



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Modelo de transferencia de
calor por convección interna
y externa en oleoductos**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Petrolero

P R E S E N T A

José David Paniagua Chávez

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Teodoro Iván Guerrero Sarabia



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2023



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Este trabajo fue desarrollado en el marco de las actividades del Grupo de Investigación en Ingeniería Multifásica y Aseguramiento de Flujo (GIIMAF) de la Facultad de Ingeniería.



Agradecimientos

Quiero agradecer a aquellas personas y grupos que me han brindado su apoyo para concluir esta etapa en mi vida.

***A mis padres,** por ser el sostén y darme su apoyo incondicional a lo largo de mi vida.*

***A mi hermana,** por siempre brindarme su apoyo sin esperar nada a cambio.*

***A mi familia,** que me ha apoyado material y motivacionalmente.*

***A mis amigos,** por apoyarme y confiar en mí.*

***A todos mis profesores,** por sus enseñanzas académicas y experiencias de vida.*

***A la sociedad mexicana,** por permitirme acceder y mantenerme en la educación superior de calidad de manera casi gratuita.*

Quiero agradecer a aquellas personas y grupos que contribuyeron en la realización de este trabajo.

***Al Dr. Iván,** por haberme dado la confianza y el apoyo durante la realización del trabajo. Se ha encargado de inculcar una filosofía de “cuasi - perfeccionismo” que, de ahora en adelante, me servirá en todos los ámbitos de mi vida. Le agradezco sus enseñanzas, su dedicación y su empeño para que yo entregara un trabajo “cuasi - perfecto”.*

***Al M.I. Javier,** por su dedicación en la revisión del trabajo y aportar correcciones en la búsqueda de un trabajo excelente tal y como nos lo ha inculcado el Dr. Iván.*

***Al GIIMAF,** por brindarme acceso al uso de su equipo e instalaciones durante la realización del trabajo.*

Resumen

Para diseñar las condiciones óptimas de operación de los ductos que transportan petróleo crudo, es necesario determinar la presión y temperatura a lo largo de toda su extensión. Asimismo, junto con la caracterización termodinámica del aceite, la predicción de ambos perfiles resulta crucial para anticipar oportunamente posibles problemáticas de aseguramiento de flujo; por ejemplo, la formación de depósitos orgánicos o inorgánicos, entre otros.

Por lo tanto, se requieren herramientas computacionales que permitan modelar la hidrodinámica del flujo y la transferencia de calor que ocurre entre el petróleo transportado en los ductos y sus alrededores. Con respecto a este último punto, cabe destacar que la conducción y la convección son comúnmente los modos más relevantes en que se transmite el calor en este tipo de sistemas, aunque la radiación térmica también puede ser de consideración cuando el ducto está expuesto a una sustancia gaseosa sin movimiento aparente.

De esta manera, la conducción del calor se presenta en las paredes del oleoducto, en la capa del recubrimiento aislante y en el subsuelo en caso de estar enterrado. Por otra parte, la convección ocurre en el seno del petróleo (convección interna), así como entre la superficie externa del ducto y la corriente de aire atmosférico o de agua de mar a la cual está expuesto (convección externa).

Aun cuando se dispone actualmente de software comercial especializado para calcular los perfiles de presión y temperatura en los oleoductos, generalmente el usuario no tiene acceso a los modelos en los que se basan y desconoce el detalle de cómo se realizan los cálculos. De esta manera, el objetivo del presente trabajo es:

“Desarrollar un modelo matemático basado en principios físicos que permita calcular perfiles de presión y temperatura en un oleoducto expuesto a la transferencia de

calor por convección interna y externa e implementarlo en un programa de cómputo”.

El trabajo inicia con una revisión de antecedentes relacionados con las principales propiedades termodinámicas del petróleo, el flujo de fluidos en tuberías y los modos de transferencia de calor. También se abordan conceptos importantes en el estudio de la convección, y se documentan algunas correlaciones empíricas existentes para cálculos ingenieriles de convección interna y convección externa en tuberías.

Posteriormente, se formula el modelo matemático objeto de esta investigación a partir de balances de materia, cantidad de movimiento y energía. Se describe el programa computacional desarrollado para calcular los perfiles de presión y temperatura, y se discute la verificación de sus resultados. Considerando datos de un oleoducto típico costa afuera, se realiza un estudio paramétrico con variables selectas del sistema para identificar su efecto en los perfiles de presión y temperatura.

Para finalizar, se presentan las conclusiones y recomendaciones del trabajo.

Prefacio

Los ductos en que se transporta el petróleo y/o gas natural constituyen un componente fundamental en la cadena de valor de la industria petrolera. Para garantizar una óptima operación, su diseño debe estar basado en una correcta estimación de los perfiles de presión y temperatura. De lo contrario, pueden presentarse diversas problemáticas de aseguramiento de flujo, tales como la formación de sólidos orgánicos o inorgánicos, por mencionar solo dos de ellas.

Para calcular los perfiles de presión y temperatura, no solo es necesario modelar la hidrodinámica del flujo, sino también la transferencia de calor que ocurre entre el fluido transportado y sus alrededores cuando ambos se encuentran a diferente temperatura, ya sea que el ducto se encuentre enterrado o expuesto al aire atmosférico o al fondo marino.

La transferencia de calor ocurre en tres modos: conducción, convección y radiación. El primero se da por la interacción de las partículas de una sustancia con diferente nivel de energía, de tal manera que las de mayor nivel energético ceden energía a las de menor nivel; su mecanismo físico es la difusión. Por otra parte, la convección se presenta en un fluido con movimiento macroscópico en contacto con una superficie sólida cuando ambos están a distinta temperatura; sus mecanismos físicos son la difusión y la advección.

Por último, la radiación es la emisión de energía térmica por cambios en la configuración electrónica de los átomos o moléculas y se propaga en forma de ondas electromagnéticas. Cabe destacar que la convección y la conducción generalmente son los modos más relevantes en que se transmite el calor en los oleoductos; no obstante, la radiación puede ser de consideración cuando están expuestos a una sustancia gaseosa sin movimiento aparente.

De esta manera, la conducción se presenta en las paredes de la tubería, en la capa del recubrimiento aislante y en el subsuelo en caso de estar enterrada. La convección ocurre en el seno del fluido transportado (convección interna), así como entre la superficie externa del ducto y la corriente del fluido a la cual está expuesto (convección externa).

De la conducción y la convección, esta última es la más compleja de modelar e involucra la determinación de un coeficiente que depende de las características geométricas de la superficie, las propiedades del fluido, su velocidad y la naturaleza de su movimiento. Por su complejidad, en cálculos de ingeniería suelen utilizarse correlaciones empíricas para determinarlo.

Es importante destacar que existe software comercial especializado para modelar la hidrodinámica y la transferencia de calor en ductos; sin embargo, el usuario generalmente no tiene acceso a los modelos en que están basados y desconoce cómo se realizan los cálculos. Estos aspectos han motivado el desarrollo del presente trabajo, cuyo objetivo general y objetivos específicos se enuncian a continuación.

Objetivo general

Desarrollar un modelo matemático basado en principios físicos que permita calcular perfiles de presión y temperatura en un oleoducto expuesto a la transferencia de calor por convección interna y externa e implementarlo en un programa de cómputo.

Objetivos específicos

- Investigar y documentar antecedentes referentes a: las propiedades termodinámicas del aceite transportado en oleoductos, el flujo monofásico en tuberías y la transferencia de calor en sus diferentes modos - conducción, radiación y convección.

- Documentar los conceptos más relevantes concernientes a la transferencia de calor por convección en tuberías.
- Analizar y documentar correlaciones empíricas para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en tuberías, tanto interna como externa.
- Desarrollar un modelo matemático basado en ecuaciones de balance de materia, cantidad de movimiento y energía que permita calcular los perfiles de presión y temperatura en un oleoducto expuesto a convección interna y convección externa.
- Implementar el modelo desarrollado en un programa de cómputo y verificar que sus resultados sean físicamente consistentes.
- Realizar estudios paramétricos con variables selectas de un sistema tipo.

Contenido de la tesis

En el capítulo 1 se presenta la definición de algunas propiedades térmicas del petróleo crudo transportado en oleoductos. Asimismo, se abordan conceptos concernientes al gradiente de presión total, los regímenes de flujo y el factor de fricción en el caso de los flujos monofásicos en tuberías. Por otra parte, se describen los modos de transferencia de calor y sus leyes fenomenológicas respectivas, y se mencionan los conceptos de circuito térmico, resistencia térmica y coeficiente global de transferencia de calor.

El capítulo 2 se centra exclusivamente en el fenómeno de convección. En este contexto, se introducen los conceptos de capas límites hidrodinámica y térmica, y se describe su relación con este modo de transferencia de calor. Posteriormente, se presentan correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor en convección interna y convección externa en tuberías.

El modelo matemático objeto del presente estudio para calcular perfiles de presión y temperatura en oleoductos se aborda en el capítulo 3. Primeramente, se describe el modelo físico y sus consideraciones. Posteriormente, se desarrollan las

ecuaciones de balance de materia, cantidad de movimiento y energía que integran el modelo matemático y se indican algunas ecuaciones constitutivas requeridas para cerrar el sistema de ecuaciones resultante.

De acuerdo con los objetivos del trabajo, en el capítulo 4 se describe el programa de cómputo desarrollado para calcular perfiles de presión y temperatura en oleoductos con convección interna y externa. Se describe su interfaz gráfica de usuario, se indica cuáles son los datos de entrada y cómo se configura una simulación. El capítulo termina con la verificación de los resultados del programa.

En el capítulo 5 se presenta un estudio paramétrico con variables selectas del sistema para identificar su efecto en los perfiles de presión y temperatura.

Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones del trabajo.

Contenido

Resumen-----	II
Prefacio -----	IV
Lista de figuras -----	XI
Lista de tablas -----	XIII
Nomenclatura -----	XIV

Capítulo 1. Antecedentes

1.1 Propiedades termodinámicas -----	1
1.1.1 Densidad-----	1
1.1.2 Coeficiente de viscosidad -----	2
1.1.3 Coeficiente de compresibilidad -----	3
1.1.4 Entalpía -----	3
1.1.5 Capacidad térmica específica o calor específico-----	3
1.1.6 Conductividad térmica-----	4
1.1.7 Coeficiente de expansión térmica -----	4
1.2 Flujo monofásico en tuberías -----	5
1.2.1 Gradiente de presión total-----	5
1.2.2 Regímenes de flujo -----	5
1.2.3 Factor de fricción -----	7
1.3 Transferencia de calor -----	8
1.3.1 Modos de transferencia de calor -----	8
1.3.2 Circuitos térmicos -----	11

Capítulo 2. Convección en tuberías

2.1 Capas límites -----	14
-------------------------	----

2.1.1 Capa límite hidrodinámica-----	14
2.1.2 Capa límite térmica -----	15
2.2 Correlaciones para el coeficiente de convección interno y externo en tuberías-----	17
2.2.1 Flujo interno-----	18
2.2.2 Flujo externo -----	20
Capítulo 3. Modelo matemático	
3.1 Modelo físico -----	26
3.2 Balances en volumen de control -----	27
3.2.1 Balance de masa -----	28
3.2.2 Balance de cantidad de movimiento -----	29
3.2.3 Balance de energía -----	30
3.3 Ecuaciones constitutivas -----	34
3.3.1 Viscosidad del aceite muerto -----	34
3.3.2 Factor de fricción -----	35
3.3.3 Coeficiente global de transferencia de calor -----	36
Capítulo 4. Programa computacional	
4.1 Descripción del programa -----	38
4.1.1 Datos de entrada -----	38
4.1.2 Ejecución del programa-----	40
4.2 Verificación de resultados -----	42
Capítulo 5. Estudios Paramétricos	
5.1 Caso base -----	46
5.1.1 Resultados -----	47
5.2 Efecto del gasto -----	49

5.3 Efecto de la densidad -----	51
5.4 Efecto del espesor del recubrimiento -----	53
5.5 Efecto de la conductividad térmica del recubrimiento -----	55
5.6 Efecto del medio externo -----	57
5.6.1 Ducto marino (caso base) -----	57
5.6.2 Ducto terrestre expuesto a la atmósfera -----	59
Conclusiones y recomendaciones -----	62
Referencias bibliográficas -----	65

Lista de figuras

Figura 1.1 Comportamiento del movimiento en a) flujo laminar y b) flujo turbulento. (Hamburg, 2022).....	6
Figura 1.2 Diagrama de Moody (1944).....	7
Figura 1.3 Transferencia de calor por conducción (Modificada de Jiménez, 2017).	9
Figura 1.4 Ejemplos de convección forzada y convección libre (Cengel y Ghajar, 2011).	10
Figura 1.5 Transferencia de calor por radiación (Incropera et al., 2007).	11
Figura 1.6 Sistema cilíndrico compuesto de resistencias térmica en serie (Cengel y Ghajar, 2011).	13
Figura 2.1 Capa límite hidrodinámica (Modificada de Incropera et al., 2007).	15
Figura 2.2 Capa límite térmica sobre una placa plana. (Modificada de Cengel y Ghajar, 2011).	16
Figura 3.1 Esquema del sistema analizado.	27
Figura 3.2 Balance de masa en el volumen de control.	28
Figura 3.3 Balance de cantidad de movimiento en el volumen de control.	29
Figura 3.4 Balance de energía en el volumen de control.....	31
Figura 3.5 Vista transversal del sistema analizado.	36
Figura 4.1 Interfaz gráfica de usuario del programa computacional.	40
Figura 4.2 Ingreso de los datos de entrada.	41
Figura 4.3 Botones para calcular y mostrar los perfiles de temperatura y presión por tipo de ambiente (marino o terrestre).	41
Figura 4.4 Perfil de temperatura en oleoducto marino.	42
Figura 4.5 Primer escenario: gasto de 170,000 [bpd] – longitud de 300 [km].....	43
Figura 4.6 Segundo escenario: gasto de 340,000 [bpd] – longitud de 300 [km]... ..	44
Figura 4.7 Tercer escenario: gasto de 170,000 [bpd] – longitud de 300 [km]. Temperatura de entrada igual a la del medio ambiente (6 [°C]).....	45
Figura 5.1 Perfil de temperatura para el caso base.	48
Figura 5.2 Perfil de presión para el caso base.	48

Figura 5.3 Perfiles de temperatura para distintos gastos.....	50
Figura 5.4 Perfiles de presión para distintos gastos.....	51
Figura 5.5 Perfiles de temperatura para distintos tipos de crudo.	52
Figura 5.6 Perfiles de presión para distintos tipos de crudo.	52
Figura 5.7 Perfiles de temperatura para distintos espesores de recubrimiento.	54
Figura 5.8 Perfiles de presión para distintos espesores de recubrimiento.	54
Figura 5.9 Perfiles de temperatura para distintas conductividades térmicas de recubrimiento.	56
Figura 5.10 Perfiles de presión para distintas conductividades térmicas de recubrimiento.	56
Figura 5.11 Perfiles de temperatura para distintas velocidades de la corriente marina.....	58
Figura 5.12 Perfiles de presión para distintas velocidades de la corriente marina.	59
Figura 5.13 Perfiles de temperatura para distintas velocidades del viento	60
Figura 5.14 Perfiles de presión para distintas velocidades del viento.	61

Lista de tablas

Tabla 1.1 Clasificación del petróleo crudo de acuerdo con su densidad relativa y la densidad API (Gómez, 2003).....	2
Tabla 1.2 Correlaciones empíricas para la viscosidad del aceite muerto.	3
Tabla 2.1 Parámetros C y m en la correlación de Hilpert (1933).....	21
Tabla 2.2 Parámetros C y m en la correlación de Zakauskas (1972).	22
Tabla 2.3 Valor de C y m en la correlación de Morgan (1974).	23
Tabla 5.1 Datos del caso base.	47
Tabla 5.2 Propiedades y velocidad de la corriente marina.	57
Tabla 5.3 Propiedades del aire y velocidad del viento.	59

Nomenclatura

A : Área [m^2]

API : Densidad API [$^\circ API$]

B : Distancia de relajación térmica [m]

c : Calor específico [$J/kg K$]

c_o : Coeficiente de compresibilidad [cm^2/kg]

d : Diámetro [m]

D_c : Diámetro característico [m]

e : Energía específica [J/kg]

f : Factor de fricción [*adimensional*]

g : Aceleración gravitacional [m/s^2]

g_c : Gradiente geotérmico [$^\circ C/m$]

Gr : Número de Grashof [*adimensional*]

h : Coeficiente de convección [$W/m^2 \text{ }^\circ C$]

h : Entalpía [J/kg]

J : Equivalencia mecánica del calor ($1 [cal] = 4.18 [J]$)

k : Conductividad térmica [$W/m K$]

L : Longitud de la tubería [m]

\dot{m} : Gasto másico [kg/s]

Nu : Número de Nusselt [*adimensional*]

p : Presión [kg/cm^2]

Pr : Número de Prandtl [*adimensional*]

\dot{Q} : Ritmo de transferencia de calor [W/m^2]

r : Radio [m]

Ra : Número de Rayleigh [*adimensional*]

Re : Número de Reynolds [*adimensional*]

R_T : Resistencia térmica total [$^{\circ}C/W$]

T : Temperatura [$^{\circ}C$]

T_{ei} : Temperatura del ambiente a la entrada de la tubería [$^{\circ}C$]

T_i : Temperatura en la entrada de la tubería [$^{\circ}C$]

U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor [$W/m^2\ ^{\circ}C$]

u : Energía interna [J/kg]

ν : Velocidad del fluido [m/s]

V : Volumen [m^3]

Letras griegas

α : Difusividad térmica [m^2/s]

β : Coeficiente de expansión térmica de los fluidos [$1/K$]

δ : Espesor de la capa límite [m]

ε : Rugosidad [m]

η : Coeficiente de Joule-Thomson [*adimensional*]

μ : Viscosidad [cp]

ν : Viscosidad cinemática [m^2/s]

ρ : Densidad [kg/m^3]

σ : Constante de Stefan – Boltzmann (5.67×10^{-8} [$W/m^2 K^4$])

τ : Esfuerzo cortante [N/m^2]

Subíndices

∞ : Condiciones de flujo libre

b : Condiciones fuera de la capa límite térmica

$cond$: Conducción de calor

$conv$: Convección de calor

ent : Entrada

ext : Exterior

f : Fluido

int : Interior

lam : Laminar

o : Aceite

r : Relativa

rec : Recubrimiento

ref : Referencia

s : Superficie

sal : Salida

tub : Tubería

$turb$: Turbulento

w : Pared

Capítulo 1

Antecedentes

En este capítulo, primeramente, se definen algunas de las propiedades termodinámicas más relevantes del aceite muerto transportado en oleoductos. Posteriormente, se abordan conceptos sobre flujo monofásico en tuberías: gradiente de presión total, regímenes de flujo y factor de fricción. Finalmente, se describen los diferentes modos en que se transfiere el calor y se indican sus leyes fenomenológicas respectivas; asimismo, se presentan los conceptos de circuito térmico, resistencia térmica y coeficiente global de transferencia de calor.

1.1 Propiedades termodinámicas

Se le llama aceite muerto al aceite que no contiene gas en solución. En este apartado se abordan algunas de sus principales propiedades termodinámicas: densidad, viscosidad y compresibilidad. Como referencias, pueden consultarse: *Multiphase flow in wells* (Brill & Mukherjee, 1999) y *Propiedades de los fluidos petroleros* (Cuatli, 2005)

1.1.1 Densidad

La densidad es una propiedad intensiva de la materia y es la relación que existe entre la masa y el volumen de una sustancia. Una forma práctica de expresar la densidad del aceite muerto es a través de su densidad relativa, la cual se define de la siguiente manera:

$$\gamma_o = \frac{\rho_{aceite@c.e.}}{\rho_{agua@c.e.}} \quad \dots (1.1)$$

Además de la densidad relativa, en la industria petrolera también se utiliza una escala de densidad propuesta por el Instituto Americano del Petróleo (API, por sus siglas en inglés) para efectos de clasificación, definida como:

$$^{\circ}API = \frac{141.5}{\gamma_o} - 131.5 . \quad \dots (1.2)$$

En la **Tabla 1.1**, se indican criterios de clasificación para el petróleo crudo en función de la densidad relativa y la densidad API.

Tabla 1.1 Clasificación del petróleo crudo de acuerdo con su densidad relativa y la densidad API (Gómez, 2003).

Aceite	γ_o	$^{\circ}API$
Extrapesado	> 1	< 10
Pesado	1.0 - 0.92	10.0 – 22.3
Mediano	0.92 – 0.87	22.3 – 31.1
Ligero	0.87 – 0.83	31.1 – 39.0
Superligero	< 0.83	> 39

1.1.2 Coeficiente de viscosidad

La viscosidad es una propiedad intensiva de la materia y se define como una medida de la resistencia interna al flujo ejercida por un fluido. En general, es función de la composición, la presión y la temperatura de la sustancia. En el caso del aceite muerto, prácticamente no depende de la presión.

La viscosidad del petróleo crudo puede determinarse experimentalmente en laboratorio, o bien calcularse mediante modelos composicionales y correlaciones empíricas. Con respecto a estas últimas, en la **Tabla 1.2** se indican algunas de las más utilizadas en la práctica ingenieril.

Tabla 1.2 Correlaciones empíricas para la viscosidad del aceite muerto.

Autor	Año	Rango de validez
Beal	1946	$T(98 - 250^{\circ}F) - \gamma_{API}(10 - 52.5)$
Beggs & Robinson	1975	$T(70 - 295^{\circ}F) - \gamma_{API}(16 - 58)$
Glaso	1980	$T(50 - 300^{\circ}F) - \gamma_{API}(20.1 - 48.1)$
Kartoatmodjo y Schmidt	1991	$T(75 - 320^{\circ}F) - \gamma_{API}(14.4 - 58.9)$

1.1.3 Coeficiente de compresibilidad

La compresibilidad del aceite muerto es el cambio volumétrico que experimenta determinada masa del aceite con respecto a la presión por unidad de volumen y a temperatura constante:

$$c_o = -\frac{1}{V_o} \left(\frac{\partial V_o}{\partial p} \right) \Big|_T . \quad \dots (1.3)$$

1.1.4 Entalpía

La entalpía (h) de una sustancia se define como la suma de su energía interna y el producto de su presión y volumen:

$$h = u + pV . \quad \dots (1.4)$$

1.1.5 Capacidad térmica específica o calor específico

La capacidad térmica específica (c) cuantifica la energía requerida para incrementar la temperatura de una masa unitaria de la sustancia en una unidad y es una medida indirecta de su capacidad para almacenar energía térmica; comúnmente, también suele referirse como calor específico. Se diferencian dos tipos: el calor específico a presión constante (c_p) y el calor específico a volumen constante (c_v), definidos respectivamente como:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right) \Big|_p , \quad \dots (1.5)$$

y

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right) \Big|_v . \quad \dots (1.6)$$

En el caso de los gases ideales y de las sustancias incompresibles solo depende de la temperatura.

1.1.6 Conductividad térmica

La conductividad térmica (k) es una medida de la capacidad de una sustancia para conducir calor. Cualitativamente, un material con un valor alto de conductividad térmica es un buen conductor de calor; por el contrario, la sustancia es un aislante térmico si presenta un valor bajo. En términos generales, la conductividad térmica de una sustancia suele alcanzar su valor mínimo en la fase gaseosa y el valor más alto en la fase sólida; en fase líquida, presenta valores intermedios.

Las conductividades térmicas de los líquidos decrecen al incrementarse la temperatura; el agua es una excepción, ya que su conductividad aumenta con el incremento de la temperatura hasta alcanzar cierto valor, luego del cual disminuye conforme ésta continúa aumentando. Al contrario de los líquidos, las conductividades de los gases aumentan al incrementar la temperatura; en general, los gases suelen ser peores conductores que los materiales aislantes debido a la dispersión de sus moléculas.

1.1.7 Coeficiente de expansión térmica

El coeficiente de expansión térmica de los fluidos se define como la variación fraccional de volumen del líquido con respecto a un cambio de temperatura a presión constante.

$$\beta = \frac{1}{V_L} \left(\frac{\partial V_L}{\partial T} \right) \Big|_p . \quad \dots (1.7)$$

En términos de la densidad se puede expresar de la siguiente manera:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_o} \left(\frac{\partial \rho_o}{\partial T} \right) \Big|_p . \quad \dots (1.8)$$

1.2 Flujo monofásico en tuberías

En esta sección, se presentan conceptos y definiciones concernientes al flujo de fluidos monofásicos en tuberías. En particular, se abordan los regímenes de flujo, los componentes del gradiente de presión total y el factor de fricción. Como referencias, pueden consultarse: *Mecánica de los fluidos: Fundamentos y Aplicaciones* (Cengel y Cimbala, 2006) y *Multiphase flow in wells* (Brill y Mukherjee, 1999).

1.2.1 Gradiente de presión total

El gradiente de presión total en tuberías que transportan un fluido monofásico está conformado por tres componentes:

$$-\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_T = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_e + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{ac} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_f, \quad \dots (1.9)$$

donde:

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_T$: gradiente de presión total.

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_e = \rho g \text{ sen}(\theta)$: gradiente de presión por elevación o hidrostático.

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{ac} = \rho v \frac{dv}{dL}$: gradiente de presión debido a la aceleración convectiva.

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_f = \frac{f \rho v^2}{2 d}$: gradiente de presión debido a la fricción.

De la ecuación 1.9, cabe destacar que el término correspondiente a la aceleración convectiva usualmente es despreciable con relación a los otros términos. Por otra parte, observar que el gradiente hidrostático se cancela cuando el flujo es horizontal.

1.2.2 Regímenes de flujo

En el estudio del flujo de fluidos, se diferencian tres regímenes: laminar, crítico y turbulento. Las características principales de cada uno de ellos se describen cualitativamente a continuación.

a) Régimen laminar

En este régimen, las partículas del fluido se desplazan ordenadamente, como si fueran capas deslizándose paralelamente unas sobre otras. Cualitativamente, se presenta a bajas velocidades; en el flujo de fluidos newtonianos en tuberías, la distribución de la velocidad en la dirección radial es de tipo parabólico (**Figura 1.1a**)

b) Régimen turbulento

Se distingue porque el movimiento de las partículas es caótico, desordenado y en todas direcciones (**Figura 1.1b**). En este caso, el perfil de velocidad tiende a estar aplanado y ser más uniforme en la dirección radial.

c) Régimen crítico

Es una condición de tránsito entre los flujos laminar y turbulento; se caracteriza porque el flujo laminar comienza a manifestar turbulencia localizada durante ciertos instantes.

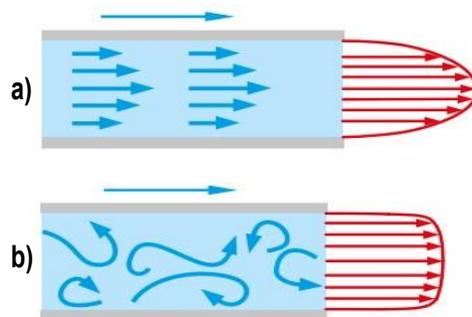


Figura 1.1 Comportamiento del movimiento en a) flujo laminar y b) flujo turbulento. (Hamburg, 2022).

El régimen de flujo se determina en función del número de Reynolds (Re); este parámetro adimensional establece la relación de las fuerzas de inercia y las viscosas. Para flujo en tuberías, puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} . \quad \dots (1.10)$$

De esta manera, se tiene que:

- Si $Re \leq 2300$, el flujo es laminar.
- Si $2300 < Re < 3100$, el flujo es crítico.
- Si $Re \geq 3100$, el flujo es turbulento.

1.2.3 Factor de fricción

El factor de fricción (f) también se le conoce como el coeficiente de resistencia de Darcy-Weisbach. Es un parámetro adimensional que depende del número de Reynolds (Re) y la rugosidad relativa (ε_r); esta última, se define como el cociente de la rugosidad absoluta de la tubería y el diámetro interno:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{d} \quad \dots (1.11)$$

El factor de fricción puede determinarse mediante el diagrama de Moody (**Figura 1.2**), o bien puede calcularse con ecuaciones analíticas como las que se indican en más adelante, en el capítulo 3.

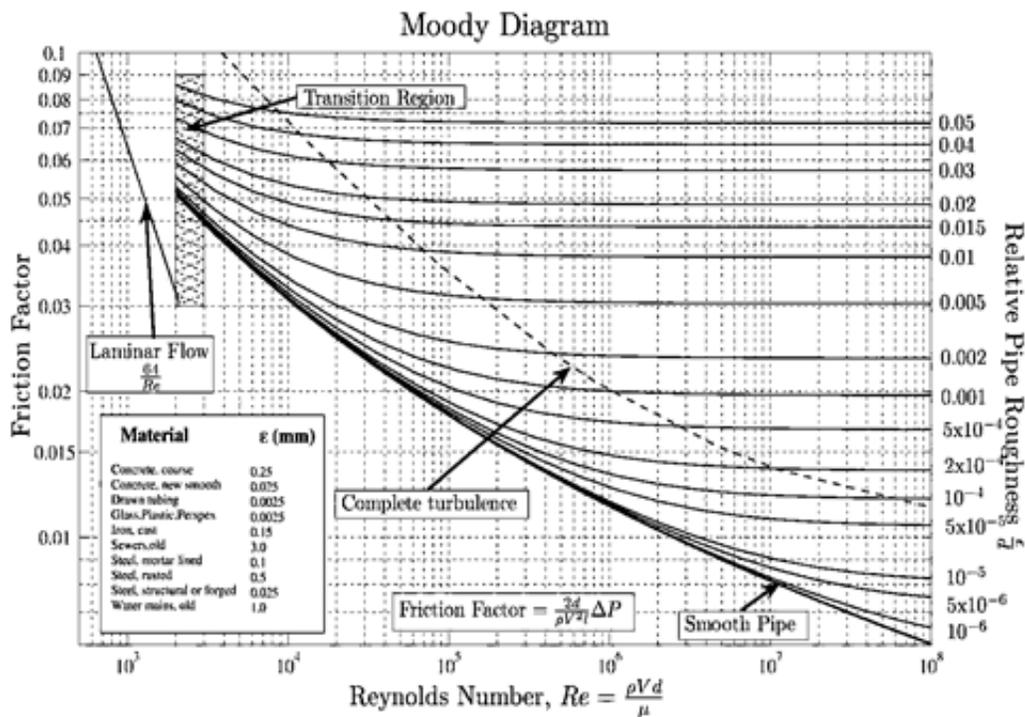


Figura 1.2 Diagrama de Moody (1944).

1.3 Transferencia de calor

El calor se define como energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperatura entre dos puntos en el espacio (Incropera et al., 2007). Se transfiere desde el medio que se encuentra a la temperatura más elevada hacia aquel que tiene una temperatura más baja, y finaliza cuando ambos alcanzan el equilibrio térmico.

A continuación, se describen los diferentes modos en que se transfiere el calor y se indican sus leyes fenomenológicas respectivas; asimismo, se presentan los conceptos de circuito térmico, resistencia térmica y coeficiente global de transferencia de calor.

1.3.1 Modos de transferencia de calor

Los modos de transferencia de calor son tres: conducción, convección y radiación.

a) *Conducción*

La conducción se entiende como la transferencia de calor de las partículas de una sustancia que contienen mayor energía hacia las partículas más próximas y con menos energía. Este fenómeno se puede presentar en sólidos y fluidos, siempre que estos últimos no presenten movimiento macroscópico.

Para los fluidos, el fenómeno de conducción se debe a la colisión y difusión de las moléculas por su movimiento aleatorio. En el caso de los sólidos, por la vibración de las retículas moleculares y por el movimiento de electrones libres.

La conducción de calor (**Figura 1.3**) se describe mediante la ley de Fourier, la cual establece que el flujo de calor en la dirección x (q_x'') es proporcional al gradiente de temperatura en esa dirección. La constante de proporcionalidad es una propiedad del medio y se denomina conductividad térmica (k).

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} , \quad \dots (1.12)$$

donde:

q_x'' : Flujo de calor en la dirección L [W/m^2]

$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura en la dirección L [K/m].

k : Conductividad térmica [$W/m K$].

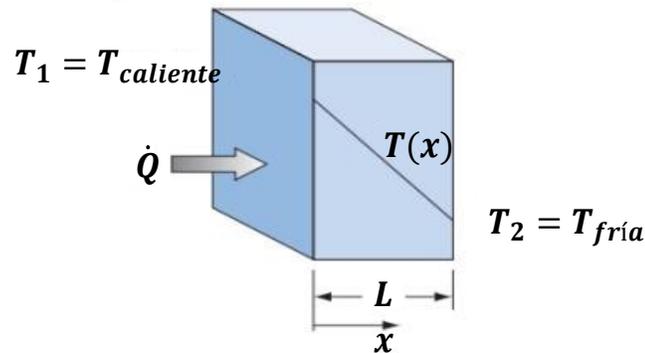


Figura 1.3 Transferencia de calor por conducción (Modificada de Jiménez, 2017).

b) Convección

La transferencia de calor por convección ocurre entre una superficie sólida y un fluido adyacente en movimiento cuando ambos se encuentran a diferente temperatura. El mecanismo de la convección es la difusión molecular y la advección por el movimiento macroscópico del fluido.

Dependiendo de la naturaleza del movimiento del fluido, se diferencia la convección forzada y la convección libre o natural (**Figura 1.4**). En el primer caso, el fluido es forzado a desplazarse sobre la superficie mediante medios externos, como una bomba, ventilador o incluso el viento. Por otro lado, el movimiento del fluido en la convección libre se debe a fuerzas de flotación inducidas por la variación de densidad, resultado de los cambios de la temperatura en el seno del fluido.



Figura 1.4 Ejemplos de convección forzada y convección libre (Cengel y Ghajar, 2011).

La transferencia de calor por convección se describe por la ley de enfriamiento de Newton, la cual establece que la rapidez de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura. La constante de proporcionalidad es una propiedad del sistema sólido-fluido, denominada coeficiente de transferencia de calor por convección (h); depende de la geometría, la velocidad, las propiedades termodinámicas del fluido y la naturaleza del movimiento.

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty), \quad \dots(1.13)$$

donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección.

A_s : Área de contacto entre la superficie y el fluido.

T_s : Temperatura de la superficie.

T_∞ : Temperatura del fluido a condiciones de flujo libre.

c) Radiación

El mecanismo de la transferencia de calor por radiación (**Figura 1.5**) es la propagación de ondas electromagnéticas por cambios en la configuración

electrónica de las moléculas. En diferencia de la conducción y la convección, la radiación puede presentarse en el vacío.



Figura 1.5 Transferencia de calor por radiación (Incropera et al., 2007).

La ley de Stefan-Boltzmann expresa la razón máxima de radiación que se puede transferir desde una superficie a una temperatura absoluta:

$$\dot{Q}_{emitida,máx} = \sigma A_s T_s^4 , \quad \dots (1.14)$$

donde:

A_s : Área de emisión.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} [W/m^2K^4]$).

T_s : Temperatura de la superficie.

1.3.2 Circuitos térmicos

En problemas de transferencia de calor en sistemas de geometría sencilla que presentan diferentes modos de transferencia, es conveniente establecer analogías con los circuitos eléctricos para resolverlos. De esta manera, la variación de la temperatura correspondería a la diferencia de voltaje; el ritmo de transferencia de calor a la intensidad de corriente; finalmente, a partir de las leyes fenomenológicas correspondientes a los diferentes modos de transferencia de calor y con referencia

a la ley de Ohm, puede definirse resistencias térmicas análogas a una resistencia eléctrica (Cengel y Ghajar, 2011).

Una vez identificadas las resistencias térmicas correspondiente a cada modo de transferencia de calor en un sistema, puede construirse un circuito térmico y aplicar la misma metodología para resolver circuitos eléctricos de resistencias en serie, en paralelo o una combinación de éstas.

Para los alcances del presente trabajo, el sistema de interés consiste de un ducto cilíndrico con una o dos capas de recubrimiento, y en cuyo interior se transporta petróleo crudo; en el exterior, el sistema está expuesto a un fluido (aire o agua). Considerando que la transferencia de calor se presenta principalmente en la dirección radial, este sistema compuesto puede representarse como un circuito de resistencias térmicas en serie, como se muestra en la **Figura 1.6**: convección al interior del ducto; conducción en la pared del ducto y en las capas de recubrimiento; y convección en el exterior.

La resistencia térmica por convección para geometrías cilíndricas se define como:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} 2 \pi r_1 L'} \quad \dots (1.15)$$

Por otra parte, la resistencia térmica por conducción para geometrías cilíndricas se define como:

$$R_{cond} = \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2 \pi k L'} \quad \dots (1.16)$$

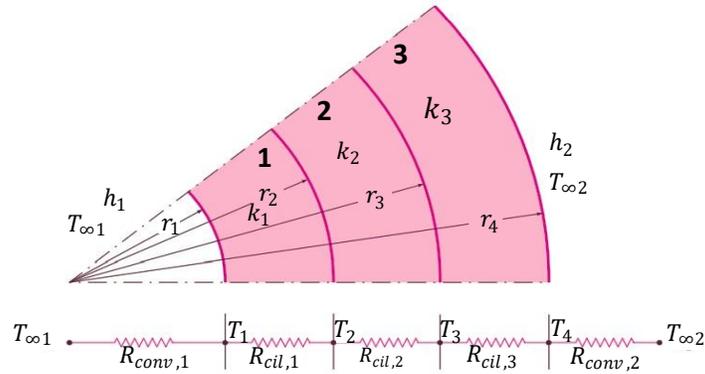


Figura 1.6 Sistema cilíndrico compuesto de resistencias térmica en serie (Cengel y Ghajar, 2011).

Por lo tanto, la resistencia total correspondiente al sistema mostrado en la **Figura 1.6** es:

$$R_T = R_{\text{convección interna}} + R_{\text{conducción diámetro 1}} + R_{\text{conducción diámetro 2}} + R_{\text{convección externa}} \quad \dots (1.17)$$

El ritmo de transferencia de calor puede calcularse como:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{R_T} \quad \dots (1.18)$$

Para finalizar, es conveniente introducir el concepto de coeficiente global de transferencia de calor, definido como:

$$\dot{Q} = U A \Delta T \quad \dots (1.19)$$

de donde se obtiene que:

$$U = \frac{1}{R_T A} \quad \dots (1.20)$$

Capítulo 2

Convección en tuberías

En este capítulo se abordan conceptos fundamentales para el estudio de la convección en tuberías. Primeramente, se describen las capas límites hidrodinámica y térmica y su relación con este modo de transferencia de calor. Posteriormente, se presentan correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor con convección interna y convección externa en tuberías.

2.1 Capas límites

En el entendimiento de la transferencia de calor por convección es importante conocer los conceptos de capa límite hidrodinámica y capa límite térmica, los cuales se abordan a continuación.

2.1.1 Capa límite hidrodinámica

En la **Figura 2.1** se ejemplifica el flujo sobre una placa plana. Cuando las partículas de fluido entran en contacto con su superficie, adquieren la velocidad de ésta; por lo tanto, si la placa no se mueve, entonces la velocidad de las partículas en la interfase placa-fluido es cero. Estas partículas inmóviles dificultarán a su vez el desplazamiento de las partículas en la capa adyacente de fluido, reduciendo así su velocidad; este efecto se asocia al esfuerzo cortante (τ) que actúa en planos tangentes a la velocidad del fluido y se manifiesta en las capas superiores hasta resultar despreciable.

La región en que la velocidad varía desde cero hasta aproximarse a la velocidad original del fluido (u_∞) se denomina capa límite hidrodinámica. En esta región, la hidrodinámica del flujo depende fuertemente de la viscosidad, los esfuerzos cortantes son importantes y están relacionados directamente con la fricción.

En la **Figura 2.1**, la distancia " $\delta(x)$ " se denomina espesor de la capa límite. Por convención, se define como el valor de la distancia en la dirección y para el cual $u(x, y) = 0.99 u_\infty$. Fuera de la capa límite, los efectos viscosos son irrelevantes.

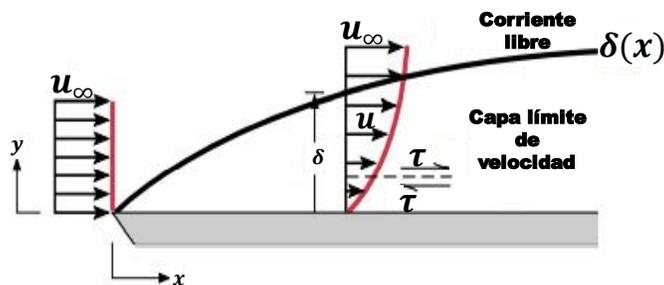


Figura 2.1 Capa límite hidrodinámica (Modificada de Incropera et al., 2007).

2.1.2 Capa límite térmica

Cuando las temperaturas de la placa (T_s) y del fluido lejos de ésta (T_∞) son diferentes, entonces se desarrolla también una región en el seno del fluido en que se generan gradientes importantes de temperatura y ocurre un intercambio de energía térmica entre ambos (**Figura 2.2**). A esta región se le conoce como capa límite térmica y es en ella que ocurre la transferencia de calor por convección.

Por definición, el espesor de la capa límite térmica, $\delta_t(x)$, corresponde a la distancia normal en la dirección y en que $(T - T_s)$ es igual a $0.99 (T_\infty - T_s)$.

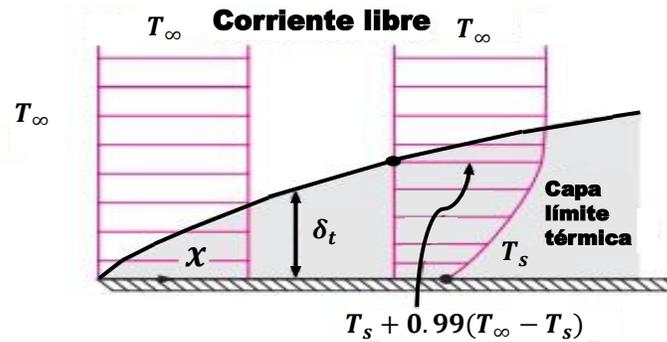


Figura 2.2 Capa límite térmica sobre una placa plana. (Modificada de Cengel y Ghajar, 2011).

Una manera de comparar en forma relativa el espesor de las capas límites térmica e hidrodinámica es a través del número de Prandtl (Pr); este número adimensional establece la relación entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor, y puede expresarse como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k_f}, \quad \dots (2.1)$$

donde α es la difusividad térmica y ν la viscosidad cinemática del fluido. Si $Pr > 1$, el espesor de la capa límite hidrodinámica es mayor que el de la capa límite térmica. Por otro lado, Si $Pr < 1$, el espesor de la capa límite térmica es mayor.

Finalmente, es interesante notar que las partículas de fluido en la interfase sólido-fluido alcanzarán el equilibrio térmico con la superficie de la placa; ahora bien, debido a que la velocidad de estas partículas de fluido es cero, entonces la transferencia local del calor en esa capa de fluido será estrictamente por conducción.

2.2 Correlaciones para el coeficiente de convección interno y externo en tuberías

La obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección (h) resulta compleja ya que depende de las propiedades del fluido (densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico), la geometría de la superficie de contacto, la velocidad y si se trata de convección natural o forzada. De esta manera, cualquier problema de transferencia de calor por convección se reduce a la obtención de h .

Para la estimación de h se han desarrollado diversas correlaciones en términos de números adimensionales; en el caso de la convección forzada, los más relevantes son el de Reynolds (ecuación 1.10), el de Prandtl (ecuación 2.1) y el de Nusselt (Nu). Este último relaciona la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción en el fluido:

$$Nu = \frac{q''_{conv}}{q''_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k_f \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h L}{k_f} . \quad \dots (2.2)$$

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficiente es el proceso de convección.

Por otra parte, en las correlaciones para convección natural también se utiliza el número de Grashof (Gr) y el de Rayleigh (Ra). El primero establece una relación entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido:

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) D_c^3}{\nu^2} , \quad \dots (2.3)$$

donde β y ν son el coeficiente volumétrico de expansión térmica y la viscosidad cinemática del fluido, respectivamente, y D_c es el diámetro característico del sólido.

Por otra parte, el número de Rayleigh es el producto de los números de Grashof y Prandtl. Por lo tanto, puede interpretarse como la relación entre las fuerzas de flotación y el producto de las difusividades (de cantidad de movimiento y térmica). De esta manera:

$$Ra = Gr Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) D_c^3}{\nu \alpha} . \quad \dots (2.4)$$

2.2.1 Flujo interno

En el estudio de la hidrodinámica y la transferencia de calor de un fluido que fluye al interior de una tubería, primeramente, es importante determinar si el régimen es laminar o turbulento; esto puede predecirse en función del número de Reynolds, como se describió en el capítulo 1. En cuanto a la parte térmica, el modo transferencia de calor en el seno del fluido es por convección forzada y debe determinarse el coeficiente de convección correspondiente de acuerdo con el régimen de flujo; a continuación, se presentan algunas correlaciones para calcularlo en cada caso.

a) Flujo laminar

Considerando que el flujo lejos de cualquier efecto de entrada (a partir de 10 diámetros de longitud, aproximadamente) es laminar, puede obtenerse una solución analítica en términos del número de Nusselt para caracterizar la transferencia de calor. Se tiene dos casos dependiendo la condición de frontera en la interfase entre el fluido y la pared interna de la tubería (Cengel y Ghajar, 2011):

- Flujo de calor constante

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36 . \quad \dots (2.5)$$

- Temperatura constante en la superficie:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 . \quad \dots (2.6)$$

En la región de entrada (desde la entrada hasta una longitud de 10 diámetros de longitud, aproximadamente), es difícil obtener una solución analítica al problema de transferencia de calor debido a que las capas límites están en desarrollo; en este caso, pueden utilizarse las siguientes dos correlaciones empíricas.

La ecuación de Edward et al. (1979) es aplicable para la región térmicamente en desarrollo en una tubería circular de longitud L y con temperatura constante en su superficie interna:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re Pr\right]^{2/3}} \quad \dots (2.7)$$

Por otra parte, la correlación de Sieder y Tate (1936) puede utilizarse cuando la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido es grande:

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Pr Re D}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad \dots (2.8)$$

donde μ_b es la viscosidad a la temperatura promedio del fluido y μ_s la viscosidad a la temperatura de la superficie interna de la tubería. El rango de validez de esta correlación es: $0.0044 \leq \frac{\mu_b}{\mu_s} \leq 9.75$ y $0.6 \leq Pr \leq 5$.

b) Flujo turbulento

Para tuberías lisas, el número de Nusselt se puede obtener a partir de la correlación propuesta por Dittus y Boelter (1930):

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \dots (2.9)$$

Esta correlación es válida en el siguiente rango: $Re > 10\,000$ y $0.7 \leq Pr \leq 160$. Se utiliza un valor de $n = 0.4$ cuando se trata de calentamiento del fluido; y $n = 0.3$ en caso de enfriamiento.

En la correlación de Colburn (1933), el exponente n en la ecuación 2.9 tiene un valor de $1/3$:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \dots (2.10)$$

Es importante destacar que las correlaciones (2.9) y (2.10) pueden utilizarse cuando la diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el fluido es relativamente pequeña; en este caso, las propiedades del fluido pueden calcularse a la temperatura media entre la entrada y la salida de la tubería.

No obstante, cuando la diferencia de temperatura es relativamente grande, puede utilizarse la ecuación propuesta por Sieder y Tate (1936) para flujo turbulento:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14}, \quad \dots (2.11)$$

válida para: $Re > 10\,000$ y $0.7 \leq Pr \leq 16\,700$. En esta correlación, las propiedades del fluido se calculan a la temperatura promedio del fluido, excepto μ_s (a la temperatura de la superficie).

De acuerdo con la literatura (Incropera et al., 2007; Cengel y Ghajar, 2011), correlaciones con mejores resultados son las propuestas por Petukhov (1964) y su versión modificada por Gnielinski (1976), respectivamente:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}, \quad \dots (2.12)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}, \quad \dots (2.13)$$

cuyos rangos de validez son: $10\,000 < Re < 5 \times 10^6$ y $0.5 \leq Pr \leq 2000$. En las ecuaciones 2.12 y 2.13, f es el factor de fricción. Son aplicables tanto para flujo de calor constante en la superficie como a temperatura superficial constante. Las propiedades de los fluidos se calculan a la temperatura promedio.

2.2.2 Flujo externo

La temperatura de un fluido transportado en tubería dependerá, entre otros factores, de cómo se transmita el calor hacia sus alrededores. Al respecto, conviene mencionar que los ductos que transportan petróleo o gas pueden estar enterrados en el subsuelo o expuestos al medio ambiente (por ejemplo, al aire atmosférico o al agua de mar). En el primer caso, el calor se transfiere por conducción en el subsuelo. En el segundo escenario, se tendrá convección natural o forzada

dependiendo de la naturaleza del movimiento del fluido externo, lo cual implica determinar el coeficiente de convección o el número de Nusselt respectivo.

A continuación, se presentan algunas correlaciones para calcular el número de Nusselt para convección externa en cilindros horizontales.

a) Convección forzada

Churchill y Bernstein (1977) propusieron la siguiente correlación para flujo cruzado sobre un cilindro:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/3} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}, \quad \dots(2.14)$$

donde las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura:

$$T_{ref} = 0.5(T_s + T_\infty). \quad \dots(2.15)$$

Por otra parte, Hilpert (1933) propuso la ecuación 2.16 para calcular el número de Nusselt. Los valores de los parámetros C y m se indican en la **Tabla 2.1**.

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3}. \quad \dots(2.16)$$

Tabla 2.1 Parámetros C y m en la correlación de Hilpert (1933).

Rango de Re	C	m
0.4 – 4	0.989	0.330
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4 000	0.683	0.466
4 000 – 40 000	0.193	0.618
40 000 – 400 000	0.027	0.805

Zukauskas (1972) propuso una correlación similar a la de Hilpert, introduciendo un factor de corrección por temperatura que involucra un cociente de números de Prandtl:

$$Nu = C Re^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad \dots (2.17)$$

En la ecuación (2.17), las propiedades del fluido se calculan a la temperatura de la corriente libre. Su rango de validez es: $1 \leq Re \leq 10^6$ y $0.7 \leq Pr \leq 500$. En la **Tabla 2.2**, se indican los valores de los parámetros C y m . Por otra parte, si $Pr \leq 10$ entonces $n = 0.37$. Si $Pr \geq 10$ entonces $n = 0.36$.

Tabla 2.2 Parámetros C y m en la correlación de Zukauskas (1972).

Rango de Re	C	m
1 – 4	0.75	0.4
40 – 1 000	0.51	0.5
1000 – $2 * 10^5$	0.26	0.6
$2 * 10^5$ – 10^6	0.076	0.7

b) Convección natural

Morgan (1974) propuso la siguiente correlación para la transferencia de calor por convección natural alrededor de un cilindro isotérmico en función del número de Rayleigh:

$$Nu = C Ra^m \quad \dots (2.18)$$

donde los valores de C y m se indican en la **Tabla 2.3**.

Tabla 2.3 Valor de C y m en la correlación de Morgan (1974).

Rango de Ra	C	m
$10^{-10} - 10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-2} - 10^2$	1.020	0.148
$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
$10^4 - 10^7$	0.480	0.250
$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.333

Mikheyeva (1968) propuso la siguiente correlación empírica que incluye un factor de corrección por temperatura que depende de los números de Prandtl evaluados a la temperatura de la corriente libre y a la de la superficie.

$$Nu = 0.51Ra^{0.25} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} . \quad \dots (2.19)$$

En 1975, Churchill y Chu desarrollaron la ecuación 2.19, válida para cualquier valor de Pr y $Ra \leq 10^{12}$:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(0.559/Pr \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 . \quad \dots (2.20)$$

Por su parte, Kuehn y Goldstein (1976) propusieron una correlación para cualquier valor de Pr y Ra : y flujo laminar:

$$Nu = \frac{2}{\ln \left[1 + \frac{2}{\left[\left(0.518Ra^{1/4} \left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{3/5} \right]^{-5/12} \right)^{15} + (0.1 Ra^{1/3})^{15} \right]^{1/15}} \right]} . \quad \dots (2.21)$$

Raithby y Hollands (1976) propusieron dos correlaciones para cualquier valor de Pr y $10^{-2} \leq Ra \leq 10^{12}$, de acuerdo con el régimen de flujo:

- Para flujo laminar:

$$Nu = \frac{0.385 Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.49}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad \dots (2.22)$$

- Para flujo turbulento:

$$Nu = 0.1008 Ra^{1/3} Pr^{0.084} \quad \dots (2.23)$$

Los mismos autores publicaron en 1998 otras dos correlaciones para valores de $10^{-10} \leq Ra \leq 10^7$.

- Para flujo laminar:

$$Nu = \frac{2 \left[1 - \frac{0.13}{(0.398 Ra^{1/4})^{0.16}}\right]}{\ln \left[1 + \frac{2 \left(1 - \frac{0.13}{(0.398 Ra^{1/4})^{0.16}}\right)}{0.398 Ra^{1/4}}\right]} \quad \dots (2.24)$$

- Para flujo turbulento:

$$Nu = 0.103 Ra^{1/3} Pr^{1/3} \quad \dots (2.25)$$

En la transición laminar a turbulento, los autores proponen interpolar con:

$$Nu = [Nu_{lam}^{10} + Nu_{turb}^{10}]^{1/10} \quad \dots (2.26)$$

En 1977, Fand et al. desarrollaron una correlación para convección natural en flujo laminar, válida para: $0.7 \leq Pr \leq 3000$ y $3 * 10^2 \leq Ra \leq 2 * 10^7$:

$$Nu = 0.478 Ra^{0.25} Pr^{0.050} \quad \dots (2.27)$$

donde las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura (T_{ref}):

$$T_{ref} = T_{\infty} + 0.32(T_s - T_{\infty}) \quad \dots (2.28)$$

Por otra parte, Chand y Vir (1979) publicaron una correlación para flujo laminar, válida en el rango: $4.2 * 10^3 < Gr < 1.71 * 10^8$,:

$$Nu = 0.47Ra^{1/4} \quad \dots (2.29)$$

Goldstein *et al.* (2020) realizaron un análisis de las correlaciones existentes al momento, y propusieron correlaciones simplificadas para distintos escenarios:

- $Pr \approx 0.7$ (aire), flujo laminar y $10^3 \leq Ra \leq 10^6$:

$$Nu = \frac{2}{\ln \left[1 + \frac{4.98}{Ra^{1/4}} \right]} \quad \dots (2.30)$$

o

$$Nu = 0.5503 Ra^{0.2364} \quad \dots (2.31)$$

Para flujo turbulento, en el rango $10^9 \leq Ra \leq 10^{12}$:

$$Nu = 0.105Ra^{1/3} \quad \dots (2.32)$$

- Cualquier valor de Pr , flujo laminar y $Ra \leq 10^6$

$$Nu = \frac{2}{\ln \left[1 + \frac{2.7}{f(Pr)Ra^{1/4}} \right]} \quad \dots (2.33)$$

donde:

$$f(NPr) = \frac{0.701}{\left[1 + \left(\frac{0.5}{Pr} \right)^{10/17} \right]^{4/9}} \quad \dots (2.34)$$

Para flujo turbulento y $Ra > 10^9$:

$$Nu = 0.1Ra^{1/3} \quad \dots (2.35)$$

- En la transición laminar – turbulento, en el rango $10^6 \leq Ra \leq 10^9$:

$$Nu = \left[Nu_{lam}^{12} + Nu_{turb}^{12} \right]^{1/12} \quad \dots (2.36)$$

Capítulo 3

Modelo matemático

En este capítulo se aborda el desarrollo de un modelo matemático para calcular perfiles de presión y temperatura en oleoductos con transferencia de calor por convección interna y externa. En primera instancia, se describe el modelo físico y se mencionan las consideraciones en su planteamiento. Posteriormente, se desarrollan las ecuaciones de balance de materia, cantidad de movimiento y energía que integran el modelo matemático. Finalmente, se enlistan las ecuaciones constitutivas que serán utilizadas para cerrar el sistema de ecuaciones resultante.

3.1 Modelo físico

El sistema analizado en el presente estudio (**Figura 3.1**) consiste en una tubería horizontal que transporta petróleo crudo en su interior; en el exterior, el ducto está expuesto a un fluido (por ejemplo, al aire atmosférico en ductos terrestres o al agua en ductos marinos); también se considera el caso en que la superficie externa de la tubería está recubierta con un material de baja conductividad (aislante térmico).

En cuanto a los modos de transferencia de calor en el sistema, en el petróleo, se tiene flujo interno en convección forzada. En las paredes de la tubería y recubrimiento se presenta la conducción. Al exterior, el modo de transferencia es por convección externa (puede ser forzada o natural). En la **Figura 3.1**, las curvas azules representan las líneas de corriente del fluido externo; por otro lado, las líneas rojas representan la transferencia de calor entre la tubería y el ambiente.

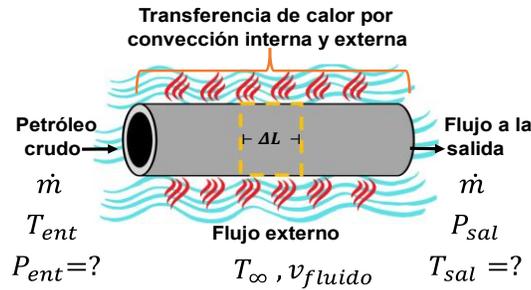


Figura 3.1 Esquema del sistema analizado.

Otras consideraciones en el planteamiento del modelo físico son las siguientes:

- Flujo en régimen permanente.
- Flujo monofásico.
- Flujo completamente desarrollado (hidrodinámica y térmicamente).
- Flujo unidimensional en la dirección axial del ducto.
- Transferencia de calor únicamente en la dirección radial.

Como condiciones de frontera, se considera:

- El gasto másico es constante.
- La temperatura del petróleo a la entrada se conoce.
- La temperatura del flujo externo es constante.
- La presión a la salida del ducto se conoce.

De esta manera, el problema de estudio consiste en calcular los perfiles de presión y temperatura en el oleoducto.

3.2 Balances en volumen de control

Para resolver el problema en estudio, es necesario formular un modelo matemático a partir del modelo físico correspondiente. Para tal efecto, a continuación, se plantean y desarrollan las ecuaciones de balance de masa, cantidad de movimiento y energía en un volumen de control característico del sistema.

3.2.1 Balance de masa

De acuerdo con el principio de conservación de la materia, el ritmo de acumulación de masa con respecto al tiempo en el volumen de control es igual al gasto másico a la entrada menos el gasto másico a la salida. De esta manera, se tiene que:

$$\frac{\partial \dot{M}}{\partial t} = \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} . \quad \dots (3.1)$$

Considerando el volumen de control de geometría cilíndrica de longitud dL mostrado en la **Figura 3.2**, la ecuación 3.1 puede expresarse como:

$$A \Delta L \frac{\partial \rho}{\partial t} = \rho v A - \rho v A + \frac{\partial}{\partial L} (\rho v A) \Delta L , \quad \dots (3.2)$$

de donde se obtiene que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial L} (\rho v) . \quad \dots (3.3)$$

Ahora bien, si el flujo es en régimen permanente, la ecuación 3.3 se simplifica a:

$$\frac{d(\rho v)}{dL} = 0 . \quad \dots (3.4)$$

Observar en la ecuación 3.4 que si la densidad es constante, la velocidad es constante en todo el ducto.

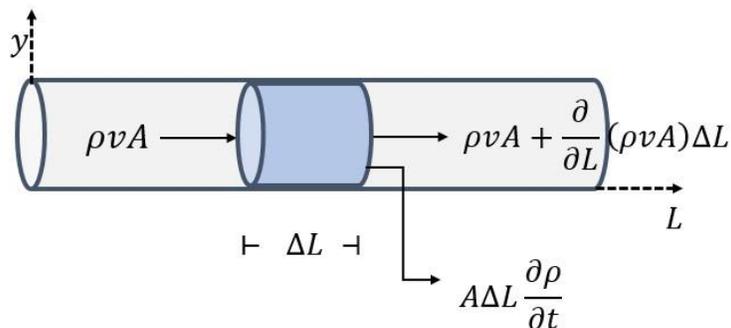


Figura 3.2 Balance de masa en el volumen de control.

3.2.2 Balance de cantidad de movimiento

De acuerdo con la segunda ley de Newton, el ritmo de acumulación de cantidad de movimiento en el volumen de control es igual al ritmo con que éste entra menos el ritmo con el que sale, más la suma de las fuerzas que actúan sobre el volumen de control.

En la **Figura 3.3**, se indican las fuerzas y términos relevantes identificados para realizar el balance de cantidad de movimiento. Observar que no hay efecto de la gravedad en la dirección axial debido a que el flujo es horizontal. De esta manera, se tiene que:

$$A\Delta L \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} = \rho v^2 A + pA - \tau_w \Delta L \pi D - \left[\rho v^2 + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial L} \Delta L \right] A - \left[p + \frac{\partial p}{\partial L} \Delta L \right] A \quad , \quad \dots (3.5)$$

simplificando la expresión al eliminar términos semejantes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial L}(\rho v^2) = -\frac{\partial p}{\partial L} - \tau \frac{\pi d}{A} \quad . \quad \dots (3.6)$$

Considerando flujo en régimen permanente y la ecuación 3.4, puede demostrarse que:

$$\rho v \frac{dv}{dL} = -\frac{dp}{dL} - \tau \frac{\pi d}{A} \quad , \quad \dots (3.7)$$

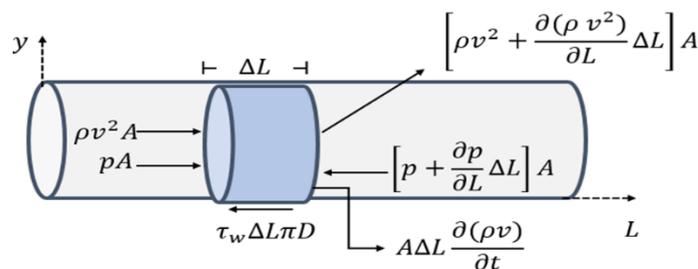


Figura 3.3 Balance de cantidad de movimiento en el volumen de control.

despejando el gradiente de presión de la ecuación 3.7:

$$\frac{dp}{dL} = -\rho v \frac{dv}{dL} - \tau \frac{\pi d}{A} , \quad \dots (3.8)$$

donde τ es el esfuerzo cortante entre el fluido y la pared de la tubería, definido como:

$$\tau = f \frac{\rho v^2}{8} . \quad \dots (3.9)$$

Por lo tanto, de 3.9 en 3.8:

$$\frac{dp}{dL} = -\rho v \frac{dv}{dL} - f \frac{\rho v^2}{2d} . \quad \dots (3.10)$$

La ecuación anterior expresa el gradiente total de presión en tuberías horizontales, el cual involucra las caídas de presión por aceleración y por fricción:

$$\left(\frac{dp}{dL}\right)_T = \left(\frac{dp}{dL}\right)_{acel} + \left(\frac{dp}{dL}\right)_f . \quad \dots (3.11)$$

Para el caso de los fluidos incompresibles la velocidad de entrada es la misma que la velocidad de salida, por lo que se pueden despreciar los efectos de la aceleración:

$$\frac{dp}{dL} = -f \frac{\rho v^2}{2d} . \quad \dots (3.12)$$

3.2.3 Balance de energía

La variación de energía total del fluido en el volumen de control con respecto al tiempo está en función del ritmo con el que entra energía total por el movimiento del fluido menos el ritmo con el que sale, más el trabajo neto por unidad de tiempo y menos el ritmo de transferencia de calor entre el sistema y sus alrededores. Los términos relevantes en el planteamiento del balance de energía en el volumen de control se indican en la **Figura 3.4**. Cabe mencionar que el siguiente desarrollo está basado principalmente en el modelo de Alves et al. (1992).

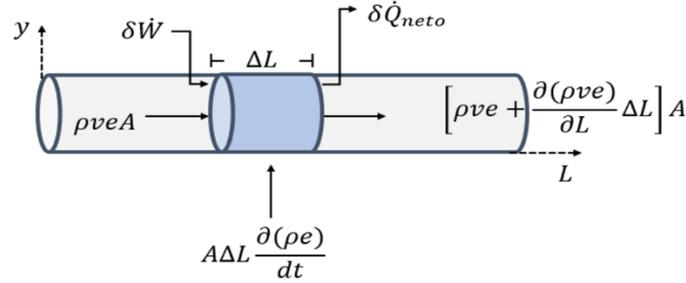


Figura 3.4 Balance de energía en el volumen de control.

Aplicando el principio de conservación de energía al volumen de control se tiene lo siguiente:

$$A\Delta L \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} = \rho v e A + \delta \dot{W} - \delta \dot{Q}_{neto} - \left[\rho v e + \frac{\partial(\rho v e)}{\partial L} \Delta L \right] A , \quad \dots (3.13)$$

simplificando la expresión:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) = \frac{\partial}{\partial L} \left[\rho v \left(e + \frac{p}{\rho g_c J} \right) \right] + \frac{q'' \pi d}{A} . \quad \dots (3.14)$$

En régimen permanente, la derivada parcial con respecto al tiempo se elimina y las derivadas en L se hacen totales. Por lo tanto, la ecuación 3.14 se reduce a:

$$\frac{d}{dL} \left[\rho v \left(e + \frac{p}{\rho g_c J} \right) \right] = - \frac{q'' \pi d}{A} , \quad \dots (3.15)$$

expandiendo el lado izquierdo de la ecuación, se tiene que:

$$\rho v \frac{d}{dL} \left(e + \frac{p}{\rho g_c J} \right) + \left(e + \frac{p}{\rho g_c J} \right) \frac{d(\rho v)}{dL} = - \frac{q'' \pi d}{A} , \quad \dots (3.16)$$

donde e es la energía específica; omitiendo el término gravitacional por ser flujo horizontal, ésta puede expresarse como:

$$e = \frac{v^2}{2g_c J} + u . \quad \dots (3.17)$$

Sustituyendo 3.17 en 3.16, se tiene que:

$$\rho v \frac{d}{dL} \left(\frac{v^2}{2g_c J} + u + \frac{p}{\rho g_c J} \right) = - \frac{q'' \pi d}{A} . \quad \dots (3.18)$$

Considerando que la entalpía específica se define como:

$$h = u + \frac{p}{\rho g_c J} , \quad \dots (3.19)$$

entonces la ecuación 3.18 toma la siguiente forma:

$$\frac{\rho v v}{g_c J} \frac{dv}{dL} + \rho v \frac{dh}{dL} = - \frac{q'' \pi d}{A} . \quad \dots (3.20)$$

Despejando el gradiente de la entalpía de la ecuación 3.20, entonces:

$$\frac{dh}{dL} = - \frac{q'' \pi d}{w} - \frac{v}{g_c J} \frac{dv}{dL} . \quad \dots (3.21)$$

El flujo de calor está definido como el producto del coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperatura entre el fluido y los alrededores:

$$q'' = U(T_f - T_e) . \quad \dots (3.22)$$

Combinando las dos últimas expresiones se tiene lo siguiente:

$$\frac{dh}{dL} = -v \frac{dv}{dL} - \frac{U \pi d}{\dot{m}} (T_f - T_e) . \quad \dots (3.23)$$

De acuerdo con el modelo de Alves et al. (1992), a partir de la ecuación 3.23 puede obtenerse una ecuación para calcular la temperatura del fluido. Para tal efecto, los autores parten de la siguiente relación:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp = c_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp , \quad \dots (3.24)$$

la cual puede expresarse como:

$$dh = c_p dT - c_p \eta dp , \quad \dots (3.25)$$

donde η es el coeficiente Joule – Thomson.

Por lo tanto, de 3.25 en 3.23, se obtiene que:

$$c_p \frac{dT}{dL} - c_p \eta \frac{dp}{dL} = -\frac{g \sin \theta}{g_c J} - \frac{v}{g_c J} \frac{dv}{dL} - \frac{U \pi d}{\dot{m}} (T_f - T_e) . \quad \dots (3.26)$$

Simplificando la expresión anterior:

$$\frac{dT}{dL} + \frac{T}{B} = \frac{T_e}{B} + \frac{1}{J \rho c_p} \frac{dp}{dL} \Phi , \quad \dots (3.27)$$

donde es B es la distancia de relajación térmica, definida como:

$$B = \frac{c_p \dot{m}}{U \pi d} , \quad \dots (3.28)$$

y el parámetro adimensional Φ es:

$$\Phi = \left[\frac{J \rho \eta c_p \frac{dp}{dL} - \frac{\rho g \sin \theta}{g_c} - \frac{\rho v}{g_c} \frac{dv}{dL}}{\frac{dp}{dL}} \right] . \quad \dots (3.29)$$

Ahora bien, en un caso general, si la temperatura de los alrededores varía linealmente con la temperatura, entonces:

$$T_e = T_{ei} - g_G L \sin \theta , \quad \dots (3.30)$$

donde T_{ei} es la temperatura del medio externo a la entrada de la tubería y g_G es el gradiente térmico del medio. Sustituyendo 3.30 en 3.27, entonces:

$$\frac{dT}{dL} + \frac{T}{B} = \frac{T_{ei} - g_G L \sin \theta}{B} + \frac{1}{J \rho c_p} \frac{dp}{dL} \Phi . \quad \dots (3.31)$$

Considerando valores constantes de U , c_p , η , g_G , θ , v , $\frac{dv}{dL}$ y $\frac{dp}{dL}$, la ecuación 3.31 puede integrarse analíticamente, obteniéndose que:

$$T = (T_{ei} - g_G L \sin \theta) + (T_i - T_{ei}) \exp\left(-\frac{L}{B}\right) + g_G \sin \theta B \left(1 - \exp\left(-\frac{L}{B}\right)\right) + \frac{1}{J \rho c_p} \frac{dp}{dL} \Phi B \left(1 - \exp\left(-\frac{L}{B}\right)\right) . \quad \dots (3.32)$$

Para flujo horizontal ($\theta = 0^\circ$) y despreciando el término de aceleración, la ecuación 3.32, finalmente se reduce a:

$$T = T_{ei} + (T_i - T_{ei}) \exp\left(-\frac{L}{B}\right) + \eta \frac{dp}{dL} B \left(1 - \exp\left(-\frac{L}{B}\right)\right), \quad \dots (3.33)$$

3.3 Ecuaciones constitutivas

En este apartado se enlistarán las correlaciones y expresiones requeridas para el cálculo de la viscosidad del aceite muerto, el factor de fricción y el coeficiente global de transferencia de calor, necesarias para cerrar el modelo matemático.

3.3.1 Viscosidad del aceite muerto

Para la viscosidad del aceite muerto se pueden utilizar las correlaciones mencionadas en el *Capítulo 1*. Todas las temperaturas se ingresan en °F.

- Correlación de Beal (1946):

$$\mu_o = \left(0.32 + \frac{1.8 \cdot 10^7}{^\circ API^{4.53}}\right) \left(\frac{360}{T - 260}\right)^a, \quad \dots (3.34)$$

donde:

$$a = 10^{(0.43 + \frac{8.33}{^\circ API})}. \quad \dots (3.35)$$

- Correlación de Beggs y Robinson (1975):

$$\mu_o = 10^x - 1, \quad \dots (3.36)$$

donde:

$$x = yT^{-1.163}, \quad \dots (3.37)$$

$$y = 10^z, \quad \dots (3.38)$$

$$z = 3.0324 - 0.02023^\circ API. \quad \dots (3.39)$$

- Correlación de Glaso (1980):

$$\mu_o = 3.141 \cdot 10^{10} T^{-3.444} (\log^\circ API)^a , \quad \dots (3.40)$$

donde:

$$a = 10.313 \log T - 36.447 . \quad \dots (3.41)$$

- Correlación de Kartoatmodjo y Schmidt (1991):

$$\mu_o = 16 \cdot 10^8 T^{-(2.8177)} (\log^\circ API)^{5.7526 \log T - 26.9718} . \quad \dots (3.42)$$

3.3.2 Factor de fricción

Flujo laminar. Para flujo laminar monofásico se puede determinar de forma analítica con la siguiente expresión:

$$f = \frac{64}{Re} . \quad \dots (3.43)$$

Flujo turbulento. Para determinar el factor de fricción en flujo turbulento, puede utilizarse las siguientes correlaciones.

- Correlación de Blasius (1908). Para: $3\,000 < Re < 10^5$

$$f = 0.316 Re^{-0.25} , \quad \dots (3.44)$$

- Correlación de Drew et al. (1930). Para: $3\,000 < Re < 10^6$

$$f = 0.0056 + 0.5 Re^{-0.32} , \quad \dots (3.45)$$

- Correlación de Petukhov (1970). Para: $3\,000 < Re < 5 \cdot 10^6$

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} , \quad \dots (3.46)$$

- Correlación de Colebrook and White (1939).

$$f = \left\{ -2 * \log \left(\frac{\varepsilon_r}{3.715} + \frac{2.514}{Re * \sqrt{f}} \right) \right\}^2 , \quad \dots (3.47)$$

- Correlación de Zigrang y Sylvester (1985).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log \left(\frac{\varepsilon}{d} - \frac{5.02}{Re} * \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7} + \frac{13}{Re} \right) \right) . \quad \dots (3.48)$$

3.3.3 Coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor en sistema en estudio, de acuerdo con el modelo físico (sección 3.1), las resistencias térmicas a considerar son:

- Convección al interior de la tubería: $R_{conv,Int}$.
- Conducción en la tubería: $R_{cond,Tub}$.
- Conducción en el recubrimiento: $R_{cond,Rec}$.
- Convección al exterior de la tubería: $R_{conv,Ext}$.

En la **Figura 3.5** se representa el circuito térmico aplicado al sistema analizado.

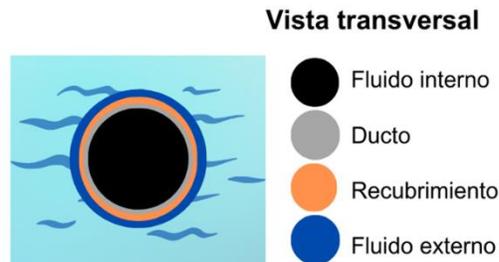


Figura 3.5 Vista transversal del sistema analizado.

Debido a que todas las resistencias térmicas se encuentran en serie, entonces la resistencia térmica total del sistema puede expresarse como:

$$R_T = R_{conv,int} + R_{cond,Tub} + R_{cond,Rec} + R_{conv,ext} \quad , \quad \dots (3.49)$$

o bien:

$$R_T = \frac{1}{2h_{int}\pi r_1 L'} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{Tub} L'} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_{Rec} L'} + \frac{1}{2h_{ext}\pi r_3 L'} \quad . \quad \dots (3.50)$$

El coeficiente global puede calcularse en función de la resistencia térmica total como se describió en el capítulo 2. Finalmente, es conveniente destacar que se utilizarán las correlaciones para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección interna y externa del apartado 2.2 del *Capítulo 2*.

Capítulo 4

Programa computacional

En este capítulo se describe el programa de cómputo desarrollado para calcular perfiles de presión y temperatura en oleoductos con transferencia de calor por convección interna y convección externa. Se indica cuáles son los datos de entrada y cómo se configura una simulación. Posteriormente, se discute la verificación de los resultados de la herramienta con base en tres escenarios analizados.

4.1 Descripción del programa

A partir del modelo descrito en el capítulo 3, se desarrolló un programa computacional que permite calcular perfiles de presión y temperatura en un oleoducto expuesto a la transferencia de calor por convección interna y externa, y que es aplicable tanto para ductos terrestres expuestos a la atmósfera como marinos. El programa se elaboró en el entorno de *MATLAB*. A continuación, se describe su interfaz gráfica de usuario, se indican los datos de entrada y cómo se realiza una simulación.

4.1.1 Datos de entrada

Los datos necesarios para la ejecución del programa son los siguientes:

Propiedades del aceite crudo

1. Densidad del aceite
2. Conductividad del aceite
3. Calor específico del aceite

Características del ducto

4. Diámetro interno del ducto
5. Diámetro externo del ducto
6. Longitud del ducto
7. Longitud del tramo del ducto
8. Conductividad de la tubería

Propiedades del recubrimiento

9. Espesor del recubrimiento
10. Conductividad del recubrimiento

Propiedades del fluido externo

11. Temperatura del ambiente
12. Velocidad del fluido externo

Condiciones de operación

13. Temperatura de entrada a la tubería
14. Gasto de aceite
15. Presión de salida

En la **Figura 4.1** se muestra la interfaz gráfica de usuario del programa computacional desarrollado. Como puede observarse, ésta se diseñó con el fin de que los datos de entrada, los botones de ejecución y las gráficas de resultados se mostraran en una sola pantalla. Los perfiles de presión y temperatura en el oleoducto pueden calcularse para ambientes marinos y terrestres.

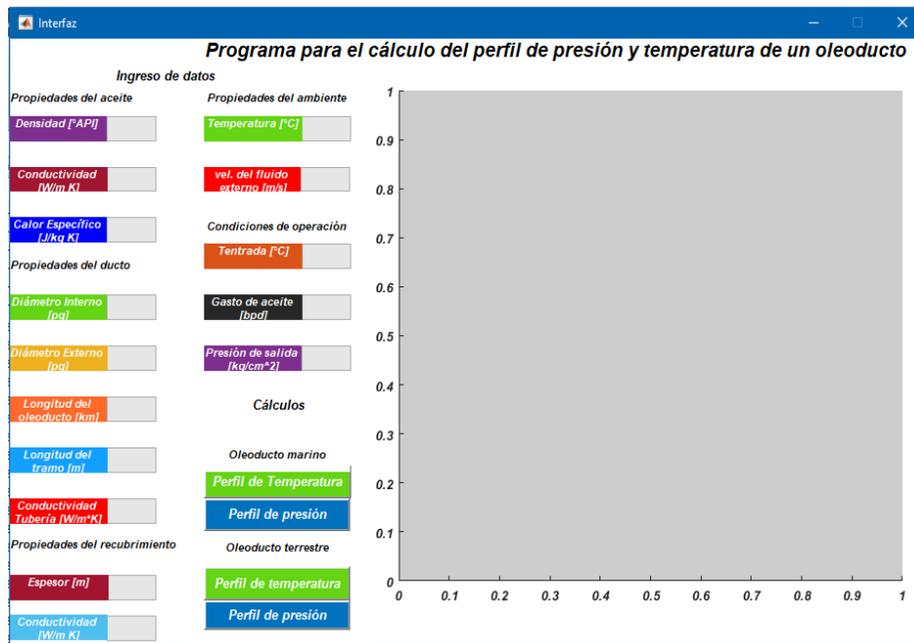


Figura 4.1 Interfaz gráfica de usuario del programa computacional.

4.1.2 Ejecución del programa

A continuación se describen los pasos para configurar una simulación y ejecutar el programa computacional:

- 1) Ingresar los datos de entrada indicados en la sección 4.1.1., como se ilustra en la **Figura 4.2**.
- 2) Según el tipo de ambiente (marino o terrestre) de interés, pulsar el botón *Perfil de temperatura* para generar la gráfica de Temperatura ($^{\circ}C$) vs. Longitud (km), como se muestra en la **Figura 4.3**.
- 3) Pulsar el botón *Perfil de presión* para generar la gráfica de Presión (kg/cm^2) vs. Longitud (km).

En la **Figura 4.4**, se ejemplifica un perfil de temperatura calculado para un oleoducto inmerso en un ambiente marino.

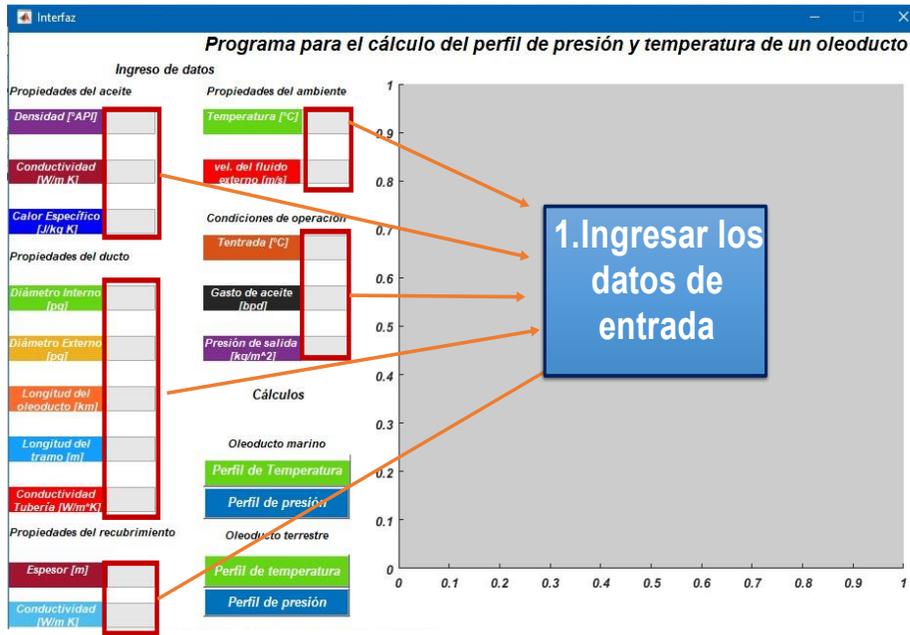


Figura 4.2 Ingreso de los datos de entrada.

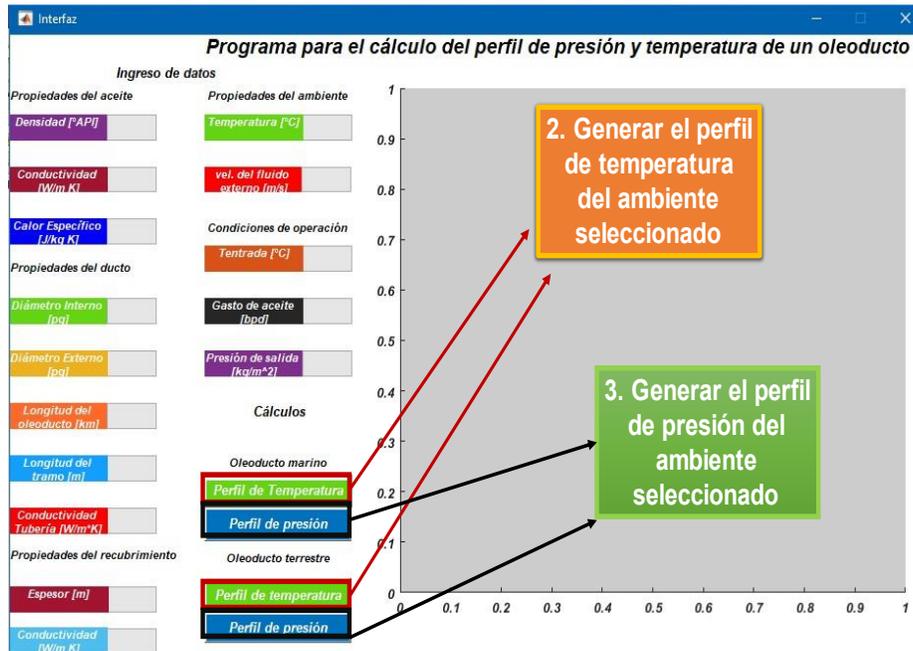


Figura 4.3 Botones para calcular y mostrar los perfiles de temperatura y presión por tipo de ambiente (marino o terrestre).

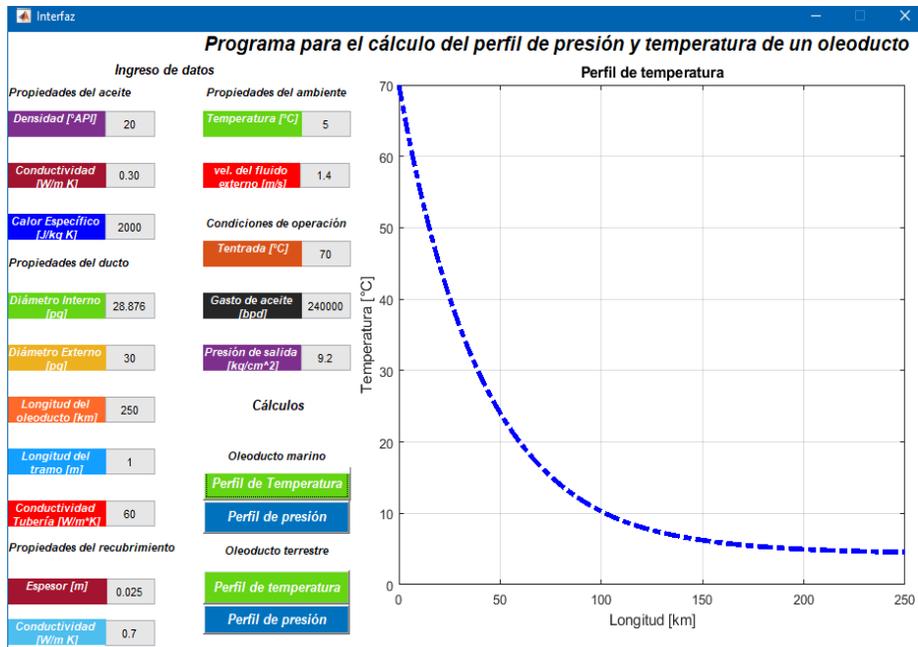


Figura 4.4 Perfil de temperatura en oleoducto marino.

4.2 Verificación de resultados

Para verificar que los resultados del modelo matemático y del programa computacional respectivo son físicamente consistentes, se analizaron tres escenarios, como se describe a continuación.

En el primer escenario, se consideró un oleoducto de gran longitud y un gasto relativamente bajo; en este tipo de sistemas es de esperar que el fluido transportado ceda calor hacia los alrededores hasta alcanzar el equilibrio térmico con el medio externo en algún punto a lo largo de su trayectoria.

Por lo tanto, se configuró una simulación para un oleoducto marino hipotético de 300 [km] de longitud, un gasto de 170,000 [bpd] y los datos adicionales indicados en la **Figura 4.5**; notar que la temperatura del fondo marino se estableció en 6 [°C]. Como puede observarse en la gráfica generada para el perfil de temperatura, ésta se establece asintóticamente en 6 [°C] aproximadamente después de los 150 [km]. De esta manera, se verifica que los resultados para el caso analizado son físicamente consistentes.

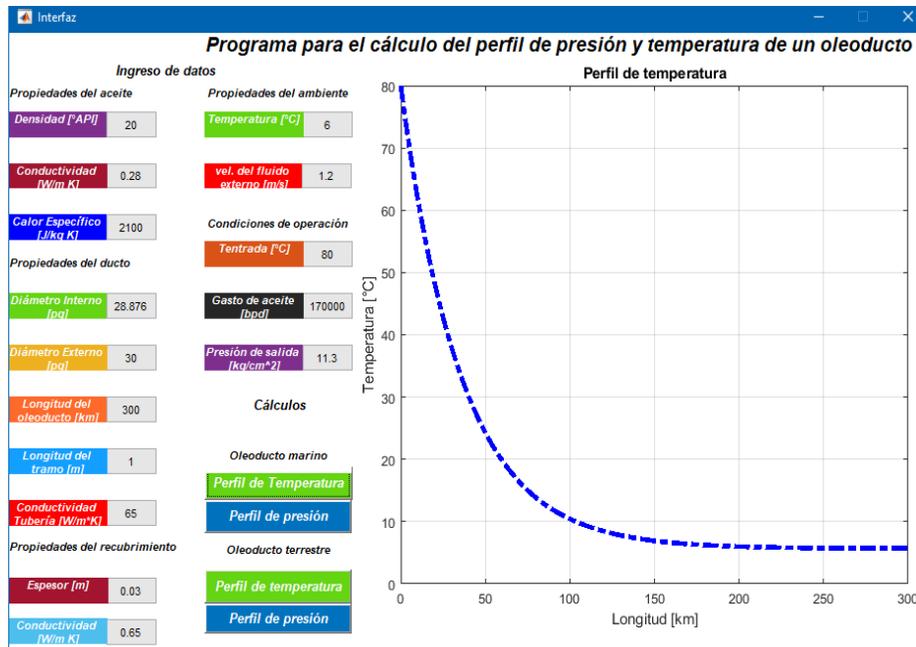


Figura 4.5 Primer escenario: gasto de 170,000 [bpd] – longitud de 300 [km].

En el segundo escenario se verificó la relación del incremento del gasto y la transferencia de calor. Entre mayor sea el gasto del fluido transportado, su velocidad será mayor y su tiempo de residencia disminuirá. Por lo tanto, la hipótesis que se establece es que entre mayor sea el gasto, el fluido conservará su temperatura en distancias más grandes.

Para verificar el razonamiento anterior, se compararon perfiles de temperatura para un mismo sistema, pero variando únicamente el gasto. Como referencia, se consideraron los datos del primer escenario (170,000 [bpd]) - **Figura 4.5**; en una simulación adicional, se calculó el perfil de temperatura para un gasto de 340,000 [bpd] - **Figura 4.6**.

Comparando los perfiles de temperatura respectivos, se observa que efectivamente el fluido conserva su temperatura a distancias más grandes cuando el gasto se incrementa. Tomando como referencia la marca de los 50 [km] en ambas figuras, se observa que la temperatura es menos de 30 [°C] para el caso del gasto de 170,000 [bpd]; por otra parte, es de aproximadamente 40 [°C] cuando el gasto se

incrementó al doble. Con los resultados obtenidos, se confirma la hipótesis establecida para el segundo escenario.

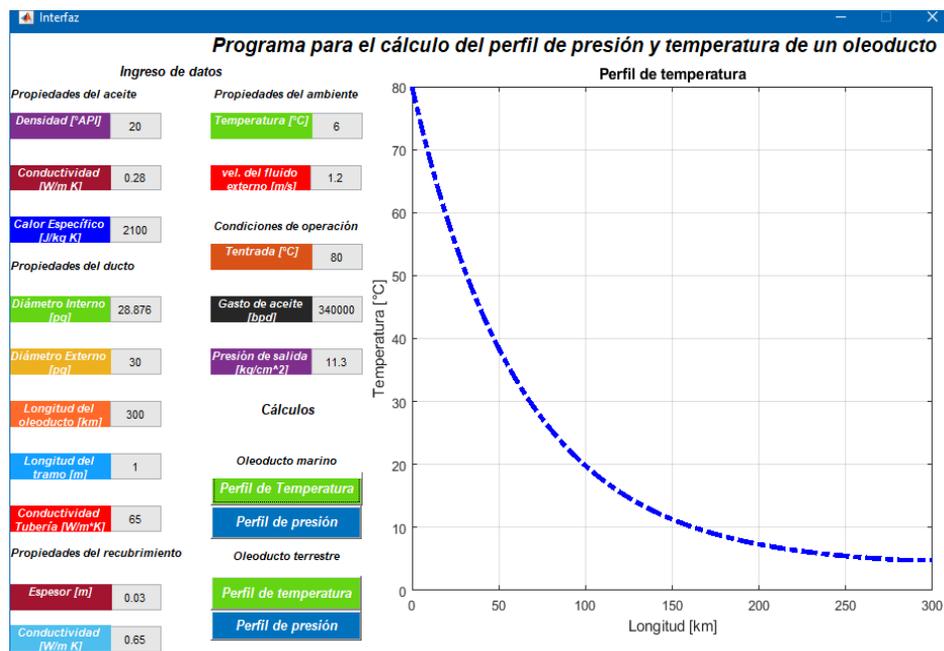


Figura 4.6 Segundo escenario: gasto de 340,000 [bpd] – longitud de 300 [km].

El tercer escenario analizado involucra un oleoducto con una temperatura del fluido a la entrada igual a la del medio ambiente. En este caso, al no haber una diferencia de temperatura, no habrá transferencia de calor; por lo tanto, la temperatura del fluido deberá mantenerse constante en toda la longitud del ducto.

En la simulación realizada, se consideró el mismo conjunto de datos del segundo escenario, excepto que la temperatura del fluido a la entrada se estableció igual a la del medio ambiente (6 [°C]). El perfil de temperatura generado se muestra en la **Figura 4.8**. Como puede observarse, la temperatura se mantuvo constante en 6 [°C]. De esta manera, se verifica que los resultados del modelo son físicamente consistentes.

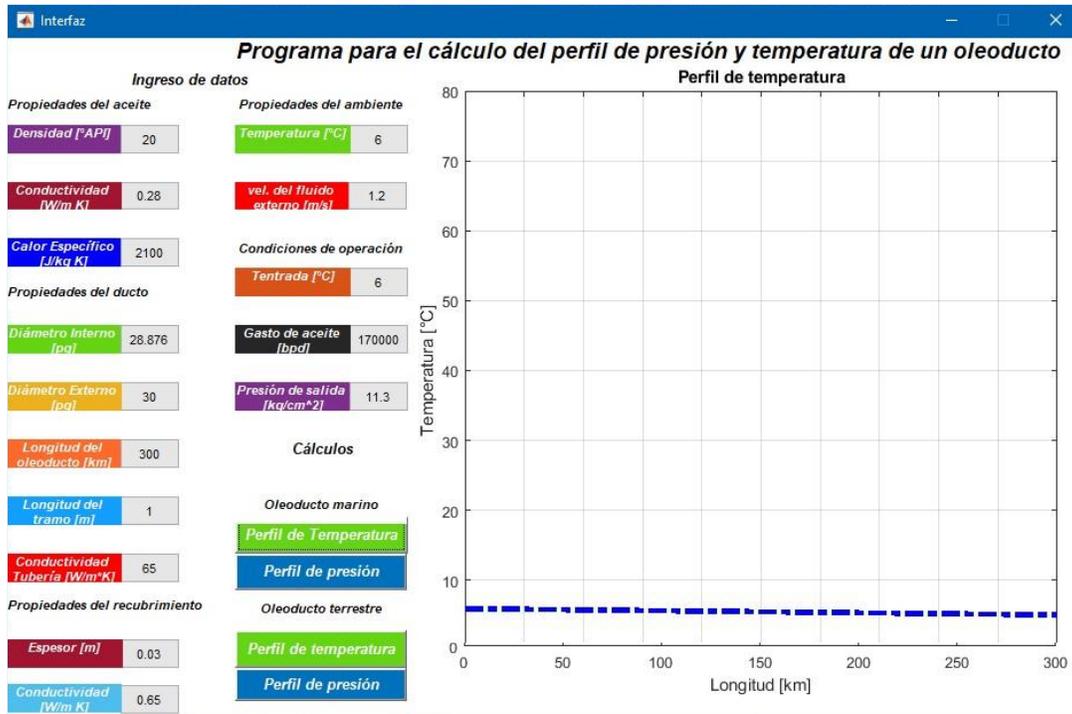


Figura 4.7 Tercer escenario: gasto de 170,000 [bpd] – longitud de 300 [km]. Temperatura de entrada igual a la del medio ambiente (6 [°C]).

Capítulo 5

Estudios paramétricos

En este capítulo se presenta un estudio paramétrico con variables selectas del sistema para identificar su efecto en los perfiles de presión y temperatura en oleoductos con convección interna y convección externa. Primeramente, se presenta el caso base de referencia. Posteriormente, se analizan los efectos de: gasto y densidad del petróleo, espesor y conductividad del recubrimiento, y las condiciones del medio externo (ducto marino o expuesto a la atmósfera). Las simulaciones se realizan en el programa de cómputo desarrollado en este trabajo.

5.1 Caso base

Los datos del sistema correspondientes al caso base se indican en la **Tabla 5.1**. Al respecto, cabe mencionar que se consideró un ducto marino horizontal con características y condiciones de operación similares a las de algunos oleoductos costa afuera en el país. Adicionalmente, se consideró que el petróleo es incompresible y que las propiedades térmicas de la tubería y su recubrimiento aislante son constantes. La temperatura del fondo marino se estableció en 4 [°C]. A continuación, se discuten los resultados obtenidos.

Tabla 5.1 Datos del caso base.

Parámetro	Valor	Unidad
Densidad del aceite	22	[°API]
Conductividad del aceite	0.25	[W/mK]
Calor específico del aceite	1900	[J/kgK]
Longitud del oleoducto	64	[km]
Diámetro interno de la tubería	34.876	[pg]
Diámetro externo de la tubería	36	[pg]
Conductividad de la tubería	50	[W/mK]
Espesor del recubrimiento	2	[cm]
Conductividad del recubrimiento	0.5	[W/mK]
Gasto volumétrico	500,000	[bpd]
Presión a la salida	10	[kg/cm ²]
Temperatura de entrada	40	[°C]
Temperatura del ambiente	4	[°C]
Velocidad del fluido externo	1	[m/s]

5.1.1 Resultados

El perfil de temperatura calculado para las condiciones del caso base se muestran en la **Figura 5.1**. Se observa que la temperatura del fluido disminuye desde 40 [°C] a la entrada hasta un valor de aproximadamente 17 [°C] al final del oleoducto. Esto se debe a que el fluido cede calor de manera radial hacia el fondo marino conforme avanza en el ducto.

Por otra parte, el perfil de presión correspondiente se presenta en la **Figura 5.2**. De acuerdo con esta figura, se requiere una presión de aproximadamente 32 [kg/cm²] a la entrada del oleoducto para llegar con 10 [kg/cm²] a la salida. Cabe destacar que el perfil es prácticamente lineal, lo cual puede explicarse a que el flujo es incompresible y la variación de la viscosidad con la temperatura no tuvo un efecto significativo sobre el gradiente de presión.

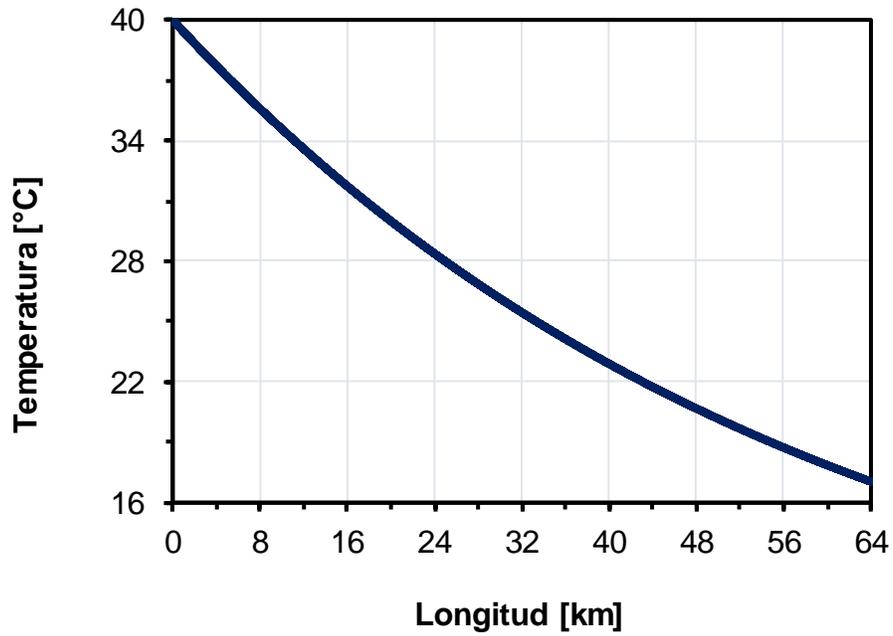


Figura 5.1 Perfil de temperatura para el caso base.

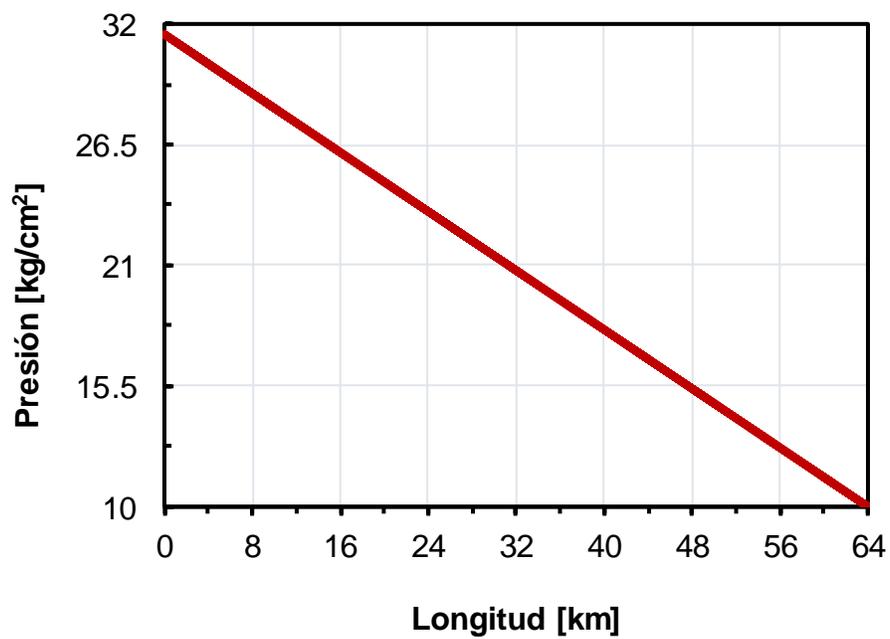


Figura 5.2 Perfil de presión para el caso base.

5.2 Efecto del gasto

En esta sección, se analiza el efecto del gasto del petróleo sobre los perfiles de presión y temperatura. Se consideraron valores de 100, 300, 500 y 700 [Mbpd]. En las **Figuras 5.3** y **5.4**, se muestran los perfiles de temperatura y presión obtenidos, respectivamente. El caso base (CB) corresponde a 500 [Mbpd].

De acuerdo con la **Figura 5.3**, el abatimiento de la temperatura del petróleo es más pronunciado conforme el gasto disminuye y, por lo tanto, llega con menor temperatura a la salida del ducto. En efecto, se advierte que la temperatura se reduce a menos de 10 [°C] cuando se transportan 100 [Mbpd], lo que representa una disminución de más de 30 [°C] desde la entrada. En este caso particular, es evidente que el ritmo de declinación de la temperatura es de tipo exponencial. A gastos menores, es de esperar que la temperatura tienda asintóticamente a la del fondo marino en algún punto dentro del ducto.

Por otra parte, se observa que, conforme se incrementa el gasto, el perfil tiende a hacerse lineal y la reducción de la temperatura disminuye. Así, cuando se transportan 700 [Mbpd], se reduce solo a 21 [°C] en la salida. Los resultados expuestos sugieren también, que el perfil de temperatura eventualmente ya no cambia de manera significativa si el gasto continúa incrementándose en un rango de valores grandes. Por ejemplo, la temperatura a la salida aumentó alrededor de 7 [°C] con el incremento del gasto desde 100 hasta 300 [Mbpd]. Con un mismo incremento de 200 [Mbpd], pero en este caso desde un valor inicial de 500 [Mbpd], la temperatura a la salida solo se incrementó en poco más de 4 [°C].

En la **Figura 5.4** se muestran los perfiles de presión correspondientes a los casos analizados. Se distingue que éstos siguen una tendencia inversa a los de la temperatura. De esta manera, entre mayor sea el gasto, mayor serán las pérdidas de la presión interna a lo largo del oleoducto. Para el gasto de 700 [Mbpd], la caída de presión es cercana a 35 [kg/cm²]. Por otro lado, es de apenas 2 [kg/cm²] cuando se transportan 100 [Mbpd].

Como resumen de los resultados obtenidos, primeramente debe observarse que la velocidad del petróleo aumenta y su tiempo de residencia en el ducto disminuye si el gasto se incrementa. De esta manera, las pérdidas de presión por la fricción aumentarán al incrementarse la velocidad. Por otra parte, al disminuir el tiempo de residencia, el petróleo cederá una menor cantidad de calor en su recorrido de un extremo a otro del ducto. Entre más rápido se mueva, menor será el intercambio de calor con sus alrededores y su temperatura a la salida no disminuirá significativamente.

Finalmente, es importante destacar que no es conveniente operar a bajos gastos ya que la temperatura del petróleo puede disminuir sustancialmente, lo cual puede ocasionar eventualmente la precipitación de sólidos orgánicos que serán difíciles de remover.

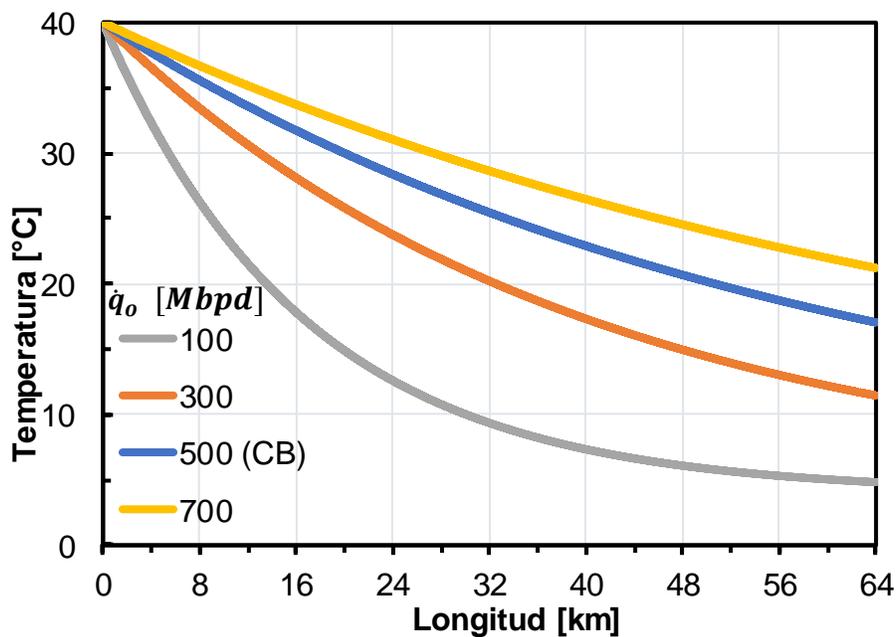


Figura 5.3 Perfiles de temperatura para distintos gastos.

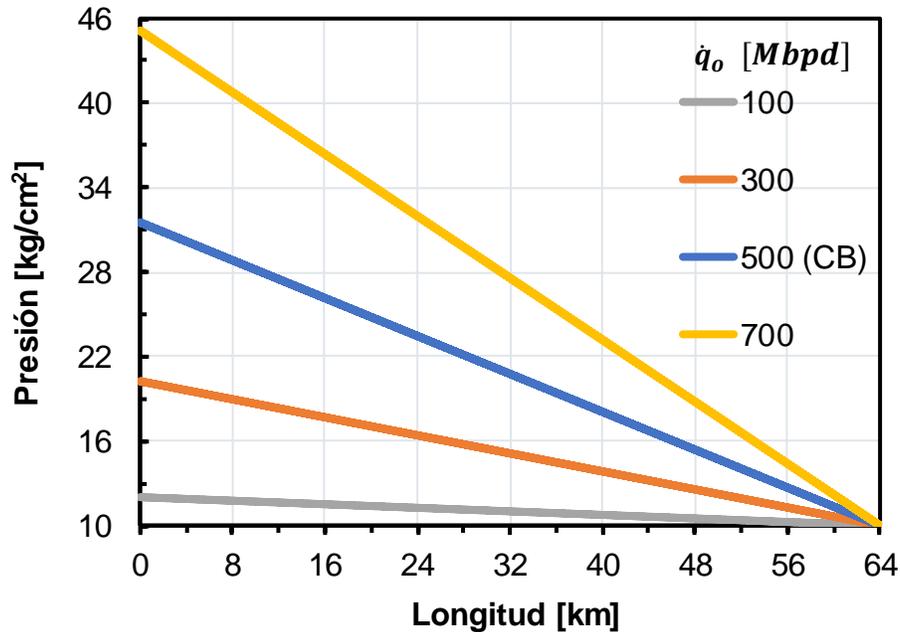


Figura 5.4 Perfiles de presión para distintos gastos.

5.3 Efecto de la densidad

Para analizar el efecto de la densidad del petróleo sobre los perfiles de presión y temperatura, se consideraron cuatro tipos de aceite crudo: Altamira - 15 [°API], Maya - 22 [°API], Istmo - 32 [°API] y Olmeca - 38 [°API]. En las Figuras 5.5 y 5.6, se muestran los perfiles calculados, respectivamente.

De acuerdo con la Figura 5.5, la temperatura disminuye conforme el aceite es más ligero. Sin embargo, como puede observarse, este efecto no es significativo, al menos para las condiciones analizadas.

Por otra parte, la Figura 5.6 indica que la caída de presión en el ducto puede incrementarse considerablemente conforme el aceite es más pesado. De esta manera, si la presión a la descarga se mantiene en 10 [kg/cm²], se requerirán 18, 21, 31 y 44 [kg/cm²] de presión a la entrada para transportar los crudos Olmeca, Istmo, Maya y Altamira respectivamente. Estos resultados pueden explicarse derivado a que el gradiente de presión por fricción es proporcional a la densidad y la viscosidad del aceite crudo aumenta entre más pesado es.

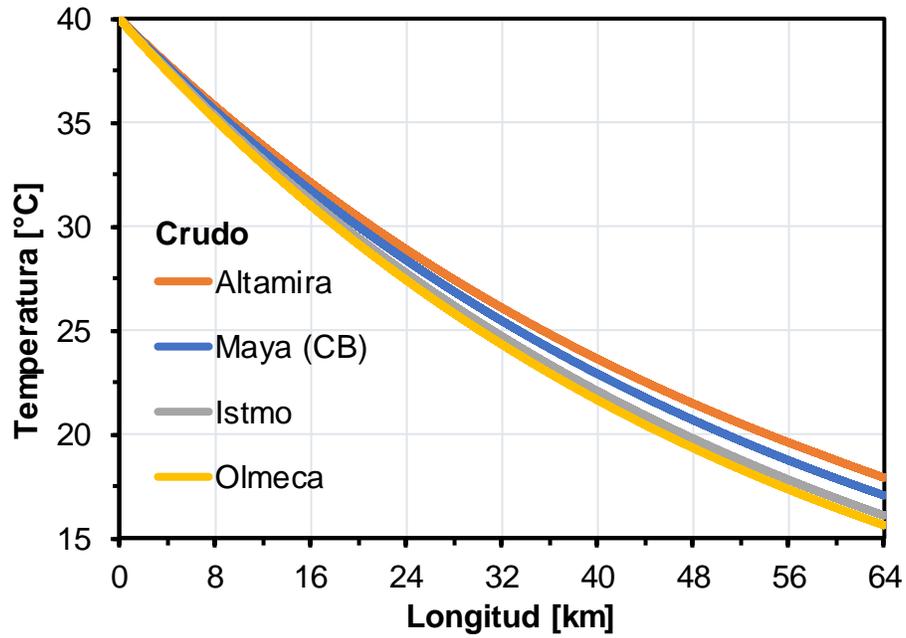


Figura 5.5 Perfiles de temperatura para distintos tipos de crudo.

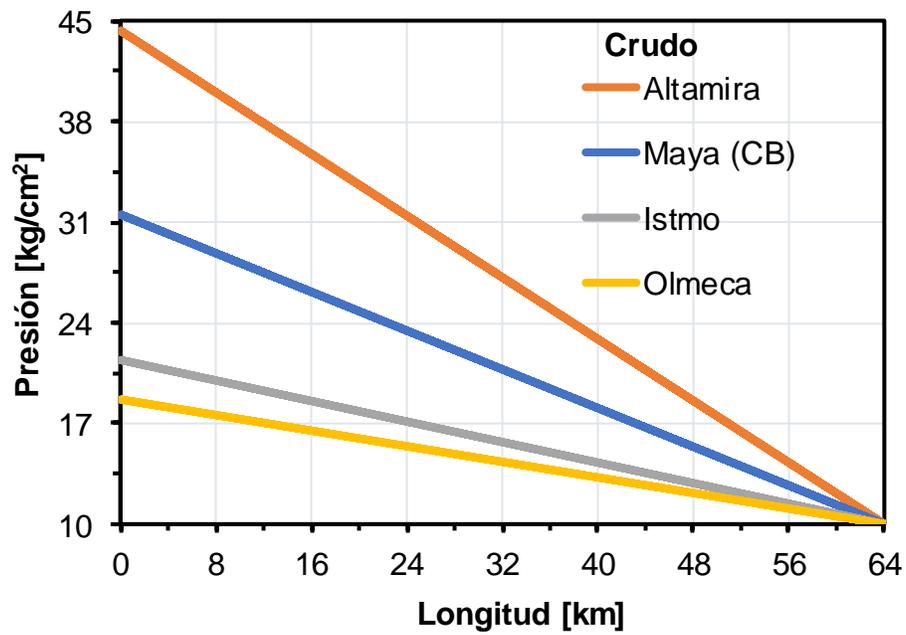


Figura 5.6 Perfiles de presión para distintos tipos de crudo.

5.4 Efecto del espesor del recubrimiento

Se realizaron simulaciones para determinar el efecto del espesor del recubrimiento sobre los perfiles de temperatura y presión en el oleoducto. Para tal efecto, se consideraron valores de 0.02, 0.05, 0.1 [m] y un caso sin recubrimiento. La conductividad del recubrimiento aislante se mantuvo constante en 0.5 [W/m K] y el gasto en 500 [Mbpd].

En la **Figura 5.7** se muestran los perfiles de temperatura obtenidos. Se observa que el petróleo llega con la menor temperatura a la salida, 14 [°C] para las condiciones de operación analizadas, cuando el ducto está en contacto directamente con el medio externo. Por otra parte, y como sugiere la intuición, los resultados confirman que la caída de temperatura del aceite en la tubería disminuye conforme aumenta el espesor del aislante térmico. Al comparar la temperatura a la salida, este efecto se hace más pronunciado conforme continúa aumentando este espesor. Referente a una aplicación de campo, deberá realizarse un estudio económico al respecto para identificar el valor apropiado de este parámetro por sus costos asociados.

En cuanto a los perfiles de presión calculados, en la **Figura 5.8** se presentan los resultados correspondientes. Similarmente al efecto en la temperatura, entre mayor es el espesor del recubrimiento, menor es la caída de presión en el ducto. En consecuencia, la mayor caída de presión ocurre cuando el oleoducto no cuenta con recubrimiento aislante. Este incremento en la caída de presión puede explicarse al considerar que la viscosidad del aceite crudo aumenta si su temperatura disminuye.

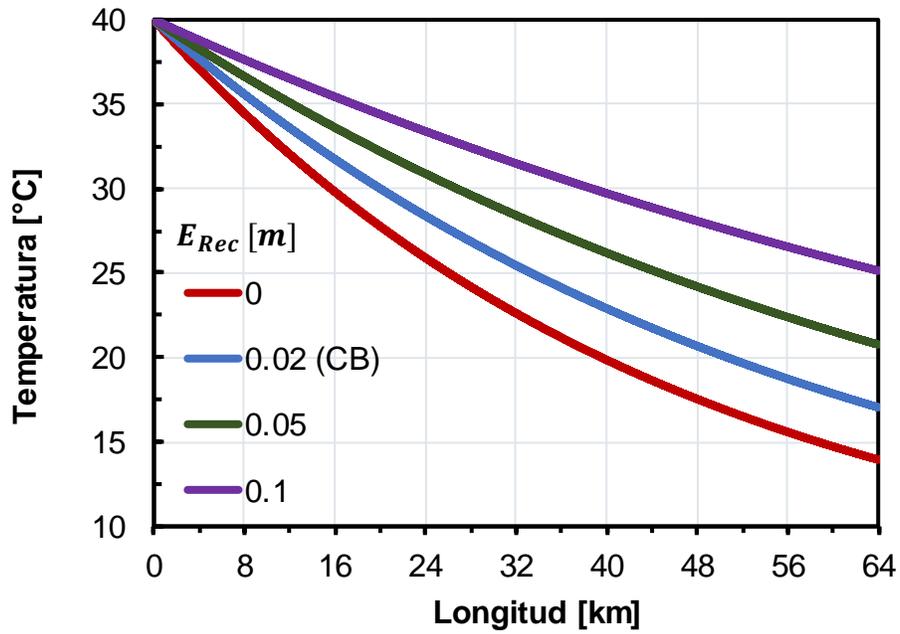


Figura 5.7 Perfiles de temperatura para distintos espesores de recubrimiento.

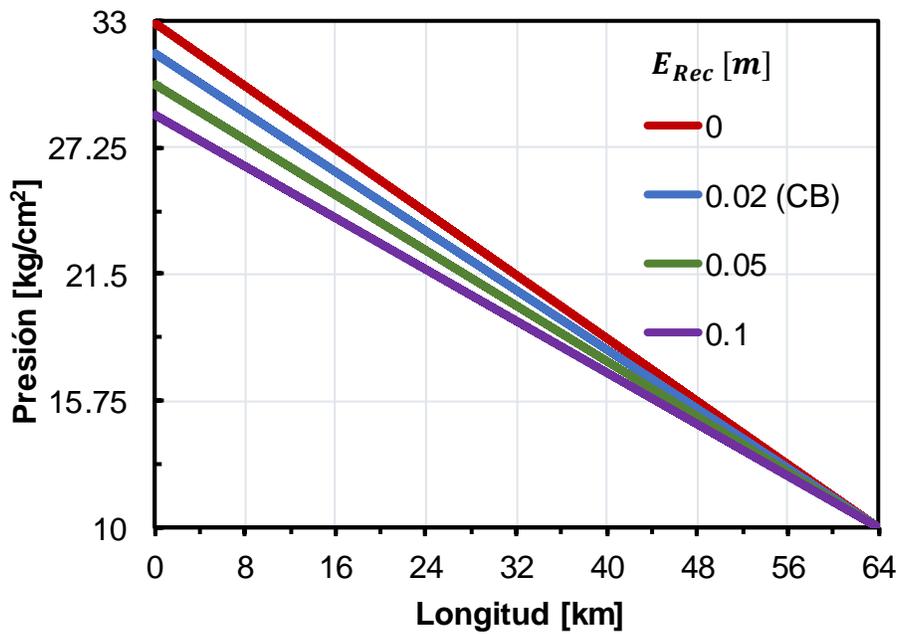


Figura 5.8 Perfiles de presión para distintos espesores de recubrimiento.

5.5 Efecto de la conductividad térmica del recubrimiento

Entre otros factores, la transferencia de calor en el sistema depende de la conductividad térmica del material utilizado como recubrimiento. Por lo tanto, se investigó su efecto sobre los perfiles de temperatura y presión. Se utilizaron valores típicos para aislantes térmicos utilizados en la industria: 0.5, 0.75, 1.25 y 2 [$W/m K$]. El espesor del recubrimiento se mantuvo constante en 0.02 [m] y el gasto en 500 [$Mbpd$].

Los perfiles de temperatura calculados se presentan en la **Figura 5.9**. Como es de esperar, el aceite conservará mejor su energía térmica y no perderá tanta temperatura si la conductividad del recubrimiento disminuye. Ahora bien, para los casos analizados, este efecto es relativamente pequeño ya que la temperatura a la salida varió apenas 2 [$^{\circ}C$] con las conductividades de 0.5 y 2 [$W/m K$]. De continuar incrementando la conductividad del aislante, las tendencias de los resultados indican que el perfil de temperatura tenderá a converger al caso cuando el ducto está expuesto directamente al medio externo (**Figura 5.7**).

En la **Figura 5.10** se muestran los perfiles de presión calculados. De acuerdo con la figura, el incremento de la conductividad del recubrimiento en el rango de valores analizado no tiene un efecto significativo en el perfil de la presión. Asimismo, y de manera consistente con los perfiles de temperatura respectivos, el efecto es que la caída de presión aumenta si la conductividad del aislante se incrementa.

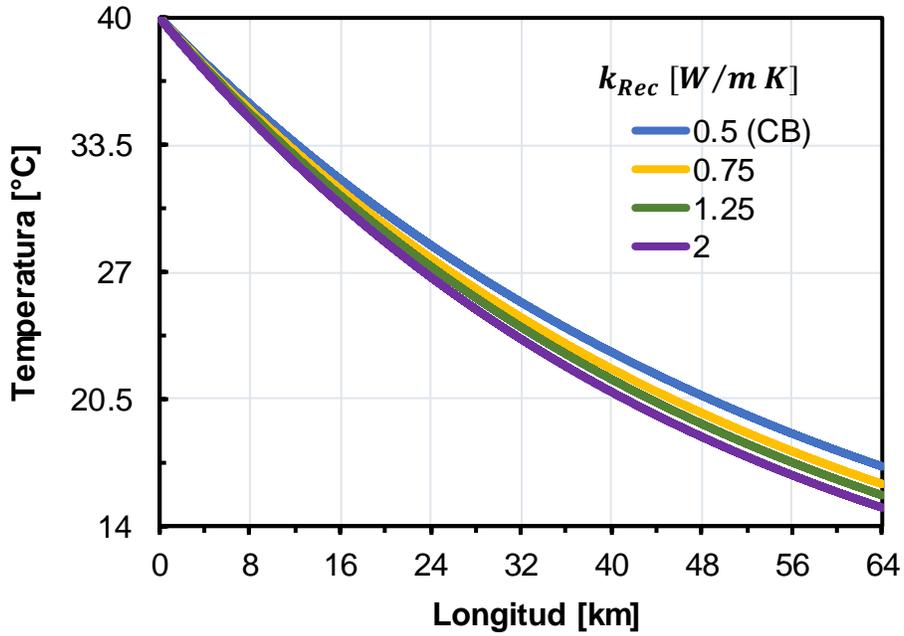


Figura 5.9 Perfiles de temperatura para distintas conductividades térmicas de recubrimiento.

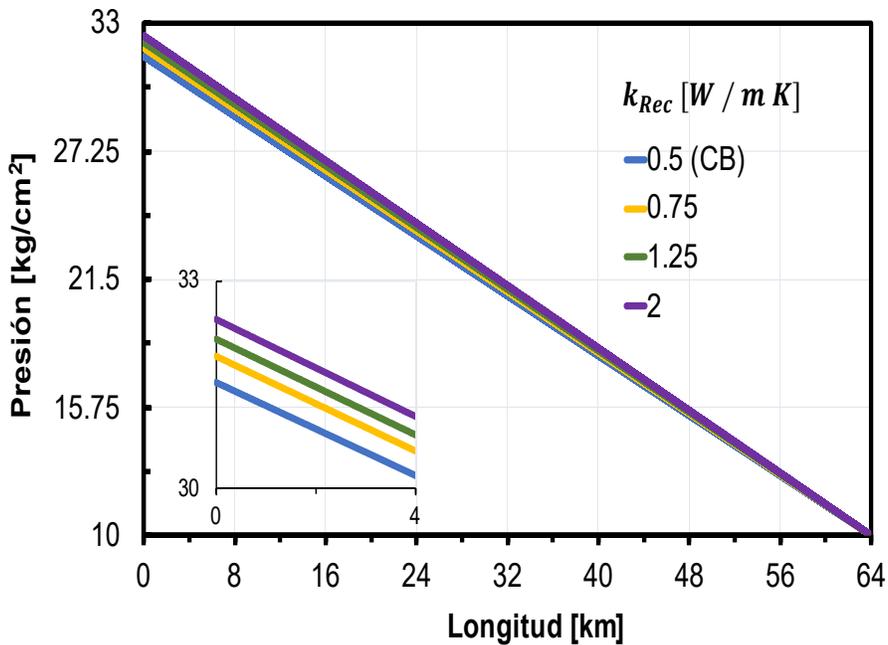


Figura 5.10 Perfiles de presión para distintas conductividades térmicas de recubrimiento.

5.6 Efecto del medio externo

Como parte final del estudio paramétrico realizado, se analizó el efecto del tipo y velocidad del fluido en el medio ambiente al cual se encuentra expuesto el ducto, sobre los perfiles de temperatura y presión del petróleo transportado en su interior. En una primera instancia, y como en las secciones previas, se considera que el ducto es marino. Posteriormente, se simulan las condiciones de un ducto terrestre en contacto con el aire atmosférico. En ambos casos, la velocidad de la corriente de fluido se utiliza como variable de sensibilidad. Los resultados obtenidos se discuten en las secciones siguientes.

5.6.1 Ducto marino (caso base)

En la **Tabla 5.2** se indican las propiedades y velocidades de la corriente marina consideradas en el análisis. Cabe destacar que se consideró que el oleoducto tiene un recubrimiento aislante de 0.02 [m] de espesor y 0.5 [W/m K] de conductividad térmica.

Tabla 5.2 Propiedades y velocidad de la corriente marina.

Propiedades	Valores	Unidades
Temperatura	4	[°C]
Velocidad	0.05, 0.1, 0.25, 0.5, 1 y 2	[m/s]
Densidad	1 075.84	[kg/m ³]
Conductividad térmica	0.59	[W/m K]

En la **Figura 5.11** se presentan los perfiles de temperatura calculados. Como es de esperar con la convección externa forzada, el aceite perderá mayor temperatura conforme se aumente la velocidad de la corriente del medio externo. Analizando los resultados obtenidos, se confirma lo dicho anteriormente. Se advierte que, al comparar los valores de temperatura a la salida, es interesante notar que este efecto disminuye progresivamente y que se requerirán cambios de velocidad cada vez más grandes para una misma diferencia de temperatura a la salida.

Por ejemplo, al duplicar la velocidad de 0.05 a 0.1 $[m/s]$, la diferencia de temperatura a la descarga es de 1.6 $[^{\circ}C]$. Por otra parte, al incrementarla de 0.5 a 1 $[m/s]$, la diferencia es de 1.5 $[^{\circ}C]$ y, al pasar de 1 a 2 $[m/s]$, se obtienen 1.2 $[^{\circ}C]$.

Los perfiles de presión correspondientes a los distintos escenarios se muestran en la **Figura 5.12**. De acuerdo con la figura, la velocidad de la corriente marina no tiene un efecto significativo en la caída de presión en el rango de valores considerados en el estudio, aunque ésta crece conforme la velocidad aumenta. Esto se atribuye a que el aceite pierde un poco más de calor cada vez y, en consecuencia, su viscosidad aumenta y se requiere mayor presión a la entrada. En los casos analizados, la caída de presión es de entre 19 y 22 $[kg/cm^2]$, con presiones a la entrada de 29 a 32 $[kg/cm^2]$.

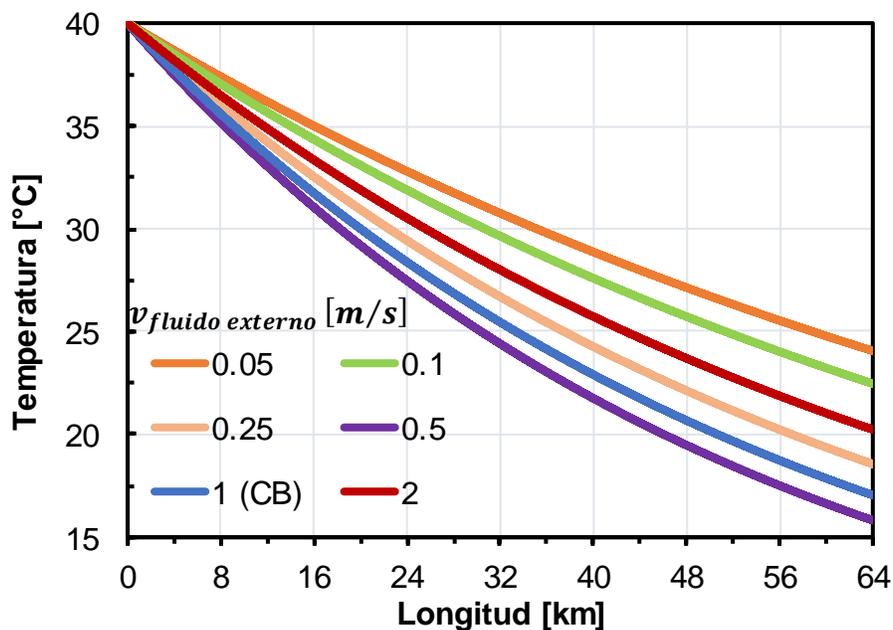


Figura 5.11 Perfiles de temperatura para distintas velocidades de la corriente marina.

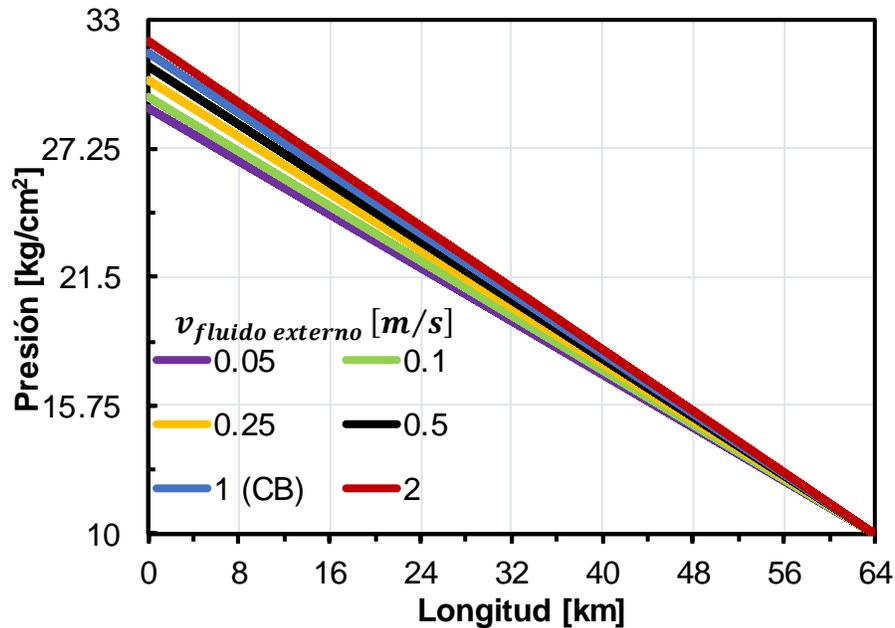


Figura 5.12 Perfiles de presión para distintas velocidades de la corriente marina.

5.6.2 Ducto terrestre expuesto a la atmósfera

En el siguiente análisis se considera que el oleoducto es terrestre, que no cuenta con recubrimiento aislante y que está expuesto directamente a la atmósfera. En la **Tabla 5.3** se indican las propiedades del aire y los valores de velocidad del viento.

Tabla 5.3 Propiedades del aire y velocidad del viento.

Propiedades	Valores	Unidades
Temperatura del medio ambiente	20	[°C]
Velocidad del viento	5, 10, 25, 50 y 100	[km/hr]
Densidad del aire	1.204	[kg/m ³]
Conductividad térmica del aire	0.025	[W/m K]

Los perfiles de temperatura calculados se muestran en la **Figura 5.13**. Se observa que la caída de temperatura será mayor entre mayor sea la velocidad del viento. Es importante notar que, al ser un medio ambiente más cálido en comparación con el

fondo marino, la temperatura disminuye relativamente poco en este caso. Aun con la velocidad del viento de 100 [km/hr], la temperatura del aceite disminuye aproximadamente solo 12 [°C] para las condiciones de operación analizadas. Como en el caso del ducto marino, el efecto de la reducción de la temperatura con el incremento de la velocidad de la corriente disminuye progresivamente.

En la **Figura 5.14** se muestran los perfiles de presión correspondientes. Nuevamente, como en el caso del oleoducto marino, la velocidad del viento no tiene un efecto significativo en la caída de presión, aunque ésta aumenta conforme el viento se desplaza a mayor velocidad.

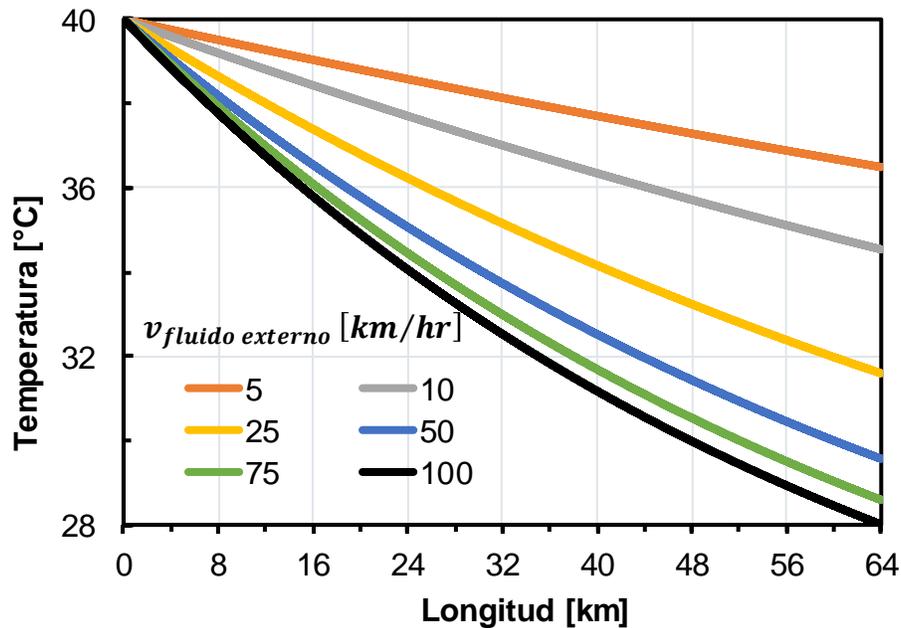


Figura 5.13 Perfiles de temperatura para distintas velocidades del viento

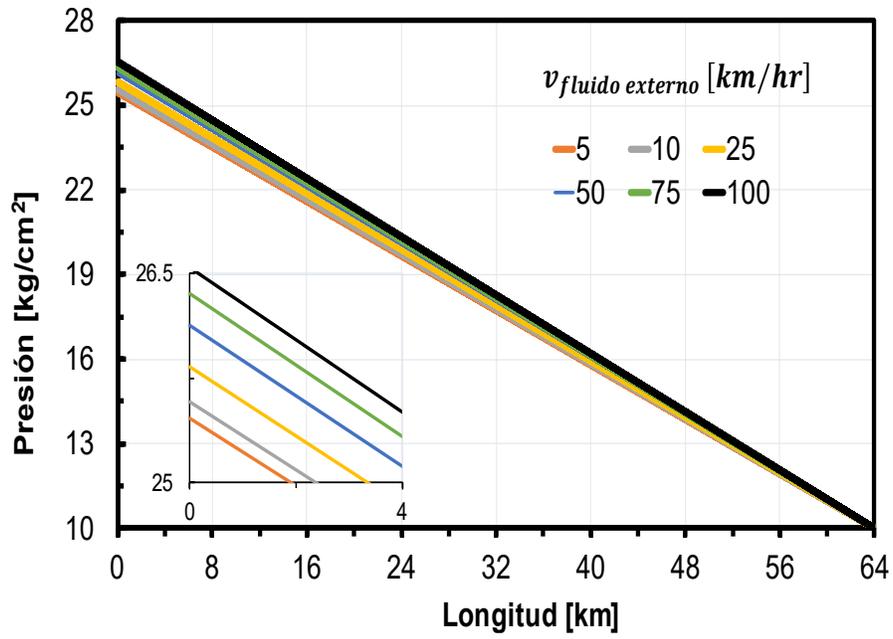


Figura 5.14 Perfiles de presión para distintas velocidades del viento.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

- ❖ Se realizó una revisión de antecedentes relacionados con las propiedades termodinámicas de los fluidos, el flujo monofásico en tuberías y la transferencia de calor. De manera detallada, se describió el mecanismo de transferencia de calor por convección y se abordaron los conceptos de capa límite hidrodinámica y capa límite térmica. Adicionalmente, se documentaron correlaciones empíricas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interna y convección externa en ductos.
- ❖ A partir de balances de materia, cantidad de movimiento y energía, se desarrolló un modelo matemático para calcular perfiles de presión y temperatura en un oleoducto expuesto a la transferencia de calor por convección interna y convección externa.
- ❖ Se generó un programa computacional en el entorno de *MATLAB* para resolver el sistema de ecuaciones que conforman el modelo matemático. El programa cuenta con una interfaz gráfica amigable con el usuario que permite calcular los perfiles de presión y temperatura en oleoductos marinos y terrestres expuestos a la atmósfera.
- ❖ Se realizaron estudios paramétricos con variables selectas del sistema para analizar su efecto en los perfiles de presión y temperatura en un oleoducto típico en instalaciones costa afuera. Se obtuvieron los siguientes resultados:
 - a) El gasto del aceite constituye la variable de mayor impacto en la transferencia de calor y en las caídas de presión. Así, conforme el gasto aumenta, la caída de temperatura disminuye debido a que su tiempo de residencia en el ducto se reduce. Este efecto disminuye progresivamente si el gasto continúa incrementándose. En cuanto a

las caídas de presión, éstas aumentan conforme el gasto se incrementa debido a la fricción.

- b) La densidad del petróleo no constituye una variable de gran impacto en la transferencia de calor. En cualquier caso, la temperatura disminuye conforme el aceite es más ligero (mayor densidad API). Por otra parte, la densidad sí puede tener un efecto importante en la caída de presión. Así, para un mismo gasto, se requerirá una mayor presión a la entrada para transportar un crudo más pesado.
- c) El espesor y la conductividad térmica del recubrimiento del oleoducto son parámetros importantes para evitar que el aceite no pierda demasiado calor en su recorrido, particularmente en sistemas costa afuera. Los resultados obtenidos confirmaron que la caída de temperatura del aceite en la tubería disminuye conforme aumenta el espesor del aislante térmico.
- d) Por otra parte, la conductividad térmica del recubrimiento no tuvo un efecto significativo sobre los perfiles de temperatura, al menos en el rango de valores típicos considerado para materiales aislantes utilizados en la industria. De cualquier manera, el aceite perderá más temperatura entre mayor sea la conductividad térmica del aislante.
- e) Para las condiciones de operación analizadas, tanto el espesor como la conductividad térmica del recubrimiento no tuvieron un efecto importante sobre las caídas de presión en el ducto. En todos los casos, la caída de presión aumenta si la temperatura disminuye.
- f) En cuanto a las propiedades del medio ambiente externo, se consideraron dos casos: un oleoducto marino y uno terrestre expuesto al viento. En ambos, se confirmó que el aceite cede más calor entre mayor es la velocidad de la corriente externa, lo cual es físicamente consistente al tratarse de un proceso de transferencia de calor por convección forzada. Considerando las condiciones de temperatura

imperantes en cada medio, se verificó que las caídas de temperatura más importantes ocurren en los sistemas costa afuera. Por otra parte, las velocidades características en cada medio no tuvieron un efecto significativo en las caídas de presión.

Recomendaciones

- Para el análisis de la convección externa, incorporar modelos hidrodinámicos más completos, así como la variación de la temperatura en distintas épocas del año.
- Formular un modelo matemático aplicable a flujo compresible similar al presentado en este trabajo e implementarlo como un módulo adicional en el programa de cómputo desarrollado.
- Complementar los estudios paramétricos realizados con otras variables de interés no exploradas en este trabajo.

Referencias bibliográficas

1. Alves, I. N., Alhanati, F. J. S., y Ovadia Shoham. (1992) *A Unified Model for Predicting Flowing Temperature Distribution in Wellbores and Pipelines*. SPE Prod Eng 7: pp. 363–367.
doi: <https://doi-org.pbidi.unam.mx:2443/10.2118/20632-PA>
2. Beal, C. (1946) *The viscosity of Air, Water, Natural Gas, Crude Oils and Its Associated Gases at Oil Field Temperatures and Pressures*. AIME 165, pp. 94.
3. Beggs, H.D. & Robinson, J.R. (1975) *Estimating the Viscosity of Crude Oil Systems*. JPT, 1140.
4. Blasius. (1908) *The Boundary Layers in Fluids with Little Friction*, Z. Math. Phys., 56, 1, pp. 1-37
5. Brill, J. y Mukherjee, H. (1999). *Multiphase Flow in Wells*. 1ra Edición, SPE inc. Texas, USA.
6. Cengel, Y. & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de los Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. 1ra Edición. McGraw-Hill Interamericana, México.
7. Chand, J. y Vir, D. (1979) *Natural convection heat transfer from horizontal cylinders*, J.Chem. Eng. Jpn. 12 (3), pp. 242–247.
8. Churchill, S. y Bernstein, M. (1977) *A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow*, Journal of Heat Transfer 99, pp. 300-306.
9. Churchill, S., y Chu, H. (1975) *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder*, Int. J. Heat Mass Transf. 18 (9), pp. 1049–1053.
10. Colebrook, C.F. (1939). *Turbulent Flow in Pipes with particular reference to the transition región between the smooth and rough pipe laws*. J. Inst. Civil Eng. 11, pp. 133.
11. Cuatli, M. (2005). *Propiedades de los fluidos petroleros y aplicaciones*. Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, México.

12. Dittus, F. y Boelter, L.(1930) *Publications on Engineering* 2 (1930), p. 433.
University of California
13. Drew, T.B., Koo, E.C. & McAdams, W.H. AIChE (1930) 28, pp. 56.
14. Edwards, D., Denny, V. y Mills, A. (1979) *Transfer Processes*, 2a. ed.,
Washington, DC: Hemisphere.
15. El-Sayed A. Osman. (2001). *Flow Regimes and Liquid Holdup in Horizontal
Multiphase Flow*. Bahrain. SPE.
16. Enríquez, D. (2005) *Análisis y cálculos térmicos para una planta
desalinizadora de agua de mar utilizando como fuente de energía los gases
de una turbina*. Recuperado de:
<http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/5336>
17. Fand, R., Morris, E. y Lum, M. (1977) *Natural convection heat transfer from
horizontal cylinders to air, water and silicone oils for rayleigh numbers
between 3×10^2 and 2×10^7* . International Journal of Heat and Mass
Transfer, Volume 20, Issue 11, pp. 1173-1184, ISSN 0017-9310,
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(77\)90126-0](https://doi.org/10.1016/0017-9310(77)90126-0).
18. Gaskell David R. (1995) *Introduction to the Thermodynamics of Materials*. 4th
Edition.
19. Glaso, O. (1980) *Generalized Pressure – Volumen – Temperature
Correlations*. JPT. 785; AIME, 269.
20. Goldstein, R., Madanan, U. y Kuehn, T. (2019) *Simplified correlations for free
convection from a horizontal isothermal cylinder*. Applied Thermal
Engineering, Volume 161, 2019, 113832, ISSN 1359-4311,
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113832>.
21. Gómez, M. (2003) *Hidrodesulfurización de gasóleos del crudo Maya II*. Tesis
Escuela de Ingeniería, Universidad de las Américas Puebla, México.
Recuperado de:
http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/leip/gomez_s_mi/
22. González, A. (2002). *Estudio del comportamiento volumétrico y
Composicional de Fluidos de Yacimientos*. Tesis, Universidad Nacional

Autónoma de México. Recuperado de:
<http://132.248.9.195/ppt2002/0307512/0307512.pdf>

23. Gunt Hamburg. (). *Flujo estacionario: Fundamentos del flujo estacionario*. Recuperado de: https://www.gunt.de/images/download/flow-in-pipes-and-fittings_spanish.pdf
24. Incropera, F., Dewitt, D., Bergam, T. & Lavine, A. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6th Edition.
25. Jimenez, C. (2017). *Transferencia de calor*. Escuela de física, Instituto Tecnológico de Física. Recuperado de: <https://repositoriotec.tec.ac.cr/>
26. Kartootmodjo, T. & Schmidt, Z. (1991) *New Correlations for Crude Oil Physical Properties*. SPE paper 23556. Richardson, Texas.
27. Kuehn, T., y Goldstein, R. (1976) *Correlating equations for natural convection heat transfer between horizontal circular cylinders*, Int. J. Heat Mass Transf. 19 (10), pp. 1127–1134.
28. Marú, M. (2004) *Determinación de coeficientes convectivos de transferencia de calor natural y forzada para aletas radiales en agua y agua de mar*. Recuperado de:
http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/leia/maru_j_ms/
29. Mikheyeva, M. (1968). *Fundamentals of Heat Transfer*, p. 79. Peace, Moscow.
30. Moody, L.F. *Friction factors for pipe flow*. ASIME (1944) 66, N° 8, 671.
31. Morgan, V. (1975) *The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders*, Adv. Heat Transf. 11, pp. 199–264.
32. Morgan, V. (1997) *Heat transfer by natural convection from a horizontal circular cylinder in air*. Heat Transfer Eng. 18. pp. 25-33 (<https://doi.org/10.1080/01457639708939887>)
33. Olmos, M. (2020). *Modelo Termo-hidrodinámico para la inyección de vapor en pozos petroleros*. Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México. Recuperado de: <https://tesiunam.dgb.unam.mx/>

34. Petukhov, B. (1970) *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties*, en *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, T. F. Irvine y J. P. Hartnett (eds.), Nueva York: Academic Press, 1970.
35. Petukhov, B. y Roizen, L. (1964) *Generalized Relationships for Heat Transfer in a Turbulent Flow of Gas in Tubes of Annular Section*, *High Temperature (URSS)* 2, pp. 65-68.
36. Raithby, G. y Hollands, K. (1976) *Laminar and turbulent free convection from elliptic cylinders with a vertical plate and horizontal circular cylinder as special cases*, *J. Heat Transf.* 98 (1), pp. 72–80.
37. Yunus. A. Cengel, Afshin J. Ghajar. (2011). *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones*. 4ta Edición. McGraw – Hill, México.
38. Zigrang, D.J. & Sylvester, N.D. (1985) *A review of explicit friction factor equations*. *J. Energy Res. Tech.* 107, 280.
39. Zukauskas, A. (1972) *Convection Heat Transfer in Cross Flow*, en *Advances in Heat Transfer*, J. P. Hartnett y T. F. Irvine, Jr. (eds.), Nueva York: Academic Press, vol. 8, pp. 93-106.