cruzada. A

continuación, se presentan las características y funcionamiento de estos intercambiadores:

- **Diseño compacto:** el diseño de la estructura de dos tubos es simple y compacto, lo cual es muy adecuado para aplicaciones con espacio limitado.
- **Seguro y fiable:** por su diseño, el intercambiador de calor de doble tubo es muy seguro y fiable, ya que los fluidos nunca se mezclan, por lo que no hay riesgo de contaminación entre ellos.
- **Facilidad de mantenimiento:** la disposición de tubería doble facilita la limpieza y el mantenimiento y ayuda a lograr un rendimiento óptimo y prolongar la vida útil de la unidad.
- **Aplicaciones adecuadas:** estos intercambiadores son especialmente adecuados para aplicaciones que requieren una pequeña cantidad de transferencia de calor entre dos fluidos, como sistemas de refrigeración por agua, calentadores de agua y sistemas de calefacción.

Debido a su diseño y rango de transferencia de calor limitado, los intercambiadores de calor de dos tubos pueden no ser tan eficientes como otros tipos de intercambiadores de calor, como los intercambiadores de calor de carcasa y tubos o de placas en aplicaciones con mayores requisitos de transferencia de calor.

Figura 49.

Intercambiador de calor de serpentín



Intercambiadores de calor de serpentín (Coil Heat Exchangers)

Los intercambiadores de calor de serpentín son equipos que constan de un tubo en forma de serpentina o bobina, diseñado para facilitar la transferencia de calor entre dos fluidos. Estos intercambiadores son ampliamente utilizados en una variedad de aplicaciones, incluyendo calentadores de agua, sistemas de calefacción, enfriadores de aire y aplicaciones de transferencia de calor en la industria en general.

Algunas de sus características y funcionamiento de estos intercambiadores son:

- **Diseño en forma de bobina:** el tubo está enrollado en forma de bobina, lo que proporciona más área de superficie para la transferencia de calor entre los dos fluidos.
- **Aplicaciones de calefacción y refrigeración:** los intercambiadores de calor de bobina se pueden utilizar tanto para calentar como para enfriar líquidos. En aplicaciones de calefacción, un fluido más caliente circula a través del serpentín y transfiere calor a un fluido más frío que circula fuera del serpentín. En aplicaciones de enfriamiento, un líquido frío circula a través de bobinas y se enfría por contacto con un líquido más frío o aire.
- **Alta eficiencia:** en comparación con los tubos rectos, la forma de la bobina proporciona un área de transferencia de calor más grande y mejora la eficiencia del intercambiador de calor. Versatilidad: los intercambiadores de calor de serpentín son versátiles y se pueden usar en una variedad de aplicaciones e industrias, incluida la industria química, los sistemas HVAC, el procesamiento de alimentos y más.
- **Fácil de instalar:** gracias al diseño en forma de serpentín, estos intercambiadores de calor son fáciles de instalar y se pueden adaptar a diferentes requisitos de espacio y aplicación.

- **Mantenimiento:** aunque generalmente simple, el mantenimiento puede ser más difícil en comparación con otros intercambiadores, especialmente cuando se limpia el interior de la batería.

Es importante mencionar que la selección del material del tubo es crucial en los intercambiadores de calor de serpentín, especialmente si se utilizan en aplicaciones que involucran fluidos corrosivos o alta temperatura. Los materiales comunes incluyen acero inoxidable, cobre y aleaciones de aluminio.



Dato curioso

Te has preguntado ¿Qué tipo de intercambiadores de calor son más utilizados en la industria?

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza son los más ampliamente utilizados en la industria debido a su versatilidad, robustez y capacidad para manejar una amplia variedad de aplicaciones de transferencia de calor. Su diseño de tubos dentro de una carcasa permite transferir calor de manera eficiente entre dos fluidos sin mezclarlos, haciéndolos una opción popular en sectores como la petroquímica, generación de energía, procesamiento de alimentos y muchos otros.

Figura 50.

Intercambiador de calor de tubos y corazas, uno de los más utilizados en la industria.



4.2 El coeficiente total de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor, representado por "U" (del inglés, Total Heat Transfer Coefficient), constituye un concepto esencial en el ámbito de los intercambiadores de calor. Su comprensión resulta fundamental para el diseño, análisis y optimización de estos dispositivos, ya que nos brinda información clave sobre cómo se lleva a cabo la transferencia de energía térmica entre dos fluidos y nos permite evaluar la eficiencia de los intercambiadores de calor en una amplia gama de aplicaciones industriales.

En términos simples, el coeficiente global de transferencia de calor se define como la tasa de transferencia de calor por unidad de superficie en un intercambiador de calor. Es un parámetro combinado que considera tanto la resistencia térmica del material sólido que separa los dos fluidos como la resistencia térmica de las interfaces entre los fluidos y el material sólido. Esta medida se expresa comúnmente en unidades de vatios por metro cuadrado-kelvin ($W/m^2 \cdot K$) o BTU por hora por pie cuadrado-grado Fahrenheit ($BTU/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$).

El coeficiente global de transferencia de calor es un parámetro crucial en el diseño y análisis de intercambiadores de calor, ya que proporciona información esencial sobre la eficiencia del equipo en la transferencia de calor entre fluidos. Este coeficiente no solo se ve influenciado por la geometría del intercambiador de calor, sino también por las propiedades térmicas de los materiales utilizados y los regímenes de flujo de los fluidos implicados. Al considerar estos factores, los ingenieros mecánicos y profesionales de la industria pueden mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor y optimizar su diseño para satisfacer los requisitos específicos de transferencia de calor de una aplicación determinada.

La comprensión del coeficiente global de transferencia de calor es esencial para la reducción de costos operativos y el aumento de la sustentabilidad en diversas industrias, como la energética, química y de refrigeración. Los intercambiadores de calor están presentes en una amplia gama de aplicaciones industriales, donde dos fluidos se

encuentran separados por paredes sólidas. En este proceso, el líquido caliente fluye por convección hacia la pared, atraviesa la pared a lo largo de su espesor y finalmente transfiere calor al líquido frío, generando convección nuevamente.

Los ingenieros utilizan modelos de resistencia térmica para comprender este proceso de transferencia de calor, donde se consideran componentes como la resistencia de conducción a través del material de la pared y las resistencias de convección en las interfaces fluido-pared. Es importante destacar que cualquier efecto de radiación se suele incluir en los coeficientes de transferencia de calor por convección, lo que permite una representación más precisa del proceso de transferencia de calor en los intercambiadores.

La disipación de calor de los dos tubos, la resistencia térmica de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kl}$$

Donde:

D_o : Diámetro exterior de tubo

D_i : Diámetro interior de tubo

k : conductividad térmica de la tubería

l : longitud de tubo

Entonces la resistencia térmica total se convierte en:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k l} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Donde:

A_i : es el área de la superficie interna de la pared que separa los dos fluidos.

A_o : es el área de la superficie externa de la misma pared.

En otras palabras, las áreas superficiales de la pared de separación que están mojadas por fluidos internos y externos se denominan A_i y A_o , respectivamente.

Cuando un fluido fluye dentro del tubo y el otro fluido fluye fuera del tubo, tenemos:

$$A_i = \pi D_i L, \text{ área interna del tubo}$$

$$A_o = \pi D_o L, \text{ área externa del tubo}$$

En un análisis de transferencia de calor, todas las resistencias térmicas que se encuentran en la ruta del flujo se pueden combinar fácilmente calor de un fluido caliente a un fluido frío en una sola resistencia R y expresa la tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

Donde:

U es el coeficiente de transferencia de calor total ($W/m^2\text{°C}$) es igual a la unidad del coeficiente de convección común, h .

La ecuación se transforma cuando se elimina T :

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o}$$

El intercambiador de calor es una pieza fundamental en numerosos procesos industriales donde la transferencia de calor es esencial. Es natural que el lector se pregunte por qué hay dos coeficientes de transferencia de calor totales, U_i y U_o en lugar de uno solo. La razón radica en que estos intercambiadores cuentan con dos áreas superficiales de transferencia de calor, A_i y A_o , las cuales no siempre son iguales entre sí.

Para entender mejor este concepto, consideremos que $U_i A_i = U_o A_o$, pero esto solo es válido si $A_i = A_o$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor total, U , de un intercambiador de calor solo adquiere relevancia cuando se especifica el área sobre la cual se basa.

Cuando la resistencia térmica de un tubo es despreciable ($R_{pared} = 0$), lo cual ocurre cuando la pared es delgada y el material tiene alta conductividad térmica, y las superficies interior y exterior del tubo son

idénticas ($A_i = A_o = A_s$). Luego la ecuación del coeficiente de transferencia de calor total se simplifica notablemente:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

En este contexto, $U \approx U_i \approx U_o$, son los coeficientes de transferencia de calor de adentro y de fuera del tubo, así como los coeficientes de transferencia de calor h_i y h_o , se calculan aplicando las relaciones de convección discutidas en los primeros capítulos.

Cuando h_i es significativamente mayor que h_o , podemos considerar que la contribución del término $1/h_i$ es dominante en la ecuación. En esta situación, una aproximación válida es $U = h_i$ es válida y se puede simplificar la ecuación a: $U \approx h_i$, ya que la resistencia térmica en la delgada pared del tubo se vuelve insignificante en comparación con la resistencia térmica asociada con los flujos de convección dentro y fuera del mismo. En consecuencia, para simplificar los cálculos y análisis del intercambiador de calor en situaciones donde h_i predomina sobre h_o podemos utilizar la aproximación $U \approx h_i$, lo que facilita significativamente el proceso de diseño y evaluación del rendimiento del intercambiador.

Tabla 12.

Tabla con valores representativos del coeficiente total de transferencia de calor U en unidades $W/m^2\text{°C}$ para diferentes combinaciones de fluidos en intercambiadores de calor.

Fluidos	Coeficiente de transferencia de calor total (U)
Agua – Agua	800 - 4000
Agua – Gasolina	200 - 800
Agua – Queroseno	200 - 800
Agua – Aceite	150 - 800
Agua – Aire	50 - 300
Gasolina – Gasolina	100 - 600
Gasolina – Queroseno	100 - 600
Gasolina – Aceite	100 - 500
Gasolina – Aire	50 - 300
Queroseno - Queroseno	100 - 600
Queroseno - Aceite	100 - 500
Queroseno – Aire	50 - 300
Aceite – Aceite	100 - 500
Aceite – Aire	50 - 300
Aire – Aire	5 - 100

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

4.3 Análisis de los intercambiadores de calor

El análisis de los intercambiadores de calor es fundamental para comprender su funcionamiento y optimizar su rendimiento. Estos dispositivos suelen operar de manera estable durante períodos prolongados, lo que los clasifica como dispositivos de flujo estacionario.

En este contexto, el análisis se simplifica debido a que el gasto de masa de cada fluido es constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, se mantienen estables tanto en las entradas como en las salidas.

Además, las corrientes de fluido no experimentan cambios significativos en sus velocidades y elevaciones, lo que implica que las variaciones en la energía cinética y potencial son insignificantes en el análisis. Aunque el calor específico de un fluido puede variar con la temperatura, en la práctica se puede considerar constante dentro de un intervalo específico de temperaturas sin una pérdida significativa de precisión.

El análisis de los intercambiadores de calor se puede dividir en dos enfoques principales: análisis térmico y análisis hidráulico. El análisis térmico se centra en la transferencia de calor entre los fluidos y la determinación de las temperaturas de entrada y salida, así como la tasa de transferencia de calor. Por otro lado, el análisis hidráulico se enfoca en el flujo de fluidos a través del intercambiador, considerando aspectos como la pérdida de presión y la distribución del flujo.

Ambos enfoques son esenciales para comprender completamente el rendimiento y la eficiencia de un intercambiador de calor, lo que permite realizar ajustes y mejoras para optimizar su funcionamiento en diversas aplicaciones industriales.

Análisis térmico

En el análisis térmico de los intercambiadores de calor, se examina detalladamente la transferencia de calor entre los fluidos que interactúan dentro del dispositivo.

Este enfoque tiene como objetivo principal comprender cómo se lleva a cabo el intercambio térmico y qué factores influyen en la eficiencia y el rendimiento del proceso.

Uno de los aspectos fundamentales en este análisis es el cálculo de los *coeficientes de transferencia de calor*. Estos coeficientes indican la velocidad a la que se transfiere el calor desde un fluido a otro a través de las superficies de intercambio. Los coeficientes de transferencia de calor pueden variar según una serie de factores, como la velocidad del flujo, la viscosidad, la temperatura y las propiedades térmicas de los fluidos, así como la geometría y el material de las superficies de intercambio. Se expresan en unidades de vatios por metro cuadrado por Kelvin W/m^2K .

La fórmula para calcular el coeficiente de transferencia de calor (h) es:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A * \Delta T_{lm}}$$

Donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor ($W/m^2 K$)

\dot{Q} : Tasa de transferencia de calor (W)

A : Área de transferencia de calor (m^2)

ΔT_{lm} : Diferencia media logarítmica de temperatura entre los dos fluidos (K)

La diferencia media logarítmica de temperatura (ΔT_{lm}) se calcula utilizando la fórmula:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

ΔT_1 : Diferencia de temperatura en el lado caliente (K)

ΔT_2 : Diferencia de temperatura en el lado frío (K)

La **resistencia térmica** juega un papel crucial en el análisis térmico de los intercambiadores de calor, ya que representa la oposición al flujo de calor dentro del dispositivo. Esta resistencia se calcula considerando diversos factores que afectan la transferencia de calor, como las superficies de intercambio, las incrustaciones y las películas límite.

La fórmula para calcular la resistencia térmica (R) es:

$$R = \frac{1}{hA}$$

Donde:

R : Resistencia térmica (K/W)

h : Coeficiente de transferencia de calor ($W/m^2 K$)

A : Área de transferencia de calor (m^2)

Por otro lado, la *eficiencia térmica* es una medida clave para evaluar el desempeño del intercambiador de calor en términos de su capacidad para transferir calor entre los fluidos. Se calcula comparando el calor transferido real con el calor teórico máximo que se puede transferir en condiciones ideales. La eficiencia térmica proporciona información valiosa sobre la efectividad del dispositivo en la práctica.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}}$$

Donde:

ε : Eficiencia térmica

\dot{Q}_{real} : Tasa de transferencia de calor real (W)

\dot{Q}_{max} : Tasa de transferencia de calor máxima teórica en condiciones ideales (W)

El análisis térmico de los intercambiadores de calor también debe considerar los efectos de las *incrustaciones* o depósitos en las superficies de intercambio.

Estas incrustaciones pueden reducir significativamente la eficiencia térmica del intercambiador al disminuir la transferencia de calor entre

los fluidos. Por lo tanto, es crucial evaluar cómo estos efectos de ensuciamiento afectan el rendimiento del dispositivo y qué medidas pueden tomarse para mitigarlos.

En el análisis térmico, se parte de algunas suposiciones fundamentales que simplifican el proceso de evaluación. Por ejemplo, se considera que la conducción axial de calor a lo largo del tubo es insignificante, lo que simplifica el cálculo de la transferencia de calor entre los fluidos. Además, se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está completamente aislada, lo que significa que no se pierde calor al medio ambiente y toda la energía térmica se transfiere entre los dos fluidos.

Con estas suposiciones en mente, la primera ley de la termodinámica establece que la tasa de transferencia de calor desde un fluido caliente hacia un fluido frío es igual a la tasa de transferencia de calor desde el fluido frío hacia el fluido caliente. Esto se puede expresar mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

Donde:

c y h : representan los flujo frío y caliente.

\dot{m}_c y \dot{m}_h : flujo másico del flujo frío y caliente.

c_{pc} y c_{ph} : Calor específico del flujo frío y caliente.

$T_{c,sal}$ y $T_{h,sal}$: Temperaturas de salida del flujo frío y caliente.

$T_{c,ent}$ y $T_{h,ent}$: Temperaturas de entrada del flujo frío y caliente.

De acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, se supone que la razón de la transferencia de calor Q es una cantidad positiva y su dirección va del fluido caliente hacia el frío.

Tabla 13. *Tabla con algunos factores de incrustación representativos en el sistema internacional (SI) para diferentes tipos de fluidos m^2C/W .*

Fluidos	Factor de incrustación (m^2K/W)
Agua destilada	0.0001 - 0.0005
Agua de mar	0.0005 - 0.001
Agua de río	0.0003 - 0.001
Agua de alimentación para calderas	0.0005 - 0.002
Aceite mineral	0.0003 - 0.001
Aceite térmico	0.0005 - 0.002
Glicol (etilenglicol o propilenglicol)	0.0002 - 0.001
Aire	0.0001 - 0.0005
Vapor de agua	0.0002 - 0.001
Amoniaco	0.0005 - 0.002

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

En el análisis de los intercambiadores de calor, es conveniente combinar el producto del flujo másico y el calor específico de un fluido en una sola cantidad. Esta cantidad, conocida como razón de capacidad calorífica, nos proporciona una medida útil para comprender y evaluar el intercambio de calor entre los fluidos caliente y frío en el dispositivo.

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \text{ (Caliente)}$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} \text{ (Frio)}$$

La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido es la velocidad de transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en un centígrado mientras fluye por un intercambiador de calor. Nótese que el fluido con una razón de capacidad calorífica alta experimentará cambios menores en la temperatura en un intercambiador, mientras que el fluido con una razón de capacidad calorífica baja experimentará cambios significativos en la temperatura. Como resultado, el cambio de temperatura de un fluido se reducirá a la mitad si se duplica su gasto de masa mientras al mismo tiempo se deja todo lo demás inalterado.

También se puede obtener la siguiente fórmula:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (\text{Flujo frio})$$

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (\text{Flujo caliente})$$

En otras palabras, la razón de transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura de ese fluido. Se observa que la única ocasión en que la temperatura de un fluido frío aumenta o disminuye de la misma manera es cuando las razones de capacidad calorífica de los dos fluidos son idénticas.

En ellos, uno de los fluidos experimenta un cambio de fase, lo que explica la transferencia de calor como:

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg}$$

Donde:

\dot{m} : es la velocidad de evaporación o condensación del fluido.

h_{fg} : es su entalpía de vaporización a la temperatura o presión especificada.

Durante un proceso de cambio de fase, un fluido común absorbe o libera una gran cantidad de calor a temperatura constante. Durante un proceso de este tipo, la razón de capacidad calorífica de un fluido debe tender al infinito porque el cambio de temperatura es prácticamente nulo. Por lo tanto, $C = \dot{m}C_p \rightarrow \infty$, cuando $\Delta T \rightarrow 0$, por lo que la razón de transferencia de calor $C = \dot{m}C_p\Delta T$ una cantidad finita es T.

Por lo tanto, un fluido en condensación o en ebullición se considera convenientemente como un fluido cuya razón de capacidad calorífica es infinita en el análisis de los intercambiadores de calor.

Es posible expresar la razón detrás de la transferencia de calor en un intercambiador de una manera similar a la ley de Newton del enfriamiento:

$$\dot{Q} = UA_S\Delta T_m$$

Donde:

U : El coeficiente de transferencia de calor total.

A_S : el área de transferencia de calor.

ΔT_m : Diferencia de temperatura promedio apropiada entre los dos fluidos.

Análisis hidráulico

En el análisis hidráulico de los intercambiadores de calor, se estudia el flujo de los fluidos a través del dispositivo y las pérdidas de presión asociadas. El objetivo principal de este análisis es garantizar un flujo de fluidos óptimo, evitando problemas como obstrucciones o caídas excesivas de presión que puedan afectar el rendimiento del intercambiador.

Uno de los aspectos fundamentales del análisis hidráulico son las ***pérdidas de presión***. Estas pérdidas se calculan y evalúan para entender cómo varía la presión a medida que los fluidos circulan a través del intercambiador. Las pérdidas de presión pueden originarse debido a varios factores, como la fricción entre el fluido y las superficies de intercambio, los cambios de dirección del flujo, así como cualquier restricción o estrechamiento en el camino del fluido.

$$\Delta P = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right)$$

Donde:

ΔP : Pérdida de presión (Pa).

f : Factor de fricción de Darcy-Weisbach (adimensional).

L : Longitud del flujo (m).

D : Diámetro hidráulico (m).

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3).

V : Velocidad del flujo (m/s).

El factor de fricción de Darcy-Weisbach (f) depende del tipo de flujo (laminar o turbulento) y puede ser calculado mediante diferentes correlaciones empíricas.

En cuanto a la *velocidad del flujo* es importante encontrar un equilibrio adecuado en la velocidad del flujo. Por un lado, el flujo debe ser lo suficientemente rápido para evitar el estancamiento del fluido, lo que podría disminuir la eficiencia del intercambiador.

Por otro lado, un flujo demasiado rápido puede aumentar drásticamente las pérdidas de presión, lo que no es deseable. Por lo tanto, se busca determinar una velocidad óptima que garantice un flujo adecuado sin excesivas pérdidas de presión.

La *distribución uniforme del flujo* es esencial para maximizar la transferencia de calor en todo el intercambiador. Se deben evitar problemas como la formación de puntos calientes o zonas frías, que podrían comprometer la eficiencia del dispositivo. Un flujo

uniformemente distribuido ayuda a garantizar que todas las áreas de intercambio de calor reciban una cantidad adecuada de fluido, lo que optimiza la eficiencia térmica del intercambiador.

El diseño del intercambiador de calor (*optimización del diseño*) juega un papel fundamental en su eficiencia y rendimiento. Se busca obtener un diseño que maximice la transferencia de calor entre los fluidos y minimice las pérdidas de presión. Esto implica considerar cuidadosamente la geometría del intercambiador, la disposición de los elementos de intercambio de calor y otros factores relacionados. La optimización del diseño se realiza teniendo en cuenta los requisitos y restricciones específicos del sistema en el que se utilizará el intercambiador, buscando alcanzar un equilibrio entre eficiencia, rendimiento y costos de operación.

4.4 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (MDMLT)

El MDMLT es una herramienta ampliamente utilizada en ingeniería térmica y procesos de convección para calcular la tasa de transferencia de calor en estos dispositivos. Su relevancia radica en su capacidad para estimar de manera eficiente las diferencias de temperatura a lo largo de los fluidos involucrados, lo que resulta fundamental en el diseño y optimización de intercambiadores de calor. En el desarrollo de la transferencia de calor entre dos medios, como gases, líquidos o

combinaciones de ambos, los intercambiadores de calor juegan un papel esencial al permitir el intercambio de energía térmica entre ellos.

Estos dispositivos se encuentran en numerosas aplicaciones industriales, incluyendo procesos de refrigeración y calentamiento, sistemas de calefacción, generación de energía y muchas otras áreas donde la eficiencia energética es esencial.

El MDMLT, basado en conceptos termodinámicos y principios de convección, proporciona un enfoque práctico para calcular las tasas de transferencia de calor en intercambiadores. Su aplicación puede ser llevada a cabo en diferentes tipos de intercambiadores de calor, como los de tubo y coraza, de placas y aletas, y otros diseños especializados.

La Diferencia de Temperatura Logarítmica (ΔT_{lm}) es una medida promedio de las diferencias de temperatura entre los fluidos caliente y frío a lo largo del intercambiador de calor. Esta fórmula se basa en la suposición de que la diferencia de temperatura entre las dos corrientes no es constante, sino que cambia gradualmente a medida que los fluidos intercambian calor entre sí.

La fórmula general para ΔT_{lm} es la siguiente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)}$$

Donde:

T_{h_i} : Temperatura inicial del fluido caliente (corriente caliente) en °C o °F.

T_{c_o} : Temperatura final del fluido frío (corriente fría) en °C o °F.

T_{h_o} : Temperatura final del fluido caliente (corriente caliente) en °C o °F.

T_{c_i} : Temperatura inicial del fluido frío (corriente fría) en °C o °F.

ln: Función logarítmica natural (también conocida como logaritmo natural).

El cálculo de ΔT_{lm} implica restar las diferencias de temperatura inicial y final de ambas corrientes de fluidos. Luego, estas diferencias se dividen por el logaritmo natural del cociente de las temperaturas inicial y final de cada corriente de fluido.

Es esencial tener en cuenta que las temperaturas en la fórmula deben estar expresadas en la misma escala (por ejemplo, todas en °C o todas en °F) para que los cálculos sean consistentes y precisos.

La Diferencia de Temperatura Logarítmica es un parámetro crítico en el análisis de intercambiadores de calor, y se utiliza como base para calcular la tasa de transferencia de calor a través del intercambiador, como se menciona en la fórmula de la tasa de transferencia de calor (Q) en la respuesta anterior. La precisión de este cálculo es esencial para diseñar intercambiadores de calor eficientes y optimizar su funcionamiento en diversas aplicaciones industriales y sistemas de calefacción o refrigeración.

4.5 Tasa de transferencia de calor

La Tasa de Transferencia de Calor (Q) representa la cantidad de calor transferido por unidad de tiempo entre dos fluidos que fluyen a través de un intercambiador de calor. Esta tasa de transferencia de calor es fundamental para determinar la capacidad de enfriamiento o calentamiento del intercambiador y para evaluar su eficiencia en la transferencia de energía térmica.

La fórmula general para calcular la Tasa de Transferencia de Calor (Q) utilizando el MDMLT es la siguiente:

$$Q = UA \Delta T_{lm}$$

Q : representa la Tasa de Transferencia de Calor, medida en vatios (W) o en unidades de energía por unidad de tiempo, como Btu/h (Unidades térmicas británicas por hora).

U : es el Coeficiente de Transferencia de Calor Global, expresado en vatios por metro cuadrado por Kelvin ($W/(m^2 \cdot K)$) o en unidades de transferencia de calor por unidad de área y diferencia de temperatura.

Intercambiadores de calor a contraflujo

En los intercambiadores de calor a contraflujo, las variaciones de temperaturas entre los fluidos que fluyen en direcciones opuestas

generan una característica particular que influye en la eficiencia de transferencia de calor. A medida que los fluidos se desplazan a lo largo del intercambiador, sus temperaturas cambian debido a la transferencia de calor entre ellos. Las variaciones de temperaturas se dan principalmente en tres zonas distintas a lo largo del intercambiador de calor:

- **Zona de entrada (Inlet Zone):** en la zona de entrada, los fluidos ingresan al intercambiador a sus temperaturas iniciales respectivas. Aquí, la diferencia de temperatura entre los fluidos es máxima, lo que favorece una alta tasa de transferencia de calor en las primeras etapas del intercambio térmico. Esta zona es crítica para el rendimiento general del intercambiador, ya que es donde se produce la mayor parte de la transferencia de calor.
- **Zona intermedia (Intermediate Zone):** a medida que los fluidos se mueven hacia el centro del intercambiador, sus temperaturas comienzan a aproximarse debido a la transferencia de calor entre ellos. La diferencia de temperatura disminuye gradualmente en esta zona, lo que implica una disminución en la tasa de transferencia de calor a lo largo del intercambiador.
- **Zona de salida (Outlet Zone):** en la zona de salida, los fluidos alcanzan sus temperaturas finales después de completar el intercambio térmico. Aquí, la diferencia de temperatura entre los

fluidos es mínima, y la tasa de transferencia de calor se acerca a su valor final. Esta zona es crítica para asegurar que los fluidos.

Es importante destacar que, en el caso ideal de un intercambiador de calor perfecto, la diferencia de temperatura entre los fluidos llegaría a cero en el punto de contacto máximo entre ambos flujos. Sin embargo, debido a diversos factores como resistencias térmicas y pérdidas de calor, esta condición ideal no se alcanza en la práctica.

El LMTD tiene en cuenta estas variaciones de temperaturas para calcular con precisión la Diferencia de Temperatura Logarítmica (ΔT_{lm}), lo que permite obtener una aproximación más precisa de la tasa de transferencia de calor a lo largo del intercambiador.

Tabla 16.

Variaciones en la temperatura según LMTD.

Zona del Intercambiador	Temperatura Inicial (°C)	Temperatura Final (°C)	Diferencia de Temperatura (°C)
Zona de Entrada	T_{h_i}	T_{c_i}	$T_{h_i} - T_{c_i}$
Zona Intermedia	$T_{h_i \text{ interna}}$	$T_{c_i \text{ interna}}$	$T_{h_i \text{ interna}} - T_{c_i \text{ interna}}$
Zona de Salida	T_{h_0}	T_{c_0}	$T_{h_0} - T_{c_0}$

Las variaciones de temperaturas son cruciales para el diseño y la optimización de intercambiadores de calor a contraflujo. Comprender y controlar estas variaciones permite ajustar el diseño del intercambiador para lograr una mayor eficiencia de transferencia de calor y asegurar que

los fluidos alcancen las temperaturas requeridas en las diferentes etapas del proceso industrial o del sistema de calefacción y refrigeración.

4.6 Método Número de Unidades de Transferencia de Calor (NTU)

El método NTU (Número de Unidades de Transferencia de Calor) es un enfoque analítico esencial utilizado en la caracterización y diseño de intercambiadores de calor. Este método se emplea para evaluar la eficiencia de la transferencia de calor y para modelar el rendimiento de estos dispositivos en diversas configuraciones y regímenes de operación. Su aplicabilidad es particularmente relevante en sistemas de intercambio de calor con flujos paralelos, contracorrientes y cruzados.

El NTU se define como la relación entre la transferencia de calor efectiva observada en el intercambiador y la transferencia de calor teórica que ocurriría en caso de que los fluidos de proceso experimentaran un contacto completamente contracorriente y alcanzaran un equilibrio térmico. De manera cuantitativa, el NTU captura la desviación del desempeño real del intercambiador respecto a su óptimo teórico.

La formulación general para calcular el NTU es:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

Fórmula para calcular la eficiencia del intercambiador:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU \cdot (1 + C_r))$$

Donde:

A : área efectiva de transferencia de calor.

C_{min} : capacidad térmica mínima entre los fluidos.

C_r : relación de capacidades térmicas.

C_{max} : capacidad térmica máxima.

El método de la efectividad-NTU es una técnica utilizada para el análisis y diseño de intercambiadores de calor, similar al método NTU que mencionamos previamente.

Sin embargo, en este enfoque, la "efectividad" del intercambiador y el "NTU" se utilizan como parámetros fundamentales para describir y evaluar el rendimiento de la transferencia de calor en lugar de calcular directamente la eficiencia.

La efectividad (ε) en el método de la efectividad-NTU se define como la relación entre el calor transferido real y el calor transferible máximo en un intercambiador de calor. Se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Donde:

Q : es el calor transferido real entre los fluidos en el intercambiador.

Q_{max} : es el calor transferible máximo si los fluidos alcanzaran un equilibrio térmico completo.

La relación entre la efectividad (ϵ) y el NTU (NTU) se establece mediante una curva o gráfico que varía según la configuración del intercambiador de calor y los flujos de fluidos involucrados. Este gráfico, llamado carta de efectividad-NTU, permite a los ingenieros determinar la efectividad en función del NTU y obtener información sobre el rendimiento del intercambiador de calor para diferentes condiciones de operación.

El método de la efectividad-NTU es especialmente útil para sistemas de intercambio de calor con flujos en paralelo, contracorriente y cruzados, así como para intercambiadores de calor con múltiples pasos. Permite a los ingenieros realizar análisis detallados y optimizar el diseño de los intercambiadores en función de las necesidades específicas de la aplicación, considerando tanto la eficiencia de transferencia de calor como las restricciones de espacio y costos.

4.7 Relaciones de capacidades

La fórmula de la relación de capacidades (CT) es una expresión utilizada en el análisis de intercambiadores de calor para describir la proporción entre las capacidades térmicas de los fluidos involucrados. La relación

de capacidades es una variable clave en los cálculos relacionados con el rendimiento térmico y la eficiencia de los intercambiadores de calor.

La fórmula de la relación de capacidades se define como:

$$C_T = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

C_T : es la relación de capacidades térmicas.

C_{min} : es la capacidad térmica mínima entre los dos fluidos que participan en el intercambio de calor.

C_{max} : es la capacidad térmica máxima entre los dos fluidos.

Tabla 17.

Efectividad según actividad.

Tipo de Intercambiador	Fórmula de Efectividad (ε)
Tubos en Paralelo, Coraza en Contracorriente	$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NTU \cdot (1 + C_T)}{1 + C_T}\right)$
Coraza en Paralelo, Tubos en Contracorriente	$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NTU \cdot (1 + C_T)}{C_T}\right)$
Intercambiador de Flujo Cruzado	$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NTU \cdot (1 + C_T)}{1 + C_T}\right)$

Nota. Tabla extraída del libro “*Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*” de Yunus Cengel 4ed (Çengel & Ghajar, 2011)

4.8 Diseño de recipientes a presión

En el ámbito de la ingeniería de recipientes a presión, el Código ASME desempeña un papel destacado al establecer las normativas que rigen el diseño, fabricación y operación de estos componentes.

La Sección VIII, División 1 de este código se destaca como un marco crucial para garantizar la integridad y la seguridad en la ingeniería de recipientes a presión en diversas industrias y aplicaciones.

Los recipientes a presión, omnipresentes en una amplia gama de sectores industriales, imponen desafíos sustanciales en términos de diseño y rendimiento confiable. La Sección VIII, División 1 del Código ASME provee las directrices que aseguran que estos dispositivos sean elaborados conforme a estándares rigurosos y sólidos.

Esta sección aborda los principios básicos que sustentan el diseño y la fabricación de recipientes a presión. Desde la categorización de estos dispositivos hasta la selección de materiales, pasando por las uniones soldadas y las pruebas de presión, el Código ASME, División 1, proporciona una estructura integral para abordar estos aspectos críticos. En el contexto del Código ASME Sección VIII, División 1, que aborda el diseño y la fabricación de recipientes a presión, se consideran diferentes tipos de presiones que son fundamentales para garantizar la integridad y la seguridad de estos componentes en diversas aplicaciones

industriales. Las principales presiones que se toman en cuenta son las siguientes:

- **Presión de Diseño (PD):** esta es la presión interna máxima que se espera que un recipiente a presión experimente en condiciones normales de operación. El código ASME requiere que el diseño del recipiente asegure que no se exceda esta presión, y que el grosor del recipiente sea suficiente para soportarla sin deformaciones excesivas o fallas.

Es la presión que se emplea para diseñar el recipiente. Este requisito se satisface utilizando una presión de diseño es 30 psi o el 10% más que la presión de trabajo, la que sea mayor.

- **Presión de Prueba (PT):** antes de poner en servicio un recipiente a presión, se somete a una prueba hidrostática conocida como la "prueba de presión".

Durante esta prueba, se aplica una presión mayor que la presión de diseño, lo que ayuda a verificar la resistencia del recipiente y la calidad de las uniones soldadas. La presión de prueba es típicamente 1.5 veces la presión de diseño.

- **Presión de Operación (PO):** es la presión interna real en la que el recipiente operará normalmente en su entorno. El diseño del recipiente debe asegurar que pueda funcionar de manera segura y confiable a esta presión a lo largo de su vida útil.

Ejemplo de aplicación

Supongamos que estamos diseñando un recipiente para contener un fluido en una planta química. Las condiciones operativas normales para este recipiente implican una presión interna de 100 bar (100 veces la presión atmosférica). Veamos cómo se aplican las diferentes presiones:

- Presión de Diseño (PD): diseñamos el recipiente para una presión máxima de 130 bar, de acuerdo con el código ASME.
- Presión de Prueba (PT): antes de usarlo, sometemos el recipiente a una prueba con una presión de 195 bar (1.5 veces la presión de diseño) para verificar su resistencia.
- Presión de Operación (PO): en operación normal, el recipiente funciona a una presión de 100 bar, dentro de los límites seguros diseñados.

El diseño de recipientes a presión para la carcasa (shell) de un intercambiador de calor es un proceso esencial para garantizar su seguridad y eficiencia. El Código ASME, en su Sección VIII, División 1, establece los criterios y directrices para calcular el espesor requerido del shell y para considerar las presiones involucradas.

La fórmula general para calcular el espesor mínimo requerido del shell de un recipiente a presión, de acuerdo con el Código ASME, Sección VIII, División 1 (The American Society of Mechanical Engineers, ASME, 2017), es la siguiente:

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P}$$

t: Es el espesor mínimo requerido del shell.

P: Es la presión de diseño.

R: Es el radio interior del shell.

S: Es la tensión permitida del material a la temperatura de diseño.

E: Eficiencia de la junta.

Cálculo de la presión

En el diseño de recipientes a presión, la determinación de la presión de diseño es un aspecto crucial para garantizar la integridad y seguridad del equipo en operación. El Código ASME Sección VIII, División 1, establece una fórmula precisa que permite calcular la presión de diseño permitida en el shell de un recipiente, considerando varios factores críticos. Esta fórmula es un pilar fundamental en la ingeniería de recipientes a presión y asegura que los diseños cumplan con los estándares de seguridad y calidad establecidos.

La fórmula de presión de diseño proporciona una guía técnica para determinar la máxima presión interna que el shell del recipiente puede soportar de manera segura. Esta presión de diseño permitida es calculada en función de la tensión permisible del material, el espesor del shell y el diámetro interior del mismo. Dicha fórmula garantiza que el recipiente sea capaz de manejar las presiones internas a las que estará expuesto durante su vida útil sin comprometer su integridad estructural.

En esta fórmula, los aspectos críticos, como la tensión permisible y el espesor del shell, se combinan para derivar una presión de diseño segura. La introducción y aplicación adecuada de esta fórmula son fundamentales para cumplir con las regulaciones de seguridad y para garantizar la operación confiable y segura de los recipientes a presión en diversas aplicaciones industriales.

La fórmula es la siguiente:

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot t}{R + 0.6t}$$

P: Es la presión de diseño permitida.

t: Es el espesor del shell.

R: Es el radio interior del shell.

S: Es la tensión permitida del material a la temperatura de diseño.

Diseño de cabezas

El diseño de las cabezas de los recipientes a presión es una parte crítica del proceso de ingeniería, ya que las cabezas son componentes esenciales que sellan y cierran los extremos del recipiente. El Código ASME Sección VIII, División 1, establece directrices detalladas para el diseño de cabezas de recipientes a presión, asegurando su integridad estructural y seguridad en una amplia gama de aplicaciones industriales. En el contexto del diseño de cabezas de recipientes a presión, el Código ASME aborda los tipos principales de cabezas:

Cabezas hemisféricas: estas cabezas tienen una forma de semiesfera y se utilizan comúnmente en recipientes a presión debido a su distribución uniforme de tensiones. El Código ASME proporciona ecuaciones y criterios para determinar el espesor mínimo requerido de las cabezas hemisféricas en función de la presión de diseño, el diámetro y las propiedades del material.

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P}$$

Cabezas elípticas: las cabezas elípticas tienen forma de elipse y son otra opción común para los recipientes a presión. El Código ASME ofrece directrices detalladas para calcular el espesor mínimo requerido de las cabezas elípticas, considerando la relación de los ejes de la elipse, la presión de diseño y otros factores.

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P}$$

Cabezas torisféricas (Klopper o Fondo Semiesférico): estas cabezas son una variante de las hemisféricas, con una parte esférica y una transición más suave hacia el cilindro del recipiente. Se utilizan en aplicaciones donde es importante reducir la tensión en la transición cabeza-cilindro. La fórmula para calcular su espesor t es:

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$$

Cabezas toriconvexas: estas cabezas son una combinación de una parte toroidal (forma de anillo) y una parte convexa. Son utilizadas en aplicaciones con requerimientos específicos de espacio y flujo de fluidos. La fórmula para el espesor t es:

$$t = \frac{P \cdot D}{4 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$$

Cabezas cónicas: estas cabezas tienen forma cónica y se utilizan en recipientes a presión donde se requiere una distribución de tensiones gradual. La fórmula para el espesor t es:

$$t = \frac{P \cdot K}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$$

Cabezas planas: aunque no son esféricas, las cabezas planas también se utilizan en algunos recipientes a presión. La fórmula para el espesor t de una cabeza plana es más simple:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E}$$

Las directrices del Código ASME para el diseño de cabezas de recipientes a presión se basan en la teoría de diseño de recipientes y consideran aspectos como las tensiones en la cabeza, la influencia de las aberturas, la transición entre la cabeza y el cilindro del recipiente, y otros factores críticos para garantizar la seguridad y la integridad. Además, establece pautas para la fabricación, inspección y pruebas de las cabezas de los recipientes a presión, incluyendo la selección de materiales adecuados, la forma en que se realizan las juntas soldadas y los NDT para asegurar la calidad de las conexiones.

Tabla 18.

Fórmulas para calcular el espesor según el tipo de cabeza.

Tipo de Cabeza	Fórmula del Espesor (t)
Hemisférica	
Toriférica (Klopper)	$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$
Toriconvexa	$t = \frac{P \cdot D}{4 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$
Cónica	$t = \frac{P \cdot K}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$
Plana	$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E}$



Dato curioso

Te has preguntado ¿Por qué en ciertos equipos utilizan PSIA Y PSIAG? En la industria de la ingeniería y la construcción, los términos 'PSIA' y 'PSIAG' son utilizados para medir la presión. 'PSIA' significa "Pounds per Square Inch Absolute" (Libras por Pulgada Cuadrada Absoluta), y 'PSIAG' significa "Pounds per Square Inch Above Ground" (Libras por Pulgada Cuadrada sobre la Superficie). Estas medidas son especialmente relevantes en aplicaciones que involucran la seguridad de estructuras subterráneas, como túneles y búnkeres. Utilizar 'PSIAG' en lugar de 'PSIA' ayuda a tener en cuenta la presión atmosférica circundante en la tierra y ajusta las mediciones para garantizar la integridad de las estructuras subterráneas en diferentes condiciones.

Figura 51.

Medidor de presión (manómetro)





Para pensar

Imagina que estás en una misión espacial. Tu nave espacial tiene un medidor de presión que muestra tanto PSIA como PSIG. Pero espera, ¿cómo se relacionan con el espacio?

PSIA (Pounds per Square Inch Absolute): en esta aventura espacial, cada vez que miras el medidor en PSIA, estás considerando la presión total, ¡como si estuvieras midiendo en el vacío del espacio! Es como si dijera: "Incluso si estuvieras flotando en el espacio exterior, esta sería la presión que sentirías". Así que, cada vez que ves el valor en PSIA, estás abrazando la inmensidad del espacio y tomando en cuenta todo, incluso la presión atmosférica que nos rodea.

- PSIG (Pounds per Square Inch Gauge): ahora, cuando cambias el medidor a PSIG, estás entrando en un modo "relativo". Imagina que estás dentro de tu nave espacial segura y cómoda, y este medidor te muestra la diferencia entre la presión interna de tu nave y la del espacio exterior. En otras palabras, PSIG te dice cuánta "presión extra" tienes dentro de la nave en comparación con el espacio vacío. Si ves un valor en PSIG, estás viendo cuántas libras de presión extra tiene tu nave en comparación con el vacío del espacio.

Figura 52.

La astronauta Nicole Scott realizando instalación en la Estación Espacial Internacional.



Nota. Adaptado de Imagen extraída de: (NASA, 2009)



Para pensar

Imagina un escenario donde debes realizar el análisis de un intercambiador de calor, el cual es utilizado en la industria petrolera”. ¿Qué harías?

En la industria petrolera, los intercambiadores de calor juegan un papel crucial en la optimización del proceso de refinación y el manejo de los hidrocarburos. En un intercambiador de calor utilizado en esta industria, se realizaría un análisis exhaustivo para garantizar la máxima eficiencia en la transferencia de calor y minimizar las pérdidas de presión. El análisis térmico sería fundamental para calcular los coeficientes de

transferencia de calor por convección en las superficies de intercambio, teniendo en cuenta las propiedades térmicas cambiantes de los crudos y fluidos asociados. Además, se consideraría el efecto de incrustaciones y la corrosión, ya que los hidrocarburos a menudo contienen componentes que pueden formar incrustaciones y dañar las superficies de transferencia. Por otro lado, en el análisis hidráulico, se evaluaría la distribución adecuada del flujo para asegurar un contacto óptimo entre el petróleo y los fluidos de servicio. También, se calcularían las pérdidas de presión a lo largo de los conductos, considerando el alto caudal y la viscosidad característica de los productos petrolíferos. Este análisis holístico permitiría diseñar intercambiadores de calor robustos y eficientes que contribuyan al procesamiento seguro y económico de los hidrocarburos, siendo esenciales en la industria petrolera moderna.

Figura 53.

Intercambiador de calor



Ejemplo 4-1

Diseño mecánico de intercambiadores de calor

Figura 54.

Intercambiador de calor – Ejercicio-Ejemplo 4-1



Datos:

$$P_{\text{operación}} = 70 \text{ psi}$$

Material: Acero SA 515 – 70 @650 °F

$$R = 48 \text{ in}$$

$$C.A = 0.125$$

Se requiere diseñar un espacio presurizado para el sector petrolero este equipo forma parte de los equipos peligrosos mismos que trabajan entre 60 y 70 psi, realizar el mejor diseño que se adapte a los requerimientos. Tener en cuenta que el cuerpo y la cabeza tienen unas juntas a tope hechas por doble cordón y examinadas por zonas y la cabeza elipsoidal es sin costura.

Solución. Se quiere diseñar un intercambiador de calor que opera entre 60 y 70 psi, con juntas a tope por doble cordón en la cabeza y cuerpo y examinadas por zonas y la cabeza elipsoidal sin costura.

Análisis

Se selecciona el C.A máximo, debido a que operará en un ambiente nocivo. Para la presión de diseño se calcula:

$$P_{diseño} = \left\{ \begin{array}{l} 30 + P_{operación} = 30 + 70 = 100 \text{ psi} \\ 10\% P_{operación} = 70 + 7 = 77 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

Se debe seleccionar la mayor de entre las dos, 100 psi.

Figura 55.

Cabeza hemisférica



Para determinar la presión que se necesitará en las pruebas de funcionamiento, se debe realizar el siguiente cálculo:

$$P_{prueba}: 1,5 P_{diseño} = 1,5(100 \text{ psi}) = 150 \text{ psi}$$

El cálculo del espesor en el cuerpo o Shell, es el siguiente:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} = \frac{(100)(48)}{(17500)(0,85) - 0,6(100)} = 0,324 \text{ in}$$

Donde:

S=17500 psi para SA 515-70 @650°F

E=0,85 para examinación en zonas

Una vez calculado el espesor se debe sumar el C.A:

$$t_{final} = t + C.A = 0,324 + 0,125 = 0,449 \text{ in}$$

Se seleccionará un espesor comercial de $t_{final} = 12\text{mm} = 0,472 \text{ in}$
“Real”

Se debe calcular la presión máxima permitida a t_{final} cuerpo

$$P = \frac{SEt}{R + 0,6t} = \frac{17500(0,85)(0,472)}{48 + 0,6(0,472)} = 145,4 \text{ psi}$$

El cálculo del espesor cabeza hemisférica, es el siguiente:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P} = \frac{(100)(48)}{2(17500)(0,85) - 0,2(100)} = 0,161 \text{ in}$$

Una vez calculado el espesor se debe sumar el C.A:

$$t_{final} = t + C.A = 0,161 + 0,125 = 0,286 \text{ in} = 7,264 \text{ mm}$$

Se seleccionará un espesor comercial de $t_{final} = 8 \text{ mm} = 0,315 \text{ in}$
“Real”

Se debe calcular la presión máxima permitida a t_{final} cuerpo

$$P = \frac{2SEt}{R + 0,2t} = \frac{2(17500)(0,85)(0,315)}{48 + 0,2(0,315)} = 195 \text{ psi}$$

El cálculo del espesor cabeza elipsoidal, es el siguiente:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} = \frac{(100)(96)}{2(17500)(1) - 0,2(100)} = 0,275 \text{ in}$$

Donde:

E= 1 cabeza sin costura

Una vez calculado el espesor se debe sumar el C.A:

$$t_{final} = t + C.A = 0,275 \text{ in} + 0,125 = 0,4 \text{ in} = 10,16 \text{ mm}$$

Se seleccionará un espesor comercial de $t_{final} = 12 \text{ mm} = 0,472 \text{ in}$

Se debe calcular la presión máxima permitida a t_{final} cuerpo

$$P = \frac{2SEt}{D + 0,2t} = \frac{2(17500)(1)(0,472)}{(96) + 0,2(0,427)} = 172 \text{ psi}$$

Resumen

Ejercicios

4-1 Se tiene un intercambiador de calor en un proceso industrial para enfriar un fluido caliente mediante convección. El intercambiador de calor consiste en un tubo por el que fluye el fluido caliente, y alrededor del tubo fluye un fluido frío para enfriarlo. Se desea determinar la longitud necesaria del tubo para lograr un cierto enfriamiento deseado.

- ¿Cuál es la diferencia de temperatura efectiva (ΔT_{LM}) en el intercambiador de calor?
- ¿Cuál es la Eficiencia Térmica (NTU) del intercambiador de calor?

- Utilizando la Eficiencia Térmica (NTU) calculada, ¿cuál es la longitud necesaria del tubo para lograr un enfriamiento del fluido caliente según los requisitos dados?

Datos

- Flujo másico del fluido caliente: 2 kg/s
- Capacidad calorífica del fluido caliente: 4,200 J/(kg·°C)
- Temperatura de entrada del fluido caliente: 150°C
- Temperatura de salida del fluido caliente deseada: 60°C
- Coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo: 800 W/(m²·°C)
- Diámetro interno del tubo: 0.1 metros
- Temperatura del fluido frío: 20°C
- Coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior del tubo: 400 W/(m²·°C)

Solución

Diferencia de temperatura efectiva (ΔT_{LM}):

$$\Delta T_1 = 150^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C} = 90^\circ\text{C}$$

$$-\Delta T_2 = \frac{150^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{150^\circ\text{C}}{20^\circ\text{C}}\right)} = 76.29^\circ\text{C}$$

$$-\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \approx 21.35^\circ\text{C}$$

Eficiencia térmica NTU

$$-UA = \frac{1}{\frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2}} = \frac{1}{\frac{1}{800} + \frac{1}{400}} = 266.67 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$-C_{\min} = \min(mCp) = 2 \text{ kg/s} \times 4,200 \text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)} = 8,400 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$-NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{266.67 \text{ W/}^\circ\text{C}}{8,400 \text{ W/}^\circ\text{C}} \approx 0.03175$$

Longitud necesaria del tubo:

$$-L = NTU \times A_{\min} = 0.03175 \times \pi \times (0.1 \text{ metros}) \times L \approx 0.3175\text{m}$$

Referencias

ANSYS. (n.d.). *Intro to Natural Convection - Ansys Innovation Courses*. <https://courses.ansys.com/wp-content/uploads/2021/02/LT4C4-Lesson1-Handout-v2.pdf>

Cadence. (n.d.). *What Are the Important Aerodynamic Forces?* <https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2021-what-are-the-important-aerodynamic-forces>

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. McGraw-Hill Educación.

Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Educación.

Çengel, Y., & Ghajar, A. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications*. McGraw-Hill Education.

Cortés-Carmona, M., Mallco, A., Calderón, W., Reyes, J., & Palma, R. (2016). Efecto del Efecto Altura en un sistema de Empaque de

Baterías de Ion Litio. *2do Foro Solar EnerSOL* (pp. 1-6). EnerSOL.

Crouch, T. D. (2024, Abril 2). *Ludwig Prandtl*.
<https://www.britannica.com/science/boundary-layer>

Holman, J. P. (2010). *Heat Transfer*. McGraw-Hill.

Ikpotokin, I., & Okechukwu, C. (2014). Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics Study for In-Line Tube Bank in Cross-Flow. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, 14(3), 93-105.

Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.

Ling, S., Sanny, J., & Moebis, W. (2021). *Física Universitaria, Volumen 2*. OpenStax.

Mott, R., & Untener, J. (2015). *Mecánica de Fluidos*. Pearson Educación.

NASA. (2009, octubre 22). *Humans in Space*.
<https://www.nasa.gov/image-detail/astronaut-nicole-scott-installs-the-fluids-integration-rack-o/>

NASA. (2010, septiembre 8). *Moon seen from the East*.
<https://images.nasa.gov/details/PIA13516>

NASA. (2017, diciembre 18). *NASA's SDO Sees Giant Filament on the Sun*.
https://images.nasa.gov/details/GSFC_20171208_Archive_e000790

NASA. (2023). *NASA*. (NASA)
https://www.nasa.gov/mission_pages/lowboom/overview

National Motorsport Academy. (n.d.). *NMA Galley*.
<https://motorsport.nda.ac.uk/gallery/>

Newzel. (2021, julio 23). *What is the Manufacturing Process for Stainless Steel Seamless Pipe?*
<https://newzelindustries.com/what-is-the-manufacturing-process-for-stainless-steel-seamless-pipe/>

Peixinho, J. (2015). *Fluid Dynamics, Instabilities, Turbulence and Complex Fluids*. Université du Havre.

Rodríguez, C. (2020, agosto 7). *Intercambiadores de calor de coraza y tubos*.
<https://tecnologia-maritima.blogspot.com/2020/08/intercambiador-de-calor-de-carcasa-y.html>

The American Society of Mechanical Engineers, ASME. (2017). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. ASME.

Utah State. (2016, Noviembre 3). *The Pop-Up Effect: Why Buoyant Spheres Don't Always Leap out of the Water*.
<https://www.usu.edu/today/story/the-pop-up-effect-why-buoyant-spheres-dont-always-leap-out-of-the-water>

Van, B., Floryan, D., Ding, L., Hellström, L., & Smiths, A. (2020). Turbulent pipe flow response to a step change in surface roughness. *Journal of Fluid Mechanics*, 904-938.

White, F. M. (2011). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill.

Wilkes, J. O. (2018). *Fluid Mechanics for Chemical Engineers*. Pearson Education.

CIDE

EDITORIAL



ISBN: 978-9942-636-92-8



9789942636928