

(24) *ziguu*

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



**ANALISIS DE LA CAPACIDAD DE TRANSPORTE
DEL OLEODUCTO AKAL-DOS BOCAS**

T E S I S
PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO PETROLERO
P R E S E N T A

HOMERO SILVA SERNA

MEXICO, D. F.

1981



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA

FACULTAD DE INGENIERIA
EXAMENES PROFESIONALES
60-1-142

Al Pasante señor HOMERO SILVA SERNA,
P r e s e n t e .

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el Prof. - M. en I. Francisco Sánchez Arredondo, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de INGENIERO PETROLERO.

"ANÁLISIS DE LA CAPACIDAD DE TRANSPORTE DEL OLEODUCTO
AKAL-DOS BOCAS"

- i. Introducción
- I. Ecuaciones de flujo
- II. Influencia de la temperatura y presión en la -
densidad y viscosidad del aceite.
- III. Capacidad de transporte
- IV. Conclusiones y recomendaciones
- ii. Nomenclatura
- iii. Bibliografía

Ruego a usted se sirva tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable - para sustentar Examen Profesional; así como de la disposición de la - Dirección General de Servicios Escolares en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

Atentamente,
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria, D.F., a 11 de septiembre de 1981
EL DIRECTOR

Ing. Javier Jiménez Espriola

JUL 14 1981

**ANALISIS DE LA CAPACIDAD DE TRANSPORTE
DEL OLBODUCTO AKAL-DOS BOCAS.**

1.- Introducción.

I. ECUACIONES DE FLUJO.

- 1) Densidad y viscosidad.
- 2) Gradiente de temperatura.
- 3) Gradiente de presión.

II. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA Y PRESION EN LA DENSIDAD Y VISCOSIDAD DEL ACEITE.

- 1) Densidad.
- 2) Viscosidad.

III. CAPACIDAD DE TRANSPORTE.

- 1) Procedimiento de cálculo.
- 2) Cálculo de capacidad.
- 3) Análisis estadístico.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

11.- Nomenclatura.

111.- Bibliografía.

1.- Introducción.

Generalmente cuando se llevan a cabo cálculos de la capacidad de transporte en oleoductos con fines de obtener resultados solamente aproximados, se considera una temperatura media de flujo; sin embargo, cuando la variación de la temperatura respecto a la longitud es considerable, puede ser que el criterio anterior no sea el más adecuado, sobre todo cuando se trata de aceites muy viscosos, donde las pérdidas de presión son básicamente debidas a los efectos de la fricción.

Actualmente en el área marina de Campeche se encuentran oleoductos de gran diámetro (36 pg.) con el fin de transportar al área terrestre el aceite que se obtiene de las plataformas de producción.

Dicho aceite se obtiene de tanques de balance, que generalmente se encuentran operando a 3 kg/cm^2 de presión y en bombeo a diferentes presiones de acuerdo al gasto correspondiente.

La capacidad de transporte de los oleoductos mencionados depende en gran parte de la viscosidad del aceite transportado y ésta, de la variación de la temperatura.

Con el fin de estudiar la relación entre estos parámetros se llevo a cabo un estudio cuyos pormenores se presentan en este trabajo.

El estudio consistió en determinar la capacidad del oleoducto que transporta aceite de las plataformas Akal al lugar llamado Dos Bocas en la costa marina. Dicha capacidad se determinó considerando la variación de la temperatura respecto a la dis-

tancia.

Tanto el perfil de presiones como el de temperatura se calcularon utilizando modelos matemáticos que fueron previamente ajustados mediante información medida. El procedimiento de cálculo fue programado para su utilización en una calculadora de escritorio Texas Instruments 59.

Para el cálculo del perfil de presiones se considera - en el modelo matemático el gradiente de presión debido a la fricción y elevación; para el perfil de temperatura se considera la convección interna térmica debida al fluido así como los aislamientos del suelo y tubería.

Los resultados se presentan en forma gráfica y en base a ellos se emiten una serie de conclusiones y recomendaciones.

I. ECUACIONES DE FLUJO.

1) Densidad y viscosidad.

La densidad y viscosidad del aceite son propiedades físicas que influyen directamente en el cálculo de los gradientes de presión y temperatura en oleoductos.

La densidad relativa o gravedad específica, es definida como la relación existente entre la densidad del aceite y la densidad del agua, ambas tomadas a determinada presión y temperatura.

$$\rho_{or} = \rho_o / \rho_w \dots\dots\dots \text{Ec. 1}$$

Generalmente la gravedad específica se da a las condiciones base siguientes: 60°F de temperatura y 14.7 Lb/pg² de presión (condiciones atmosféricas). Se hace notar que la densidad del aceite y la densidad del agua son datos de laboratorio.

En la industria petrolera se emplea el término llamado - gravedad API; el cual es definido por:

$$\rho_{or} = 141.5 / (131.5 + \text{°API}) \dots\dots\dots \text{Ec. 2}$$

La densidad del aceite varía de acuerdo a los parámetros de presión y temperatura; a este fenómeno se le considerará ma

yor atención en el siguiente capítulo.

La viscosidad es la propiedad mediante la cual el fluido ofrece resistencia al corte o movimiento. La resistencia que el aceite ofrece al corte, depende de las fuerzas de cohesión entre moléculas y la rapidez de la transferencia de cantidad de movimiento entre ellas; en el caso de los hidrocarburos líquidos, - las fuerzas de cohesión son mayores que en los gaseosos, debido a que las moléculas se encuentran más próximas entre sí, la cohesión parece ser la causa predominante de la viscosidad del aceite.

La medida de la viscosidad del líquido se hace rutinariamente como parte de pruebas PVT de laboratorio, reportándose esos resultados a condiciones de presión y temperatura dadas.

Para problemas de flujo en tuberías esas medidas son básicas en los cálculos aunque en ocasiones no se cuenta con dicha información, por lo que, es necesario utilizar correlaciones empíricas para estimar la viscosidad. Una de las más nuevas y ampliamente comprobada es la de Beggs, H.D. y Robinson: (1)

Viscosidad de aceite muerto ($P = 1 \text{ atm.}$)

$$M_{OD} = 10^x - 1 \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 3}$$

$$x = Y T^{-1.163}$$

donde $Y = 10^z$

$z = 3.0324 - 0.02023 \text{ API}$

$T (^{\circ}\text{F})/M(\text{cp})$

2) Gradiente de temperatura.

La temperatura del aceite inyectado dentro de una tubería, usualmente difiere en temperatura a la del suelo, encontrándose ésta generalmente más fría que la del aceite.

Para fines de cálculo se puede considerar que el patrón de flujo de calor se mantiene en régimen permanente entre la pared interior y exterior del ducto.

El gradiente de temperatura del aceite a lo largo de la tubería depende de los siguientes aspectos:

(a) Parte de la energía potencial del aceite fluyendo en la tubería es transformada en calor.

(b) Un pequeño cambio en la temperatura resultará también de la separación de los componentes sólidos del aceite, ya que éste es un proceso exotérmico.

(c) La temperatura es reducida por la transferencia de calor del eje longitudinal de la tubería hacia el medio ambiente.

Al cálculo del gradiente de calor generado por fricción se considera como un promedio constante a lo largo de la tubería.

Una fuerza de presión diferencial Δp $\text{di} \pi D^2/4$ a lo largo de una longitud L genera calor en la cantidad $Q = \Delta p \text{ di} \pi D^2 L/4$. despreciando la reducción en el flujo del gasto debido al incremento de la densidad en el líquido frío, se tiene:

$$L = v t$$

y

$$v = 4q/di \frac{h}{K}$$

Mediante esta relación se puede representar el calor por fricción sobre unidad de tiempo y unidad de longitud.

$$Q'' = \frac{Q}{L} = \frac{A_F}{L} q \dots\dots\dots \text{Eo. 4}$$

Si se considera que la caída de temperatura de 1 °C causa la solidificación de $\frac{Q}{L}$ Kg. de sólidos por Kg. de aceite (llamado parafinas por simplicidad), entonces el calor liberado X por cada Kg. de parafina por un grado de temperatura es $q \frac{Q}{L} X$ en un líquido de densidad ρ fluyendo a un gasto q por segundo; $\frac{Q}{L}$ y X son dependientes de la temperatura y sus valores principales deberán ser constantes sobre el range de temperaturas consideradas.

Si K denota el flujo de calor por unidad de tiempo dentro del suelo por unidad de longitud de tubería y unidad de temperatura diferencial, donde la diferencia total es $T_f - T_s$ (T_f es la temperatura del aceite en el eje longitudinal de la tubería y T_s es la temperatura original del suelo a la misma profundidad), entonces, K es el coeficiente de transferencia de calor por unidad de longitud de tubería y se estima variable a lo largo de la tubería considerada.

La temperatura de flujo de aceite decrece una cantidad dT_f sobre una longitud dL . El cambio de calor total es la suma algebraica del calor generado y la pérdida de calor en el medio ambiente:

$$q C dT_f = \dot{Q} dL + \eta \dot{Q} dT_f - K(T_f - T_m) dL \quad \dots\dots\dots \text{Eq. 5}$$

Donde C es el calor específico.

O en otra formulación diferente:

$$q C dT_f - \eta \dot{Q} dT_f = \dot{Q} dL - K T_f dL + K T_m dL$$

Haciendo:

$$q C - \eta \dot{Q} = A \text{ y } \dot{Q} + K T_m = B$$

Reduciendo y escribiendo la integración tenemos:

$$\int \frac{A dT_f}{T_f - T_m} = \int dL$$

Resolviendo la ecuación bajo condiciones iniciales

$L_1 = 0$, $T = T_1$ y sustituyendo los valores de A y B tenemos:

$$\int^A \frac{dx}{B - Kx} = \int^L dx$$

$$-\frac{1}{K} \left[\ln (B - Kx) \right]_{x_1}^{x_2} = L \quad \text{Sustituyendo límites.}$$

$$-\frac{1}{K} \left[\ln (B - Kx_2) - \ln (B - Kx_1) \right] = L$$

$$-\frac{1}{K} \ln \left[\frac{B - Kx_2}{B - Kx_1} \right] = L \quad \text{Reduciendo términos.}$$

$$\ln \left[\frac{B - Kx_2}{B - Kx_1} \right] = -\frac{KL}{1}$$

$$1 = K_2 - K_2 - \left[\frac{K_2}{A} \right]$$

$$B - K_2 K_2 = (B - K_2 K_2) K_2 - \left[\frac{K_2}{A} \right]$$

$$K_2 K_2 = B - (B - K_2 K_2) K_2 - \left[\frac{K_2}{A} \right]$$

$$K_2 K_2 = \frac{B - (B - K_2 K_2) K_2}{K_2} - \left[\frac{K_2}{A} \right]$$

$$K_2 K_2 = \frac{K_2^2}{K_2} + T_2 - \left(\frac{K_2^2}{K_2} + T_2 - T_2 \right) K_2 - \left[\frac{K_2}{A} \right]$$

$$K_2 K_2 = \frac{K_2^2}{K_2} + T_2 - \left(\frac{K_2^2}{K_2} + T_2 - T_2 \right) K_2 - \left[\frac{K_2}{A \epsilon (0 - 25)} \right] \dots \text{No. 6}$$

Debe aclararse que la temperatura del aceite variará también en cualquier sección transversal de la tubería. Cuando el flujo es turbulento el decremento radial puede considerarse despreciable, pero es más significativo en flujo laminar. La figura 1 muestra una de las posibles combinaciones de la velocidad de flujo y distribución de perfiles de temperatura (Chernikin 1958).

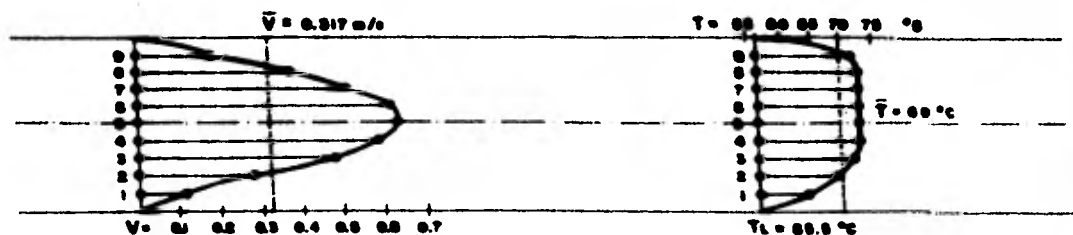


FIGURA N. 1

Se aclarará que en este caso la temperatura del aceite en el eje longitudinal de la tubería (T_f), es más alta que la temperatura promedio.

El calor de solidificación de la parafina (Chernikin) y el calor generado por pérdidas de fricción, rara vez son tomados en cuenta para cálculos prácticos, por lo tanto muestra ecuación se reduce a la siguiente:

$$T_{f_2} = T_2 + (T_f - T_2) \exp - \left[\frac{KL}{q \rho C} \right] \dots\dots\dots \text{Ec. 7}$$

En la ecuación anterior se observa que los únicos valores que se tienen que calcular independientemente, son el coe

coeficiente de transferencia de calor y el calor específico, para los cuales más adelante se presenta una alternativa de cálculo.

El coeficiente de transferencia de calor.

En la práctica el coeficiente de calor es usado en dos formas:

i) El factor K^u expresado en $\text{watt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K})$, que es el flujo de calor por unidad de superficie de tubería enterrada por unidad de temperatura.

ii) El factor K expresado en $\text{watt}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{K})$, siendo el flujo de calor por unidad de longitud y unidad de temperatura.

Los dos factores son relacionados por:

$$K = K^u \cdot K^L$$

En la práctica las tuberías son usualmente enterradas, cavando una zanja para éste propósito y cubriéndolas posteriormente. Considerando que el suelo es homogéneo así como la conductividad del calor, el patrón de flujo de calor en régimen permanente es descrito por líneas de corriente y el conjunto ortogonal de isotermas cercanos a la tubería de la figura-2. Las isotermas son circulares con sus centros más abajo que el eje longitudinal de la tubería, que entre más bajos sean estos centros más baja será la temperatura.

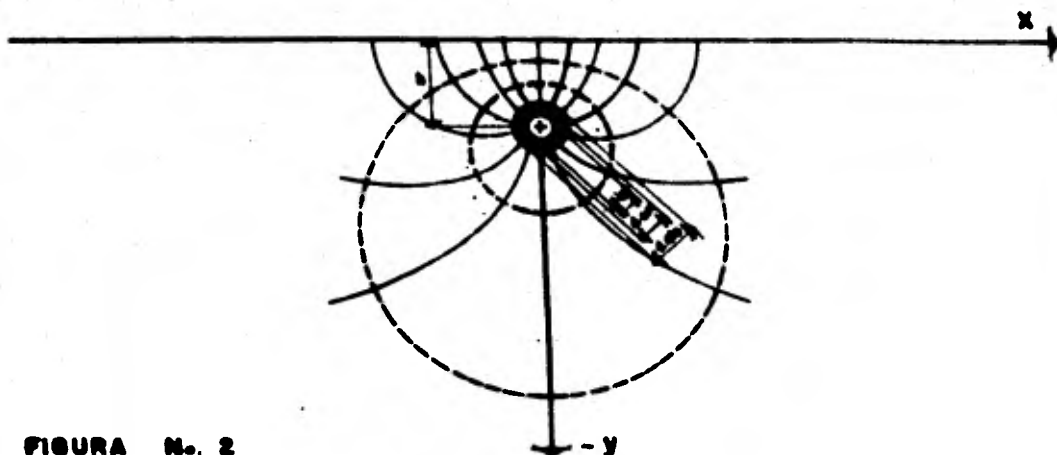


FIGURA No. 2

En el caso ilustrado y considerando que la retención de calor por la pared de la tubería es despreciable, el factor de transferencia de calor es:

$$K = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i a_i} + \frac{1}{2k a_i} + \frac{1}{\alpha_o a_o} + \frac{1}{k_s a_i}} \dots\dots\dots \text{Eo. 8}$$

i) El primer término del denominador describe la resistencia convectiva interna térmica debida al fluido.

ii) El segundo término del denominador muestra el efecto del aislamiento térmico aplicado en la tubería.

iii) El tercer término del denominador describe el aislamiento térmico por el suelo mismo.

En el primer término del denominador de la ecuación 8, el factor de convección interna α_i es igual al flujo de calor por unidad de superficie de pared y unidad de diferencia de

temperatura, del eje longitudinal de la tubería a temperatura T_f a la pared de la misma a temperatura T_i . Como se muestra en la figura 3.

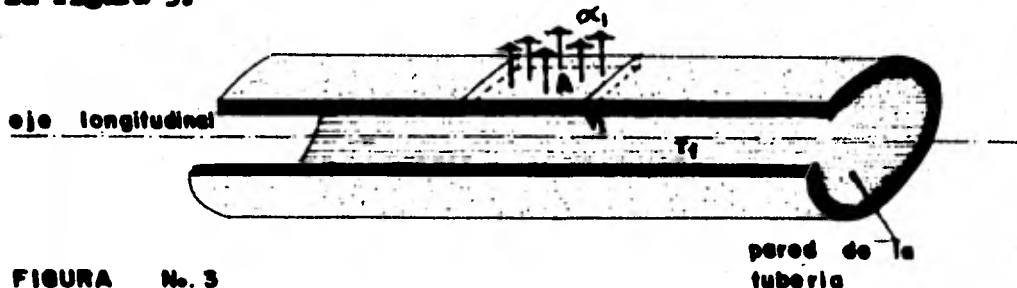


FIGURA No. 3

Las relaciones usadas se encuentran en función del factor de Nusselt (N_{Nu}), el cual depende del tipo de flujo (Debrinescu y Balau 1969).

$$\alpha_1 = N_{Nu} = \frac{h}{d_{in}} \dots\dots\dots \text{Ec. 9}$$

Para flujo turbulento ($N_{Re} > 1 \times 10^4$), según Sider y Tate.

$$N_{Nu} = 0.027 N_{Re}^{0.8} N_{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_i} \right)^{0.14} \dots\dots\dots \text{Ec. 10}$$

Donde μ_f es la viscosidad dinámica del aceite en el eje longitudinal de la tubería y μ_i es la viscosidad que se tiene en la pared de la misma.

Para flujo transitorio ($2300 \leq N_{Re} \leq 1 \times 10^4$), según Sieder.

$$N_{Nu} = 0.027 N_{Re}^{0.8} N_{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_i} \right)^{0.14} \left(1 - \frac{6N_{Gr}}{N_{Re}^2} \right) \dots \text{Ec. 11}$$

Se hace notar que la relación de viscosidades ($\frac{\mu_s}{\mu_i}$) se tomará como 1 para los regímenes de flujo turbulento ~~transitorio~~ debido a la consideración que la temperatura en el eje longitudinal y la pared de la tubería es la misma; ya que en estos tipos de flujo la transferencia de calor es poco significativa. Por lo tanto las ecuaciones 10 y 11 se reducen a la siguiente forma:

$$(\text{Flujo turbulento}) \quad N_{Nu} = 0.027 N_{Re}^{0.8} N_{Pr}^{1/3} \dots \text{Ec. 12}$$

$$(\text{Flujo transitorio}) \quad N_{Nu} = 0.27 N_{Re}^{0.5} N_{Pr}^{1/3} \left(1 - \frac{6N_{Gr}}{N_{Re}^2} \right) \dots \text{Ec. 13}$$

La transferencia de calor por convección es todavía menos significativa en flujo laminar. En éste régimen se modificará el perfil de velocidad por la convección, aunque esta modificación es más significativa en tubería vertical que en horizontal. En este caso se obtiene el factor de Nusselt mediante el producto de los números de Prandtl y Grashof (Ford 1975):

$$N_{Gr} N_{Pr} = \frac{\sin C f g B_t (T_2 - T_1)}{V \lambda_r} \dots\dots\dots \text{Ec. 14}$$

Para flujo laminar si el producto de $N_{Gr} N_{Pr}$ es más grande de que 5×10^3 se puede utilizar la relación:

$$N_{Nu} = 0.184 (N_{Gr} N_{Pr})^{0.33} \dots\dots\dots \text{Ec. 15}$$

En caso contrario utilizar la relación ilustrada por Gill Russell (3).

Dado que T_2 y T_1 tienen la misma temperatura, su diferencia será igual a cero ; por lo cual el producto de los números de Prandtl y Grashof será nulo y en consecuencia el factor de - Nusselt también lo será. Cuando el valor de Nusselt es nulo no habrá transferencias de calor por convección.

El calor específico C y la conductividad térmica del fluido λ_r , se calcularán usando la fórmula de Gragoe's transformada al sistema inglés.

$$C = \frac{762.5 + 3.38 T}{\sqrt{C_p}} \dots\dots\dots \text{Ec. 16}$$

$$\lambda_r = \frac{0.13 - 6.31 \times 10^{-5} T}{C_p} \dots\dots\dots \text{Ec. 17}$$

El segundo término en el denominador de la ecuación 8 es proporcional a la resistencia térmica del aislamiento calorífico cerca de la tubería; la naturaleza propia de la matriz aislante depende principalmente del volumen de los poros y su distribución. Un aislante térmico es bueno si su conductividad es menor que $0.08 \text{ watt/ (m, } ^\circ\text{K)}$; si éste no contiene sustancias que corroen la tubería, esto es, químicamente inerte; si su resistencia a la compresión excede de un mínimo prescrito; si mantiene sus propiedades sobre largos períodos de tiempo y si éste puede ser fijado perfectamente contra la pared de la tubería. Se señala que el agua infiltrada en los poros dañará considerablemente el aislamiento, ya que la conductividad térmica del agua a la temperatura ambiente es aproximadamente de $0.58 \text{ w/ (m, } ^\circ\text{K)}$, mayor en comparación con la del aire ($0.023 \text{ w/ m, } ^\circ\text{K}$), o sea, 25 veces la del aire. Por lo cual los materiales aislantes deben estar protegidos del agua. Para prevenir el efecto anterior, en los últimos años el uso del poliuretano espuma se ha incrementado. La Shell Australia Ltd. colocó una tubería de 8 pg. de diámetro y de 56 km. de longitud con aislamiento de 51 mm. de espesor de poliuretano espuma mezclada con poliuretano metálico (Thomas 1965). El poliuretano espuma es extremadamente poroso (aprox. el 90% de porosidad) y ligero (cerca de 34 kg/ m^3). Los poros no están comunicados y contienen freón. Su conductividad calorífica es de $0.016\text{--}0.021 \text{ w/ (m, } ^\circ\text{K)}$ y puede ser

usado arriba de una temperatura de 107°C.

El tercer término en el denominador de la ecuación 8 describe la resistencia térmica del suelo alrededor de la tubería. Considerando que la temperatura del suelo (T_s) no es variable a la profundidad de la tubería y la temperatura de la superficie de la tierra es igual a T_s . A continuación se presenta la relación que describe el aislamiento debido al suelo:

$$\alpha_s = \frac{2 \lambda_s}{\text{dais } \ln \frac{4h}{\text{dais}}} \dots\dots\dots \text{Eo. 18}$$

En la determinación de la validez del factor de transferencia de calor K cuando la tubería está en operación se debe tener en cuenta que la porosidad del relleno es mayor que la del suelo no perturbado y su conductividad térmica es consecuentemente menor. El relleno se hace compacto con el tiempo y el factor efectivo de transferencia de calor se incrementa ligeramente. Dicho factor de transferencia es afectado por el aire, la cubierta de plantas, la nieve, (si la hay), la humedad del suelo y la filtración de agua. En un clima de temperatura baja el suelo escarchado raramente se toma en consideración; pero en regiones permanentemente escarchadas adquiere un valor significativo. La conducción del aire reduce K ; las plantas y la capa de nieve lo aumentarán; estos efectos son poco conocidos y no son evaluados en términos cuantitativos. Por lo tanto, se espera que el factor de transferencia de calor variará a través de

los años como una función de la humedad del suelo influenciada por los cambios climatológicos.

Es ampliamente conocido que K es bajo en junio, julio y agosto, durante el clima de calor seco, en los países del hemisferio norte.

3) Gradiente de presión:

La ecuación general que gobierna el flujo de fluidos a través de una tubería, se obtiene por medio de un balance macroscópico de la energía asociada al flujo que pasa a través de un elemento aislado del sistema.

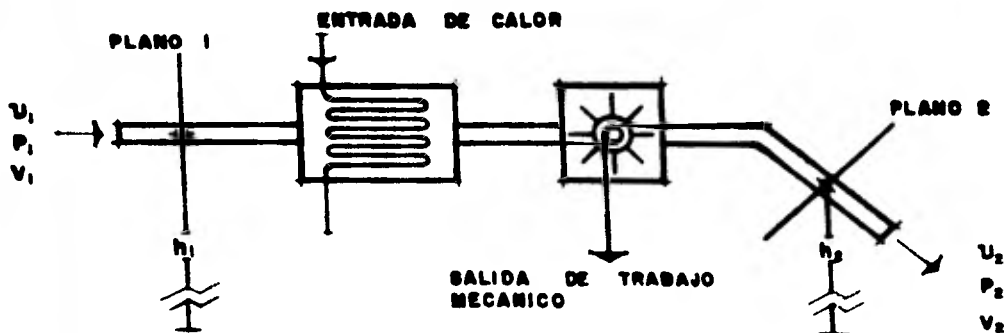


FIGURA No. 4

El principio de conservación de la energía establece que para el flujo en régimen estacionario (permanente), la energía que entra al sistema es igual a la que sale, esto es:

$$\begin{aligned}
 & \left[\begin{array}{c} \text{Energía} \\ \text{del fluido sa-} \\ \text{liendo del sis-} \\ \text{tema a través} \\ \text{del plano 2.} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Energía del} \\ \text{fluido que en-} \\ \text{tra al sistema} \\ \text{a través del} \\ \text{plano 1.} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Calor} \\ \text{suministrado} \\ \text{al sistema.} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Trabajo} \\ \text{producido} \\ \text{por el sis-} \\ \text{tema.} \end{array} \right]
 \end{aligned}$$

La energía que posee el fluido es la siguiente:

$\frac{\rho V^2}{2}$; energía cinética.

$\frac{\rho g h}{2}$; energía potencial.

PV ; energía de compresión o expansión.

U ; energía interna.

De ésta manera la ecuación de balance de energía se puede representar como:

$$\Delta \left[U + PV + \frac{\rho V^2}{2} + \frac{\rho g h}{2} \right] = Q - W \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 19}$$

Donde Δ es un operador de diferencias finitas. Esta ecuación es difícil de manejar en esta forma, debido al término de energía interna. Para facilitarlo, puede simplificarse mediante las siguientes relaciones termodinámicas:

$$dU = Tds - PdV$$

6

$$\Delta U = \int_{s_1}^{s_2} Tds - \int_{V_1}^{V_2} PdV \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 20}$$

En donde g es la entropía. Sustituyendo la Ee. 20 en la Ee. 19 y aplicando la siguiente relación:

$$\Delta(PV) = \int_{P_1}^{P_2} VdP + \int_{V_1}^{V_2} PdV \quad \dots\dots\dots \text{Ee. 21}$$

Se obtiene:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{Q}{T} dT + \int_{P_1}^{P_2} VdP + \frac{1}{2} \frac{m}{g_c} \Delta(v^2) + \frac{g}{g_c} = \Delta Z = Q - W \quad \dots\dots \text{Ee. 22}$$

Pero:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{Q}{T} dT = Q + WF \quad \dots\dots\dots \text{Ee. 23}$$

En donde WF representa la pérdida de energía por fricción, esto es , la energía mecánica que se convierte irreversiblemente en energía térmica. Sustituyendo la Ee. 22 en la Ee. 23 y suponiendo que no se efectúa trabajo mecánico, se obtiene:

$$\int_{P_1}^{P_2} VdP + \frac{1}{2} \frac{m}{g_c} \Delta(v^2) + \frac{g}{g_c} = \Delta Z + WF = 0 \quad \dots\dots\dots \text{Ee. 24}$$

Para una masa unitaria de fluido, la ecuación anterior se puede escribir en forma diferencial como:

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{VdV}{\alpha_c} + \frac{g}{\alpha_c} dz + dW_f = 0 \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 25}$$

Esta es la ecuación general que se aplica al flujo de una sola fase en régimen permanente a través de tuberías.

Para su aplicación se requiere:

- a) Conocer la ecuación de estado de fluido $\rho = \rho(P, T)$
- b) Establecer alguna relación que proporcione las pérdidas de presión por fricción.

Considerando la caída de presión positiva en la dirección del flujo.

La ecuación 24 se puede resolver para el gradiente de presión multiplicado por ρ/dL :

$$\frac{dP}{dL} = \rho \frac{VdV}{\alpha_c dL} + \frac{\rho}{\alpha_c} \frac{dz}{dL} + \rho \frac{dW_f}{dL} \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 26}$$

Esta ecuación es válida para flujo de un fluido incompresible y se acostumbra escribir como:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L}_T = \frac{\Delta P}{\Delta L}_{ac} + \frac{\Delta P}{\Delta L}_g + \frac{\Delta P}{\Delta L}_f$$

En donde:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} \quad = \text{gradiente de presión total.}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} \quad = \text{gradiente de presión debido a la acce-} \\ \text{ración.}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} \quad = \text{gradiente de presión debido a elevación.}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} \quad = \text{gradiente de presión debido a fricción.}$$

Pérdidas de presión por fricción.

Para determinar las pérdidas de presión por fricción en conductos circulares de diámetro constante; Darcy, Weisbach y otros, en 1958 dedujeron experimentalmente la siguiente fórmula:

$$\frac{\Delta P}{L} = f \frac{\rho V^2}{2D}$$

La cual también puede obtenerse aplicando análisis dimensional. En esta ecuación f , es un factor que es función de la rugosidad de la tubería (ϵ) y el número de Reynolds (N_{Re}), éste es:

$$f = F(\epsilon, N_{Re})$$

El número de Reynolds se define como:

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

En donde μ es la viscosidad del fluido.

Cálculo del Factor de Fricción (f).

Para calcular el valor de (f), es necesario determinar el régimen de flujo. En conductos, los fluidos se mueven de acuerdo a cualquiera de los siguientes regímenes de flujo; laminar o turbulento. El flujo laminar ocurre cuando las partículas del fluido se mueven en líneas rectas paralelas al eje del conducto. A velocidades mayores, las partículas se mueven de una manera caótica formando vértices y remolinos en este caso, el flujo es turbulento. Osborne Reynolds, estableció experimentalmente un parámetro para determinar el régimen de flujo en tuberías.

A este parámetro (ecuación 27), se le conoce como número de Reynolds.

El flujo laminar se presenta cuando $N_{Re} \leq 2000$ y el flujo turbulento para $N_{Re} > 4000$.

Para flujo laminar de una sola fase, el factor de fricción depende exclusivamente del número de Reynolds, y está dado por:

$$f = 64/N_{Re}; N_{Re} \leq 2300 \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 28}$$

Para flujo turbulento, Blasius en 1913, a partir de resultados experimentales llegó a la conclusión de que existen

dos tipos de fricción para el flujo turbulento en tuberías. El primero está asociado con tuberías lisas en donde los efectos de viscosidad predominan y el factor de fricción depende exclusivamente del número Reynolds. El segundo se refiere a tuberías rugosas en donde además interviene la rugosidad de la tubería.

En base a datos experimentales Blasius obtuvo la siguiente expresión para el factor de fricción en tuberías lisas:

$$f = 0.3164 (N_{Re})^{-0.25} \dots\dots\dots \text{Ec 29}$$

Posteriormente se encontró que ésta ecuación se aplica únicamente para $N_{Re} > 10^4$. La ecuación presentada por Drew y otros (2), cubre un rango de $3000 < N_{Re} < 10^6$.

$$f = 0.0056 + 0.5 (N_{Re})^{-0.23} \dots\dots\dots \text{Ec 30}$$

Para tuberías rugosas, Nikuradse (2) efectuó determinaciones experimentales del factor de fricción, usando tubos de rugosidad artificial controlada mediante granos uniformes de arena adheridos a la superficie interna de la tubería. De estos resultados obtuvo la siguiente expresión:

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 2 \log \left(\frac{Re}{2.8} \right) + 1.74 \dots\dots\dots Ec 31$$

Para tuberías de rugosidad comercial, Colebrook y White,⁽²⁾ comprobaron los mismos resultados de Nikuradse para los regímenes laminar y turbulento, sin embargo en la región de transición en - contraron discrepancia. Para esta región presentaron la siguiente fórmula:

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = -2 \log \left(\frac{0.25}{Re \sqrt{f}} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \dots\dots\dots Ec 32$$

Se nota que para el cálculo del factor de fricción con esta ecuación es necesario un proceso iterativo.

Basándose en ésta ecuación, Moody preparó el diagrama que lleva su nombre para determinar el factor de fricción en tuberías de rugosidad comercial; en dicho diagrama se tiene:

a) Para $Re < 2300$ (flujo laminar), f depende exclusivamente del número de Reynolds.

El límite superior de esta región depende del valor ϵ/d .

b) A partir de $N_{Re} = 4000$, se inicia la zona de transición dentro de ésta, f depende tanto del N_{Re} como ϵ/d .

c) La zona turbulenta se inicia a diferentes valores de N_{Re} , dependiendo del valor de ϵ/d , en esta zona f es independiente del N_{Re} y varía únicamente con la rugosidad relativa.

Es conveniente notar que la precisión del factor de fricción obtenido del diagrama de Moody depende de la selección de ϵ , y que este valor no corresponde a una rugosidad medida físicamente en la tubería, sino que es la rugosidad de una tubería de rugosidad artificial en la que se obtendrían pérdidas de presión por fricción equivalentes.

II INFLUENCIA DE LA PRESIÓN Y TEMPERATURA EN LA DENSIDAD Y VISCOSIDAD DEL ACEITE

1) Densidad.

La influencia de la presión y temperatura en la densidad puede tener importancia dependiendo de los rangos en que se manejen la densidad, presión y temperatura.

El efecto de la presión en la densidad del aceite dependerá del valor de ésta última, es decir, el efecto de presión será mayor cuando sea menor la densidad del aceite y menor el efecto cuando la densidad sea mayor.

Generalmente los aceites manejados por oleoductos tienen un rango de densidad cercano al del agua.

Se han desarrollado diversos estudios para la determinación del efecto de la presión en la densidad para líquidos de los cuales se considera en este trabajo la correlación de los autores Hanson, Kurst y Brown, quienes extendieron el rango del factor de los trabajos elaborados por Katz y Standing y lo caracterizaron sólo para hidrocarburos líquidos de bajo peso molecular. Esta correlación se muestra al final del capítulo (gráfica 1).

En la gráfica 1 se observa que los cambios mayores -

se dan en densidades menores de 35 Lb/ft^3 y para presiones mayores de 2000 Lb/pg^2 (absolutas).

El valor de la densidad en el oleoducto Akal-Don Bocas es de $0.918 \text{ (gr/cm}^3\text{)}$, que en unidades inglesas sería de $57.3 \text{ (Lb/ft}^3\text{)}$.

Para el valor anterior de densidad (57.3 Lb/ft^3), se observó en la gráfica 1 un incremento en la densidad de 0.4 Lb/ft^3 para una presión de 1500 PSIA. , haciendo notar que la presión en el sistema métrico correspondería a 105 Kg/cm^2 , la cual puede considerarse bastante alta en comparación con la que se tiene en el oleoducto tratado, para condiciones normales.

Por lo anterior se podrá considerar que el efecto de la presión para la densidad manejada cuyo valor es de 0.918 gr/cm^3 es insignificante y para los fines prácticos del cálculo de perfiles de presión puede despreciarse la corrección y por lo tanto se considerará un fluido incompresible.

El efecto de la temperatura en la densidad es más significativa que el de la presión, sin embargo también depende de los rangos de la densidad y temperatura. El decremento en la densidad con el efecto de la temperatura es más fuerte a medida que las densidades son más bajas y las temperaturas más altas (considerando como temperatura ambiente).

riba de 160°F y densidades abajo de 35 Lb/ft^3).

Se han desarrollado diversas correlaciones para la determinación del efecto de la expansión térmica en la densidad por la temperatura, de las cuales se seleccionó la de los datos obtenidos de las tablas de la National Petroleum, de la NGAA Standard Volume Correction Factors y de los trabajos presentados por Hanson, Kurat y Brown para hidrocarburos líquidos de bajo peso molecular. La correlación es presentada al final del capítulo (gráfica 2).

Para el valor de densidad del oleoducto Akal-Dos - Bocas anteriormente considerado (en unidades inglesas 57.3 Lb/ft^3), se observa en la gráfica 2 un decremento en la densidad de 2.2 Lb/ft^3 a 160°F , que representará aproximadamente un decremento del 4% en la densidad.

Por los datos anteriores se considerará despreciable la corrección por temperatura para fines prácticos.

2) Viscosidad.

La influencia de la presión y temperatura en la viscosidad tiene gran importancia ya que determinando la magnitud de ésta, serán más confiables los cálculos de la caída

de la presión en los oleoductos.

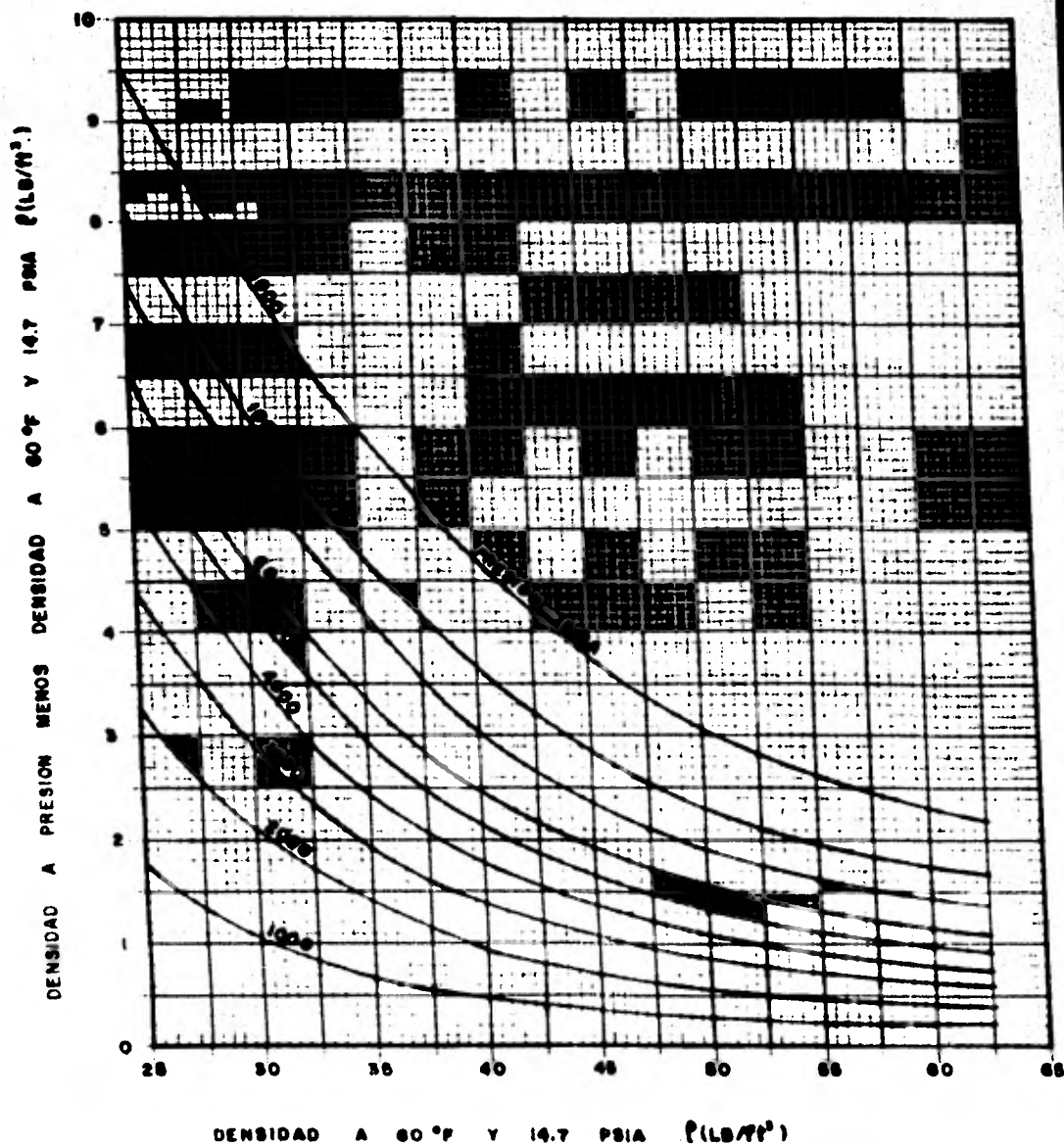
" La viscosidad dependerá de la presión en un rango de presiones altas donde se notará una variación y dependerá en gran medida de la temperatura." (3)

Si se considera que las presiones en el oleoducto Akal-Dos Bocas no serán mayores de 70 kg/cm^2 y sabiendo que se está manejando aceite muerto (con pequeñas cantidades de gas disuelto), la corrección de la viscosidad por presión será despreciable.

La variación de la viscosidad con respecto a la temperatura es muy significativa ya que en ocasiones los cambios de viscosidad pueden modificar sustancialmente la capacidad de transporte. " Ya que al aumentar la temperatura se disminuye la viscosidad y como las fuerzas de cohesión al incrementarse la temperatura disminuyen, lo mismo sucede a la viscosidad". (4)

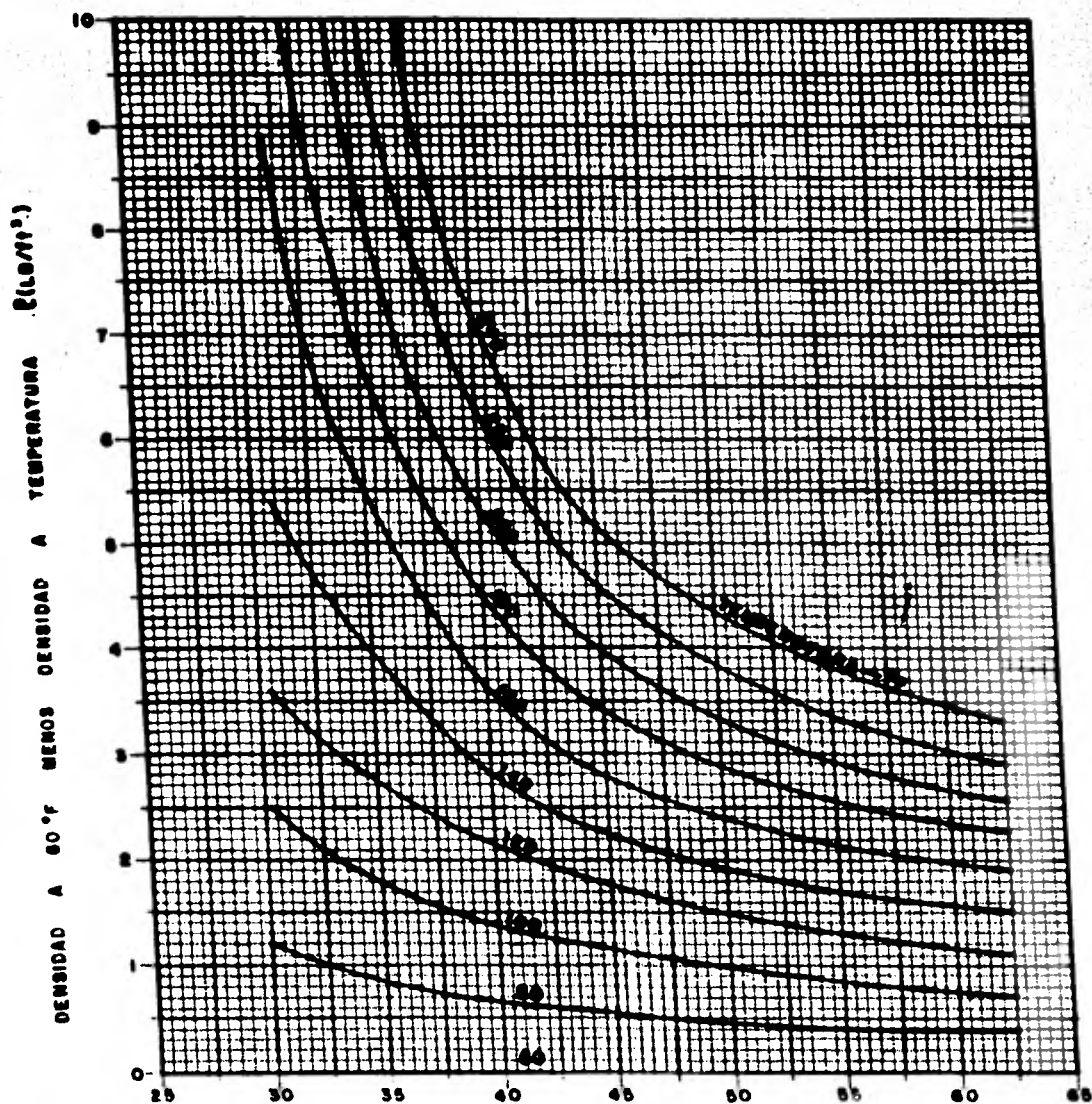
A medida que se determine con más exactitud la variación de la viscosidad con la temperatura, más confiables serán los resultados que influirán sobre el número de Reynolds, el factor de fricción y la caída de presión.

CORRECCION DE DENSIDAD EN LOS LIQUIDOS POR COMPRESIBILIDAD



Gráfica tomada de STANDING M.B, 1977,
pág. 36

CORRECCION DE DENSIDAD EN LOS LIQUIDOS POR LA EXPANSION TERMICA



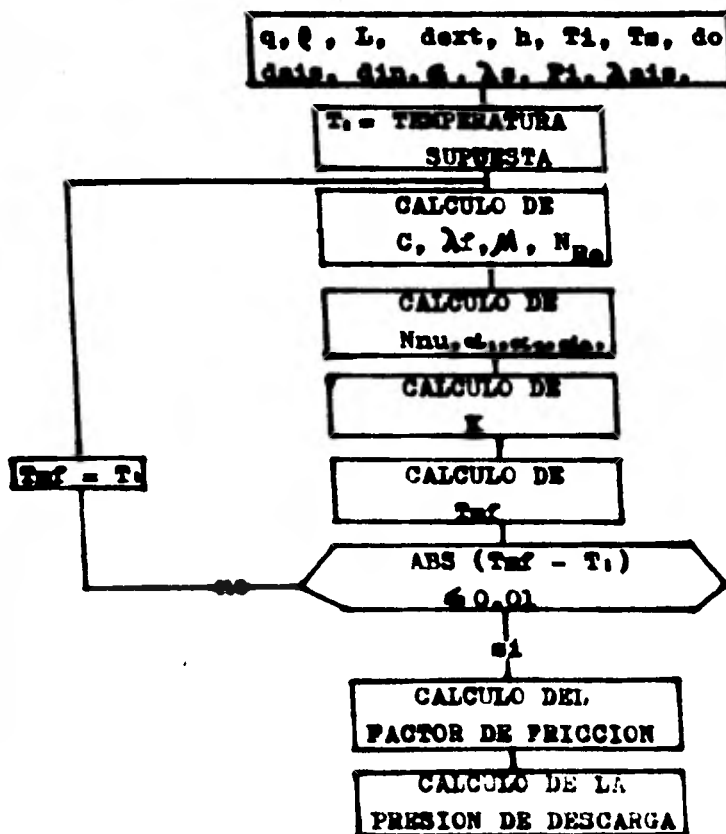
DENSIDAD A 60°F Y PRESION $P(LB/ft^2)$

Gráfico tomada de STANDING M.B, 1977,
pág. 37

III. CAPACIDAD DE TRANSPORTE

1) Procedimiento de cálculo

Para el procedimiento de cálculo de la temperatura variable en cloacauductos y la caída de presión se elaboró un programa de cómputo para la calculadora Texas Instruments 59 que se presenta más adelante, así como su instructivo correspondiente. El programa funciona de acuerdo a este diagrama de flujo simplificado.



A la información disponible del oleoducto Akal-Dos Boas sobre viscosidad y temperatura se le ajustó una ecuación la cual sustituyó la correlación de Beggs, H.D. y Robinson del modelo matemático.

INSTRUCTIVO PARA EL PROGRAMA[§] DE LA TELA INSTRUMENTO 59

Como primer paso se procede a operar 5 2da op 17 para entrar en la partición de 559 pases de programación y 49 memorias. Posteriormente se darán los siguientes datos :

Memorias.

00	q ($m^3/hr.$)	09	d int. (m)
01	C (kg/m^3)	10	G (pg.)
02	d ais (m)	11	λ_s (watt/ m^2k)
03	L (m)	12	altura inicial (m)
04	R (m)	13	altura final (m)
05	P_1 (kg/cm^2)	33	eficiencia.
06	T_1 ($^{\circ}C$)	38	conductividad del material aislante en la tubería (watt/ m^2k).
07	T_2 ($^{\circ}C$)	40	número de seccionamiento de la tubería.
08	d ext. (m)		

En seguida se ejecutará en la etiqueta E.

§ El programa se localiza en el apéndice.

El tiempo que tardó la calculadora para dar resultados al procesar la información para la tubería dividida en 10 tramos de 16.5 km. de longitud total fue de 8 minutos aproximadamente y para cada tramo, de 50 segundos.

2) Cálculo de capacidad

La variación de la densidad y la viscosidad a través de la tubería depende principalmente del perfil de temperatura y presión que se discutió anteriormente. El aceite que se transporta por la tubería de 36 pg; pasa por un tanque de balance que trabaja a una presión de 3 kg/cm² aproximadamente, lo cual permite suponer que se está manejando aceite muerto (con muy pocas cantidades de gas disuelto).

Datos generales.

Para obtener la capacidad de transporte en diferentes condiciones de operación, se utilizaron los siguientes datos:

$$d_{in} = 34.75 \text{ pg.}$$

$$\epsilon = 0.00015 \text{ pg.}$$

$$L = 165 \text{ km.}$$

$$\rho_o = 0.918$$

$$\begin{array}{l} \text{Altura de} \\ \text{la plataforma} \end{array} = 90 \text{ m.}$$

§ Se consideró que la plataforma tiene una altura de 30m. sobre el nivel del mar.

Para el cálculo de capacidad del oleoducto Akal-Dos Bocas se obtuvo información de un trabajo cuyo título es "CAPACIDAD DE TRANSPORTE PARA TUBERIA DE 36 PG. DEL ARRA MARINA DE CAMPE CHE". (5) Dicha información es mostrada en la tabla siguiente.

TABLA 1

qm	Pim	Pdm	Tim	Tdm
(m ³ /día)	(kg/cm ²)	(kg/cm ²)	(°C)	(°C)
34735	48.51	41.2	70.5	34.4
34211	41.75	34.51	68	34.4
34249	39.61	32.39	66.25	34.4
34623	43.94	36.62	70	34.4
34661	29.75	22.535	70	34.4
35586	41.7	33.75	70	34.4
35472	40.62	32.34	70	34.4

m = medido

Pim, Tim (tomadas en Akal)

Pdm, Tdm (tomadas en Dos Bocas)

En la tabla anterior se procedió a ajustar el - modelo para el gasto de 34735 m³/ día, donde las variables que se movieron para la temperatura fue la conductividad del suelo (λ_s) y para el cálculo de la presión la eficiencia de la tubería, lográndose el ajuste para $\lambda_s = 1.092 \text{ w/m}^2\text{K}$ y una eficiencia de 0.92 en la tubería, considerando un factor de ajuste de 1.2 del modelo teórico al modelo real.

Con la información de qm, Pim, Tim de la tabla 1 se obtuvieron los siguientes resultados para los 7 gastos correspondientes mostrados en la tabla 2.

TABLA 2

qm	P _{in}	T _{in}	P _{dc} #	T _{dc}
(b/día)	(kg/cm ²)	(°c)	(kg/cm ²)	(°c)
34735	48.51	70.5	41.22	34.46
34211	41.75	68	34.59	33.09
34249	39.61	66.25	32.35	32.4
34623	43.94	70	36.68	34.18
34661	29.75	70	22.474	34.2
35586	41.7	70	33.94	34.9
35472	40.62	70	32.98	34.76

c = calculada

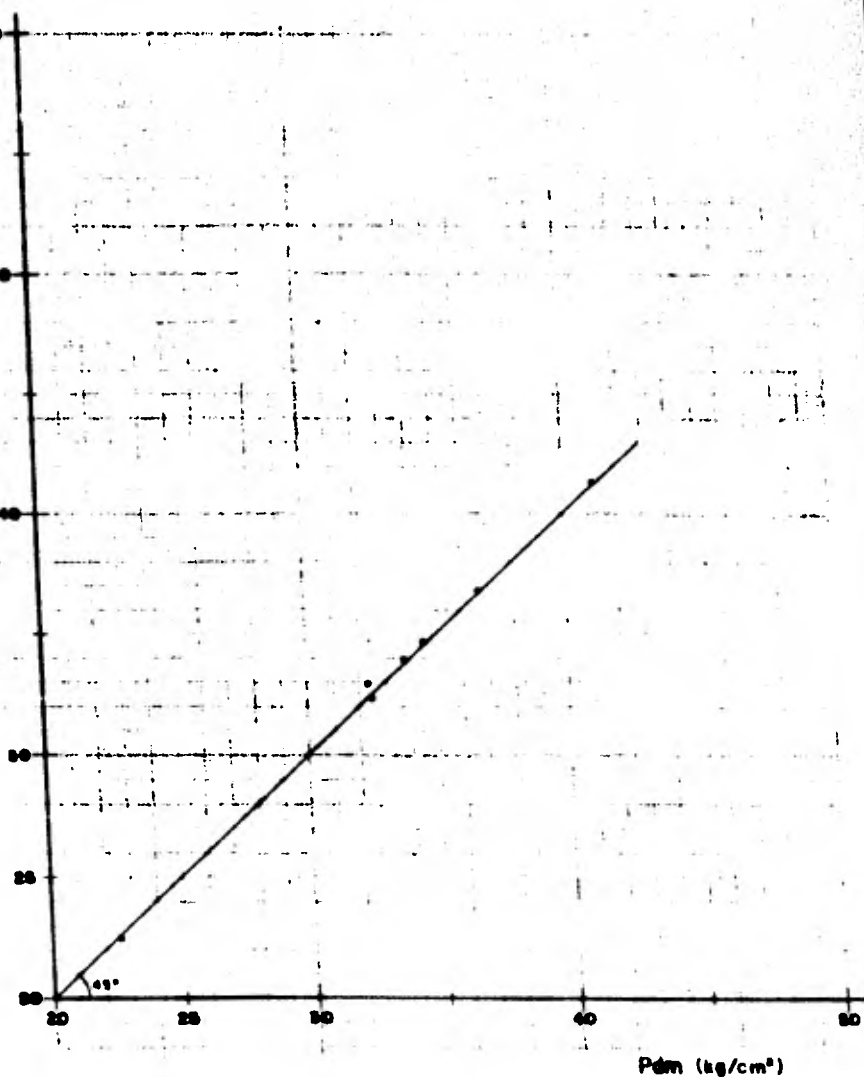
Se procedió a gráficar los 7 datos correspondientes de las columnas P_{dc} de la tabla 2 y P_{dm} de la tabla 1 cuya tendencia es mostrada en la gráfica 3 que aparece al final del inciso. También se calculó el perfil de temperatura y presión para el gasto de ajuste cuyos resultados se encuentran mostrados en la gráfica 4.

Se consideró un amplio rango de gastos de aceite -- (50000-700000 barriles/día) para los cuales se calculó la caída de presión y el perfil de temperatura, tomando como presión de inyección 70 kg/cm² y una temperatura de inyección de 70.5°c. con

siderando la tubería seccionada en 10 partes y una longitud total de 165 km. (gráfica 5).

Nota: Para todos los cálculos se consideró una altura de la plataforma de 30 m. con respecto al nivel del mar.

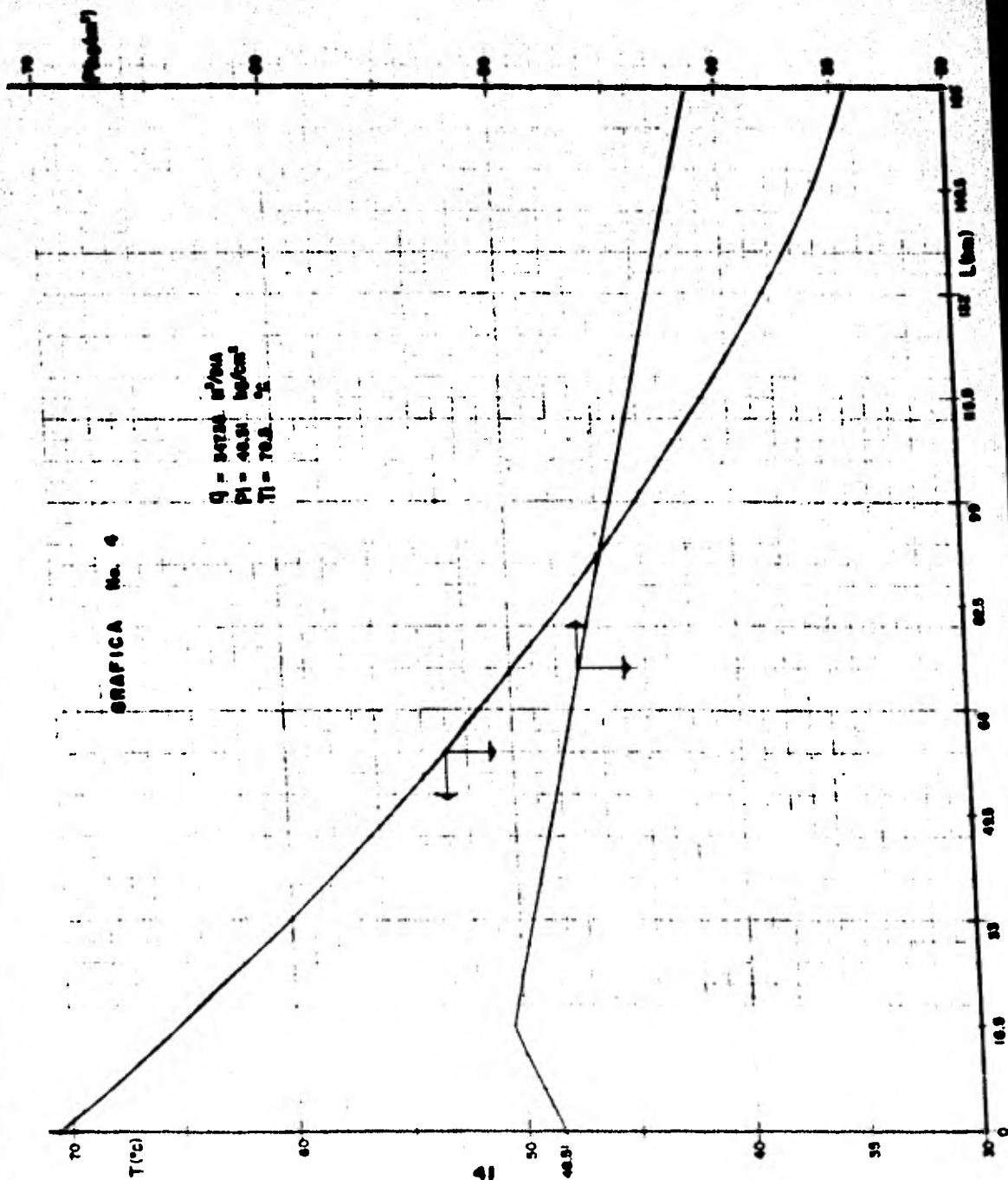
Péc (kg/cm²)

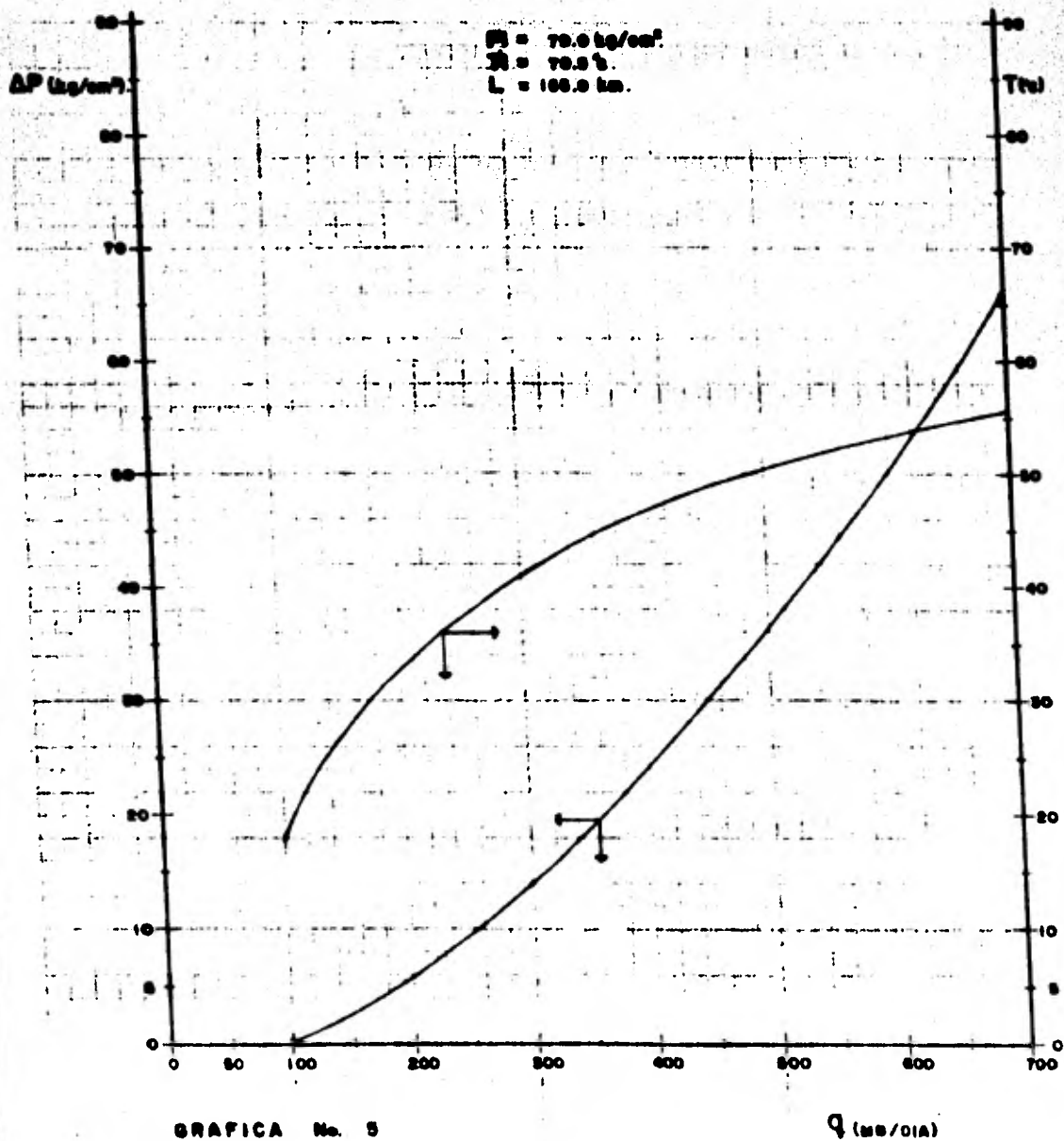


GRAFICA No. 3

GRAFICA No. 4

$Q = 34754 \text{ m}^3/\text{dia}$
 $P_1 = 44.91 \text{ kg/cm}^2$
 $\Pi = 70.9 \%$





3) Análisis estadístico.

Con los resultados de la tabla 1 y 2 del inciso anterior se procedió a hacer el análisis estadístico en función de los datos medidos, los cuales son; gastos, presión de inyección, caída de presión y la caída de presión calculada.

Primeramente se procedió a obtener el error por la siguiente ecuación:

$$\% \text{ Error} = \frac{\Delta P_c - \Delta P_m}{\Delta P_m}$$

Posteriormente se obtuvo el error promedio con la siguiente relación:

$$\text{Error promedio} = \sum_{i=1}^N \frac{(\% \text{ Error})_i}{N}$$

Por último se determinó la desviación estándar con la siguiente ecuación:

$$De = \sqrt{\frac{N \sum_{i=1}^N (\% \text{ Error})_i^2 - \left(\sum_{i=1}^N (\% \text{ Error})_i \right)^2}{N}}$$

Para obtener las medidas estadísticas se elaboró la siguiente tabla.

TABLA 3

Q_m	P_{im}	ΔP_m	ΔP_c	
(m³/día)	(kg/cm²)	(kg/cm²)	(kg/cm²)	δ Error
34735	48.51	7.31	7.29	-0.27
34211	41.75	7.24	7.16	-1.1
34249	39.61	7.22	7.26	0.55
34623	43.94	7.32	7.26	-0.82
34661	29.75	7.215	7.276	0.84
35586	41.7	7.95	7.72	-2.9
35472	40.62	8.28	7.64	-7.7

Los valores obtenidos fueron:

Error promedio = -1.628

Desviación estándar = 2.73

Se observa de la tabla 3 que en la mayoría de los casos, la caída de presión calculada es menor que la medida ; sin embargo estas diferencias son mínimas, lo cual se confirma con el error promedio y la desviación estándar.

Finalmente se determinó el porcentaje de diferencia de la caída de presión al considerar la viscosidad del aceite con temperatura variable y media constante para un rango de gastos (50000-700000 barriles/día), teniendo para los dos casos una presión de inyección de 70 kg/cm², una temperatura de 70.5°C de inyección en la variable y 52.45°C para la temperatura media constante. Los resultados están mostrados

en la siguiente tabla.

TABLA 4

q	(1) $\Delta P(\mu_{\text{variable}})$	(2) $\Delta P(\mu_{\text{cte.}})$	% Dif.
(barr./día)	(kg/cm ²)	(kg/cm ²)	$\frac{\Delta P(2) - \Delta P(1)}{\Delta P(1)}$
50000	-0.169	-2.337	1283
100000	0.23	-0.177	-177
200000	6	5.6	-6.7
300000	14.03	14.05	0.14
400000	24.18	24.9	3
500000	36.29	38.05	4.8
600000	50.45	53.348	5.7
700000	66.5	70.75	6.4

En la tabla anterior se observa que para gastos bajos (50000-100000 barriles/día), las diferencias son relativamente mayores al relacionar las caídas de presión con viscosidades variable y constante; en tanto que para gastos de 200000 a 700000 barriles/día, las diferencias son relativamente menores.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1) El modelo matemático seguido en el cálculo de la temperatura y presión de descarga, muestra que existen relativamente pequeñas diferencias respecto a los datos medidos, lo cual se confirma mediante la desviación estándar y el error promedio. Los resultados congruentes, permiten confirmar la validación del método empleado.
- 2) Se considera importante el hecho de que las variaciones de la caída de presión con temperatura variable y temperatura media constante mostradas en la tabla 4 que para gastos bajos (50 000-100 000 barriles/día) la diferencia es mayor, esto se observa lógico debido a que en esas condiciones la temperatura variable es mucho mas baja que la temperatura media constante, por lo cual la viscosidad será mayor al igual que la caída de presión. Sin embargo cuando el gasto se torna más grande (300 000 barriles/día) las diferencias son mucho menores y esto es debido a que prácticamente se igualan las temperaturas. Para el caso de gastos mayores (700 000 barriles/día) se presentan nuevamente diferencias debido a que la temperatura variable es mayor que la temperatura media constante.
- 3) De los resultados de la gráfica 5 del capítulo anterior se observa que para el caso de temperatura variable, la máxima capacidad de transporte que podrá manejar la tubería será de 700 000 barriles/día, teniendo como presión de inyección 70 kg/cm² y una presión de descarga de 3.5 kg/cm² y 55.6°C de temperatura de descarga, sin embargo los cálculos para temperatura media constante

(52.45°C) indican que lo máximo que pueden manejar para las mismas condiciones de presión es de aproximadamente 680 000 barriles/día (tabla 4, columna 3); por lo cual se hace patente la importancia de la consideración de la temperatura variable.

4) Con los resultados obtenidos se puede concluir que para una misma temperatura de inyección y longitud, la temperatura se comporta directamente proporcional al gasto, esto es, si hay mayor gasto la temperatura de descarga será más alta que la temperatura de descarga de un gasto bajo.

5) De la información medida de los gastos y temperaturas se notan ciertas incongruencias en el sentido de que si hay mayor gasto y mayor temperatura de inyección, tendría que llegar a mayor temperatura de descarga o viceversa, para una misma longitud; sin embargo, para los cálculos prácticos los datos medidos son satisfactorios ya que las diferencias son pequeñas.

6) Se recomienda obtener mayor acopio de información medida acerca del sistema de transporte del área marina de Campeche, con el fin de comprobar los aspectos mencionados en ese trabajo, probar el método con más oleoductos y mejorar las técnicas actuales para el cálculo de capacidades de tuberías de gran diámetro y longitud.

7) En general la consideración de la temperatura media tiene mayor grado de error con el manejo de gastos pequeños y en menor medida cuando se manejan altos gastos, por lo que es recomendable el empleo de temperatura variable en los cálculos de la capacidad de transporte.

11.- Nomenclatura

API	Gravedad
B_e	Coefficiente cúbico de expansión térmica del aceite ($1/^{\circ}K$)
C	Calor específico (Joule/kg $^{\circ}C$)
d	Diámetro (m)
f	Factor de fricción
g	Gravedad (m/seg 2)
G_c	Factor de conversión a la 2a ley de Newton (918 gr/cm 3)
h	Profundidad (m)
K	Coefficiente global de transferencia de calor (watt/m 2C)
K^{**}	Coefficiente global de transferencia de calor (watt/m 2C)
L	Longitud (m)
N_{Gr}	Número de Grashof
N_{Nu}	Número de Nusselt
N_{Pr}	Número de Prandtl ($\frac{\mu C}{\lambda}$) $^{\circ}$
N_{Re}	Número de Reynolds
P	Presión (kg/cm 2)
ΔP	Caída de presión ($P_1 - P_2$)
q	Gasto (m 3 /h)
Q	Calor (Joule)
t	Tiempo (seg)
T	Temperatura ($^{\circ}K$)
T_{mf}	Temperatura media de flujo
v	Velocidad (m/seg)
V	Volumen

Simbolos griegos

- ϵ Rugosidad
 \dot{Q} Calor que se libera (joule/kg)
 λ Conductividad (w/m²k)
 μ Viscosidad (kg/m seg)
 ν Viscosidad dinámica (m²/seg)
 ρ Kg de sólidos (l/m³)
 ρ Densidad (kg/m³)
 \dot{Q} Calor generado por fricción (w/m)

Subindices

- ais Aislamiento
d Descarga
ext Exterior
f Final
i Inyección
in Interior
o Aceite
o_{cs} Aceite a condiciones atmosférica
or Aceite relativo
OD Aceite muerto
s Suelo
w Agua
1 Inicial
2 Final

111 .-Bibliografía específica

- 1.- BRILL P.J. AND BROGS D.M.
TWO-PHASE FLOW IN PIPES
UNIVERSITY TULSA, OKLAHOMA, 1978
- 2.- AGUIA R.A., GARICOCHEA P.F., LINCH H.T.
FLUIDO MULTIFASICO EN TUBERIAS
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLIO, MEXICO, 1977
- 3.- SZILAS A.P.
PRODUCTION AND TRANSPORT OF OIL AND GAS
ELSEVIER SCIENTIFIC PUBLISHING COMPANY, NEW YORK, 1975
- 4.- STREETER L.V. Y WYLIE D.E.
MECANICA DE FLUIDOS
MC.GRAW-HILL BOOK.CO, MEXICO, 1979
- 5.- SANCHEZ A.P. Y MARTINEZ G.JL.
CAPACIDAD DE TRANSPORTE DE LA TUBERIA DE 36 PG. DEL AREA MARINA DE CAMPECHE
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLIO, MEXICO, 1980

Bibliografía general

- 6.- KATZ L.D., CORNWELL, KOBAYASHI R., PORTSMAN H.P., VARY A.J.
ELMHABAAS R.J., WEINBAUG P.CH.
HANDBOOK OF NATURAL GAS ENGINEERING
MC.GRAW-HILL BOOK.CO, NEW YORK, 1959

7.- KENN Q.D.

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
OCELA, MEXICO, 1977

8.- FERRY H.J.

MANUAL DEL TERMINDO QUIMICO TOMO I
UTMA, MEXICO, 1974

9.- REID C.R. Y SHENWOOD K.T.

PROPIEDADES DE LOS GASES Y LIQUIDOS SU ESTIMACION Y
CORRELACION
UTMA, MEXICO, 1968

10.- STANDING H.B.

VOLUMETRIC AND PHASE BEHAVIOR OF OIL FIELD HYDROCARBON
SYSTEMS
WILLIAMS THE PRINTER, INC., DALLAS TEXAS, 1977

11.- VAN WYLEN G.J. Y SONNTAG R.E.

FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA
LINUSA, MEXICO, 1977

12.- WILLIAM D. M JR.

THE PROPERTIES OF PETROLEUM FLUIDS
PETROLEUM PUBLISHING CO, TULSA OKLAHOMA, 1973

A P E N D I C E

P R O G R A M A D E

C O M P U T O

000	76	LBL
001	11	A
002	99	PRT
003	72	ST*
004	49	49
005	01	1
006	44	SUM
007	49	49
008	43	RCL
009	49	49
010	91	R/S
011	76	LBL
012	15	E
013	43	RCL
014	01	01
015	55	+
016	01	1
017	52	EE
018	03	3
019	95	=
020	42	STD
021	17	17
022	35	1/X
023	65	X
024	01	1
025	04	4
026	01	1
027	93	.
028	05	5
029	75	-
030	01	1
031	03	3
032	01	1
033	93	.
034	05	5
035	95	=
036	42	STD
037	31	31
038	43	RCL
039	03	03
040	65	X
041	01	1
042	52	EE
043	03	3
044	95	=
045	42	STD
046	14	14
047	43	RCL
048	07	07
049	85	+
050	02	2

051	07	7
052	03	3
053	95	=
054	42	STD
055	15	15
056	76	LBL
057	48	EXC
058	43	RCL
059	06	06
060	42	STD
061	16	16
062	76	LBL
063	33	X ²
064	36	PGM
065	25	25
066	16	A'
067	42	STD
068	18	18
069	43	RCL
070	16	16
071	85	+
072	02	2
073	07	7
074	03	3
075	95	=
076	52	(
077	42	STD
078	19	19
079	65	X
080	03	3
081	93	.
082	03	3
083	08	8
084	85	+
085	07	7
086	06	6
087	02	2
088	93	.
089	05	5
090	54)
091	55	-
092	43	RCL
093	17	17
094	34	FX
095	95	=
096	42	STD
097	20	20
098	93	.
099	01	1
100	03	3

101	04	4
102	75	-
103	06	6
104	93	.
105	03	3
106	01	1
107	52	EE
108	05	5
109	94	+/-
110	65	X
111	43	RCL
112	19	19
113	95	=
114	55	+
115	43	RCL
116	17	17
117	95	=
118	42	STD
119	21	21
120	43	RCL
121	44	44
122	75	-
123	43	RCL
124	43	43
125	65	X
126	43	RCL
127	31	31
128	95	=
129	22	INV
130	28	LDG
131	65	X
132	43	RCL
133	18	18
134	45	YX
135	01	1
136	93	.
137	01	1
138	06	6
139	03	3
140	94	+/-
141	95	=
142	22	INV
143	28	LDG
144	75	-
145	01	1
146	95	=
147	55	-
148	01	1
149	52	EE
150	03	3

151 95 =
 152 42 STD
 153 22 22
 154 55 +
 155 43 RCL
 156 01 01
 157 95 =
 158 42 STD
 159 23 23
 160 43 RCL
 161 00 00
 162 55 +
 163 43 RCL
 164 41 41
 165 95 =
 166 42 STD
 167 24 24
 168 43 RCL
 169 09 09
 170 65 x
 171 43 RCL
 172 42 42
 173 95 =
 174 42 STD
 175 25 25
 176 43 RCL
 177 24 24
 178 65 x
 179 04 4
 180 55 +
 181 53 ()
 182 89 =
 183 65 x
 184 43 RCL
 185 09 09
 186 54)
 187 95 =
 188 55 -
 189 43 RCL
 190 23 23
 191 95 =
 192 42 STD
 193 26 26
 194 43 RCL
 195 45 45
 196 32 XIT
 197 43 RCL
 198 26 26
 199 22 LNX
 200 77 GE

201 52 EE
 202 43 RCL
 203 46 46
 204 32 XIT
 205 43 RCL
 206 26 26
 207 77 GE
 208 44 SUM
 209 71 SBR
 210 25 CLR
 211 65 x
 212 53 ()
 213 01 1
 214 75 -
 215 06 6
 216 52 EE
 217 05 5
 218 55 -
 219 43 RCL
 220 26 26
 221 45 YX
 222 01 1
 223 93 .
 224 08 8
 225 54)
 226 95 =
 227 76 LBL
 228 34 FX
 229 65 x
 230 43 RCL
 231 21 21
 232 95 =
 233 42 STD
 234 27 27
 235 43 RCL
 236 11 11
 237 65 x
 238 02 2
 239 55 -
 240 53 ()
 241 04 4
 242 65 x
 243 43 RCL
 244 04 04
 245 55 -
 246 43 RCL
 247 02 02
 248 54)
 249 23 LNX
 250 89 =

251 35 1/X
 252 85 +
 253 43 RCL
 254 27 27
 255 35 1/X
 256 76 LBL
 257 13 C
 258 85 +
 259 53 ()
 260 53 ()
 261 43 RCL
 262 02 02
 263 55 +
 264 43 RCL
 265 08 08
 266 54)
 267 23 LNX
 268 55 -
 269 53 ()
 270 43 RCL
 271 38 38
 272 65 x
 273 02 2
 274 54)
 275 54)
 276 95 =
 277 35 1/X
 278 65 x
 279 89 =
 280 95 =
 281 65 x
 282 43 RCL
 283 14 14
 284 65 x
 285 93 .
 286 05 5
 287 55 -
 288 53 ()
 289 43 RCL
 290 24 24
 291 65 x
 292 43 RCL
 293 01 01
 294 65 x
 295 43 RCL
 296 20 20
 297 54)
 298 24 +
 299 95 =
 300 42 STD

301	36	36
302	22	INV
303	23	LNK
304	65	X
305	53	(
306	43	RCL
307	06	06
308	75	-
309	43	RCL
310	07	07
311	54)
312	42	STD
313	37	37
314	85	+
315	43	RCL
316	07	07
317	95	=
318	42	STD
319	28	28
320	43	RCL
321	47	47
322	32	X:T
323	43	RCL
324	28	28
325	75	-
326	43	RCL
327	16	16
328	95	=
329	50	I×I
330	22	INV
331	77	GE
332	61	GTD
333	43	RCL
334	28	28
335	42	STD
336	16	16
337	61	GTD
338	33	X
339	76	LBL
340	61	GTD
341	43	RCL
342	28	28
343	42	STD
344	06	06
345	99	FRT
346	87	IFF
347	00	00
348	79	7
349	02	2
350	49	FRD

351	14	14
352	86	STF
353	00	00
354	76	LBL
355	79	X
356	43	RCL
357	26	26
358	45	YX
359	93	.
360	03	3
361	02	2
362	94	+/-
363	55	+
364	02	2
365	85	+
366	43	RCL
367	35	35
368	95	=
369	42	STD
370	29	29
371	76	LBL
372	24	CE
373	34	FX
374	65	/
375	43	RCL
376	26	26
377	95	=
378	35	1/X
379	65	X
380	02	2
381	93	.
382	05	5
383	01	1
384	85	+
385	53	(
386	43	RCL
387	10	10
388	55	-
389	03	3
390	93	.
391	07	7
392	01	1
393	55	+
394	43	RCL
395	25	25
396	54)
397	95	=
398	28	LDG
399	65	X
400	02	2

401	94	+/-
402	95	=
403	33	X²
404	35	1/X
405	42	STD
406	30	30
407	43	RCL
408	48	48
409	32	X:T
410	43	RCL
411	30	30
412	75	-
413	43	RCL
414	29	29
415	95	=
416	50	I×I
417	22	INV
418	77	GE
419	71	SBR
420	43	RCL
421	30	30
422	42	STD
423	29	29
424	61	GTD
425	24	CE
426	76	LBL
427	71	SBR
428	43	RCL
429	30	30
430	65	X
431	43	RCL
432	32	32
433	65	X
434	43	RCL
435	03	03
436	65	X
437	43	RCL
438	17	17
439	65	X
440	43	RCL
441	00	00
442	33	X²
443	55	-
444	53	(
445	43	RCL
446	25	25
447	45	Y
448	05	5
449	65	X
450	43	RCL

451	33	33
452	33	X ²
453	54)
454	95	=
455	75	-
456	53	(
457	43	RCL
458	12	12
459	75	-
460	43	RCL
461	13	13
462	54)
463	55	+
464	01	1
465	00	0
466	65	x
467	43	RCL
468	17	17
469	95	=
470	94	+/-
471	85	+
472	43	RCL
473	05	05
474	95	=
475	42	STD
476	05	05
477	99	PRT
478	01	1
479	44	SUM
480	34	34
481	43	RCL
482	40	40
483	32	XIT
484	43	RCL
485	34	34
486	66	PAU
487	22	INV
488	77	GE
489	48	EXC
490	00	0
491	42	STD
492	34	34
493	22	INV
494	86	STF
495	00	00
496	91	R/S
497	76	LBL
498	52	EE
499	00	0
500	42	STD

501	27	27
502	43	RCL
503	11	11
504	65	x
505	02	2
506	55	+
507	53	(
508	04	4
509	65	x
510	43	RCL
511	04	04
512	55	+
513	43	RCL
514	02	02
515	54)
516	23	LNK
517	95	=
518	35	1/X
519	61	GTO
520	13	C
521	76	LBL
522	44	SUM
523	71	SBR
524	25	CLP
525	61	GTO
526	34	FX
527	76	LBL
528	25	CLP
529	93	.
530	00	0
531	02	2
532	07	7
533	65	x
534	43	RCL
535	26	26
536	45	YX
537	93	.
538	08	8
539	65	x
540	53	(
541	43	RCL
542	20	20
543	65	x
544	43	RCL
545	22	22
546	05	-
547	43	RCL
548	21	21
549	54)
550	45	YX
551	03	3
552	35	1/X
553	95	=
554	22	PTR