



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA EN CIENCIAS DE LA TIERRA

**“PERFILES DE TEMPERATURA EN SISTEMAS DE
EXPLOTACIÓN DE HIDROCARBUROS”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO PETROLERO

P R E S E N T A:

RICARDO SERRANO ALQUICIRA

DIRECTORA DE TESIS:

ING. MARÍA ISABEL VILLEGAS JAVIER



CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO D.F., JUNIO 2008



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.

A mi madre
María Antonieta

“...recuerda que cada (tic-tac) es un segundo de la vida que pasa, huye y no se repite. Y hay en ella tanta intensidad, tanto interés, que sólo es el problema de saberla vivir. Que cada uno lo resuelva como pueda.”

Frida Kahlo

“Puedes correr para lograr el éxito, más y más rápido, pero el tiempo sabiamente se encargará de decirte que ese momento ha llegado...”

Ricardo Serrano Alquicira

“Haz de tu vida un papalote, pero que vuele tan alto y tan lejos como un cohete espacial, pues el universo es el límite...”

Ricardo Serrano Alquicira

AGRADECIMIENTOS

A ti Dios, por darme la oportunidad de existir y por estar ahí en los momentos en que me sentía solo, espero que nunca dejes de hacerlo y me bendigas todos los días con inteligencia y sabiduría, para continuar mi camino en la felicidad. Te amo.

A mi alma máter Universidad Nacional Autónoma de México, por su gran generosidad y apoyo en el estudio de mi carrera de Ingeniero Petrolero, para mí es la mejor universidad del mundo.

A ti madre, María Antonieta Lilia Alquicira González, por todo tu amor, ejemplo, apoyo y cariño en todos los momentos de mi vida. Gracias mamá. Te amo y te admiro.

A ti padre, Ricardo Serrano Gutiérrez, por tus enseñanzas.

A ti hermano Marco Antonio, por soportar mi manera de ser y por ser mi mejor amigo, sabes que te amo y estaré contigo para apoyarte en cualquier dificultad y logro que tengas.

A ti Mitzi, mi hermanita de quien espero sea la mejor en todo lo que haga; tu puedes lograr todo lo que te propongas simplemente con imaginarlo. Te amo.

A ti Karin, amor de mi vida, por tu amor incondicional y por enseñarme a que el tiempo es quien nos dice cuando ha llegado nuestra oportunidad para triunfar.

A la familia Castro Alquicira (Genaro, Irma, Zai, Dan y Diego), por creer en mi y amarme tanto como yo a ustedes, creo que no los he decepcionado.

A la familia Basurto Gutiérrez (Arturo, Leo, Brenda y Karis), por los buenos momentos que hemos pasado juntos, son unas personas sensacionales, pero sobre todo unos seres muy bondadosos.

Al Ing. Gerardo Lobato Barradas por guiarme en el desarrollo de esta tesis, pero principalmente por su tiempo y sencillez.

A la Ing. María Isabel Villegas Javier por su amistad y por querer ser mi directora de Tesis; la aprecio mucho.

A mis profesores y maestros de escuela y vida que me han forjado con su enseñanza y ejemplo; han sido pieza fundamental en mi persona.

A todos mis amigos, algunos desde la infancia, otros de la secundaria, preparatoria y universidad (Walter, Paqo, John, Ixchel, Irene, Lulú, Laura, Ely, Hipacti, Jessica, Sabido, Hugo, José Ángel, Esther, Mikol, Omar, Pablo, Paula, Rodrigo Sepúlveda, Carlos Cuauhtli, Daniel Mendoza, Juan Contreras, Miguel Ángel y Rigoberto Feria, Erick Varela) y también a todos los amigos que hago cada día y me brindan su amistad.

*Les Agradezco Infinitamente.
Ricardo Serrano Alquicira*

ÍNDICE

	Página
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
Mecanismos de Transferencia de Calor	4
I.1 Transferencia de Calor por Conducción	4
I.1.1 Conducción de Calor a través de Paredes Compuestas:	
Suma de Resistencias	7
I.2 Transferencia de Calor por Convección.....	11
I.2.1 Convección Forzada	11
I.2.2 Convección Libre.....	13
I.3 Transferencia de Calor por Difusión.....	15
I.3.1 Definición del Coeficiente de Transmisión de Calor	15
I.4 Transferencia de Calor por Radiación.....	19
I.5 Efecto Joule-Thomson.....	20
I.5.1 Coeficiente Joule-Thomson	20
I.5.2 Influencia en la temperatura durante el flujo	21
Nomenclatura del Capítulo I.....	22
CAPÍTULO II	
Temperatura en el Yacimiento	23
II.1 Método de Kabir	24
II.1.1 Ejemplo de Campo.....	24
II.2 Método de Carlson	26
II.2.1 Ejemplo de Campo.....	28
II.3 Análisis de un Campo	28
II.4 Discusión de Resultados	34
Nomenclatura del Capítulo II	35

CAPÍTULO III

Perfil de Temperatura en Pozos	36
III.1 Método de Ramey.....	36
III.2 Método de Alves et al.....	39
III.2.1 Aproximación para Modelos de Aceite Negro.....	40
III.3 Método de Rajiv Sagar et al.....	43
III.3.1 Flujo por TR.....	45
III.3.2 Flujo por Espacio Anular	45
III.4 Método de Hasan - Kabir	46
III.4.1 Flujo Gas / Líquido en Pozos Productores	46
III.4.2 Temperatura de los Fluidos en Pozos Fluyentes	47
III.5 Método de Hagoort.....	48
III.6 Ejemplos del Capítulo	49
III.6.1 Modelo de Ramey	50
III.6.2 Modelo de Alves	53
III.6.3 Modelo de Rajiv – Sagar	57
III.6.4 Modelo de Hasan – Kabir	60
Nomenclatura del Capítulo III	62

CAPÍTULO IV

Perfil de Temperatura en Ductos de Recolección y Transporte	65
IV.1 Modelo de Boyun et al.	65
IV.2 Modelo de Alves et al.	67
IV.2.1 Aproximación para Modelos de Aceite Negro	68
IV.3 Modelo de Hasan - Kabir.	69
Nomenclatura del Capítulo IV	70

CAPÍTULO V

Transferencia de Calor en Régimen Variable	72
V.1 Modelo de Boyun et al.	72
IV.1.1 Temperatura Variable Durante la Puesta en Operación	72
IV.1.2 Temperatura Variable Durante el Cambio de Gasto	73

V.2 Modelo de Fairuzov et al.	75
V.2.1 Modelo Hidrodinámico	75
V.2.2 Modelo Térmico	76
V.2.2.1 Condiciones Iniciales y de Frontera	77
Nomenclatura del Capítulo V	80
Conclusiones	81
Bibliografía	83

Introducción

En todo el sistema de explotación de hidrocarburos, los fluidos extraídos sufren continuas variaciones en sus condiciones de presión y temperatura. Originalmente los hidrocarburos se encuentran a ciertas condiciones de temperatura y presión dentro del yacimiento. Durante su viaje a través del medio poroso hasta el interior del pozo, los hidrocarburos experimentan cambios no sólo en la presión, sino también en su temperatura. Hay que recordar que el estado físico de una mezcla de hidrocarburos es función de su composición, presión y temperatura a la que está sujeta. En la literatura se pueden encontrar un sinnúmero de artículos técnicos enfocados a calcular la variación de la presión de una mezcla de hidrocarburos durante su transporte en el medio poroso, tuberías y estranguladores. Respecto a la temperatura, este no es el caso. Los trabajos publicados para predecir esta variable son relativamente escasos.

Existen campos de gas y condensado en México, cuya mezcla de hidrocarburos a condiciones de yacimiento se ha determinado que se encuentra en el punto crítico. Distintos análisis muestran distintos resultados. Algunos determinan que la mezcla es de aceite volátil, no de gas y condensado. La definición entre uno y otro impacta directamente en el volumen de la reserva a recuperar y por ende en el esquema de explotación del campo. Un valor preciso de la temperatura del yacimiento reduciría la incertidumbre en la determinación de las condiciones de análisis para este tipo de muestras. Normalmente el valor de temperatura utilizado es un dato extraído de la última lectura de alguna prueba de incremento de presión. Como veremos más adelante, este no es el valor verdadero de la temperatura del yacimiento.

La predicción de la temperatura de los fluidos que llegan a un separador impacta directamente en el diseño del proceso de separación y estabilización de crudo. Esta temperatura depende de enfriamiento o calentamiento que sufra la mezcla al pasar por la tubería de producción, estrangulador y red de recolección. Un proceso de separación y estabilización de crudo se diseña tomando en cuenta que la mezcla a tratar llega a cierta temperatura. A partir de las condiciones de separación (presión y temperatura) se

diseñan los equipos auxiliares de calentamiento, deshidratación, uso de solventes, aditivos, etc. Si la temperatura estimada no es la correcta, el proceso diseñado será ineficiente. Es posible que la capacidad de compresión diseñada no sea suficiente o bien sea demasiado holgada. Es posible que la capacidad de las vasijas de deshidratación sufra el mismo efecto, entre algunos ejemplos. Como resultado, si el proceso diseñado no tiene la capacidad suficiente para procesar el volumen de la mezcla producida, se tendrán que realizar nuevas inversiones para adecuar el proceso. Por el contrario, si el proceso queda demasiado holgado, se habrá gastado dinero en exceso, incrementando inútilmente la inversión inicial del proyecto, los costos de operación y de mantenimiento. En ambos casos hay pérdidas económicas.

En los últimos años, con el desarrollo de campos en aguas profundas, se ha utilizado una práctica denominada “Aseguramiento de flujo” (Flow Assurance en inglés). El aseguramiento de flujo es simplemente “estar seguro de que bajo cualquier escenario operativo, las líneas submarinas que conducen las mezclas de hidrocarburos estarán en condiciones de no taponarse y fluir”. El taponamiento de una de estas líneas detendría la explotación de los campos, con la consecuente pérdida económica. No es rentable bajar a reparar una línea a mil metros de profundidad, en el lecho marino. Los estudios de aseguramiento de flujo se basan principalmente en determinar la temperatura a la cual va a fluir la mezcla de hidrocarburos y si bajo estas condiciones se presentarán depósitos de parafinas o asfaltenos. Otro de los escenarios importantes es el de paro de flujo. En este caso es primordial determinar a que ritmo la mezcla en el interior del ducto se enfriará, en cuanto tiempo comenzarán a depositarse parafinas, qué tipo de aislamiento es requerido para reducir el ritmo de enfriamiento o si se requiere algún sistema de calentamiento para diluir los depósitos y operar la línea de nuevo.

Estas son algunas de las aplicaciones que se basan en la predicción de la temperatura de las mezclas de hidrocarburos en el trayecto de explotación de los hidrocarburos. Por ello es importante que el ingeniero que realiza diseños, estudios o análisis relacionados con el transporte y procesamiento de estas mezclas, comprenda la importancia de una estimación correcta de la temperatura.

Ocurre con mucha frecuencia que ingenieros con poca experiencia enfocan sus análisis a estimar únicamente las variaciones de presión en el sistema de explotación, dejando que el software realice el cálculo de la temperatura con los parámetros predeterminados.

Este trabajo de tesis tiene la intención de mostrar la importancia y la aplicación de los modelos de transferencia de calor, para calcular la temperatura de las mezclas de hidrocarburos. También se mostrarán los principios en que se basan estos modelos, para que el ingeniero que realiza los estudios y diseños mediante el uso de software, los aplique de manera adecuada.

Capítulo I

Mecanismos de Transferencia de Calor

En este capítulo se explicarán los principios fundamentales de transferencia de calor. Dichos principios son utilizados por todos los modelos de predicción de temperatura, por lo que es fundamental su comprensión.

I.1 Transferencia de Calor por Conducción

La conductividad térmica k es una propiedad que surge en la mayoría de los problemas de transferencia de calor. Su importancia en energía de transporte es similar al de la viscosidad en el transporte de momento (movimiento).

Consideremos una barra de un material sólido de área A entre dos placas paralelas separadas por una distancia Y . Imaginemos que inicialmente (para $t < 0$) el material sólido está a una temperatura T_0 . Al tiempo $t = 0$ la placa inferior es llevada repentinamente a la temperatura T_1 . Conforme avanza el tiempo, el perfil de temperatura en la barra cambia, y finalmente se alcanza una distribución de temperatura lineal estable (Fig. I.1). Cuando se ha alcanzado esta condición de estabilidad, se requiere un índice constante de flujo de calor Q en la barra para mantener la diferencia de temperatura $\Delta T = T_1 - T_0$. Se ha encontrado que para valores muy pequeños de ΔT se cumple la siguiente relación:

$$\frac{Q}{A} = k \frac{\Delta T}{Y} \quad (1.1)$$

Esto es, el flujo de calor por unidad de área es proporcional a la diferencia de temperatura en la distancia Y ; la constante de proporcionalidad k es la **conductividad térmica** de la barra.

La ecuación (1.1) es válida también si hay líquido o gas entre las placas, estipulando las precauciones convenientes para eliminar la convección y radiación. Por lo tanto, la ecuación (1.1) describe el proceso de conducción de calor en sólidos, líquidos y gases.

En los tratamientos analíticos que siguen, será más útil trabajar con la ecuación (1.1) en su forma diferencial; es decir, usaremos la forma reducida de esta ecuación conforme el espesor Y se aproxime a cero. El flujo local de calor por unidad de área (flujo de calor) en la dirección positiva de y está designada por q_y . En esta notación la ecuación (1.1) se convierte en:

$$q_y = -k \frac{dT}{dy} \quad (1.2)$$

Esta ecuación es la forma unidimensional de la **Ley de Fourier de la Conducción del Calor**, válida cuando $T = T(y)$. Se establece que el flujo de calor por conducción es proporcional al gradiente de temperatura.

En un medio isotrópico en el cual la temperatura varía en las tres direcciones podemos escribir una ecuación como la (1.1) para cada dirección.

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (1.3, 1.4, 1.5)$$

Estas tres relaciones son las componentes del vector:

$$q = -k \nabla T \quad (1.6)$$

que es la forma tridimensional de la Ley de Fourier, en donde se establece que el vector de flujo de calor q es proporcional al gradiente de temperatura ∇T y va en sentido inverso (el gradiente de temperatura siempre es negativo, por lo que es necesario agregar el signo negativo para que el flujo de calor sea positivo). Por lo que en un medio isotrópico el calor fluye por conducción en la dirección del gradiente de temperatura más pronunciado.

Además de la conductividad térmica definida por la ecuación (1.1), se utiliza frecuentemente la difusividad térmica, α , que se define mediante la siguiente expresión:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \hat{C}_p} \quad (1.7)$$

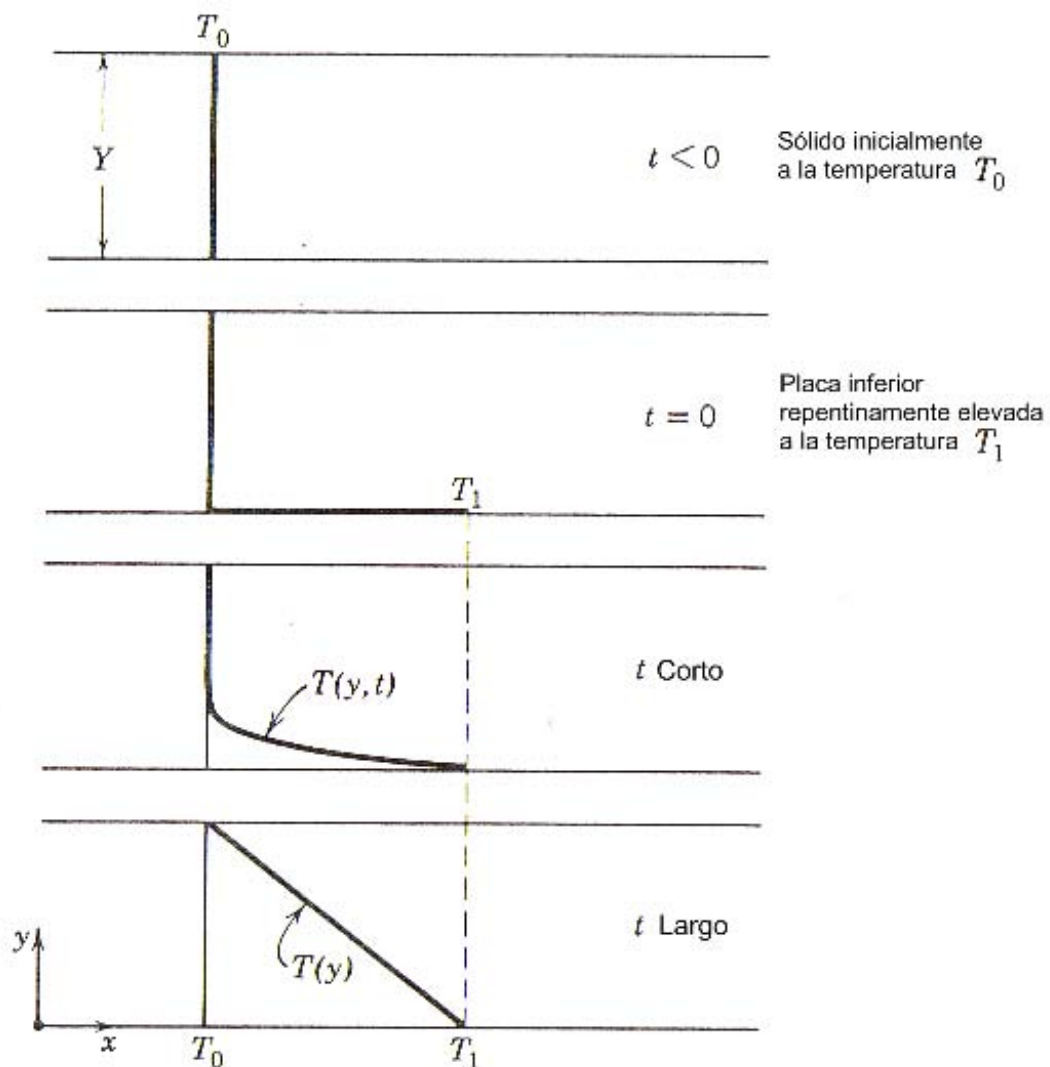


Fig. I.1. Formación del perfil de temperatura en estado estacionario en una placa sólida situada entre dos láminas.

TABLA I.1
VALORES EXPERIMENTALES DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE
ALGUNOS SÓLIDOS

Sustancia	Temperatura T (° C)	Conductividad térmica <i>k</i> (cal seg ⁻¹ cm ⁻¹ (° K) ⁻¹)
Acero	100	0.107
Concreto	-----	0.0022
Capa de tierra (media)	-----	0.004
Arena (seca)	-----	0.00093

I.1.1 Conducción de Calor a través de Paredes Compuestas: Suma de Resistencias

En la (Fig. I.2) se muestra una pared compuesta formada por tres materiales de diferentes espesores, $r_1 - r_0$, $r_2 - r_1$, y $r_3 - r_2$ y diferentes conductividades térmicas k^{01} , k^{12} , y k^{23} . En $r = r_0$, el cuerpo “01” está en contacto con un fluido con temperatura ambiente T_a , y en $r = r_3$ el cuerpo “23” está en contacto con un fluido a temperatura T_b . La transferencia de calor en las fronteras $r = r_0$ y $r = r_3$ esta dado por la “Ley de enfriamiento de Newton” con coeficientes de transferencia de calor h_0 y h_3 , respectivamente.

Realizando un balance de energía térmica en una celda de volumen $2\pi r L \Delta r$ para la región “01”:

$$q_r^{01} \Big|_r \cdot 2\pi r L - q_r^{01} \Big|_{r+\Delta r} \cdot 2\pi (r + \Delta r) L = 0 \quad (1.8)$$

Dividiendo por $2\pi L\Delta r$ y tomando el límite cuando $\Delta r \rightarrow 0$ se tiene:

$$\frac{d}{dr}(rq_r^{01}) = 0 \quad (1.9)$$

Al integrar esta ecuación resulta:

$$rq_r^{01} = r_0 q_0 \quad (\text{una constante}) \quad (1.10)$$

La constante q_0 es el flujo de calor en la zona $r = r_0$. Físicamente, se sabe que en estado estacionario el flujo de calor en las tres regiones será el mismo, por lo que:

$$q_r^{01} = q_r^{12} = q_r^{23} = q_0 r_0 \quad (1.11)$$

Se sabe también que:

$$r_0 q_r^{01} = -k^{01} r \frac{dT^{01}}{dr} \quad (1.12)$$

Por lo que:

$$-k^{01} r \frac{dT^{01}}{dr} = r_0 q_0 \quad (1.13)$$

$$-k^{12} r \frac{dT^{12}}{dr} = r_0 q_0 \quad (1.14)$$

$$-k^{23} r \frac{dT^{23}}{dr} = r_0 q_0 \quad (1.15)$$

La integración de estas ecuaciones para k^{01} , k^{12} , y k^{23}

$$T_0 - T_1 = r_0 q_0 \left(\frac{\ln r_1 / r_0}{k^{01}} \right) \quad (1.16)$$

$$T_1 - T_2 = r_0 q_0 \left(\frac{\ln r_2 / r_1}{k^{12}} \right) \quad (1.17)$$

$$T_2 - T_3 = r_0 q_0 \left(\frac{\ln r_3 / r_2}{k^{23}} \right) \quad (1.18)$$

En las dos interfases fluido-sólido se tiene:

$$T_a - T_0 = \frac{q_0}{h_0} \quad (1.19)$$

$$T_3 - T_b = \frac{q_3}{h_3} = \frac{q_3}{h_3} \frac{r_0}{r_3} \quad (1.20)$$

Sumando las cinco ecuaciones anteriores, resulta una expresión para $T_a - T_b$, la cual puede resolverse para q_0 y resultar:

$$Q_0 = 2\pi L r_0 q_0 = \frac{2\pi L (T_a - T_b)}{\left(\frac{1}{r_0 h_0} + \frac{\ln r_1 / r_0}{k^{01}} + \frac{\ln r_2 / r_1}{k^{12}} + \frac{\ln r_3 / r_2}{k^{23}} + \frac{1}{r_3 h_3} \right)} \quad (1.21)$$

Ahora se definirá un “Coeficiente General de Transferencia de Calor basado en la superficie interna” U_0 :

$$Q_0 = U_0 (2\pi r_0 L) (T_a - T_b) \quad (1.22)$$

Combinando las ecuaciones (1.21) y (1.22) resulta:

$$U_0 = r_0^{-1} \left(\frac{1}{r_0 h_0} + \sum_{i=1}^3 \frac{\ln r_i / r_{i-1}}{k^{i-1,i}} + \frac{1}{r_3 h_3} \right)^{-1} \quad (1.23)$$

El sufijo “0” en U_0 , indica que el Coeficiente General de Transferencia de Calor está referido al radio r_0 . Este resultado puede generalizarse al incluir un tubo cilíndrico hecho de n láminas, reemplazando “3” por “ n ”, en la ecuación (1.23).

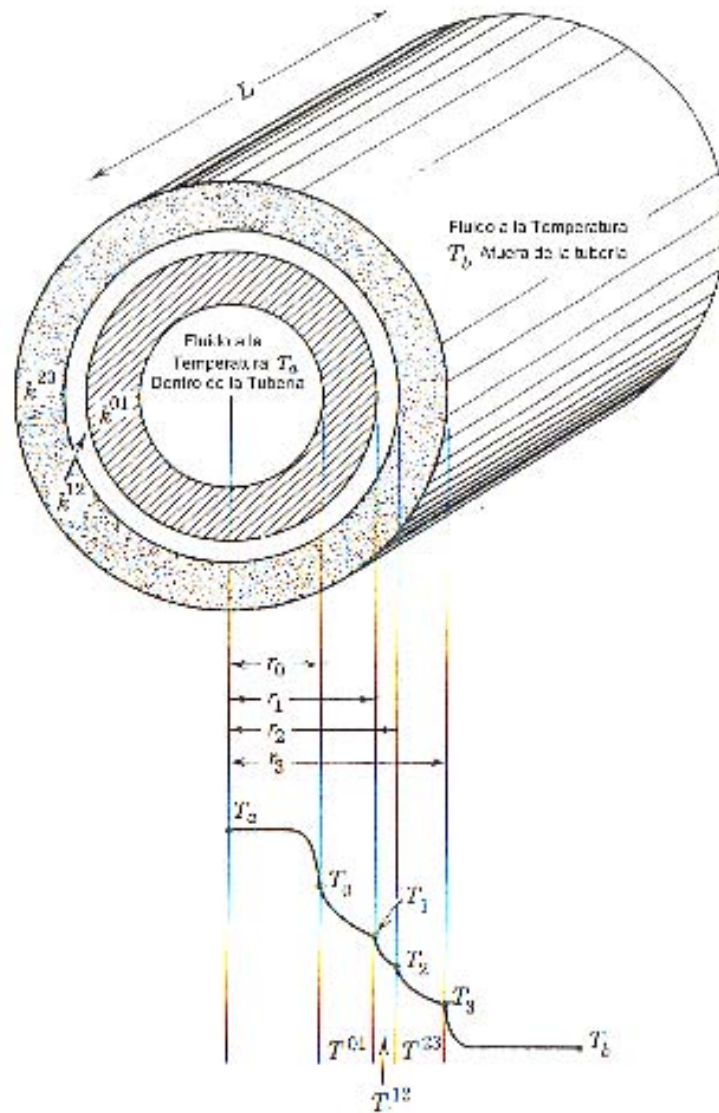


Fig. I.2. Conducción de calor a través de una pared cilíndrica compuesta, siendo T_a la temperatura del fluido interior y T_b la del exterior.

I.2 Transferencia de Calor por Convección

I.2.1 Convección Forzada

Sea un fluido viscoso cuyas propiedades físicas son constantes $(\rho, \mu, k, \hat{C}_p)$ circula con flujo laminar en un tubo de radio R . Para $z < 0$ la temperatura del fluido es constante e igual a T_0 , y para $z > 0$ hay un flujo constante de calor q_1 a través de la pared. Estas condiciones existen, por ejemplo, cuando una tubería está revestida uniformemente con una resistencia de calefacción eléctrica; en este caso, q_1 , es negativo.

Para obtener la distribución de temperatura se aplica un balance de energía térmica a un elemento en forma de anillo circular, tal como se indica en la Fig. I.3, teniendo en cuenta que T es una función de r y z . A este anillo entra y sale energía por conducción en ambas direcciones r y z (señaladas con las flechas de trazo continuo). También entra y sale energía debido a la corriente del fluido. Cuando las entradas y salidas de energía se igualan, se obtiene un balance de energía en el anillo circular de la Fig. I.3. Dividiendo entre $2\pi\Delta r\Delta z$ se obtiene:

$$\frac{(rq_r)|_{r+\Delta r} - (rq_r)|_r}{\Delta r} + \frac{q_z|_{z+\Delta z} - q_z|_z}{\Delta z} + r\rho\hat{C}_p v_z \frac{T|_{z+\Delta z} - T|_z}{\Delta z} = 0 \quad (1.24)$$

Tomando el límite cuando Δr y Δz tienden a cero, se tiene:

$$\rho\hat{C}_p v_z \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rq_r) - \frac{\partial q_z}{\partial z} \quad (1.25)$$

Se sabe que la distribución de velocidad, a una distancia suficientemente alejada corriente abajo del obstáculo, de forma que se sobrepase la longitud de entrada, es:

$$v_z = v_{z,\max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (1.26)$$

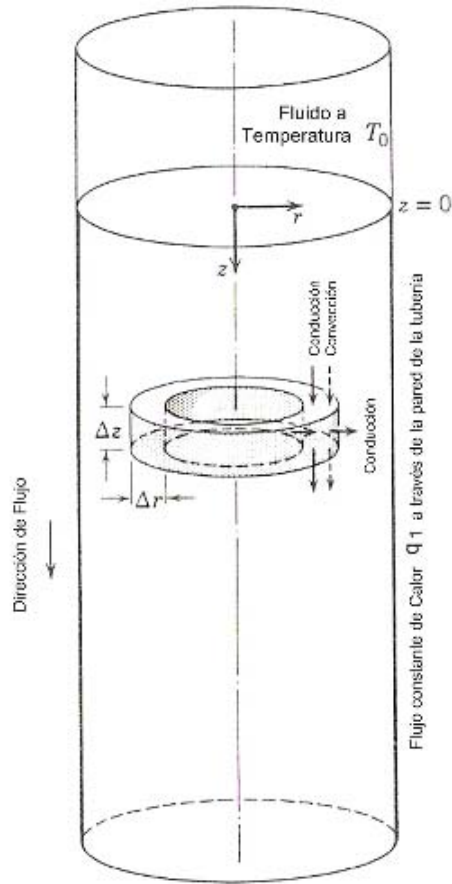


Fig. I.3. Anillo anular en el cual se hace un balance de energía para obtener las ecuaciones diferenciales de la distribución de temperatura en una tubería con flujo laminar.

Introduciendo en la ecuación (1.25) la distribución de velocidad (1.26), y la ley de Fourier de la conducción del calor para ambas direcciones r y z :

$$q_r = -k \frac{\partial T}{\partial r} (r q_r) ; \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} (r q_z) \quad (1.27)$$

se llega a la siguiente ecuación diferencial en derivadas parciales:

$$\rho \hat{C}_p v_{m\acute{a}x} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \frac{\partial T}{\partial z} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (1.28)$$

Generalmente la conducción del calor en la dirección z (el término que contiene $\partial^2 T / \partial z^2$) es pequeña comparada con la transmisión convectiva, de forma que $\partial^2 T / \partial z^2$ puede suprimirse en la ecuación (1.28). Un caso en el que no puede hacerse esto es el flujo lento de sustancias que poseen una conductividad térmica elevada, como metales líquidos. Cuando puede suprimirse el término conductivo en la dirección z , queda finalmente:

$$\rho \hat{C}_p v_{m\acute{a}x} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \frac{\partial T}{\partial z} = k \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1.29)$$

I.2.2 Convección Libre

Un fluido de densidad ρ y viscosidad μ está situado entre dos paredes verticales separadas entre sí una distancia $2b$, tal como se indica en la (Fig. I.4). La pared caliente, situada en $y = -b$, se mantiene a la temperatura T_2 y la pared fría, situada en $y = +b$, a la temperatura T_1 . Debido al gradiente de temperatura, el fluido próximo a la pared caliente asciende, mientras que desciende el que está junto a la pared fría. Se supone que el sistema está construido de tal forma que la velocidad volumétrica de flujo de la corriente ascendente es igual a la descendente.

Si las placas son muy largas en la dirección z , entonces, la temperatura será únicamente función de y (sin considerar los efectos de los extremos, por supuesto). Para obtener la distribución de temperatura se aplica un balance de energía térmica a una envolvente de espesor Δy , que conduce a la siguiente ecuación diferencial de la temperatura (para k constante):

$$k \frac{d^2 T}{dy^2} = 0 \quad (1.30)$$

Esta ecuación se resuelve con las condiciones de frontera:

$$\text{C.F., 1: para } y = -b \quad T = T_2 \quad (1.31)$$

$$\text{C.F., 2: para } y = +b \quad T = T_1 \quad (1.32)$$

Fácilmente se encuentra que la solución es:

$$T = T_m - \frac{1}{2} \Delta T \left(\frac{y}{b} \right)^2 \quad (1.33)$$

donde T_m es la temperatura promedio de T_1 y T_2 .

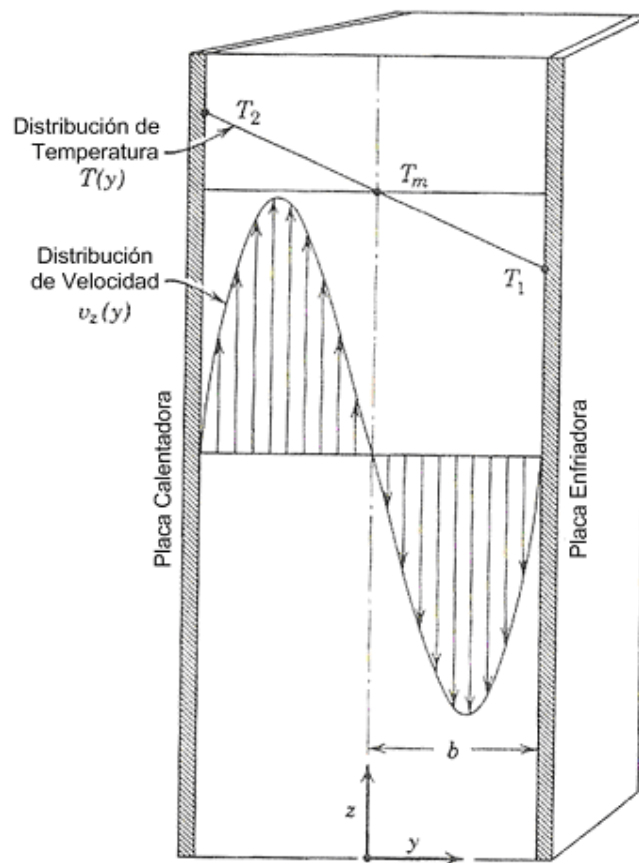


Fig. I.4. Flujo de convección laminar libre entre dos placas paralelas a dos diferentes temperaturas.

I.3 Transferencia de Calor por Difusión

I.3.1 Definición del Coeficiente de Transmisión de Calor

Considérese un sistema de flujo en el que el fluido circula por un conducto o alrededor de un objeto sólido. Suponiendo que la superficie del sólido está más caliente que el fluido, de forma que el calor se transmite del sólido al fluido, es de esperar que la velocidad de flujo de calor a través de la interfase sólido-fluido dependerá del área de la interfase y de la diferencia de temperatura entre el sólido y el fluido. Según esto se puede escribir:

$$Q = hA\Delta T \quad (1.34)$$

Siendo Q el flujo de calor hacia el fluido (kcal hr^{-1}), A un área característica, ΔT una diferencia característica de temperatura, y el factor de proporcionalidad h se denomina **coeficiente de transmisión de calor**. Es evidente que puede utilizarse la misma definición cuando el fluido se enfría. La ecuación (1.34) se denomina a veces “Ley de enfriamiento de Newton”; sin embargo, esto no es correcto, ya que no es ninguna “ley”, sino una ecuación que define h . Téngase en cuenta que h no está definido para un caso concreto mientras no se estipulen A y ΔT . Ahora se considerarán las definiciones usuales de h para dos tipos de geometría de flujo.

Como ejemplo de flujo en conductos, considérese el flujo de un fluido en un tubo circular de diámetro D (ver Fig. I.5), en el que existe una porción de pared de longitud L que se calienta y cuya temperatura de la superficie interior $T_0(z)$ varía.

Suponga que la temperatura global del fluido, T_b , aumenta de T_{b1} a T_{b2} en la región calentada. Existen, por consiguiente, tres definiciones convencionales de coeficientes de transmisión de calor para el fluido en la sección que se calienta:

$$Q = h_1(\pi DL)(T_{01} - T_{b1}) \quad (1.35)$$

$$Q = h_a (\pi DL) \left(\frac{(T_{01} - T_{b1}) + (T_{02} - T_{b2})}{2} \right) \quad (1.36)$$

$$Q = h_{1n} (\pi DL) \left(\frac{(T_{01} - T_{b1}) - (T_{02} - T_{b2})}{\ln \left[\frac{(T_{01} - T_{b1})}{(T_{02} - T_{b2})} \right]} \right) \quad (1.37)$$

Obsérvese que h_1 se basa en la diferencia de temperatura a la entrada $(T_0 - T_b)_1$, h_a en la media aritmética de la diferencia de temperaturas extremas $(T_0 - T_b)_a$, y h_{1n} en la correspondiente media logarítmica de la diferencia de temperaturas $(T_0 - T_b)_{ln}$. Para la mayor parte de los cálculos es preferible utilizar el coeficiente h_{1n} debido a que varía menos con L/D que las otras dos; sin embargo, no se utiliza en todos los casos.

Si se reconoce inicialmente la distribución de temperatura en la pared, o si las propiedades del fluido varían considerablemente a lo largo del tubo, es difícil predecir los coeficientes de transmisión de calor definidos anteriormente. En estas condiciones, se acostumbra expresar la ecuación (1.34) en forma diferencial:

$$dQ = h_{loc} (\pi D dz) (T_0 - T_b) \quad (1.38)$$

En esta ecuación, dQ es el calor comunicado al fluido en la distancia dz de tubería, $(T_0 - T_b)$ es la diferencia local de temperaturas, y h_{loc} es el **coeficiente local de transmisión de calor**.

Como ejemplo de flujo alrededor de objetos sumergidos, considérese el flujo de un fluido alrededor de una esfera de radio R , cuya temperatura de la superficie se mantiene en toda ella a T_0 . Supóngase que el fluido se aproxima a la esfera con una temperatura uniforme T_∞ , distinta de T_0 . Según esto, se puede definir un coeficiente medio de transmisión de calor para toda la superficie de la esfera mediante la relación:

$$Q = h_m (4\pi R^2) (T_0 - T_\infty) \quad (1.39)$$

También puede definirse, por analogía con la ecuación (1.38), el coeficiente local para objetos sumergidos:

$$dQ = h_{loc}(dA)(T_0 - T_\infty) \quad (1.40)$$

Este coeficiente es más informativo que h_m , ya que indica cómo se distribuye la densidad de flujo de calor sobre la superficie; sin embargo, la mayor parte de los experimentadores sólo dan datos de h_m , que es más fácil de medir.

Es preciso recalcar que antes de definir h hay que establecer con claridad las definiciones de A y ΔT . Téngase presente también que h no es una constante característica del medio fluido, sino que, por el contrario, el coeficiente de transmisión de calor depende en una forma complicada de muchas variables, que comprenden las propiedades del fluido (k, μ, ρ, \hat{C}_p), la geometría del sistema, la velocidad de flujo, la diferencia característica de temperaturas y la distribución de temperatura en la superficie.

TABLA I.2
ORDEN DE MAGNITUD DEL COEFICIENTE h DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Caso	H(kcal m ⁻² hr ⁻¹ °C ⁻¹)	h(Btu ft ⁻² hr ⁻¹ °F ⁻¹)
Convección libre		
Gases	3-20	1-4
Líquidos	100-600	20-120
Ebullición de agua	1000- 20000	200-4000
Convección forzada		
Gases	10-100	2-20
Fluidos viscosos	50-500	10-100
Agua	500-10000	100-2000
Condensación de vapores	1000-100000	200-20000

Anteriormente se ha visto que para el cálculo de velocidades de transmisión de calor entre dos corrientes de fluidos separadas por una o más paredes sólidas, es conveniente utilizar un ***Coefficiente General de Transferencia de Calor***, U_0 , que expresa el efecto conjunto de toda la serie de resistencias a través de las cuales fluye el calor. Por lo que se da una definición más precisa de U_0 , y se indica cómo se efectúan los cálculos en el caso concreto de intercambio de calor entre dos corrientes coaxiales cuyas temperaturas globales son T_h y T_c , separadas por un tubo cilíndrico de diámetro interno D_0 y externo D_1 :

$$dQ = U_0 (\pi D_0 dz) (T_h - T_e) \quad (1.41)$$

$$\frac{1}{D_0 U_0} = \left(\frac{1}{D_0 h_0} + \frac{\ln D_1 / D_0}{2k^{01}} + \frac{1}{D_1 h_1} \right)_{loc} \quad (1.42)$$

Téngase en cuenta que las ecuaciones (1.41 y 1.42) son solamente válidas para el flujo de calor a través de resistencias térmicas conectadas en *serie*. En determinadas condiciones, podrá existir una considerable densidad de flujo de calor en *paralelo* por radiación en una o ambas superficies, y será preciso modificar estas ecuaciones.

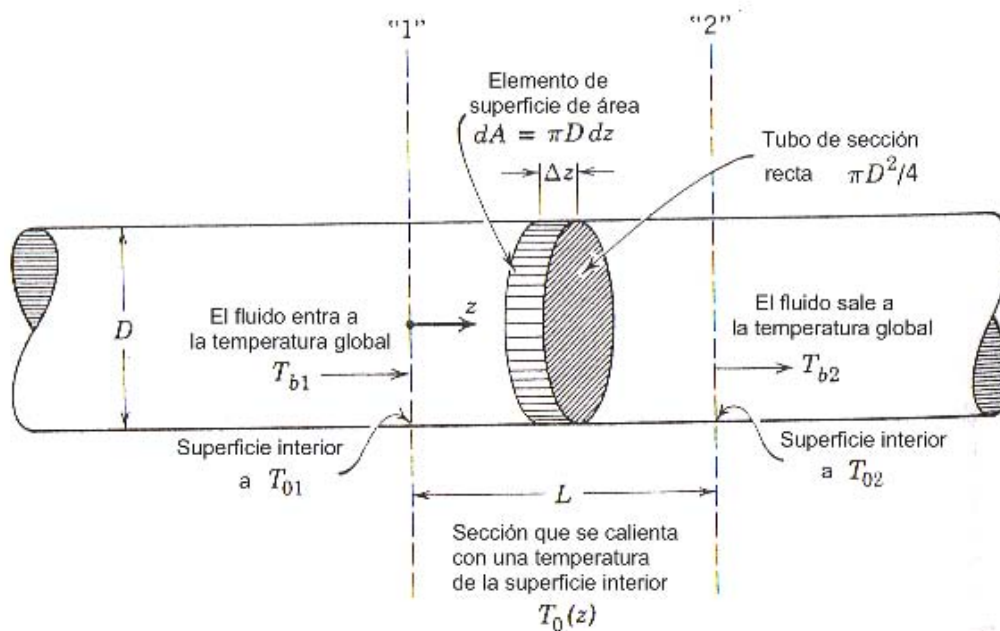


Fig. I.5. Transmisión de calor en un tubo circular.

I.4 Transferencia de Calor por Radiación

El transporte de energía por conducción y convección necesita la existencia de un medio material. Para que la conducción tenga lugar es preciso que haya una desigualdad de temperatura entre los puntos contiguos del medio. En el caso de la convección, tiene que existir un fluido con libertad de movimiento, que en su desplazamiento transporta energía.

La radiación es otra forma de transporte de energía, que es un mecanismo de tipo electromagnético, en el que la energía se transporta con la velocidad de la luz sin necesidad de un medio material. La velocidad de transporte de energía por radiación entre dos cuerpos <<opacos>> en el vacío, es proporcional a la diferencia de las cuartas potencias de sus temperaturas absolutas.

Para efectuar un estudio completo del transporte por radiación es preciso utilizar diversas disciplinas: la teoría electromagnética, la termodinámica, la mecánica cuántica y la mecánica estadística.

Cuando un cuerpo sólido se calienta, mediante una resistencia eléctrica, por ejemplo, emite una radiación cuya longitud de onda está comprendida principalmente en el intervalo de 0.1 a 10 micrones. Esta radiación se denomina radiación térmica. Para la descripción cuantitativa de los mecanismos atómico y molecular en virtud de los cuales se produce la radiación, es preciso acudir a la mecánica cuántica, y por consiguiente se sale de los límites de este estudio. Sin embargo, una descripción cualitativa es la siguiente: cuando se comunica energía a un cuerpo sólido, algunos de los átomos o moléculas que lo constituyen pasan a “estados excitados”, que espontáneamente tienden a retornar a estados de energía más bajos. Como consecuencia de esto, se produce una emisión de energía en forma de radiación electromagnética.

I.5 Efecto Joule – Thomson

El efecto Joule-Thomson (JTE por sus siglas en inglés), es el cambio de temperatura de un fluido por la expansión (por ejemplo, debido al decremento de la presión) en un proceso de flujo estacionario que no involucra transferencia de calor o que ocurre a entalpía constante. Esto ocurre en procesos tipo “estrangulamiento” tales como el flujo adiabático a través de un tapón poroso, una válvula de expansión, o de un estrangulador en un pozo.

Este cambio en temperatura ocurre tanto en el flujo que ingresa al pozo donde puede ocurrir una caída de presión importante, como en el flujo ascendente del pozo donde se da una caída de presión más gradual. Debido a este fenómeno, es común observar un calentamiento en los puntos en donde el líquido (aceite y agua) entran al pozo, y un enfriamiento cuando el fluido es un gas.

I.5.1 Coeficiente de Joule-Thomson

Es el cambio de temperatura por unidad de presión a entalpía constante, μ_{JT} , el cual se define como:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_H = \frac{144}{J} \left[\frac{T(\partial v / \partial T)_p - v}{C_p} \right] \quad (1.43)$$

El lugar de todos los puntos en los cuales el coeficiente de Joule-Thomson es nulo, es decir, el lugar de los máximos de las curvas isentálpicas, se conoce como la curva de inversión y se representa por una curva de trazos cerrada (Fig. I.6). La región situada dentro de la curva de inversión, donde μ_{JT} es positivo, se denomina región de enfriamiento, mientras que la exterior, donde μ_{JT} es negativo, es la región de calentamiento.

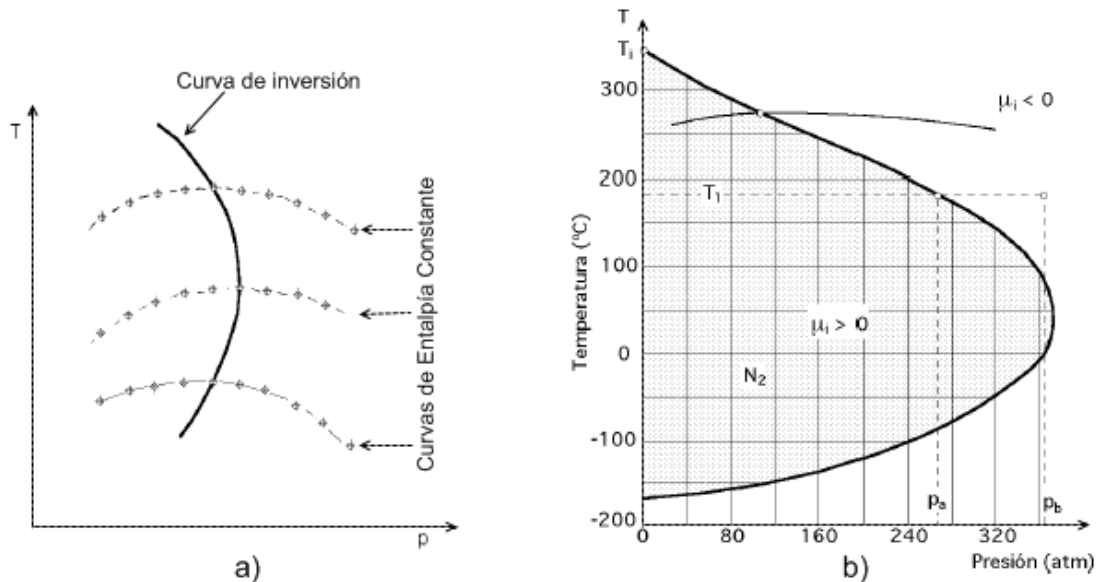


Fig. I.6 a) Líneas de igual entalpía

b) Curva de inversión del nitrógeno

1.5.2 Influencia en la temperatura durante el flujo

El JTE influye en la temperatura del fluido donde quiera que ocurran caídas de presión, las cuales se dan principalmente en la formación cerca del pozo, y en cualquiera de los disparos.

Sin embargo, para pozos productores o inyectoros en formaciones con alto índice de productividad o inyektividad (ya sea con alta permeabilidad o a través de fracturas), la mayoría de las caídas de presión y los cambios de temperatura pueden ocurrir en cualquier parte del pozo.

Para pozos productores, el JTE es usualmente el único factor que causa que las temperaturas en la zona de flujo difieran de la temperatura original del yacimiento a esa profundidad.

Este efecto también es notable durante las pruebas de incremento de presión, flujo a través de estranguladores y sistemas de compresión de gas.

Nomenclatura del Capítulo I

A	Área entre dos placas paralelas, [L ²]
D	Diámetro, [L]
k	Conductividad Térmica, [M, L, T ⁻³ , θ ⁻¹]
L	Longitud, [L]
Y	Distancia entre las placas paralelas, [L]
T	Temperatura, [T]
ΔT	Diferencial de temperatura, [T]
Q	Flujo de Calor,
q_y	Flujo local de calor por unidad de área en la dirección positiva de y ,
∇T	Gradiente de temperatura, [T]
α	Difusividad térmica,
r	Radio, [L]
T_a	Temperatura ambiente, [T]
h	Coefficiente de transmisión de calor,
U	Coefficiente General de Transferencia de Calor,
\hat{C}_p	Calor específico, [L ² , T ⁻² , θ ⁻¹]
ρ	Densidad, [M, L ⁻³]
μ	Viscosidad, [M, L ⁻¹ , T ⁻¹]
v	Distribución de velocidad, [L, T]
μ_{JT}	Coefficiente de Joule-Thomson, [T, P ⁻¹]
v	Volumen específico, [L ³ , M ⁻¹]

Capítulo II

Temperatura del Yacimiento

La temperatura de un yacimiento se relaciona a la temperatura media en la superficie y la temperatura dependiente de la profundidad o del gradiente geotérmico. Actualmente, la temperatura de cada formación geológica subsuperficial depende de las propiedades térmicas de sus sólidos y fluidos, y del suministro de calor del interior de la tierra.

Comúnmente en operaciones de campo se requiere conocer con precisión la temperatura que hay en el subsuelo o en el yacimiento, como son: analizar registros en agujero abierto y entubado, el diseño de programas de cementación, el modelado de cuencas para identificar la roca generadora, modelado en régimen permanente y variable del flujo del fluidos y de calor en el pozo, diseño de proyectos de recuperación mejorada, estimulaciones, por mencionar algunos.

Las prácticas comunes de campo para obtener T_{ei} (la temperatura de la formación) dependen de las mediciones puntuales de temperatura, usualmente durante la toma de registros geofísicos en los pozos o pruebas de incremento de presión. Normalmente estos datos son obtenidos en pozos nuevos, recién perforados, que han sufrido los efectos de la circulación del lodo de perforación. Las complicaciones surgen debido a que la circulación del fluido induce significativamente el enfriamiento de la región cercana al pozo, requiriendo la extrapolación de mediciones discretas para conocer T_{ei} . En contraste, los datos de temperatura adquiridos de registros en agujeros entubados, bajo condiciones de pozo cerrado, son mejores, debido a que las mediciones no están precedidas por el enfriamiento o calentamiento por consecuencia de la circulación.

II.1 Método de Kabir et al.²

Kabir et al.² presentaron un método basado en analogía al análisis de pruebas de presión con la ecuación de Horner³. En este caso, en lugar de resolver la ecuación para encontrar la presión a un tiempo infinito de cierre, se utiliza para encontrar la temperatura.

La ecuación se presenta como sigue:

$$T_{ws} = T_{ei} - \frac{m_t}{2.303} \ln\left(\frac{t_p + \Delta t}{\Delta t}\right) \quad (2.1)$$

II.1.1 Ejemplo de campo

Aplicando la metodología de Kabir et al., se analizarán los datos de una prueba de incremento de presión del pozo Catedral 67.

Primeramente se graficó la Presión vs. Tiempo, para obtener el tiempo de inicio de cierre del pozo, el cual resultó ser 14.867 hrs. aproximadamente (ver Fig. II.1). A partir de este tiempo se contabilizó el tiempo de cierre y se calculó el valor de $(t_p + \Delta t)/\Delta t$ con un $t_p = 500$ hrs para cada lectura de temperatura. Posteriormente se graficó la temperatura contra el valor calculado y se aplicó la forma análoga del método de Horner. La pendiente de la recta ajustada hacia el final de la prueba se muestra en la Fig. II.2. La ecuación de la recta es $y = 10e^{(-.007766X)}$.

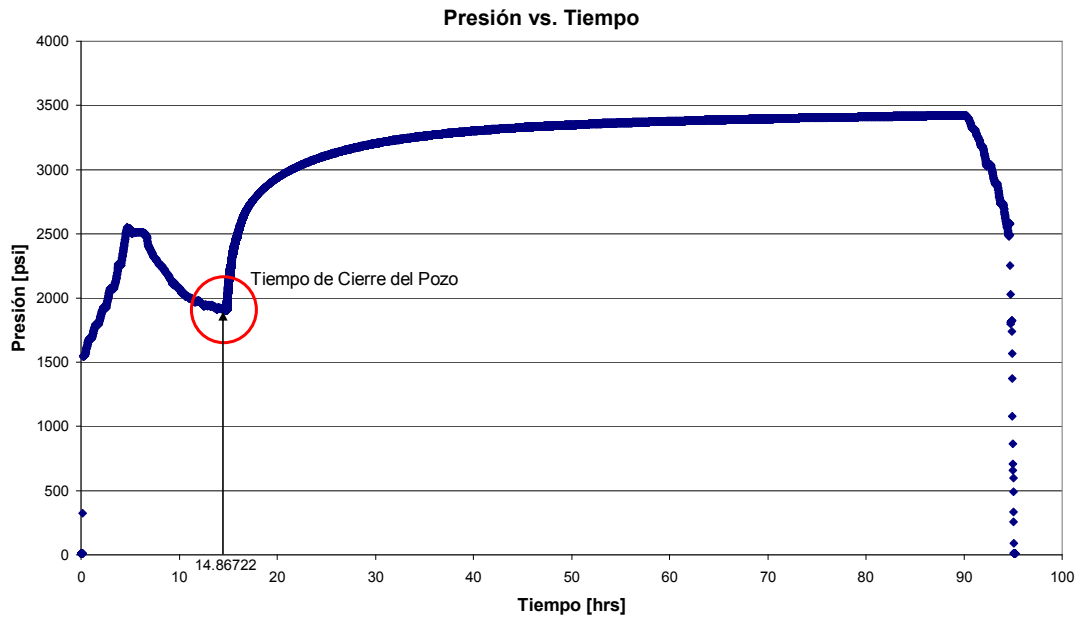


Fig. II.1. Gráfica Presión vs. Tiempo del Campo Catedral-67.

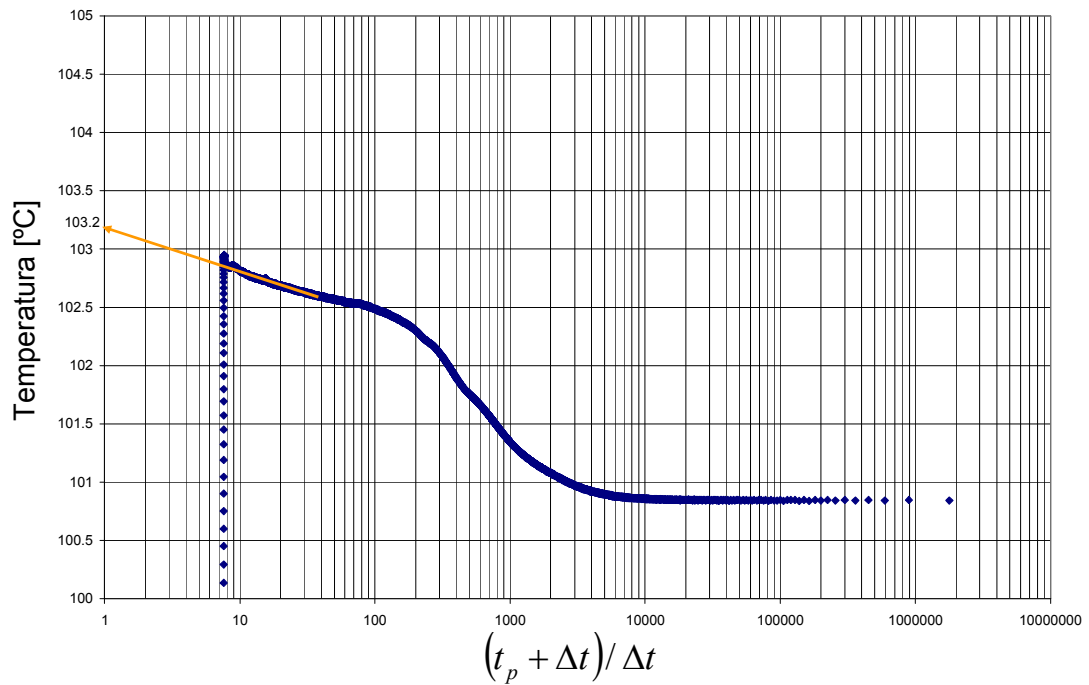


Fig. II.2. Gráfica $(t_p + \Delta t) / \Delta t$ vs. Temperatura y pendiente sobre la curva para obtener la temperatura a un tiempo infinito = 1.

Para un tiempo de cierre infinito $(t_p + \Delta t) / \Delta t = 1$, se tiene que la temperatura es de 103.2° C.

II.2 Método de Carlson et al.⁴

Carlson et al.⁴ presentan un solución basada en la siguiente ecuación, propuesta por Cocanower et al.⁵ :

$$T_{ws} = T_{ei} + (T_i - T_{ei})e^{c\Delta t} \quad (2.2)$$

donde T_{ws} representa la temperatura durante una prueba de incremento de presión después de Δt horas de cierre, T_{ei} representa la temperatura verdadera de la formación a una profundidad en particular, y T_i representa la temperatura de inyección con un gasto de inyección estable. La constante c depende de la conductividad térmica de la formación, así como también de la masa en el pozo y cerca del pozo. Durante la prueba de incremento la temperatura de esta masa se nivela con la temperatura de la formación. Esencialmente, ésta ecuación corresponde a una fuente infinita de calor, a la temperatura de la formación, transmitiendo calor a una masa finita agrupada, con una conductividad térmica agrupada.

Se asume que la temperatura de inyección, y por lo menos dos temperaturas de la prueba de incremento, fueron medidas a una profundidad específica. A partir de estas mediciones, la ecuación (2.2) se utiliza para estimar el valor de T_{ei} correspondiente. La primera consideración, está dada para perfiles de temperatura de la prueba de incremento medidos a tiempos de incremento igualmente espaciados, de 3 y 6 horas por ejemplo. En este caso, el tiempo de incremento en el que se registró el último perfil de temperatura, es dos veces el tiempo de incremento en que se registró el primer perfil.

La expresión final propuesta por Carlson et al. es:

$$T_{ei} = \frac{(T_{ws1})^2 - (T_i)(T_{ws2})}{2T_{ws1} - T_{ws2} - T_i} \quad (2.3)$$

donde:

T_{ei} : Temperatura de la formación calculada o pronosticada a una profundidad dada.

T_i : Temperatura de inyección conocida

T_{ws1} : Temperatura medida durante la prueba de incremento a un tiempo Δt_1 [hrs]

T_{ws2} : Temperatura medida durante la prueba de incremento a un tiempo $\Delta t_2 = 2\Delta t_1$ [hrs].

II.2.1 Ejemplo de Campo

Aplicando este método al ejemplo anterior se tiene lo siguiente:

	Temperaturas [° C]
T_i	100.84
T_{ws1}	102.73 (medido a 37.5 hrs)
T_{ws2}	102.94 (medido a 75 hrs)

Tabla II.1. Datos para usar el método de Carlson et al.

Substituyendo los valores de la Tabla (II.1), en la ecuación (2.3), se tiene que:

$$T_{ei} = 102.97 \text{ [}^\circ\text{C]}.$$

II.3 Análisis de un campo

El método de Kabir et al. fue aplicado a una serie de pruebas de incremento de presión para un campo de gas y condensado. La línea punteada es en todas las figuras la recta ajustada a los últimos datos observados. El eje de las ordenadas representa la temperatura en °C y el de las abscisas es $(t_p + \Delta t)/\Delta t$. Todas las gráficas tienen el mismo rango de valores (5 °C en temperatura) con el objeto de que puedan ser comparables.

Fig. II.3. Se observa un gran incremento en la temperatura al inicio del cierre, debido al efecto Joule Thomson, y después una tendencia bien definida. La temperatura calculada, aplicando el método de Kabir es 90.8 °C.

Fig. II.4. Este caso es un poco diferente de los demás, ya que en lugar de observarse un enfriamiento se observa un calentamiento. Este pozo en especial tiene un intervalo

disparado muy pequeño, comparado con los anteriores, por lo que el gas se enfría al entrar al pozo. En el cierre, el efecto de calentamiento por la compresión termina aproximadamente a un tiempo adimensional de 3 y posteriormente, en el cambio de pendiente, el calentamiento es debido a la influencia de los alrededores del pozo. La temperatura calculada es de 103.4 °C.

Fig. II.5. Se observa que la temperatura sube, luego baja y después tiende a subir nuevamente. La caída en la temperatura pudiera explicarse por una aportación adicional de fluidos fríos, o bien debido a que el sistema de tuberías que rodea el fluido hubiera estado sumamente frío, como para absorber el incremento en la temperatura y aún así reducirla después a un nivel comparado con los alrededores del pozo. La temperatura final calculada es 100.51 ° C.

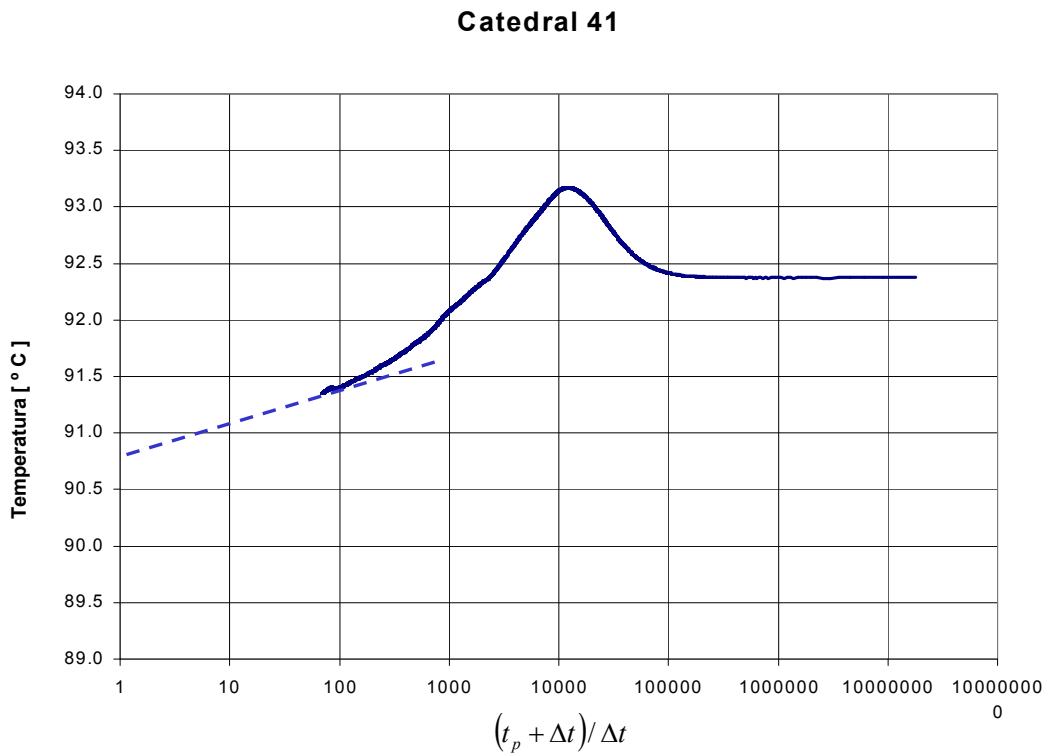


Fig II.3. Pozo Catedral 41

Catedral 67

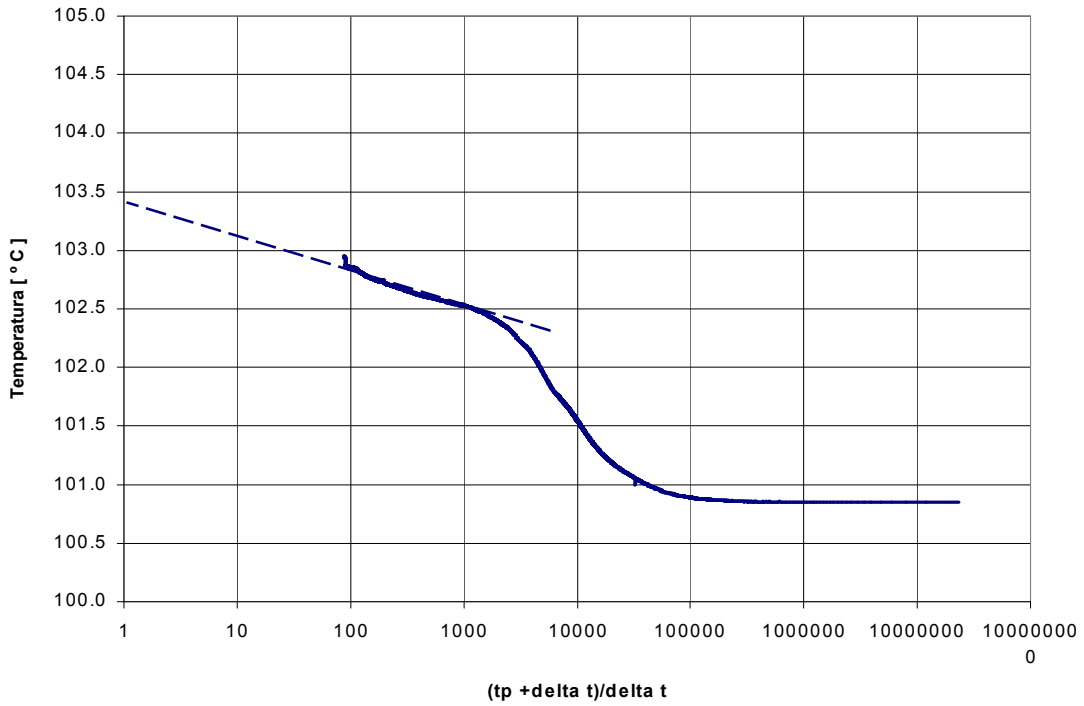


Fig. II.4. Pozo Catedral 67

Catedral 15

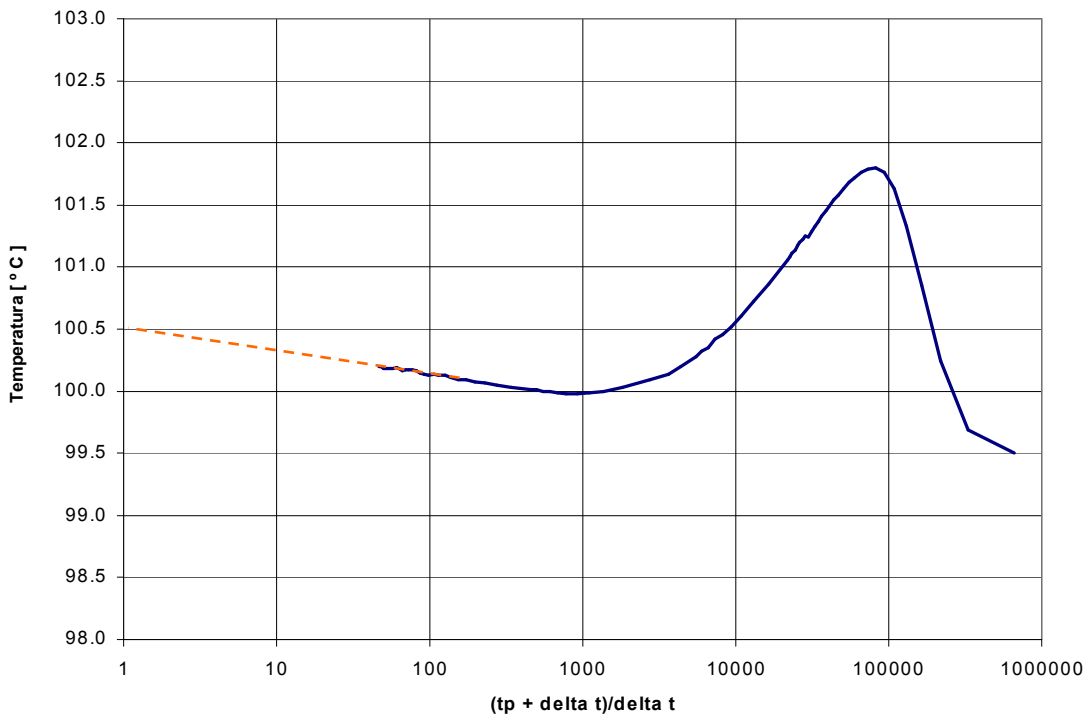


Fig. II.5. Pozo Catedral 15

Se analizaron también los pozos Catedral 41, 63, 87, 67, 15, 3, 85, 21, 43, 103 y 23, y el Nicapa 101 los cuales se muestran en la Fig. (II.6) obteniendo los resultados mostrados en la Tabla (II.2).

Tabla II.2.

Pozo	Temperatura sin Corregir [° C]	Temperatura Corregida [° C]	Profundidad Vertical [m]
Catedral 41	91.4	90.8	2337.5
Catedral 63	100	100.16	2455
Catedral 87	101	100.62	2484.2
Catedral 67	102.8	103.4	2622
Catedral 15	100.2	100.51	2665
Catedral 3	102	100.49	2661
Catedral 85	103	101.89	2539
Nicapa 101	106.5	106.4	2956
Catedral 21	92	90.49	2339
Catedral 43	98.7	102.9	2756
Catedral 103	102.2	102.2	2817
Catedral 23	101.5	100.85	2735

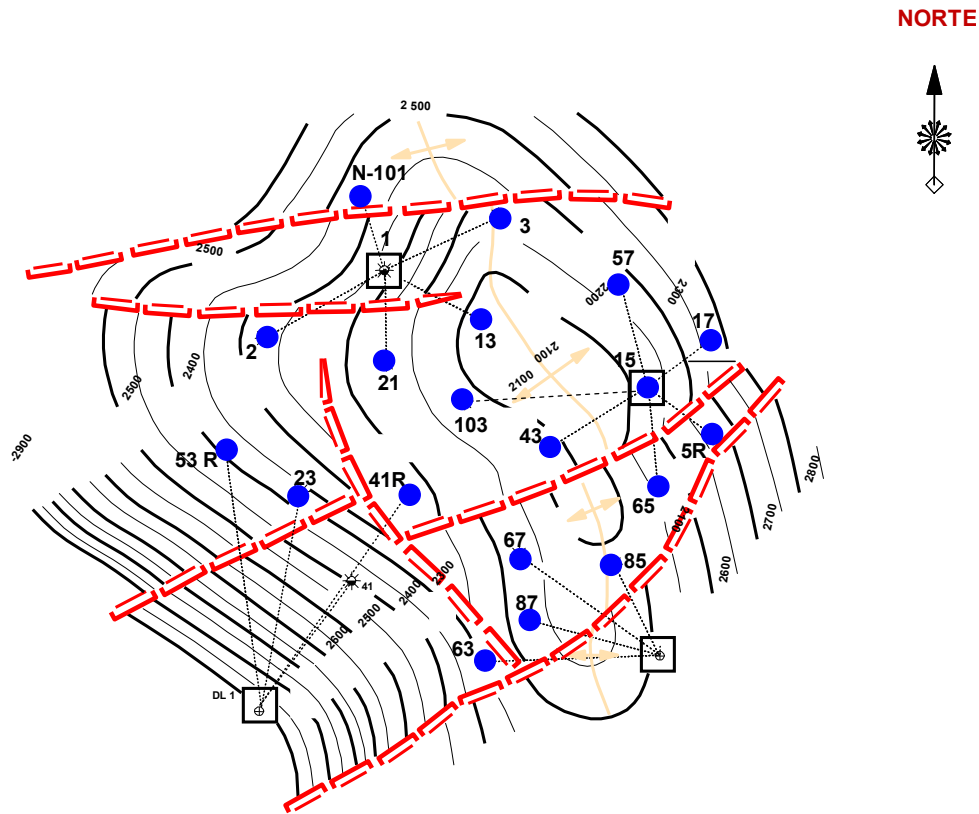


Fig. II.6. Campo Catedral (cima cretácico superior)

Al graficar las Temperaturas sin corregir y corregidas vs. Profundidad se obtiene:

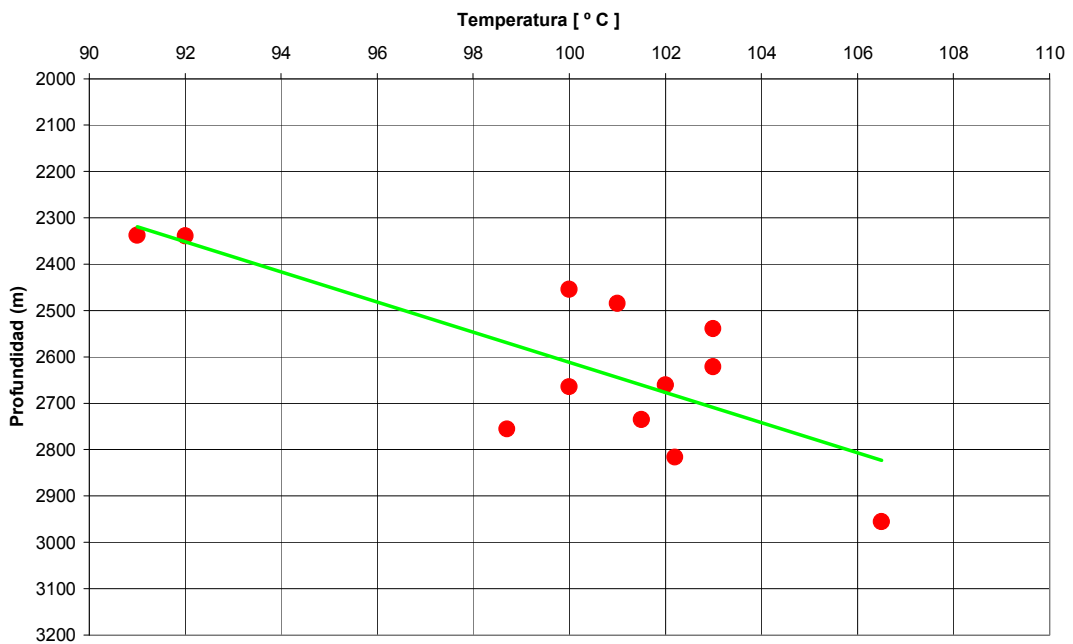


Fig. II.7. Gradiente Geotérmico Sin Corregir tomando en cuenta todos los pozos.

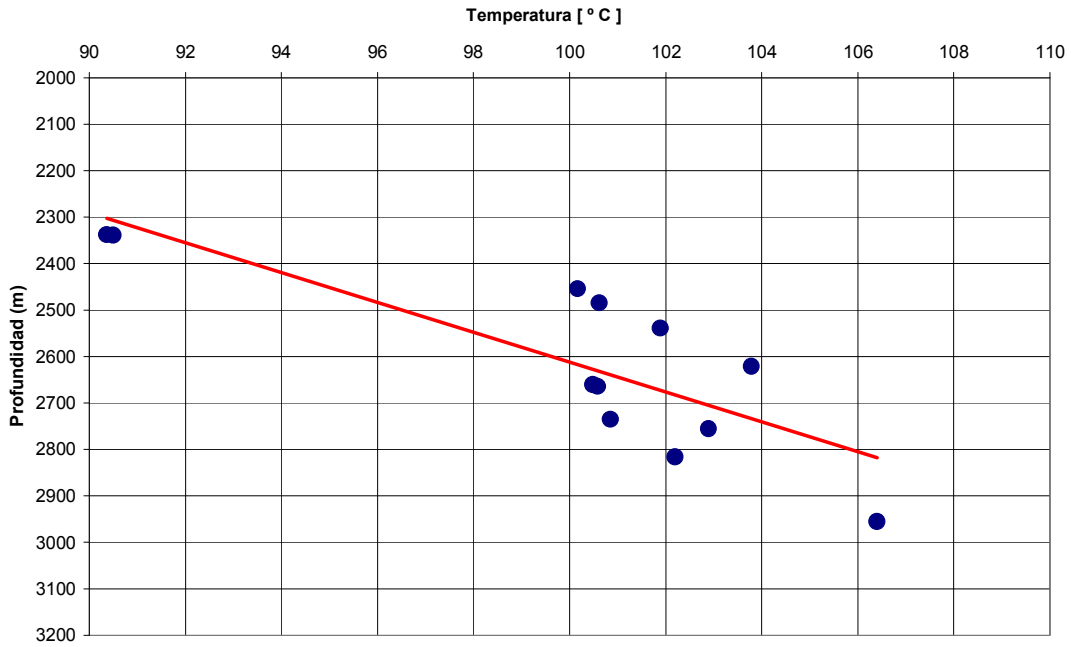


Fig. II.8. Gradiante Geotérmico Corregido tomando en cuenta todos los pozos.

Como puede observarse en las Fig. (II.7) y Fig. (II.8) existe una gran dispersión al trazar una línea de tendencia, por lo que se ha separado en dos grupos los puntos graficados y se han realizados nuevas gráficas.

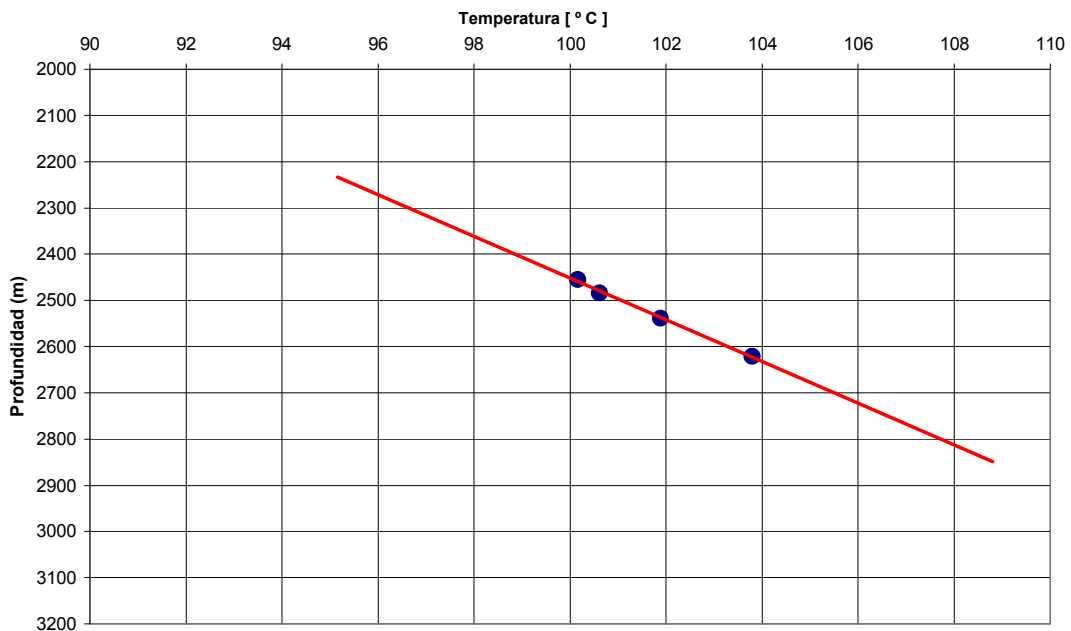


Fig. II.9. Gradiante Geotérmico del Grupo 1 (Corregido)

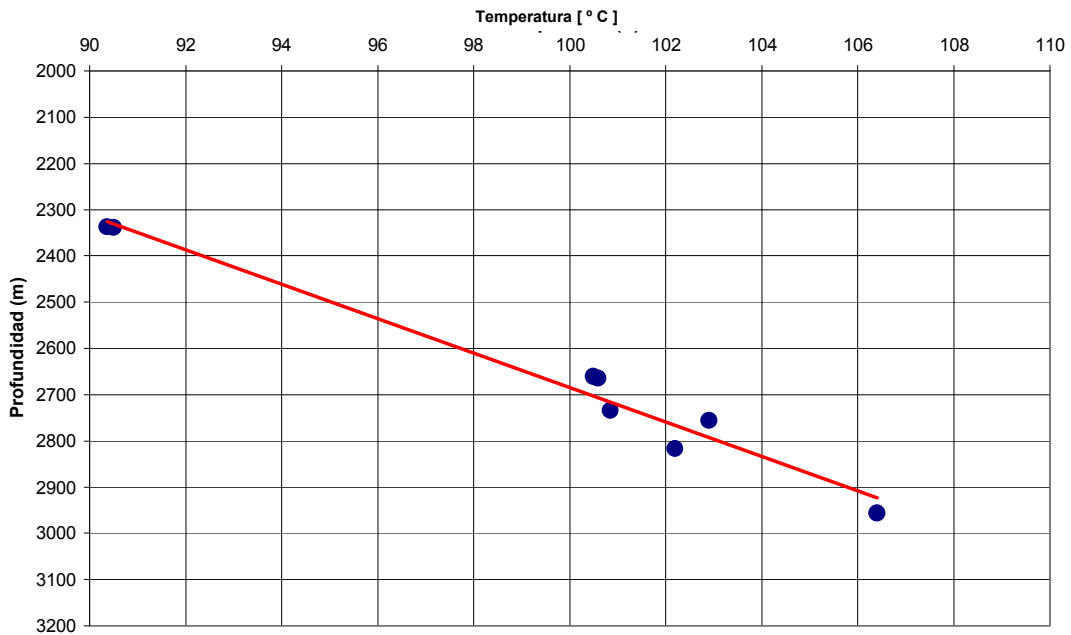


Fig. II.10. Gradiente Geotérmico del Grupo 2 (Corregido)

II.4 Discusión de Resultados

De acuerdo a los resultados obtenidos, puede decirse que ambos métodos son confiables, dado que en el caso del ejemplo del pozo Catedral 67, en que se calculó el gradiente geotérmico no existe gran diferencia entre el resultado, pues puede tomarse como valor preciso el de 103 [° C].

En el caso de los pozos Catedral - 41, 63, 87, 67, 15, 3, 85, 21, 43, 103 y 23, y el Nicapa - 101 debido a que al trazar la línea de tendencia existía gran dispersión en los datos, esto por consecuencia a la ubicación de los pozos, es decir, los pozos que se encuentran al norte tienen una tendencia en temperatura diferente a los pozos que se localizan en la región sur del Campo Catedral.

Nomenclatura del Capítulo II

T_{ws} Temperatura durante una prueba de incremento de presión después de dt horas de cierre, [° C].

T_{ei} Temperatura verdadera de la formación a una profundidad en particular, [° C].

m_t Pendiente semilogarítmica de la gráfica de Horner, [° C].

t_p Tiempo de Producción, [hrs].

Δt Tiempo de Cierre, [hrs].

T_i Temperatura de inyección con un gasto de inyección estable, [° C].

c Constante que depende de la conductividad térmica de la formación, así como también de la masa en el pozo y cerca del pozo.

T_{ws1} Temperatura medida durante la prueba de incremento a un tiempo Δt_1 [hrs].

T_{ws2} Temperatura medida durante la prueba de incremento a un tiempo $\Delta t_2 = 2\Delta t_1$ [hrs].

Capítulo III

Perfil de Temperatura en Pozos

III.1 Modelo de Ramey⁶

Ramey⁶ presentó una solución aproximada al problema de transmisión de calor en el pozo; la cual, permite una estimación de la temperatura de los fluidos, en la TP, y la TR, como función de la profundidad y del tiempo. Se asume que la transferencia de calor en el pozo se lleva a cabo en régimen permanente o estacionario, mientras que la transferencia de calor hacia la tierra será una conducción radial variable.

La expresión resultante para líquido es:

$$T_f(Z,t) = g_G Z + b - g_G A + (T_0 + g_G A - b) e^{-Z/A} \quad (3.1)$$

La expresión resultante para gas es:

$$T_f(Z,t) = g_G Z + b - A \left(g_G + \frac{1}{778C_p} \right) + \left[T_0 - b + A \left(g_G + \frac{1}{778C_p} \right) \right] e^{-Z/A} \quad (3.2)$$

Las ecuaciones (3.1, 3.2 y 3.3) se desarrollaron bajo las suposiciones que las propiedades físicas y térmicas de la tierra y el pozo no varían con la temperatura, que el calor se transferirá radialmente en la tierra y que la transmisión de calor en el pozo es rápida comparada con el flujo de calor en la formación, por lo que las soluciones pueden representarse para estado estacionario.

El término A, se define como:

$$A = \frac{Wc_p [k + r_1 U f(t)]}{2\pi r_1 U k} \quad (3.3)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{dA_1}{h_1 dA_1} + \frac{x_t dA_1}{k_t dA_t} + \frac{dA_1}{h_2 dA_1} + \frac{dA_1}{h_2 dA_2} + \frac{x_c dA_1}{k_c dA_c} \quad (3.4)$$

Los diferenciales de área dA de la ecuación (3.4), son perpendiculares al flujo de calor, y por lo tanto proporcionales a las medidas de sus radios. El área logarítmica promedio puede calcularse de la siguiente forma:

$$A_t = \frac{A_1' - A_1}{\ln(A_1' / A_1)} \quad (3.5)$$

Si el espacio anular esta lleno de un material aislante, el tercero y cuarto términos de la ecuación (3.4) pueden omitirse y cambiarse por el término $\frac{x_a dA_1}{k_a dA_a}$, por lo que la ecuación (3.4) se convierte en:

$$\frac{1}{U} = \frac{dA_1}{h_1 dA_1} + \frac{x_t dA_1}{k_t dA_t} + \frac{x_a dA_1}{k_a dA_a} + \frac{x_c dA_1}{k_c dA_c} \quad (3.6)$$

Los coeficientes locales de transferencia de calor (h_1, h_2) de la ecuación (3.4), pueden obtenerse de las correlaciones de transferencia de calor para diferentes tipos de flujo, por ejemplo, turbulento, laminar, o convección libre. Si el espacio anular está sometido a vacío o está lleno de gas, el coeficiente local de transferencia de calor será despreciable, pero el calor podrá transferirse de la TP a la TR por radiación. En este caso, el coeficiente local de transferencia de calor se incrementará por la contribución de la radiación.

En problemas de transmisión de calor en el pozo, obtener el Coeficiente General de Transferencia de Calor es un aspecto crítico, por lo que a continuación se dan tres reglas:

1. La resistencia térmica de la tubería o de la TR, puede despreciarse ya que la conductividad térmica del acero es mucho mayor que los otros materiales del pozo o que la de la tierra.
2. La resistencia térmica del agua líquida o vapor condensado puede despreciarse ya que los coeficientes de transferencia de calor de la película son tan altos que ofrecen poca resistencia al flujo de calor (alrededor de 200 a 2000 Btu/hr-pie²-°F).
3. Los coeficientes de la película de gas y la resistencia térmica de los materiales aislantes en el pozo tienen un gran efecto sobre el Coeficiente General de Transferencia de Calor. Los coeficientes de la película de gas para flujo turbulento son frecuentemente de 2 a 5 Btu/hr-pie²-°F.

La función de tiempo $f(t)$ que aparece en la ecuación (3.3), puede obtenerse con la expresión:

$$f(t) = -\ln \frac{r_2'}{2\sqrt{\alpha t}} - 0.290 + \left(r_2'^2 / 4\alpha t \right) \quad (3.7)$$

Sorprendentemente, se han obtenido buenos resultados en diferentes áreas geográficas utilizando como valor la conductividad de la tierra de 1.4 Btu/hr-ft-°F y para la difusividad térmica 0.04 sq ft/hr. La conductividad térmica para una localidad en particular puede estimarse a partir de los registros de temperatura del campo.

III.2 Modelo de Alves et al⁷.

Alves et al. presentaron una ecuación general para calcular la temperatura en pozos fluyentes, dicha ecuación, puede aplicarse a líneas de descarga, pozos productores y pozos inyectoros, para flujo en una o dos fases, con un amplio rango de grados de inclinación (desde horizontal hasta vertical), con modelos de aceite negro o composicional.

La expresión propuesta por Alves et al. es:

$$T_f = (T_{ei} - g_G L \sin \theta) + (T_i - T_{ei}) \exp(-L/A) + g_G A \times \sin \theta [1 - \exp(-L/A)] + \frac{1}{\rho c_p} \frac{dp}{dL} \Phi / A [1 - \exp(-L/A)] \quad (3.8)$$

donde:

$$A = (W c_p / U \pi d) \quad (3.9)$$

$$U = \frac{1}{r} \left(\frac{1}{U_o} + \frac{f(t)}{k} \right)^{-1} \quad (3.10)$$

$$\Phi = \left(\rho \eta c_p \frac{dp}{dZ} - \rho g \sin \theta - \rho v \frac{dv}{dZ} \right) / \frac{dp}{dZ} \quad (3.11)$$

Los valores promedio de c_p y η , así como el gradiente de presión dp/dL , dependen de la presión y temperatura promedio en el segmento de tubería, por lo que se requiere un

método iterativo para los cálculos. El gradiente de presión, puede determinarse con cualquier método de flujo multifásico.

Para modelos composicionales, pueden generarse tablas de entalpía que den valores de c_p y de η . Sin embargo para modelos de aceite negro se necesita un método que aproxime estos parámetros.

III.2. 1 Aproximación para Modelos de Aceite Negro

La capacidad calorífica es:

$$\bar{c}_p = (w_g c_{pg} + w_L c_{pL}) / W \quad (3.12)$$

Y el coeficiente de Joule-Thomson:

$$\bar{\eta} = -\frac{1}{\bar{c}_p W} \left\{ \frac{w_g}{\rho_g} \left[-\frac{T_f}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] + \frac{w_L}{\rho_L} \right\} \quad (3.13)$$

O

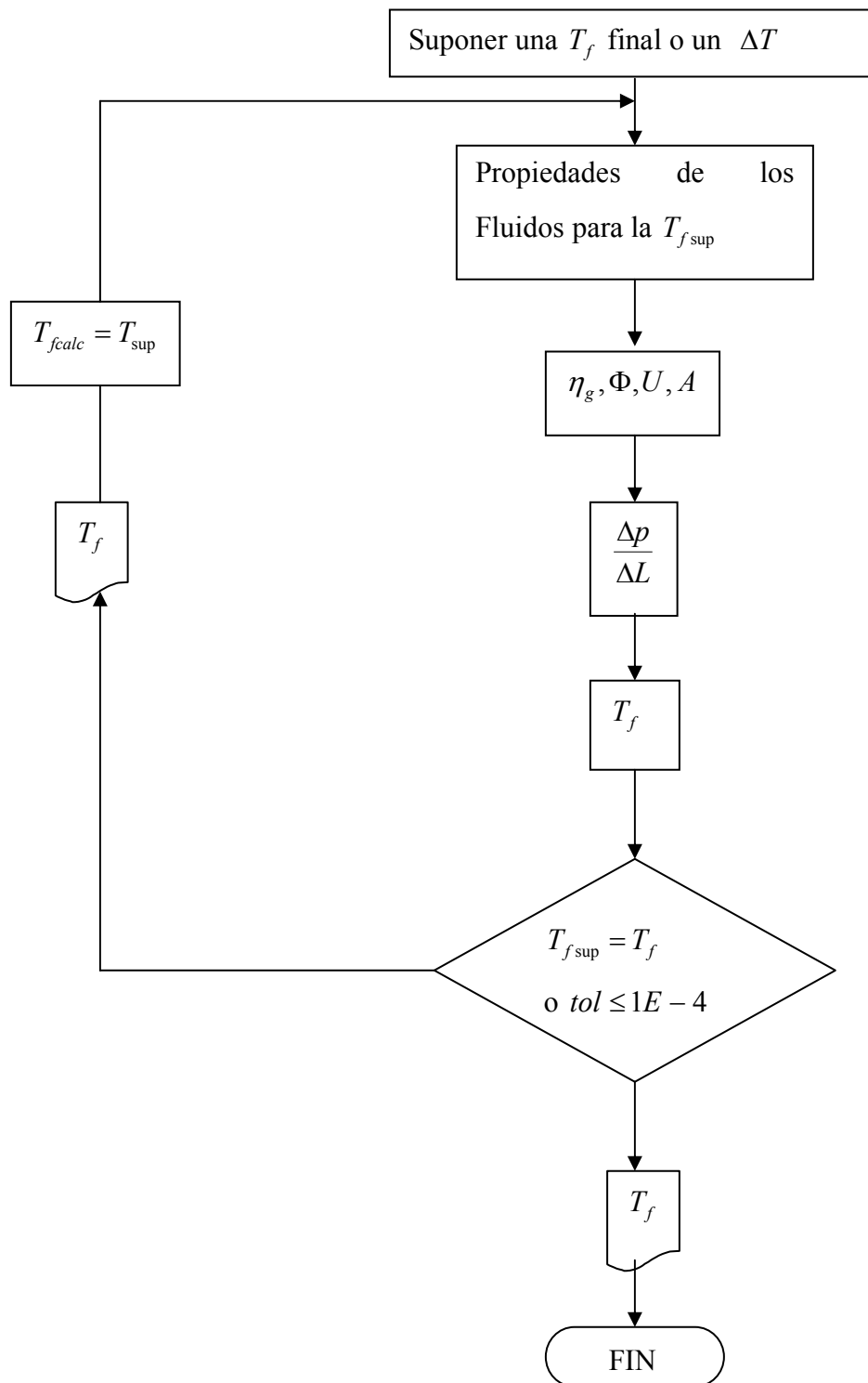
$$\bar{\eta} = -\frac{1}{\bar{c}_p \rho_n} \left\{ y_g \left[-\frac{T_f}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] + y_L \right\} \quad (3.14)$$

Para líquido en una sola fase, $y_g = 0$, $y_L = 1$, $\rho_n = \rho_L$, lo que representaría un líquido incompresible. Igualmente, para gas en una sola fase, $y_L = 0$, $y_g = 1$, $\rho_n = \rho_g$, considerando un gas real.

Las capacidades caloríficas del agua y de los hidrocarburos no varían mucho en un amplio rango de temperaturas. Por lo tanto, los valores promedio de \bar{c}_p pueden obtenerse fácilmente y usarse para todo el pozo y para toda la línea de descarga. Las correlaciones para el factor de compresibilidad, z , están disponibles en la literatura. Así, los valores de $\bar{\eta}$ pueden evaluarse fácilmente con la ecuación (3.14).

Una característica importante de la ecuación (3.8) es que bajo las suposiciones apropiadas, puede convertirse en las ecuaciones propuestas por Ramey para un gas ideal o para un líquido incompresible.

Fig. III.2.1 Diagrama de Flujo para el Modelo de Alves



III.3 Modelo de Rajiv Sagar et al⁸.

Rajiv Sagar et al, presentaron un modelo simple para predecir los perfiles de temperatura en pozos con flujo multifásico. El modelo fue desarrollado con datos de temperatura de 392 pozos, asumiendo que la transferencia de calor en el pozo se da en régimen permanente o estacionario.

La expresión propuesta por Sagar es:

$$T_f = T_e - \frac{g \text{sen} \theta}{g_c J c_{pL} A} + \frac{\overline{F}_c}{A} + \frac{g_G \text{sen} \theta}{A} + e^{-A(L-L_m)} \left(T_{fin} - T_{ein} + \frac{g \text{sen} \theta}{g_c J c_{pL} A} - \frac{\overline{F}_c}{A} - \frac{g_G \text{sen} \theta}{A} \right) \quad (3.15)$$

Para lo cual dependiendo si el pozo es fluyente o con Bombeo Neumático debe dividirse en uno o más intervalos donde el coeficiente de corrección F_c , la distancia de relajación, A , el gradiente geotérmico, g_G , el calor específico, C_{pL} , y el ángulo de inclinación, θ , sean constantes. Después se podrá calcular la temperatura del intervalo o los intervalos de longitud L .

Donde:

$$C_{pL} = \left(\frac{q_o}{q_o + q_w} \right) C_{po} + \left(1 - \frac{q_o}{q_o + q_w} \right) C_{pw} \quad (3.16)$$

$$C_{po} = 0.485 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{F}$$

$$C_{pw} = 1.0 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{F}$$

$$f(t) = \ln\left[2\sqrt{\alpha t}/(r_{wb}/12)\right] - 0.290 \quad (3.17)$$

$$W = \frac{q_g \gamma_g}{1.1309 \times 10^6} + \frac{(q_w \gamma_w + q_o \gamma_o)}{246.6} \quad (3.18)$$

$$U = \frac{12}{r_i} \left[\frac{\ln(r_{ci}/r_{io})}{k_{an}} + \frac{\ln(r_{wb}/r_{co})}{k_{cem}} \right]^{-1} \quad (3.19)$$

$$A = \left(\frac{2\pi}{WC_{pL}} \right) \left(\frac{r_i U k}{k + r_i U f(t)/12} \right) \left(\frac{1}{86400 \times 12} \right) \quad (3.20)$$

Los valores típicos de la conductividad térmica en Btu/Día-pie-°F son: $k = 33.6$, $k_{cem} = 96.5$, $k_{anw} = 9.192$, y $k_{ang} = 0.504$.

El coeficiente de corrección (donde se involucran los términos de energía cinética y el coeficiente de Joule-Thomson) es: $\bar{F}_c = 0.0$, cuando $W \geq 5.0$ lbm/seg y

$$\begin{aligned} \bar{F}_c = & -2.978 \times 10^{-3} + 1.006 \times 10^{-6} p_{wh} + 1.906 \times 10^{-4} W - 1.047 \times 10^{-6} R_{gL} + 3.229 \times 10^{-5} \gamma_{API} \\ & + 4.009 \times 10^{-3} \gamma_g - 0.3551 g_G \end{aligned} \quad (3.21)$$

cuando $W < 5.0$ lbm/seg.

La temperatura de la tierra a la profundidad $Z (= L \sin \theta)$ es

$$T_e = T_{bh} - g_G L \sin \theta \quad (3.22)$$

Z se calcula de la superficie hacia el fondo del pozo.

III.3.1 Flujo por TR

Para flujo por TR o séase que no existe tubería de producción, el Coeficiente General de Flujo de Calor se simplifica a:

$$U = \frac{12}{r_{ci}} \left[\frac{\ln(r_{wb}/r_{co})}{k_{cem}} \right]^{-1} \quad (3.23)$$

El coeficiente A es:

$$A = \left(\frac{2\pi}{Wc_{pL}} \right) \left(\frac{r_{ci} Uk}{k + r_{ci} Uf(t)/12} \right) \left(\frac{1}{86400 \times 12} \right) \quad (3.24)$$

III.3.2 Flujo por Espacio Anular

Para flujo por espacio anular:

$$U = \frac{12}{(r_{ci} - r_{to})} \left[\frac{\ln(r_{wb}/r_{co})}{k_{cem}} \right]^{-1} \quad (3.25)$$

El coeficiente A es:

$$A = \left(\frac{2\pi}{Wc_{pL}} \right) \left(\frac{(r_{ci} - r_{to}) Uk}{k + (r_{ci} - r_{to}) Uf(t)/12} \right) \left(\frac{1}{86400 \times 12} \right) \quad (3.26)$$

III.4 Modelo de Hasan - Kabir⁹

III.4.1 Flujo Gas / Líquido en Pozos Productores

Para pozos que producen con flujo en una sola fase, ya sea líquido o gas **sólo**, y flujo en dos fases se tiene la siguiente ecuación:

$$T_f = T_{ei} + \frac{1 - e^{(z-L)A}}{A} \left[g_G \text{sen} \theta + \overline{F_c} - \frac{g \text{sen} \theta}{C_p J g_c} \right] \quad (3.27)$$

Para flujo de líquido en una fase, se tiene que cuando $\overline{F_c}$ es igual a la carga hidrostática ($= g \text{sen} \theta / J g_c$), la ecuación (3.27) se convierte en:

$$T_f = T_{ei} + g_G \text{sen} \theta \left(\frac{1 - e^{(z-L)A}}{A} \right) \quad (3.28)$$

Mientras que para el flujo de gas en una sola fase, se desprecia $\overline{F_c}$ y la ecuación (3.27), se convierte en:

$$T_f = T_{ei} + \frac{1 - e^{(z-L)A}}{A} \left[g_G \text{sen} \theta - \frac{g \text{sen} \theta}{C_p J g_c} \right] \quad (3.29)$$

El parámetro $\overline{F_c}$ depende de variables como son: el gasto, la relación gas / líquido (RGL), y la presión del pozo. El valor de $\overline{F_c}$, puede obtenerse del modelo de Sagar et al⁸, con las mismas consideraciones.

Una alternativa para esta aproximación empírica es utilizar el Coeficiente de Joule Thomson para flujo en dos fases, el cual está dado por:

$$\eta = \frac{1}{C_p} \left[\frac{x}{\rho_g} \left(-\frac{T}{Z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right) + \frac{1-x}{\rho_L} \right] \quad (3.30)$$

donde x es la fracción masa de la fase vapor. El parámetro $\overline{F_c}$, calculado a partir de C_J variará algo con la profundidad del pozo. Utilizar un valor promedio, evaluado en el punto medio del pozo, proporciona suficiente exactitud en la mayoría de los casos.

III.4.2 Temperatura de los Fluidos en Pozos Inyectores

Comúnmente los pozos de inyección están presentes en operaciones de campo; tal es el caso del mantenimiento de presión del yacimiento, por lo que en ocasiones parte del agua y gas producidos, son inyectados a la formación; igualmente, los proyectos de recuperación secundaria y terciaria requieren también inyección de fluidos. En estas y otras aplicaciones, se debe calcular la temperatura del fluido de inyección conforme éste fluye hacia el fondo del pozo.

La ecuación para calcular la temperatura de los fluidos de inyección es:

$$T_f = T_{ei} - \frac{1 - e^{-(z-L)A}}{A} \left[g_G \text{sen} \theta + \overline{F_c} - \frac{g \text{sen} \theta}{C_p J g_c} \right] + e^{-zA} (T_{fwh} - T_{es}) \quad (3.31)$$

III.5 Modelo de Hagoort¹⁰

Jacques Hagoort hizo una revisión al modelo de Ramey⁶, y determinó, que dicho método sobrestima el valor de la temperatura, para un período transitorio temprano, por lo que desarrolló una solución rigurosa, que consiste de tres regímenes distintos de tiempo: un período transitorio temprano, un período transitorio tardío, y un período intermedio entre los dos. En el régimen transitorio temprano, el modelo de Ramey⁶ subestima las pérdidas de calor, por lo que sobrestima la temperatura en la cabeza del pozo. El régimen transitorio tardío, es el período en el que las temperaturas adimensionales (para el ejemplo) exceden de 0.9, para el cual, hay una excelente concordancia entre el modelo de Ramey⁶ y la solución rigurosa. El punto en el que convergen estos métodos marca el inicio del régimen intermedio de tiempo.

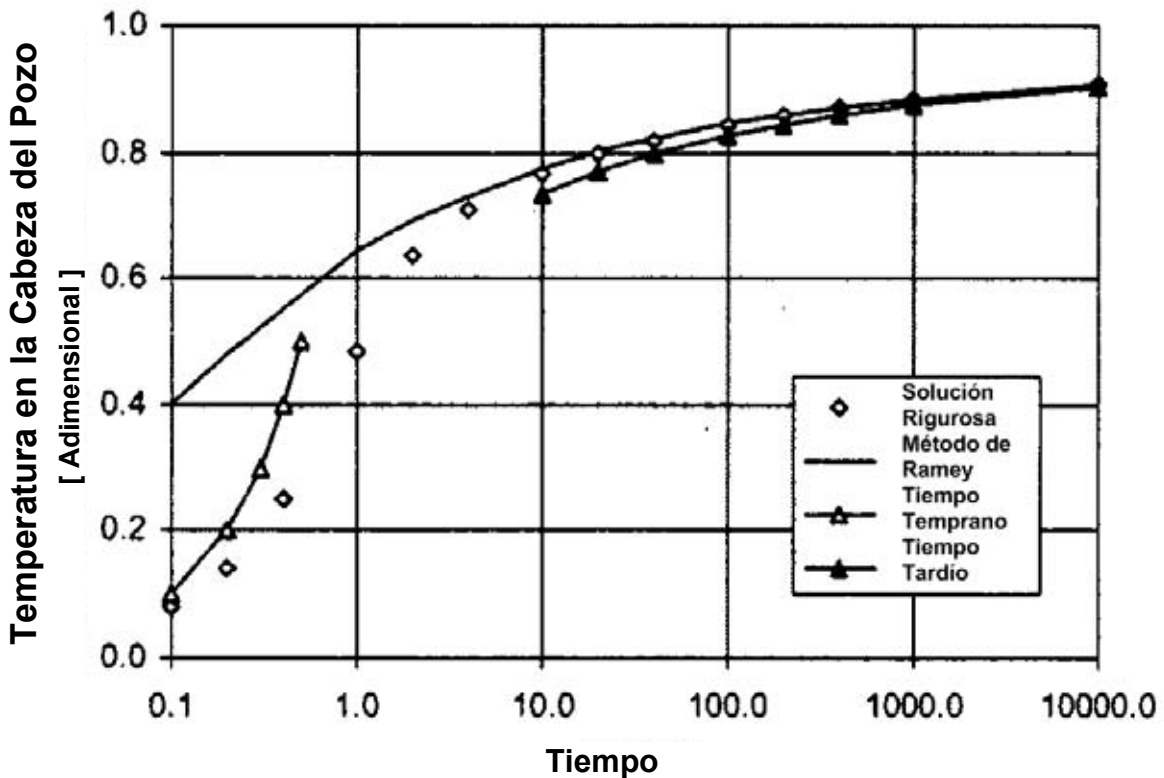


Fig. III.3 Temperatura a la cabeza del pozo vs. tiempo.

III.6 Ejemplo

A continuación se presenta el caso del pozo Narváz 8 (Arena 43) con los siguientes datos:

Calcular la Temperatura del fluido fluyente en la tubería de producción (T_f)

Intervalos disparados = 2110-2122 mD

Nivel medio de los disparos = 2116 mD

Temperatura de fondo = 70.88°C

Temperatura en superficie = 30°C

Presión de fondo estática (Pws) = 254.28 Kg/cm² (3616.7 lb/pg²)

Presión de fondo fluyendo (Pwf) = 252.66 Kg/cm² (3593.7 lb/pg²)

Presión en la cabeza del pozo (Pwh) = 216 Kg/cm² (3072.23 lb/pg²)

Diámetro de la TP 2 7/8" OD (2.441" ID)

Diámetro de la TR 5" OD (4.494" ID)

Diámetro del pozo 6 7/8"

Gradiente Geotérmico = 0.0106 ° F/pie

Calor específico del fluido a presión constante, $c_p = 1.009$ [KJ/ Kg K] (0.241 [Btu/ lb - ° F])

Ø Est 64 avos Pg	Qgas mmpcd	Qcond bpd	Qagua bpd	Pwf Kg/cm2	Pwh Kg/cm2
22	9.14	2.70	0	252.66	216.0

Tabla 3.1.- Datos Medidos durante la Prueba de Producción

$$W = 9.14 \times 10^6 \frac{pie^3_g}{Día} \left(\frac{\frac{lbm_g}{pie^3_g @ cs}}{\frac{lbm_{aire}}{pie^3_{aire} @ cs}} \right) \left(0.0764 \frac{lbm_{aire}}{pie^3_{aire} @ cs} \right) = 488807 \frac{lbm_g}{Día}$$

III.6.1 Modelo de Ramey⁶

Calculando U con el método de Hasan – Kabir⁹ se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_{to}} = \frac{r_{to}}{r_{ti} h_{to}} + \frac{r_{to} \ln(r_{to}/r_{ti})}{k_t} + \frac{r_{to} \ln(r_{ins}/r_{to})}{k_{ins}} + \frac{r_{to}}{r_{ins} (h_c + h_r)} + \frac{r_{to} \ln(r_{co}/r_{ci})}{k_c} + \frac{r_{to} \ln(r_{wb}/r_{co})}{k_{cem}}$$

Para este caso se omitirán los términos tercero y cuarto de la expresión anterior por lo que:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_{to}} = & \frac{1.44[pg]}{1.22[pg] \left(11 \left[\frac{Btu}{pie^2 \cdot hr \cdot ^\circ F} \right] \right)} + \frac{1.44[pg] \ln(1.44[pg]/1.22[pg])}{12 \left[\frac{pg}{pie} \right] \left(30.33 \left[\frac{Btu}{pie \cdot hr \cdot ^\circ F} \right] \right)} + \frac{1.44[pg] \ln(2.5[pg]/2.247[pg])}{12 \left[\frac{pg}{pie} \right] \left(30.33 \left[\frac{Btu}{pie \cdot hr \cdot ^\circ F} \right] \right)} \\ & + \frac{1.44[pg] \ln(3.313[pg]/2.5[pg])}{12 \left[\frac{pg}{pie} \right] \left(0.46 \left[\frac{Btu}{pie \cdot hr \cdot ^\circ F} \right] \right)} \end{aligned}$$

$$U_{to} = 5.5 \left[\frac{Btu}{pie^2 \cdot hr \cdot ^\circ F} \right]$$

Ahora se obtiene $f(t)$

$$f(t) = -\ln\left(\frac{r_{co}}{2 \cdot \sqrt{\alpha \cdot t}}\right) - 0.290 + \left(\frac{r_{co}^2}{4 \cdot \alpha \cdot t}\right)$$

$$f(t) = -\ln \left(\frac{2.5 \left[\text{in} \left(\frac{1}{12} \left[\frac{\text{pie}}{\text{pg}} \right] \right) \right]}{2 \cdot \sqrt{0.04 \left[\frac{\text{pie}^2}{\text{hr}} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Día}} \right] \right) \cdot (20 \left[\text{Días} \right])}} \right) - 0.290 + \left(\frac{\left(2.5 \left[\text{pg} \left(\frac{1}{12} \left[\frac{\text{pie}}{\text{pg}} \right] \right) \right] \right)^2}{4 \cdot 0.04 \left[\frac{\text{pie}^2}{\text{hr}} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Día}} \right] \right) \cdot (20 \left[\text{Días} \right])} \right)$$

$$f(t) = 3.450 \text{ [Adimensional]}$$

Ahora

$$A = \frac{Wc_p [k + r_i U f(t)]}{2\pi r_i U k}$$

$$A = \frac{488807 \left[\frac{\text{lbm}_g}{\text{Dia}} \right] \left(0.241 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lbm}_g \cdot ^\circ F} \right] \right) \left[1.4 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{ft} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right) + 1.22 \left[\text{in} \left[\frac{1 \text{pie}}{12 \text{pg}} \right] \left(5.5 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F} \right] \times 24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right) (3.450) \right]}{2\pi \left(1.22 \left[\text{pg} \left[\frac{1 \text{pie}}{12 \text{pg}} \right] \right] \right) \left(5.5 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F} \right] \right) 1.4 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right)^2}$$

$$A = 3322.17 \left[\text{pie} \right]$$

$$T_f(Z, t) = g_G Z + b - A \left(g_G - \frac{1}{778 C_p} \right) + \left[T_0 - b + A \left(g_G - \frac{1}{778 C_p} \right) \right] e^{-Z/A}$$

$$T_f(Z,t) = 0.0106 \left[\frac{^{\circ}F}{pie} \right] (6922.57[pie]) + 86[^{\circ}F] -$$

$$3322.17[pie] \left(0.0106 \left[\frac{^{\circ}F}{pie} \right] - \frac{1}{778 \left[\frac{pie-lbf}{Btu} \right] \left(\frac{32.2 \left[\frac{pie-lbm}{seg^2-lbf} \right]}{32.2 \left[\frac{pie}{seg^2} \right]} \right) \left(0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^{\circ}F} \right] \right)} \right) +$$

$$\left[159.6 - 86 + 3322.17[pie] \left(0.0106 \left[\frac{^{\circ}F}{pie} \right] - \frac{1}{778 \left[\frac{pie-lbf}{Btu} \right] \left(\frac{32.2 \left[\frac{pie-lbm}{seg^2-lbf} \right]}{32.2 \left[\frac{pie}{seg^2} \right]} \right) \left(0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^{\circ}F} \right] \right)} \right) \right] e^{\left(\frac{-6922.57[pie]}{3322.17[pie]} \right)}$$

$$T_f = 153.221[^{\circ}F] \text{ } \delta \text{ } T_f = 67[^{\circ}C]$$

III.6.2 Modelo de Alves⁷

$$T_f = (T_{ei} - g_G L \text{sen} \theta) + (T_i - T_{ei}) \exp(-L/A) + g_G A \times \text{sen} \theta [1 - \exp(-L/A)] + \frac{1}{\rho c_p} \frac{dp}{dL} \Phi/A [1 - \exp(-L/A)]$$

$$A = (W c_p / U \pi d)$$

$$U = \frac{1}{r} \left(\frac{1}{U_o} + \frac{f(t)}{k} \right)^{-1}$$

$$\Phi = \left(\rho \eta c_p \frac{dp}{dL} - \rho g \text{sen} \theta - \rho v \frac{dv}{dL} \right) / \frac{dp}{dL}$$

El Coeficiente de Joule-Thomson⁷ se calculará de la siguiente forma:

$$\eta_g = - \frac{1}{C_p \rho_g} \left[- \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right]$$

Suponiendo una $T = 140 [^\circ F]$

$$\eta_g = - \frac{1}{0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^\circ F} \right] \left(0.06 \left[\frac{lbm}{pie^3} \right] \right)} \left[- \frac{140 [^\circ F]}{1} \left(\frac{1 - 0.79133}{159.6 - 140 [^\circ F]} \right)_P \right]$$

$$\eta_g = 103.077 \left[\frac{[^\circ F] \text{pie}^3}{\text{Btu}} \right]$$

$$v = \frac{q_g}{A_p} = \frac{105.787 \left[\frac{\text{pie}^3}{\text{seg}} \right]}{0.0126 \left[\text{pie}^2 \right]} = 8395.8 \left[\frac{\text{pie}}{\text{seg}} \right]$$

$$\Phi = \frac{\left(\begin{array}{l} 0.06 \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right] (103.077) \left[\frac{[^\circ F] \text{pie}^3}{\text{Btu}} \right] \left(0.241 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ F} \right] \right) \left(\frac{75018.15 \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^2} \right]}{6922.57 \left[\text{pie} \right]} \right) - \\ 0.06 \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}} \right] \left(32.2 \left[\frac{\text{pie}}{\text{seg}^2} \right] \right) - 0.06 \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}} \right] \left(8395.8 \left[\frac{\text{pie}}{\text{seg}} \right] \right) \left(\frac{8395.8 \left[\frac{\text{pie}}{\text{seg}} \right]}{6922.57 \left[\text{pie} \right]} \right) \end{array} \right)}{\left(\frac{75018.15 \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^2} \right]}{6922.57 \left[\text{pie} \right]} \right)}$$

$$\Phi = -55.066$$

Ahora:

$$U = \frac{1}{0.102 \left[\text{pie} \right]} \left(\frac{1}{0.102 \left[\text{pie} \right] \left(5.5 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F} \right] \right) \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right)} + \frac{3.450}{1.4 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right)} \right)^{-1}$$

$$U = 55.405 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{Día} \cdot ^\circ F} \right]$$

Entonces A :

$$A = \left(\frac{488807 \left[\frac{lbm}{Dia} \right] \left(0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^\circ F} \right] \right)}{55.405 \left[\frac{Btu}{pie^2 \cdot Día \cdot ^\circ F} \right] \pi (0.203 [pie])} \right)$$

$$A = 3334.9415 [pie]$$

Entonces se tiene que la T_f es:

Dado que $T_i = T_{ei}$ por lo que el segundo término en la siguiente ecuación se hace cero.

$$T_f = \left(159.6 [^\circ F] - 0.0106 \left[\frac{^\circ F}{pie} \right] (6922.57 [pie]) \right) + 0 +$$

$$0.0106 \left[\frac{^\circ F}{pie} \right] (3334.9415 [pie]) \left[1 - e^{\left(\frac{-6922.57 [pie]}{3334.9415 [pie]} \right)} \right] +$$

$$\frac{1}{0.06 \left[\frac{lbm}{pie^3} \right] \left(0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^\circ F} \right] \right) \left(778 \left[\frac{pie - lbf}{Btu} \right] \right) \times \left(\frac{32.2 \left[\frac{pie - lbf}{seg^2 - lbf} \right]}{32.2 \left[\frac{pie}{seg^2} \right]} \right) \left(\frac{75018.15 \left[\frac{lbm}{pie^2} \right]}{6922.57 [pie]} \right)} \times$$

$$\left(\frac{61.624}{3334.9415 [pie]} \right) \left[1 - e^{\left(\frac{-6922.57 [pie]}{3334.9415 [pie]} \right)} \right]$$

$$T_f = 117.11108 [^\circ F] \quad \text{Ó} \quad T_f = 47.28393 [^\circ C]$$

A continuación se presenta la tabla con los resultados de las iteraciones y así obtener la T_f

Iteraciones	Tf [°F]	Tf [°C]	Tolerancia
1	140	60	
2	117.1113833	47.28410181	22.88861675
3	117.1110785	47.28393253	0.000304706
4	117.1110785	47.28393253	1.83468E-09

Tabla III.6.1. Resultados del proceso iterativo

III.6.3 Modelo de Rajiv Sagar⁸

Para el modelo de Rajiv Sagar se tiene que la T_f :

$$T_f = T_e - \frac{g \text{sen} \theta}{g_c J c_{pm} A} + \frac{\bar{F}_c}{A} + \frac{g_G \text{sen} \theta}{A} + e^{-A(L-L_{in})} \left(T_{fin} - T_{ein} + \frac{g \text{sen} \theta}{g_c J c_{pm} A} - \frac{\bar{F}_c}{A} - \frac{g_G \text{sen} \theta}{A} \right)$$

$$L = 2116[m] \text{ y } L_{in} = 2110[m]$$

$$A = \frac{2\pi}{c_{pm} W} \left[\frac{r_{ti} U k_e}{k_e + f(t) r_{ti} U} \right]$$

$$U = \left[r_{ti} \frac{\ln(r_{ci}/r_{to})}{k_{an}} + r_{ti} \frac{\ln(r_{wb}/r_{co})}{k_{cem}} \right]^{-1}$$

$$f(t) = \ln \left[2\sqrt{at} / (r_{wb} / 12) \right] - 0.290$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_c = & -2.978 \times 10^{-3} + 1.006 \times 10^{-6} p_{wh} + 1.906 \times 10^{-4} W - 1.047 \times 10^{-6} R_{gL} + 3.229 \times 10^{-5} \gamma_{API} \\ & + 4.009 \times 10^{-3} \gamma_g - 0.3551 g_G \end{aligned}$$

Entonces se calcula el U :

$$U = \left[1.22 \left[\ln \left(\left[\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pg}} \right] \right) \right] \frac{\ln \left(\frac{2.247}{1.44} \right)}{9.192 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie} \cdot \text{Dia} \cdot ^\circ \text{F}} \right]} + 1.22 \left[\ln \left(\left[\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pg}} \right] \right) \right] \frac{\ln \left(\left[\frac{3.313}{2.5} \right] \right)}{96.5 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie} \cdot \text{Dia} \cdot ^\circ \text{F}} \right]} \right]^{-1}$$

$$U = 192.1 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{Dia} \cdot ^\circ \text{F}} \right]$$

$$f(t) = \ln \left[2\sqrt{\alpha t} / (r_{wb} / 12) \right] - 0.290$$

$$f(t) = \ln \left[\frac{2\sqrt{0.04 \left[\frac{\text{pie}^2}{\text{hr}} \left(\frac{24[\text{hr}]}{1[\text{Dia}]} \right) (20[\text{Dias}]) \right]}}{\left[\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pg}} \right] (3.313 \text{ pg})} \right] - 0.290$$

$$f(t) = 3.168$$

Ahora se calcula A :

$$A = \frac{2\pi}{0.241 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ \text{F}} \right] \left(488807 \left[\frac{\text{lbm}}{\text{Dia}} \right] \right)} \times \frac{\left[1.22 \left[\ln \left[\frac{1[\text{pie}]}{12[\text{pg}]} \right] \right] (192.1) \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{Dia} \cdot ^\circ \text{F}} \right] (1.4) \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ \text{F}} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right) \right]}{\left(1.4 \right) \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ \text{F}} \right] \left(24 \left[\frac{\text{hr}}{\text{Dia}} \right] \right) + (3.168) 1.22 \left[\text{pg} \left[\frac{1[\text{pie}]}{12[\text{pg}]} \right] \right] (192.1) \left[\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{Dia} \cdot ^\circ \text{F}} \right]}$$

$$A = 0.00037 \left[\frac{1}{pie} \right]$$

Se calcula el gasto másico, para determinar si se utilizará el F_c

$$W = 488807 \left[\frac{lbm}{Dia} \right] \left[\frac{1Dia}{86400seg} \right] = 5.657 \left[\frac{lb}{seg} \right]$$

Dado que $W > 5 \left[\frac{lbm}{seg} \right]$, $F_c = 0$, se tiene que T_f :

$$T_f = 159.6 [^{\circ}F] - \frac{32.2 \left[\frac{pie}{seg^2} \right]}{32.2 \left[\frac{pie-lbm}{seg^2-lbf} \right] \left(778 \left[\frac{pie-lbf}{Btu} \right] \right) \left(0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^{\circ}F} \right] \right) \left(0.00037 \left[\frac{1}{pie} \right] \right)} + \frac{0.0106 \left[\frac{^{\circ}F}{pie} \right]}{0.00037 \left[\frac{1}{pie} \right]} +$$

$$\exp^{-0.00037 \left[\frac{1}{pie} \right] (6942.26 - 6922.57) [pie]} \times$$

$$\left(0 + \frac{32.2 \left[\frac{pie}{seg^2} \right]}{32.2 \left[\frac{pie-lbm}{seg^2-lbf} \right] \left(778 \left[\frac{pie-lbf}{Btu} \right] \right) \left(0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^{\circ}F} \right] \right) \left(0.00037 \left[\frac{1}{pie} \right] \right)} - \frac{0.0106 \left[\frac{^{\circ}F}{pie} \right]}{0.00037 \left[\frac{1}{pie} \right]} \right)$$

$$T_f = 159.5 [^{\circ}F] \quad \text{ó} \quad T_f = 70.83 [^{\circ}C]$$

III.6.4 Modelo de Hasan - Kabir⁹

La expresión para flujo en una sola fase (gas) es la siguiente:

$$T_f = T_{ei} + \frac{1 - e^{-(z-L)L_R}}{L_R} \left[g_G \text{sen} \theta - \frac{g \text{sen} \theta}{C_p J g_c} \right]$$

$$L_R = \frac{2\pi}{C_p W} \left[\frac{r_{to} U_{to} k_e}{k_e + (r_{to} U_{to} T_D)} \right]$$

Considerando que $T_{wb} = T_{ei}$, entonces se tiene:

$$T_D = \frac{(2\pi \cdot k_e)(T_{wb} - T_{ei})}{Q}, \text{ por lo que } T_D = 0, \text{ por lo que:}$$

$$L_R = \frac{2\pi}{0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^\circ F} \right] \left(488807 \left[\frac{lbm}{Dia} \right] \right)} \left[\frac{1.44 [pg] \left(\frac{1 [pie]}{12 [pg]} \right) \left(5.5 \left[\frac{Btu}{pie^2 hr \cdot ^\circ F} \right] \right) \left(1.4 \left[\frac{Btu}{pie \cdot hr \cdot ^\circ F} \right] \left(\frac{24 [hr]}{1 [Dia]} \right)^2 \right)}{\left(1.4 \left[\frac{Btu}{pie \cdot hr \cdot ^\circ F} \right] \left(\frac{24 [hr]}{1 [Dia]} \right) \right)} \right]$$

$$L_R = 0.000845 \left[\frac{1}{pie} \right]$$

Entonces T_f , se calcula de la siguiente forma:

$$T_f = 159.6 [^{\circ}F] + \frac{1 - e^{(-2110 [pie]) \left(0.000845 \left[\frac{1}{pie} \right] \right)}}{0.000845 \left[\frac{1}{pie} \right]} \times$$

$$\left[0.0106 \left[\frac{^{\circ}F}{pie} \right] - \frac{32.2 \left[\frac{pie}{seg^2} \right]}{0.241 \left[\frac{Btu}{lbm \cdot ^{\circ}F} \right] \left(778 \left[\frac{pie - lbf}{Btu} \right] \right) \left(32.2 \left[\frac{pie - lbm}{seg^2 - lbf} \right] \right)} \right]$$

$$T_f = 158.56 [^{\circ}F] \quad \text{Ó} \quad T_f = 70.31 [^{\circ}C]$$

Nomenclatura del Capítulo III.

A	Distancia de relajación, [pie].
A_1	Área interna de la TP, [pg].
A'_1	Área exterior de la TP, [pg].
A_2	Área interna de la TR, [pg].
A_t	Área logarítmica promedio de la TP.
A_c	Área logarítmica promedio de la TP.
b	Temperatura geotérmica en superficie, [° F].
c_p	Calor específico del fluido a presión constante, [Btu / lb - ° F].
c_{pL}	Calor específico del líquido, [Btu / lb - ° F].
c_{pg}	Calor específico del líquido, [Btu / lb - ° F].
d	Diámetro de la tubería, [pie].
dA_a	Área logarítmica del espacio anular, o área logarítmica de A_2 y A'_1 .
F_c	Factor de corrección.
$f(t)$	Función de tiempo de conducción de calor transitorio, [adimensional].
g_G	Gradiente geotérmico, [° F/ pie].
g	Aceleración gravitacional, 32.2 [pie / seg ²].
g_c	Factor de conversión, 32.2 [pie-lbm / seg ² -lbf].
h_1, h_2	Coefficientes locales de transferencia de calor, [Btu / día – pie ² - ° F].
J	Equivalente mecánica del calor, 778 [pie-lbf/Btu].
k	Conductividad térmica de la tierra, [Btu / día – pie - ° F].
k_{an}	Conductividad térmica del material en el espacio anular [Btu / día – pie - ° F].
k_{ang}	Conductividad térmica del gas en el espacio anular [Btu / día – pie - ° F].
k_{anw}	Conductividad térmica del agua en el espacio anular [Btu / día – pie - ° F].
k_{cem}	Conductividad térmica del cemento [Btu / día – pie - ° F].

L	Longitud del pozo a partir de los disparos, [pie].
L_{in}	Longitud a partir de los disparos hasta la entrada, [pie].
q_o	Gasto de aceite, [STB/ Día].
q_w	Gasto de agua, [STB / Día].
r_1	Radio interno de la TP, [pie].
r_2	Radio interno de la TR, [pie].
r'_2	Radio externo de la TR, [pie].
t	Tiempo a partir del inicio de la inyección, [días].
T_f	Temperatura del fluido fluyente en la tubería de producción, [° F].
T_0	Temperatura del fluido de inyección en la superficie, [° F].
T_{ei}	Temperatura ambiente a la entrada de la tubería, [°F].
T_i	Temperatura a la entrada de la tubería, [°F].
T_e	Temperatura de la tierra alrededor del pozo, [° F].
T_{ein}	Temperatura de la tierra a la entrada, [° F].
T_{fin}	Temperatura del fluido fluyente a la entrada, [° F].
T_{fwh}	Temperatura del fluido en la cabeza del pozo.
T_{es}	Temperatura de la tierra en superficie.
U	Coefficiente General de Transferencia de Calor, [Btu / día-pie ² - ° F].
U_0	Coefficiente General de Transferencia de Calor multiplicado por el radio (r), [Btu / día-pie ² - ° F].
v	Velocidad, [pie/seg].
W	Gasto másico, [lb / día].
w_g	Gasto másico de gas, [lb / día].
w_L	Gasto másico de líquido, [lb / día].
x	Fracción de masa de la fase vapor, [adimensional].
x_t	Espesor de la TP, [pie].
x_c	Espesor de la TR, [pie].

- x_a Espesor del espacio anular, o diferencia entre el radio interno de la TR y el radio externo de la TP, [pie].
- y_L Colgamiento sin resbalamiento de líquido.
- y_g Colgamiento sin resbalamiento de gas.
- z Factor de compresibilidad del gas.
- Z Profundidad medida a partir de la superficie, [pie].
- α Difusividad térmica de la tierra, [pie² / día].
- θ Ángulo de inclinación con respecto a la horizontal [grados].
- Φ Parámetro de corrección, [adimensional].
- η Coeficiente de Joule-Thomson.
- ρ Densidad, [lbm / pie³].
- ρ_n Densidad de la mezcla sin resbalamiento, [lbm / pie³].

Capítulo IV

Perfil de Temperatura en Ductos de Recolección y Transporte

IV.1 Modelo de Boyun et al¹¹.

El pronóstico de pérdida de calor y perfil de temperatura en ductos de descarga y recolección de aceite y gas, es esencial para diseñar y evaluar las operaciones en este tipo de ductos. Boyun et al. presentaron un modelo sencillo para obtener el perfil de temperatura durante condiciones normales de operación (régimen permanente) para estas aplicaciones.

Si el gasto másico dentro de un ducto se mantiene estable por un largo período de tiempo, se espera que se presente una transferencia de calor en régimen permanente entre el sistema y sus alrededores; bajo dicha condición de flujo (estacionario o permanente), la temperatura en cualquier punto del sistema es independiente del tiempo; por lo que, la expresión para determinar el perfil interno de temperatura en régimen permanente es:

$$T = \frac{1}{\alpha^2} [\beta - \alpha\beta L - \alpha\gamma - e^{-\alpha(L+C)}] \quad (4.1)$$

donde el grupo de constantes esta definido por:

$$\alpha = \frac{2\pi Rk}{v\rho c_p s A_{cs}} \quad (4.2)$$

$$\beta = \alpha G \cos \theta \quad (4.3)$$

$$\gamma = -\alpha T_{ei} \quad (4.4)$$

$$C = -\frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_i - \alpha \gamma) \quad (4.5)$$

donde T es la temperatura interna de la tubería, L es la distancia longitudinal del fluido a partir del punto entrada, R es el radio interno de la capa aislante, k es la conductividad térmica del material aislante, v es la velocidad de flujo promedio del fluido en la tubería, ρ es la densidad del fluido, C_p es el calor específico del fluido a presión constante, s es el espesor de la capa aislante, A es el área interna de la sección transversal de la tubería, G es el gradiente térmico principal fuera del aislante, θ es el ángulo entre el gradiente térmico principal y la orientación de la tubería, T_0 es la temperatura del medio externo en el punto de entrada del fluido, y T_s es la temperatura del fluido en el punto de entrada del fluido.

Un aspecto importante a considerar es que este modelo no incluye la resistencia a la transferencia de calor (h) entre el fluido y la tubería, tanto en la parte interna como externa.

IV.2 Modelo de Alves et al⁷.

El modelo de Alves et al⁷. y Hasan-Kabir⁹ presentados en el capítulo III, pueden emplearse también para determinar el perfil de temperatura en líneas de descarga.

La expresión propuesta por Alves et al. es:

$$T_f = (T_{ei} - g_G L \sin \theta) + (T_i - T_{ei}) \exp(-L/A) + g_G A \times \sin \theta [1 - \exp(-L/A)] + \frac{1}{\rho c_p} \frac{dp}{dL} \Phi / A [1 - \exp(-L/A)] \quad (4.7)$$

donde:

$$A = (Wc_p / U\pi d) \quad (4.8)$$

$$U = \frac{1}{r} \left(\frac{1}{U_o} + \frac{f(t)}{k} \right)^{-1} \quad (4.9)$$

$$\Phi = \left(\rho \eta c_p \frac{dp}{dZ} - \rho g \sin \theta - \rho v \frac{dv}{dZ} \right) / \frac{dp}{dZ} \quad (4.10)$$

IV.2. 1 Aproximación para Modelos de Aceite Negro

La capacidad calorífica es:

$$\bar{c}_p = (w_g c_{pg} + w_L c_{pL})/W \quad (4.11)$$

Y el coeficiente de Joule-Thomson:

$$\bar{\eta} = -\frac{1}{\bar{c}_p W} \left\{ \frac{w_g}{\rho_g} \left[-\frac{T_f}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] + \frac{w_L}{\rho_L} \right\} \quad (4.12)$$

O

$$\bar{\eta} = -\frac{1}{\bar{c}_p \rho_n} \left\{ y_g \left[-\frac{T_f}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] + y_L \right\} \quad (4.13)$$

Para líquido en una sola fase, $y_g = 0$, $y_L = 1$, $\rho_n = \rho_L$, lo que representaría un líquido incompresible. Igualmente, para gas en una sola fase, $y_L = 0$, $y_g = 1$, $\rho_n = \rho_g$, considerando un gas real.

IV.3 Modelo de Hasan – Kabir⁹

La expresión propuesta por Hasan – Kabir para líneas de descarga que transportan fluidos petroleros en una sola fase (líquido o gas) y flujo en dos fases es:

$$T_f = T_{ei} + \frac{1 - e^{(z-L)A}}{A} \left[g_G \text{sen}\theta + \overline{F}_c - \frac{g \text{sen}\theta}{C_p J g_c} \right] \quad (4.14)$$

El parámetro \overline{F}_c depende de variables como son: el gasto, la relación gas / líquido (RGL), y la presión del pozo. El valor de \overline{F}_c , puede obtenerse del modelo de Sagar et al⁸, con las mismas consideraciones.

Una alternativa para esta aproximación empírica es utilizar el Coeficiente de Joule Thomson para flujo en dos fases, el cual está dado por:

$$\eta = \frac{1}{C_p} \left[\frac{x}{\rho_g} \left(-\frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) + \frac{1-x}{\rho_L} \right] \quad (4.15)$$

donde x es la fracción masa de la fase vapor. El parámetro \overline{F}_c , calculado a partir de C_J , variará algo con la profundidad del pozo. Utilizar un valor promedio, evaluado en el punto medio del pozo, proporciona suficiente exactitud en la mayoría de los casos.

Nomenclatura del Capítulo IV.

A	Distancia de relajación, [pie].
A_{cs}	Área transversal de la tubería abierta para el flujo del fluido, [pie ²].
C	Constante de integración.
c_p	Calor específico del fluido a presión constante, [Btu / lb - ° F].
c_{pL}	Calor específico del líquido, [Btu / lb - ° F].
c_{pg}	Calor específico del líquido, [Btu / lb - ° F].
d	Diámetro de la tubería, [pie].
F_c	Factor de corrección.
$f(t)$	Función de tiempo de conducción de calor transitorio, [adimensional].
G	Gradiente Geotérmico afuera del aislante, [°F / pie].
g	Aceleración gravitacional, 32.2 [pie / seg ²].
g_c	Factor de conversión, 32.2 [pie-lbm / seg ² -lbf].
g_G	Gradiente geotérmico, [° F/ pie].
J	Equivalente mecánica del calor, 778 [pie-lbf/Btu].
k	Conductividad térmica de la capa aislante, [Btu / día – pie - ° F].
L	Distancia longitudinal a partir del punto de entrada del fluido, [pie].
R	Radio interno de la capa aislante, [pie].
r	Radio de la tubería, [pie].
s	Espesor de la capa aislante, [pie].
T	Temperatura interna de la tubería, [° F].
T_{ei}	Temperatura ambiente a la entrada de la tubería, [°F].
T_f	Temperatura del fluido fluyente en la tubería o ducto, [° F].
T_i	Temperatura a la entrada de la tubería, [°F].
U	Coefficiente General de Transferencia de Calor, [Btu / día-pie ² - ° F].

U_0	Coeficiente General de Transferencia de Calor multiplicado por el radio (r), [Btu / día-pie ² - ° F].
v	Velocidad de flujo promedio del fluido en la tubería, [ft/seg].
W	Gasto másico, [lb / día].
w_g	Gasto másico de gas, [lbg / día].
w_L	Gasto másico de líquido, [lb / día].
x	Fracción de masa de la fase vapor, [adimensional].
y_L	Colgamiento sin resbalamiento de líquido.
y_g	Colgamiento sin resbalamiento de gas.
Z	Profundidad medida a partir de la superficie, [pie].
z	Factor de compresibilidad del gas.
α	Variable definida por la Ec. 4.2.
β	Variable definida por la Ec. 4.3.
θ	Ángulo de inclinación con respecto a la horizontal [grados].
γ	Variable definida por la Ec. 4.4.
Φ	Parámetro de corrección, [adimensional].
η	Coeficiente de Joule-Thomson.
ρ	Densidad del fluido, [lb / pie ³].

Capítulo V

Transferencia de Calor en Régimen Variable

V.1 Modelo de Boyun et al¹¹.

Boyun et al. presentaron dos modelos sencillos para pronosticar la pérdida de calor y los perfiles de temperatura en tuberías horizontales; dichos modelos son:

- Temperatura Variable durante la Puesta en Operación (simula el cambio de temperatura al inicio de la operación, a partir de condiciones estáticas),
- Temperatura Variable durante el Cambio de Gasto (con el cual se obtiene la tendencia de la temperatura durante el cambio de gasto y también durante el paro de la operación, es decir, el gasto se vuelve cero).

V.1.1 Temperatura Variable Durante la Puesta en Operación

El perfil de temperatura interno después iniciar el flujo del fluido se expresa de la siguiente manera:

$$T = \frac{1}{\alpha^2} \left\{ \beta - \alpha\beta L - \alpha\gamma - e^{-\alpha[L+f(L-vt)]} \right\} \quad (5.1)$$

donde la función f está dada por:

$$f(L-vt) = -(L-vt) - \frac{1}{\alpha} \ln \left\{ \beta - \alpha\beta(L-vt) - \alpha\gamma - \alpha^2 [T_i - G \cos \theta(L-vt)] \right\} \quad (5.2)$$

y t es el tiempo.

Esta solución es válida para $L - vt > 0$. Para puntos en los cuales, $L - vt < 0$, debe utilizarse: $L - vt = 0$.

V.1.2 Temperatura Variable Durante el Cambio de Gasto.

Suponer que después de un incremento o decremento de gasto, el fluido tiene una nueva velocidad v' en la tubería. El perfil de temperatura interna se obtiene con la siguiente expresión:

$$T = \frac{1}{\alpha^2} \left\{ \beta' - \alpha' \beta' L - \alpha' \gamma' e^{-\alpha[L + f(L - v't)]} \right\} \quad (5.3)$$

donde:

$$\alpha' = \frac{2\pi Rk}{v' \rho C_p s A_{cs}} \quad (5.4)$$

$$\beta' = \alpha' G \cos \theta \quad (5.5)$$

$$\gamma' = -\alpha' T_{ei} \quad (5.6)$$

y la función f está dada por:

$$f(L-v't) = -(L-v't) - \frac{1}{\alpha'} \ln \left\{ \beta' - \alpha' \beta' (L-v't) - \alpha' \gamma' - \left(\frac{\alpha'}{\alpha} \right)^2 \left\{ \beta - \alpha \beta (L-v't) - \alpha \gamma - e^{-\alpha[(L-v't)+C]} \right\} \right\}$$

(5.7)

V.2 Modelo de Fairuzov et al¹².

Fairuzov et al. desarrollaron un modelo numérico para el análisis del flujo bifásico y la transferencia de calor en un pozo durante una prueba de incremento de presión; el cual consiste de dos partes: un modelo hidrodinámico (describe el flujo bifásico en el pozo) y un modelo térmico (simula la conducción de calor transitoria en la tierra).

V.2.1 Modelo Hidrodinámico

Se utiliza un modelo simplificado de flujo bifásico para describir el flujo de gas-líquido en el pozo. El modelo asume el equilibrio térmico entre las fases, pero permite un equilibrio mecánico. El resbalamiento entre las fases se evalúa mediante correlaciones empíricas para relación de velocidades. Las ecuaciones básicas de flujo, se formularon utilizando el método de parámetros agrupados. El pozo se divide en un número de volúmenes de control o nodos que están unidos por conectores. La masa se conserva en cada nodo y se usa una ecuación de momento aproximada para calcular los el gasto a través de los conectores. El modelo asume que el fluido del pozo se encuentra en equilibrio térmico local con la formación. La distribución de temperatura de la formación alrededor del pozo se calcula con el modelo térmico. Las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido se estiman con las correlaciones PVT para aceite negro. Las características de flujo del yacimiento se calculan utilizando una integral de convolución. Para acoplar el modelo de flujo del yacimiento con el modelo del pozo, se emplea un efectivo proceso numérico. Una descripción detallada del modelo hidrodinámico puede encontrarse en artículo escrito por Fairuzov et al¹².

V.2.2 Modelo Térmico

La conducción transitoria en la formación se calcula con la ecuación de conducción de calor (5.8) en una dimensión, utilizando la técnica de diferencias finitas con un esquema totalmente implícito y haciendo las siguientes suposiciones:

- La conducción de calor en la dirección axial es despreciable. Los gradientes térmicos en la dirección axial son despreciables en comparación con los gradientes radiales.
- Después del cierre del pozo, el flujo de calor del fluido del pozo hacia la tierra es despreciable. El flujo de calor del fluido del pozo a la formación es proporcional al gasto másico del fluido. Durante la prueba de presión el flujo del pozo disminuye lentamente y el gasto másico tiende a cero.

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (5.8)$$

La formación se divide en segmentos en la dirección axial, correspondiendo cada uno a un volumen de control del modelo hidrodinámico. Se resuelve la Ecuación (5.8), para calcular la distribución de temperatura radial en cada segmento de la formación.

La ecuación (5.8), en diferencias finitas es:

$$a_p T_p = a_N T_N + a_S T_S \quad (5.9)$$

donde:

$$a_N = \frac{k_n r_n}{(\partial r)_n} \quad (5.10)$$

$$a_S = \frac{k_s r_s}{(\partial r)_s} \quad (5.11)$$

$$a_P^0 = \frac{\rho c_p (r_n + r_s) \Delta r}{2 \Delta t} \quad (5.12)$$

$$a_p = a_N + a_S + a_P^0 \quad (5.13)$$

V.2.2.1 Condiciones Iniciales y de Frontera

Una prueba de incremento de presión puede dividirse en dos partes: el período de producción y el período de cierre.

Para ambos períodos las condiciones iniciales y en la frontera son las mismas:

La condición inicial es

$$T(r,0) = T_{gradgeo} \quad (5.14)$$

La condición en la frontera externa:

$$T(L, t) = T_{gradgeo} \quad (5.15)$$

A la distancia L la temperatura de la formación no se ve afectada por el pozo, lo que implica que en este punto la temperatura es igual a la temperatura natural de la tierra.

Para el período de producción se determina la temperatura en la frontera interna con el modelo de Alves et al⁷.

Para el período de cierre el flujo de calor del fluido del pozo hacia la formación es cero

$$Q|_{r=r_{ii}} = 0 \quad (5.16)$$

En la Figura V.1 se muestra una comparación de los perfiles de temperatura pronosticados con los medidos para un $\Delta t = 263$ horas. La exactitud estimada de las mediciones de temperatura fue de $\pm 1^\circ F$, lo cual confirma la validez de las suposiciones hechas en la construcción del modelo térmico. El modelo subestima la temperatura del fluido en el fondo del pozo, dicha discrepancia puede atribuirse al efecto de la transferencia de calor entre el fluido del pozo y la formación. En el modelo, la frontera interna de la formación, se asume como adiabática durante la prueba de presión, sin embargo, alguna cantidad de energía se transporta del yacimiento hacia el pozo, debido al efecto de flujo de la formación después del cierre del pozo. Dicha energía es transferida a la formación mediante la convección forzada causada por el movimiento del fluido en el pozo.

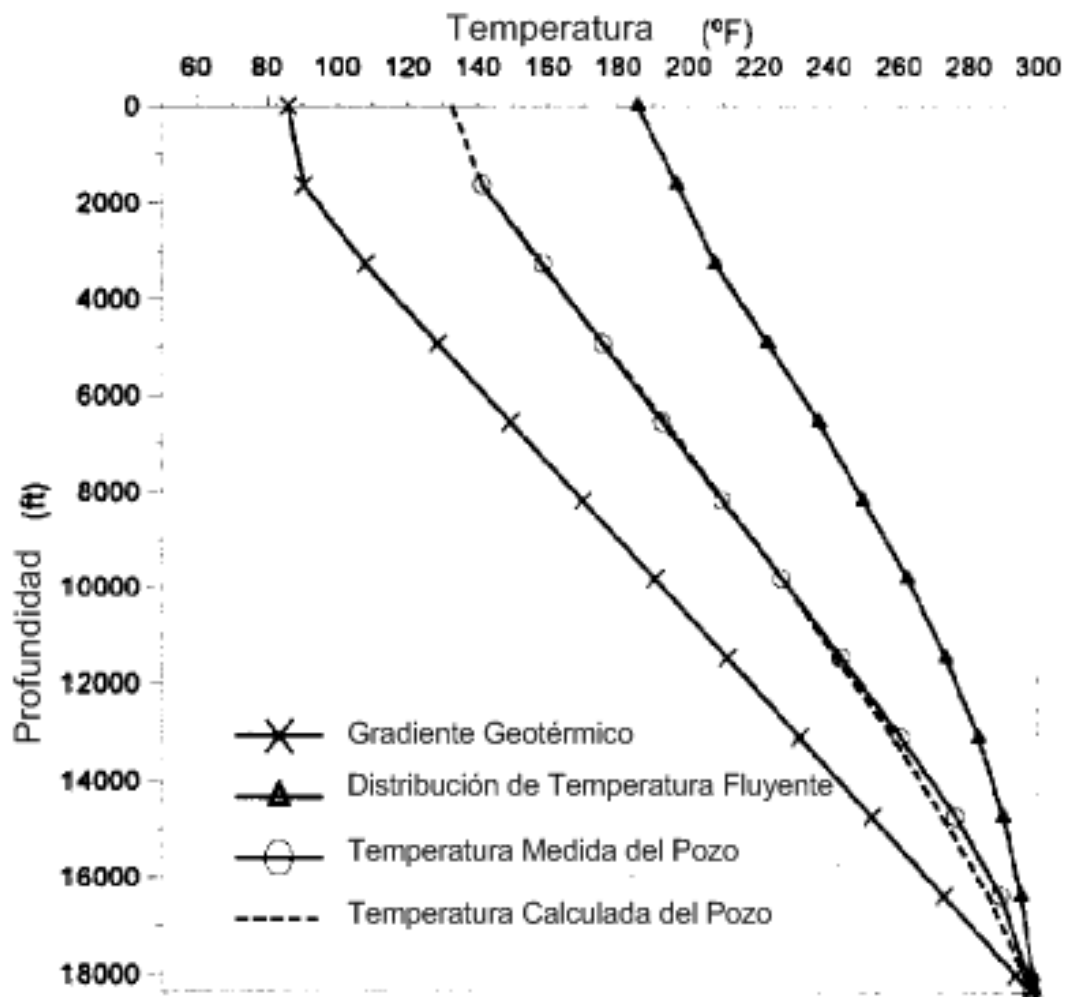


Fig. V.1. Comparación de las temperaturas del pozo pronosticadas y medidas para un $\Delta t = 263$ horas.

Nomenclatura del Capítulo V.

A_{cs}	Área transversal de la tubería abierta para el flujo del fluido, [pie ²].
C	Constante de integración.
c_p	Calor específico del fluido a presión constante, [Btu / lb - ° F].
G	Gradiente Geotérmico afuera del aislante, [°F / pie].
k	Conductividad térmica de la capa aislante, [Btu / día – pie - ° F].
L	Distancia longitudinal a partir del punto de entrada del fluido, [pie].
R	Radio interno de la capa aislante, [pie].
s	Espesor de la capa aislante, [pie].
T	Temperatura interna de la tubería, [° F].
t	Tiempo, [seg.]
T_i	Temperatura a la entrada de la tubería, [°F].
v	Velocidad de flujo promedio del fluido en la tubería, [ft/seg].
α	Variable definida por la Ec. 4.2.
β	Variable definida por la Ec. 4.3.
γ	Variable definida por la Ec. 4.4.
ρ	Densidad del fluido, [lb / pie ³].

Conclusiones

Debido a la situación actual que se vive en la industria petrolera, en la que se ha terminado la época del petróleo fácil, es crucial optimizar el sistema integral de producción tomando en cuenta los cambios de temperatura a los que son sometidos los hidrocarburos y no hidrocarburos, para la mejor explotación de los campos petroleros.

Por ejemplo algunas aplicaciones para las cuales se requeriría conocer la temperatura estática del yacimiento (Capítulo II), entre otros; son: el diseño de programas de cementaciones y estimulaciones, la evaluación de registros geofísicos en agujero descubierto y entubado, el diseño de proyectos de recuperación mejorada, etc.

En el transporte de los hidrocarburos del fondo del pozo a la superficie (Capítulo III) es importante conocer a que temperatura se encontrarán estos mientras van ascendiendo para identificar en que momento se presentará la posible depositación de asfaltenos y parafinas y así programar su oportuna intervención a los pozos.

Así mismo para el transporte de los hidrocarburos por ductos (Capítulo IV) es fundamental conocer el perfil de temperaturas a lo largo de estas líneas, ya que se presentan pérdidas de calor por ejemplo; en los ductos que se encuentran en el lecho marino donde las temperaturas son muy bajas.

Una aplicación de conocer la variación de la temperatura durante el paro y arranque de operación en ductos es para diseñar el material y tipo de aislante para la tubería que transportará los fluidos producidos, como se muestra en el artículo publicado por Boyun et al¹¹.

La mayoría de los modelos que existen sobre transferencia de calor no consideran el flujo de fluidos en el pozo en régimen variable, sin embargo es de gran relevancia notar esto, ya que en pruebas de incremento de presión el flujo de fluido es esencialmente inestable (Capítulo V).

Debido a que México necesita continuar la explotación de campos maduros, se recomienda tomar registros de temperatura con nueva tecnología para diseñar estrategias en base a su temperatura actual.

Así como también para el desarrollo de los campos nuevos y/o en aguas profundas en el que México tiene potencial para aumentar su producción y no tomar en cuenta la temperatura a través del sistema integral de producción, significaría perder ingresos muy necesarios para el país.

La industria petrolera en cualquier parte del mundo a pesar de ser tan bien remunerada, implica muchos gastos de operación y mantenimiento fuertes en el desarrollo de los campos, por lo que no considerar la temperatura podría generar más gastos que harían que el precio de los hidrocarburos se elevara, o simplemente no se percibirían los ingresos que se debieran.

Bibliografía

Capítulo I

1. Bird, Robert Byron, Transport Phenomena.

Capítulo II

2. Kabir, C. S. and Del Signore, A. G.: "Establishing Geothermal Gradient Using a New Static Temperature Analysis Method", paper SPE 38667 presented at the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, San Antonio, Texas, October 5-8, 1997.
3. Horner, D. R.: "Pressure Build-Up in Wells", Proc, Third World Pet. Cong., The Hague (1951) Sec. II; Pressure Analysis Methods, Reprint Series, SPE, Dallas (1967) 9, 25.
4. Carlson, N. R. and Barnette, J. C.: "Determining A Reliable Estimate of the Geothermal Gradient from Shut-In Temperature Recordings", paper SPE 18144 presented at the 63rd Annual Technical Conference and Exhibition, Houston, TX, October 2-5, 1988.
5. Cocanower, R.D., Morris, B.P., and Dillingham, M.: "Computerized Temperature Decay-An Asset To Temperature Logging", JPT (August 1969) 933-941.

Capítulo III

6. Ramey, H. J, Jr.: "Wellbore Heat Transmission", paper SPE 96 presented at the 36th Annual Fall Meeting of SPE, Dallas, October 8-11, 1961.
7. Alves, I. N., Alhanati, F. J. S. and Ovadia Shoham.: "A Unified Model for Predicting Flowing Temperature Distribution in Wellbores and Pipelines", paper SPE 20632 presented at the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, September 23-26, 1990.
8. Rajiv Sagar, Doty, D. R. and Zellmir Schmidt.: "Predicting Temperature Profiles in a Flowing Well", paper SPE 19702 presented at the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, San Antonio, October, 8-11, 1989.
9. Hasan, A. R., and Kabir, C. S., "Fluid Flow and Heat Transfer in Wellbores", SPE Richardson , Texas, 2002, Chap 5, Pags 69-70.
10. Jacques Hagoort.: "Ramey's Wellbore Heat Transmisión Revisited", paper SPE 87305.

Capítulo IV

11. Boyun, G, Shengkai D. et al. "A Simple Model for Predicting Heat Loss and Temperature Profiles in Insulated Pipelines", paper SPE 86983 presented at the SPE International Thermal Operations and Heavy Oil Symposium and Western Regional Meeting, Bakersfield, California, March, 16-18, 2004.

Capítulo V

12. Fairuzov, Y. V., Gonzalez, J., Lobato, G., et al. "The Influence of Heat Transfer on the Two-Phase Flow Behavior in a Wellbore During Transient Pressure Tests", paper SPE 39077 presented at the Fifth Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference and Exhibition, Rio de Janeiro, Brazil, August 30 – September 3, 1997.