

APUNTES

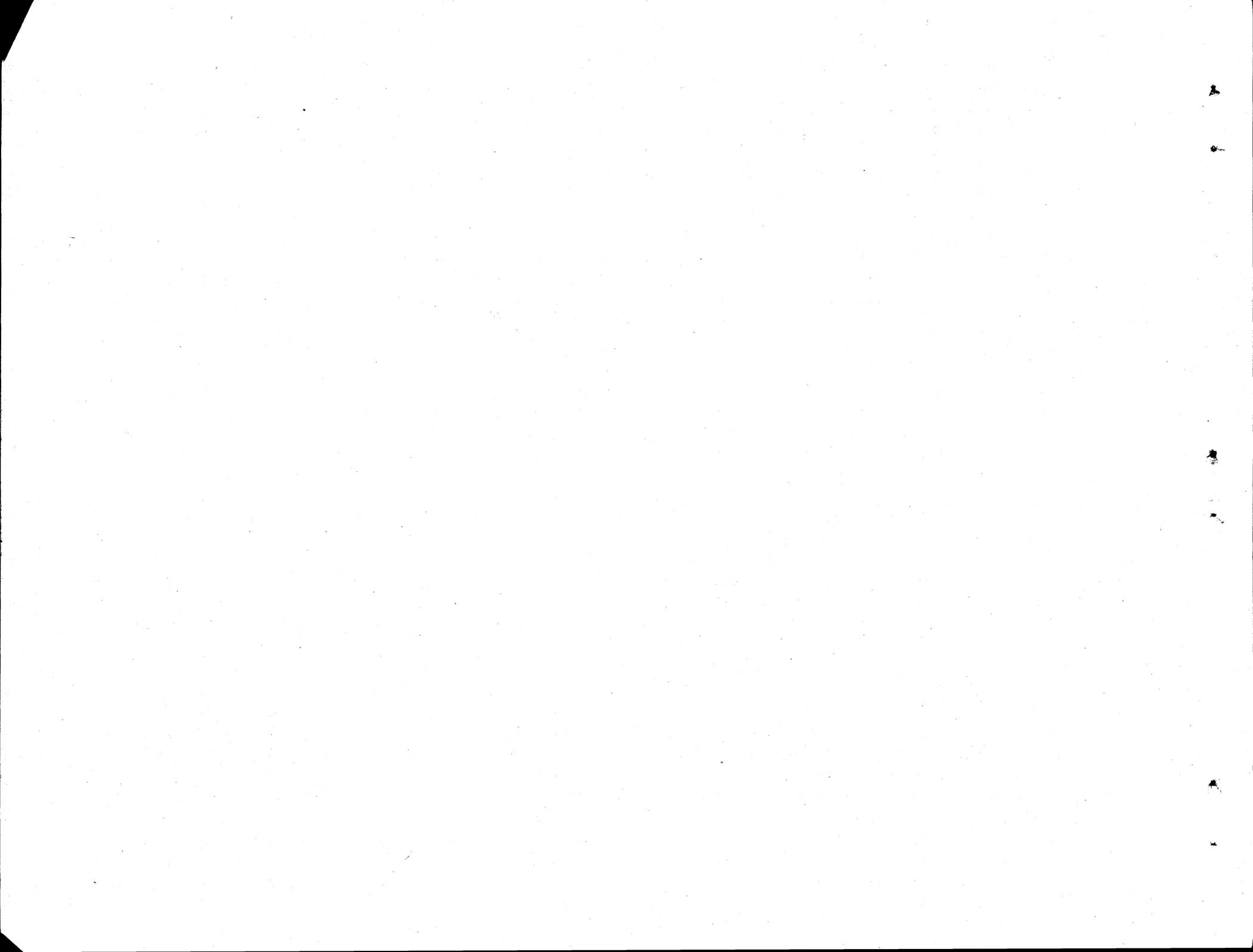
DE

MEDICION Y TRANSPORTE DE

HIDROCARBUROS

Primera Parte

Ing. Eduardo Lozano Vistuer.



PRIMERA PARTE

TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS EN FASE LIQUIDA

CAPITULO I

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

I 1. CUALIDADES DE LA MATERIA

El mundo físico, percibido por nuestros sentidos, contiene objetos múltiples caracterizados por la ocupación de un lugar en el espacio y por otras propiedades comunes a todos ellos, demostradas por la experiencia, y, en particular, las enunciadas por Newton en sus dos primeras leyes: incapacidad de alterar su estado de reposo o de movimiento uniforme y rectilíneo sin intervención de algún agente exterior (fuerza) y proporcionalidad entre la fuerza y la modificación.

Estos elementos integran la "materia", elemento real, cuyo conjunto, (se admite como postulado), se conserva invariable en todo universo aislado.

El ente físico dotado de la capacidad especial de producir cambios en la constitución, el estado, la posición o el movimiento de la materia, es decir, en la CONFIGURACION del Universo, es lo que se llama ENERGIA.

No se concibe un universo sin MATERIA ni ENERGIA.

Cuando un sistema contiene energía en forma tal que puede disponerse de ella en un momento dado, se dice que se trata de una energía POTENCIAL; por ejemplo, la de un peso suspendido a cierta altura. Cuando por el contrario, el proceso de conversión está en plena realización, se dice que la energía es ACTUAL; por ejemplo, durante la caída del peso.

Cuando la energía se destina a un fin dado, el resultado de su transformación se denomina TRABAJO; y como la presencia de acciones pasivas (rozamiento, viscosidad, efecto Joule, histéresis, radiación, etc.) impide la utilización total de la energía, se distingue el TRABAJO UTIL del TRABAJO PASIVO. Este último queda, al fin, acumulado en forma térmica y algunas veces en deformaciones de la estructura molecular.

La materia se presenta en diferentes estados, que se reducen típicamente a tres: sólido líquido y gaseoso, sin perjuicio de que existan estados intermedios que, según los casos, pueden asimilarse a uno u otro. Los líquidos y gases se designan con el nombre común de FLUIDOS, que se contraponen, así, al de sólidos; el patrón de ambos es el grado de rigidez del enlace molecular. El sólido típico es capaz de resistir una acción deformante permanente, mientras que el fluido es incapaz de ello. Por esta razón se llaman fluidos las sustancias que tienen la propiedad de FLUIR, es decir, de deslizarse a lo largo de un conducto ajustándose a su forma.

Ahora bien, no existiendo en la Naturaleza magnitudes infinitas, es decir, a falta de la infinita rigidez o de la infinita libertad del enlace molecular, el sólido perfecto o el fluido perfecto son antes de razón, puras abstracciones.

Plasticidad en los sólidos, viscosidad en los fluidos, son nombres con los que designamos la participación respectiva en las propiedades del grupo opuesto. Existen cuerpos plásticos o viscosos en que la cuantía de esta participación es tal, que constituyen verdaderos términos intermedios, de tal modo, que es posible imaginar una escala desde la mínima plasticidad a la máxima viscosidad.

Conviene advertir que estando los conceptos de plasticidad y viscosidad ligados con la velocidad de deformación, resultan relativos a la escala de tiempos. Así un trozo de asfalto o una barra de lacre se consideran sin vacilación como sólidos por su reacción a un impacto, mientras que sometidos a una acción persistente pueden moldearse y aún fluir; esta consideración explica en Geología las deformaciones sufridas en muchos millones de años por rocas cuya solidez nos parece indudable.

Cuanto se ha dicho se podría reproducir al examinar, dentro del grupo de los fluidos, la distinción entre líquidos y gases, siendo aquí un criterio de distinción el poseer, los primeros, un volumen propio, no susceptible de variación, mientras los segundos se acomodan al recipiente que los contiene. El líquido perfecto es incompresible, mientras que el gas perfecto es infinitamente compresible.

Las propiedades de la materia, y en particular las de

los flúidos, se hacen presentes por medio de FUERZAS que aparecen cuando se interrumpe la simetría y uniformidad de la situación. Concretamente son el origen o causa de estas fuerzas: la variación del movimiento (inercia), la atracción exterior (peso), la variación del volumen (elasticidad), la deformación angular (viscosidad) y el contacto con otra substancia (tensión superficial).

I 2. CARACTERISTICAS FISICAS DE LOS FLUIDOS

FLUIDO. Es una substancia que se deforma continuamente cuando se somete a una tensión de cortadura, por pequeña que ésta sea. Los flúidos suelen clasificarse en Newtonianos y No-Newtonianos; en páginas siguientes se trata de esta clasificación con la extensión necesaria.

FLUIDO IDEAL. Se les llama así a los líquidos de viscosidad nula o que son incompresibles para todo fin práctico.

FUERZA CORTANTE. Es la componente tangente a la superficie sobre la cual actúe la fuerza, y al dividir esta fuerza entre el área de la superficie, resulta la tensión de cortadura media o Esfuerzo Cortante medio sobre el área considerada. El esfuerzo cortante en un punto es el límite de la fuerza de corte con relación al área, cuando ésta se reduce al punto considerado.

VISCOSIDAD. Esta propiedad juntamente con la densidad, juegan el papel más importante en el movimiento de los flúidos, ya sea por conductos abiertos como en los cerrados. Por ello, se le dedica mayor extensión en páginas siguientes.

DENSIDAD. Se define como la masa que se halla contenida en la unidad de volumen. En el sistema C.G.S. la densidad del agua a una temperatura de 4°C es de 1.0gm/cm³ y su correspondiente expresión en unidades inglesas es de 1.935 slug/pie³ a 75°F de temperatura.

DENSIDAD RELATIVA. Es la relación entre la densidad de una substancia y la del agua o la del aire, según el carácter flúido de la substancia de que se trate. Por definición, la densidad relativa es adimensional.

PESO ESPECIFICO. Es el peso de la unidad de volumen. Como la masa de un cuerpo se obtiene dividiendo su peso entre la

aceleración de la gravedad, la densidad y el peso específico están relacionados entre sí: $\gamma = (\rho)(g)$. En el sistema práctico, el peso específico y la densidad relativa son numéricamente iguales. En el sistema inglés, el peso específico del agua es:

$$\gamma_a = 62.4 \text{ lb/pie}^3.$$

INERCIA. Es la cualidad por la que los cuerpos, materia les oponen resistencia a modificar su estado de reposo o de movimiento. La Masa es una medida cuantitativa de la inercia. La masa de un cuerpo es una propiedad invariable del mismo, independientemente de su velocidad, de su aceleración, de su posición sobre la superficie terrestre, o de su altura por encima de dicha superficie.

MODULO DE ELASTICIDAD VOLUMETRICO. (Fig. I-1) Expresa la compresibilidad de un flúido. Para fines prácticos, los líquidos suelen considerarse incompresibles, pero no debe hacerse así en los casos en que la intensidad de presión, o su cambio, sea considerable. Si la intensidad de presión de un volumen unitario de flúido se incrementa a una cantidad "dp", y si el volumen se reduce en otra "-dV", entonces la relación $-dp/dV$ es el módulo de elasticidad unitario. Para cualquier volumen "V" de flúido,

$$C = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_{\text{const.}} \quad E = -\frac{dp}{dV/V}$$

aumenta en la medida que aumenta la intensidad de la presión. Para el agua, en condiciones de presión y temperatura normales, vale 21 000 kg/cm².

PRESION DE VAPOR. Los líquidos se evaporan cuando la presión interna es mayor que la del medio en contacto inmediato con su superficie. Cuando este medio se halla confinado, las moléculas de vapor ejercen sobre él una presión parcial, a la que se distingue como "presión de vapor". Este fenómeno depende de la actividad molecular, que es función de la temperatura.

TENSION SUPERFICIAL. En la interfase entre un líquido y un gas parece formarse una "película" en el líquido, como una delgada capa superior, aparentemente, por la acción de las moléculas que se encuentran por abajo de la superficie del líquido. Se denomina "tensión superficial" a la fuerza necesaria para

mantener en equilibrio la unidad de longitud de la película.

I 3. REOLOGIA

El diccionario de Webster define la Reología de esta manera: "Es la ciencia que trata con la deformación y el flujo de la materia". Esta es una definición general. En el estudio del petróleo al tratar de la reología hay que remitirse al estudio de la viscosidad y los efectos que sobre ella ejercen la temperatura, el esfuerzo cortante, etc. (Fig. I-2).

VISCOSIDAD. Puede decirse que hay tantas definiciones de viscosidad como autores dedicados a escribir sobre este tema:

- (1) Viscosidad es la propiedad que tienen los fluidos para resistir cualquier fuerza tendiente a producir su flujo.
- (2) Viscosidad es la propiedad que tienen los fluidos para resistir el esfuerzo cortante.
- (3) Viscosidad es la fuerza tangencial que por unidad de área se necesita para mover a cualquiera de los dos planos horizontales separados la unidad de distancia, con la velocidad unidad, debiendo estar lleno el espacio entre los dos planos con una sustancia fluida.
- (4) Viscosidad es la fricción interna de los fluidos, es decir, la resistencia que oponen las partículas que se desplazan con distintas velocidades.

Y así muchas más, pero lo importante es que la viscosidad es un parámetro perfectamente bien definido, que describe una característica también perfectamente definida de los fluidos, característica que casi siempre es la de mayor importancia.

Considérese la situación supuesta experimentalmente en la Figura I-3. Las dos líneas paralelas horizontales separadas por una distancia "H". Mientras que la placa inferior se supone fija, la placa superior, en cambio, tiene libertad para moverse horizontalmente pero no en un plano vertical, teniendo lugar esta restricción, teóricamente, sin producir fricción horizontal.

También conviene imaginar que las placas tienen una extensión infinita, lo que no impide que la placa superior pueda ser acelerada por efecto de la aplicación de una fuerza de magnitud finita. A esta suposición se le da un tratamiento matemático solo cuando para eliminar la necesidad de tener que considerar condi-

ciones de frontera.

Supóngase que se aplica una fuerza de intensidad "F" constante, a la placa superior, de manera que los momentos van disminuyendo a medida que disminuye la separación entre capas o láminas. Supóngase también que la fuerza "F", en el intervalo de tiempo que transcurre entre t=0 y t=t, obliga a la placa superior a desplazarse una distancia s = vt, con una velocidad uniforme, cuyo valor es, por consiguiente, s/t.

Considérese ahora que el líquido, que es enteramente homogéneo, se adhiera a ambas placas. En estas condiciones, la lámina infinitamente delgada que originalmente estaba en contacto con la placa superior, no habrá experimentado perturbación alguna, y de manera similar, la delgada capa que estaba en contacto directo con la placa inferior, en el instante "t=0", todavía no habrá sufrido alteraciones en el tiempo "t=t".

El fluido que se encuentra en contacto con una placa sólida tiene la misma velocidad que pueda tener esa placa sólida, es decir, no hay resbalamiento entre la placa y la lámina delgada de fluido que están en contacto. El fluido en el área "abcd", se desplaza a la misma posición "abcd" con un movimiento laminar y paralelo, en el que la velocidad "v" varía uniformemente desde cero en la placa estacionaria hasta un máximo en la placa superior. Se demuestra experimentalmente que en tanto se conserven constantes las demás cantidades que se relacionan, "F" es directamente proporcional a "A" y a "v_max", e inversamente proporcional a "H". Expresado matemáticamente:

$$F = C \frac{A \cdot v_{max}}{H}$$

o bien, para cualquier situación intermedia:

$$F = C \frac{A \cdot dv}{dy}$$

El coeficiente "C" de proporcionalidad se representa por "μ", que es característico para cada fluido en particular, y se llama coeficiente de viscosidad, o de fricción interna, de tal que la ecuación anterior quede en la forma:

$$F = \mu \frac{A \cdot dv}{dy}$$

o bien:

$$\frac{F}{A} = \mu \frac{dv}{dy}$$

$$\text{Esfuerzo cortante} = \tau = \frac{F}{A}$$

Por tanto:
$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

que es la ecuación sugerida por Newton en el año 1686, ya que no fue expresada así originalmente.

La relación " dv/dy " es la velocidad angular de la línea "da", o también puede decirse que es "la razón o ritmo de la deformación angular" del fluido, o sea, el ritmo con el que de crece el ángulo "adc". El gradiente de velocidad, " dv/dy " es, pues, el ritmo o velocidad con que una lámina se mueve en relación con otra adyacente a ella.

Una sustancia plástica no puede satisfacer la definición que se da de un fluido, debido a que tiene un esfuerzo de deformación inicial, que es necesario sobrepasar para establecer una deformación continua. Si se coloca una sustancia plástica entre dos placas sólidas, se deformará "una cierta cantidad", que será proporcional a la fuerza, pero no lo hará en forma continua con un ritmo dado.

LIQUIDOS NEWTONIANOS. Si nos referimos a la expresión fundamental de la viscosidad, en su forma diferencial, podremos ver que al proyectar el esfuerzo cortante contra el ritmo o velocidad de deformación, se obtiene una línea recta si el coeficiente de viscosidad permanece constante, independientemente de la magnitud del esfuerzo que se aplique. La ecuación fundamental tiene la forma:

$$y = m x$$

y la pendiente de la línea está definida por:

$$m = \frac{1}{\mu}$$

La ecuación dará lugar a una línea recta mientras se verifique:

$$\mu = f \left(\frac{dv}{dx} \right)$$

La Figura I-2 muestra el caso simple de un líquido puramente newtoniano. Puede verse que aquí, el esfuerzo cortante es proporcional a la velocidad de deformación y que la constante de proporcionalidad es la viscosidad absoluta. De acuerdo con su proyección, la pendiente de la recta es la recíproca del coeficiente de viscosidad.

LIQUIDOS NO-NEWTONIANOS. La Figura I-2, que es un Diagrama Reológico, muestra también los varios casos distintos que pueden presentarse si el coeficiente de viscosidad no es constante con relación al esfuerzo cortante y a la velocidad de deformación.

Se conviene en llamar a un fluido "dilatante", si tiene una viscosidad aparente que crece a medida que crece el esfuerzo cortante. Un buen ejemplo de fluidos de este tipo es el almidón en el agua, que no es una solución sino más bien una suspensión.

Los pseudoplásticos son los fluidos que tienen una alta viscosidad con valores reducidos de esfuerzo cortante, pero a medida que aumenta el esfuerzo, tiende a comportarse como finalmente lo hace un líquido newtoniano. Algunas soluciones calcáreas pueden servir de ejemplo.

El cuerpo plástico de Bingham, o plástico ideal, es el que resiste todos los esfuerzos y no tiende a producir el flujo, a menos de que se alcance un esfuerzo crítico al que se denomina "esfuerzo cedente", después del cual el cuerpo se comporta de manera muy semejante a la de los fluidos newtonianos por lo que se refiere exclusivamente a su "viscosidad incrementable", estando dada la pendiente de la curva por la relación de la velocidad de corte y el esfuerzo cortante y siendo esta pendiente la que corresponde a una línea recta.

LIQUIDOS TIXOTROPICOS. Una suspensión tixotrópica es un fluido que posee una estructura que se rompe no solo por el efecto del esfuerzo cortante, sino también por el del tiempo. La Figura I-2 muestra la manera como puede esperarse que actúe un fluido tixotrópico. (Ejemplo: la tinta de imprenta).

LIQUIDOS REOPECTICOS. Algunos fluidos, como el gel de arcilla bentonítica, se solidifican muy rápidamente si se perturba periódicamente el envase en que están contenidos. A los fluidos tixotrópicos que poseen esta característica, se les distingue

con el nombre de líquidos reopécticos.

FLUIDEZ. Bingham y Harrison han mostrado que la propiedad física viscosidad no es, aditiva, como sucede con la masa; por consiguiente, no es posible obtener por medio de la Regla de Mezclas, la viscosidad resultante de mezclar dos flúidos de viscosidades conocidas. Los investigadores mencionados comprobaron que se puede utilizar para el cálculo de la viscosidad de una mezcla, el valor inverso, al que llamaron "fluidez", es decir:

$$\varphi = \frac{1}{\mu}$$

Esto es aplicable para el caso de líquidos químicamente vecinos, cuyas viscosidades no tengan diferencias muy notables, y entonces se puede calcular, aproximadamente, la viscosidad media, con la Regla de las Mezclas.

Supóngase que "m" y "m'" son las cantidades de los componentes de viscosidades " μ " y " μ' ", cuyas fluideces están representadas por:

$$\frac{1}{\mu} \quad ; \quad \frac{1}{\mu'}$$

La fluidez de la mezcla será:

$$\bar{\varphi} = \frac{m \frac{1}{\mu} + m' \frac{1}{\mu'}}{m + m'}$$

y también:

$$\bar{\varphi} = \frac{m \mu' + m' \mu}{(m + m') \mu \mu'}$$

por lo que la viscosidad de la mezcla quedará representada por:

$$\bar{\mu} = \frac{(m + m') \mu \mu'}{m \mu' + m' \mu}$$

Existe una diferencia entre los distintos tipos de petróleo líquido que tienen un punto de fluidez elevado y los que son altamente viscosos.

Por lo general, el aceite crudo que tiene baja densidad y alta viscosidad suele ser un flúido newtoniano. En cualquier

circunstancia, su viscosidad a temperaturas reducidas es tan alta, que no puede ser bombeado fácilmente, y ese valor de viscosidad permanece constante frente a variaciones del esfuerzo cortante.

Resulta desconcertante, a veces, percibirse de esto cuando se comparan las curvas de pérdida de energía por fricción en oleoductos calentados, y las de oleoductos que transportan aceite en condiciones de flúido "delgado" a la temperatura de operación, y es que las variaciones con respecto a una curva suave, que pueden observarse en las Gráficas Características (Energía-Gasto), de oleoductos calentados, son funciones de la temperatura, de la pérdida de calor y del ritmo de bombeo, más que de cualquier otra influencia no-newtoniana que pueda derivarse del propio flúido.

Cualquier tipo de petróleo puede ser bombeado por abajo de su punto de fluidez, como puede verse en la curva para plásticos de Bingham, que tienen un punto crítico, por encima del cual, el cuerpo fluye, y aunque la viscosidad inicial sea bastante alta, a medida que continúa fluyendo el cuerpo y aumenta el ritmo de flujo, (que se puede comparar con el ritmo de deformación), tiene que descender la viscosidad y, posiblemente, cuando el esfuerzo cortante sea alto, el flúido se comportará esencialmente como Newtoniano.

El elevado esfuerzo al que se necesita someter un flúido para alcanzar su "esfuerzo de punto cedente" por abajo de su punto de fluidez, lo suministra generalmente la succión de una bomba mediante una conificación inversa del aceite con respecto al tramo de tubería de succión, o bien, por medio de la carga estática que actúa sobre la succión.

Por ejemplo, cuando se utilizan bombas para descargar los chales, por muy sencillo que sea el período de bombeo fluirán el aceite a la succión sin que haya conificación, simplemente porque sobre la caída de presión que tiene lugar en la succión, existe una carga estática de magnitud suficiente para proporcionar el esfuerzo cortante que se requeriría para alcanzar el punto cedente a base de peso exclusivamente.

A medida que aumenta la succión y se descarga el aceite a través de la bomba, llega un momento en el que el aceite empieza a descender y a conificarse en la succión. No debe confundir-

se este efecto con el vórtice forzado que algunas veces se forma en los tanques de grandes dimensiones, y que tienen la succión localizada en el centro o en el fondo, ya que es una condición que tiene lugar cuando el aceite que se encuentra en la periferia del tanque, alcanza un nivel más alto que el del aceite próximo al de la toma de succión, y el flujo se realiza esencialmente en forma radial desde la periferia hasta la succión.

I 4. DIMENSIONES DE LA VISCOSIDAD; UNIDADES Y CONVERSIONES.

Si tomamos en consideración la definición de Maxwell sobre la viscosidad y la aplicamos a la expresión:

$$\rho = \frac{\tau}{dv/dy}$$

tendremos: $A = 1$
 $dv = 1$
 $dy = 1$

y, por lo tanto:

$$\rho = F = 1$$

Es decir, que la viscosidad es una fuerza.

Como la industria petrolera se ha desarrollado principalmente en los países sajones, es natural que el mayor volumen de literatura técnica que trata de estos asuntos venga expresado en unidades inglesas, o sea, pie-libra-segundo.

Es conveniente conocer la relación entre el sistema C.G.S. y el grupo pie-libra-segundo para estar en capacidad de poder hacer las transformaciones necesarias entre fórmulas expresadas, de una u otra manera. Para ello, podemos utilizar el cálculo dimensional como herramienta.

Si "U" es una unidad derivada en el sistema C.G.S., será por tanto, una función de las fundamentales "L" (longitud), "M" (masa) y "T" (tiempo), que puede expresarse de esta manera:

$$U = C L^a M^b T^c$$

En esta ecuación dimensional, los exponentes "a", "b" y "c" pueden ser positivos, negativos, nulos, enteros o fraccionarios, y representan las dimensiones que definen "U" con relación a las

unidades fundamentales. Téngase presente que, cualquiera que sea el sistema elegido de unidades, no cambian las dimensiones de las fundamentales con respecto a las derivadas, así que, en la ecuación anterior, lo que cambia son los valores de "L", "M" y "T", pero no los de "a", "b" y "c". Al elegir las unidades, casi siempre se elimina el coeficiente parásito "C" de la ecuación de dimensiones.

En el grupo de unidades inglesas, la unidad derivada "U'" quedará expresada por la ecuación:

$$U' = C' L'^a M'^b T'^c$$

Dividiendo entre sí las dos ecuaciones de unidades derivadas, y haciendo $C = C'$, tendremos:

$$\frac{U'}{U} = \left(\frac{L'}{L}\right)^a \left(\frac{M'}{M}\right)^b \left(\frac{T'}{T}\right)^c$$

con lo que se ha dejado establecida la relación que liga a ambos sistemas, pero si queremos hallar en el nuevo sistema el valor numérico "N'" que corresponde a una cantidad "Q" que en el sistema primitivo estaba expresada por "N", deberemos tener presente que el valor numérico es, por definición, la relación que existe entre la cantidad y la unidad, o sea:

$$N = \frac{Q}{U} \quad \text{y} \quad N' = \frac{Q}{U'}$$

Dividiendo estas dos expresiones obtendremos la relación que hay entre los números que representan a la misma cantidad:

$$\frac{N'}{N} = \frac{U}{U'}$$

sustituyendo:

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{L}{L'}\right)^a \left(\frac{M}{M'}\right)^b \left(\frac{T}{T'}\right)^c$$

Esta expresión resuelve los problemas que relacionan la medición de una misma cantidad en diferentes sistemas. Para aplicarla al caso de la viscosidad, es necesario conocer la ecuación dimensional de esta cantidad. Ya se ha visto que:

$$\nu = \frac{(F)(dy)}{(A)(dv)}$$

El significado dimensional de estas cantidades es:

$$F = (M)(a) = (M)\left(\frac{L}{T^2}\right) = (M)(L)(T^{-2})$$

$$\begin{aligned} dy &= L \\ A &= L^2 \\ dv &= LT^{-1} \end{aligned}$$

y sustituyendo:

$$\nu = \frac{(MLT^{-2})(L)}{(L^2)(LT^{-1})} = \frac{M}{LT}$$

expresión que nos representa la ecuación dimensional de la viscosidad. En este caso, los exponentes tienen los siguientes valores:

$$\begin{aligned} a &= -1 \\ b &= 1 \\ c &= -1 \end{aligned}$$

por lo que se tiene en el sistema que nos ocupa:

C. G. S.	P. L. S.
L = 1 cm	L' = 30.48 cm
M = 1 g-masa	M' = 453.59 g-m
T = 1 seg	T' = 1 seg

Substituyendo estos valores en la ecuación general de medidas:

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{1}{30.48}\right)^{-1} \left(\frac{1}{453.59}\right) \left(\frac{1}{1}\right)^{-1}$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{30.48}{453.59} = 0.0672$$

o tambien: $N' = 0.0672 N$ lo mismo que: $\nu' = 0.0672 \nu$

Es decir, que las viscosidades absolutas inglesas son iguales al factor 0.0672 multiplicado por las unidades C.G.S. absolutas.

Si queremos transformar las unidades de viscosidad inglesas en unidades del sistema C.G.S., debemos multiplicar aquellas por el inverso de 0.0672, o sea, 14.88.

Para trabajar en el sistema práctico pie-libra-hora, se tiene:

$$\nu' = \left(\frac{1}{30.48}\right)^{-1} \left(\frac{1}{453.59}\right) \left(\frac{1}{3600}\right)^{-1} \nu$$

$$\nu' = 242 \nu$$

Otro concepto que se emplea mucho en relación con el escurrimento del aceite crudo es el de viscosidad cinemática, que es la denominación que se da a la relación que existe entre la viscosidad absoluta de un fluido y su correspondiente densidad. Se representa por la letra griega ν (nu):

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

La viscosidad cinemática y las medidas empíricas de la misma, se emplean más ampliamente que la viscosidad absoluta.

En los EE.UU. deNA. las viscosidades siempre se reportan en SSU o en SSF, pero al trabajar con las fórmulas para calcular el flujo, esta información tiene que ser convertida a unidades de viscosidad cinemática. Aún cuando hay algunos efectos de temperatura secundarios al utilizar las fórmulas de conversión de unidades de viscosidad de un sistema al otro, pueden utilizarse, sin embargo, las que siguen:

Viscosidad cinemática (centistokes) = 0.22 (SSU) - 180/SSU

Viscosidad cinemática (centistokes) = 2.2 (SSF) - 160/SSF

La unidad de viscosidad dinámica en el sistema C.G.S. es el poise (en honor de Poiseuille, 1799-1869), que resulta de hacer en la ecuación fundamental de Newton:

$$\begin{aligned} F &= 1 \text{ dina} \\ dv &= 1 \text{ cm/seg} \\ dy &= 1 \text{ cm} \\ A &= 1 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

En este mismo sistema C.G.S., la unidad de viscosidad cinemática es el Stoke (en honor de Stokes), o sea, $1 \text{ cm}^2/\text{seg}$. En el sistema inglés la unidad es $1 \text{ pie}^2/\text{seg}$, y no tiene nombre.

Se puede establecer la relación de la unidad inglesa

con respecto al poise convirtiendo de un sistema al otro las unidades. Considérese un fluido que tiene una viscosidad de 1 lb-seg/pie². Al convertir las libras a dinas y los pies a centímetros:

$$1 \frac{\text{lb-seg}}{\text{pie}^2} = \frac{454 \times 980}{(30.48)^2} \times 1 \frac{\text{dina-seg}}{\text{cm}^2} = 479 [\text{poises}]$$

La unidad inglesa es mucho mayor; por lo tanto, para convertir de poise a unidades inglesas, se divide entre 479 y para convertir de unidades inglesas a poises se multiplica por 479.

Para convertir la viscosidad cinemática de unidades inglesas a C.G.S.:

$$1 \frac{\text{pie}^2}{\text{seg}} = (30.48)^2 \times 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} = (30.48)^2 \text{ stokes} = 929.03 [\text{stokes}]$$

También en este caso es mucho mayor la unidad inglesa que la C.G.S., por lo tanto, para pasar de stokes a unidades inglesas, se divide entre (30.48)² y para convertir las unidades inglesas a stokes, multiplíquese por (30.48)².

Para convertir a unidades inglesas de viscosidad dinámica, las unidades inglesas de viscosidad cinemática, es necesario multiplicar por la densidad (masa), expresada en slugs/pie³. Para cambiar del stoke al poise, es necesario multiplicar por la densidad (masa) expresada en gramos/cm³ que numéricamente es igual a la densidad relativa.

I 5. LEYES FUNDAMENTALES DE LOS GASES.

LEY DE BOYLE Y MARIOTTE: "A temperatura constante, el volumen ocupado por un gas es inversamente proporcional a la presión absoluta que soporta." (Fig. I-5)

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = p_n V_n = \text{cte.}$$

LEY DE CHARLES (GAY LUSSAC): "A presión constante, el volumen ocupado por un gas es directamente proporcional a la temperatura absoluta." (Fig. I-6)

$$\frac{V_1}{t_1} = \frac{V_2}{t_2} = \text{cte.}$$

La Ley de Charles se verifica también para esta alternativa: "A volumen constante, la presión ejercida por un gas perfecto es directamente proporcional a la variación de la temperatura."

$$p_1 t_1 = p_2 t_2 = \text{cte.}$$

La combinación de las leyes de Boyle-Mariotte y de Charles (Gay-Lussac), da lugar a la ecuación general de los gases perfectos.

LEY GENERAL DEL ESTADO GASEOSO:

$$\frac{p_1 V_1}{t_1} = \frac{p_2 V_2}{t_2} = \frac{pV}{t} = \text{constante} = R$$

$$pV = Rt \quad ; \quad pV = nRt$$

El valor numérico de "R" depende, naturalmente, de las dimensiones en que están expresados la presión, el volumen y la temperatura.

LEY DE AVOGADRO: "Los volúmenes iguales de gases ideales sujetos a la misma presión y temperatura, contienen un número igual de moléculas."

LEY DE LA CONSERVACION DE LA ENERGIA: (La Ley de la Termodinámica) "La Energía no se crea ni se destruye, solamente se transforma."

LEY DE JOULE: "Los cambios de energía interna en cualquier proceso dependen solamente de los cambios de temperatura."

LEY DE DALTON: "En una mezcla de gases, cada componente ejerce la presión parcial que ejercería si ocupara sólo, a la misma temperatura, el volumen total de la mezcla. La presión total de una mezcla gaseosa es la suma de las presiones parciales de los diversos componentes de la mezcla."

$$P = p_1 + p_2 + p_3 + \dots$$

Esta ley, denominada "de las presiones aditivas" sólo se verifica para los gases perfectos.

LEY DE AMAGAT: "El volumen ocupado por una mezcla gaseosa, es igual a la suma de los volúmenes ocupados separadamente por cada constituyente, a la misma presión y temperatura de la mezcla."

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots$$

Esta ley, denominada "de los volúmenes aditivos" sólo se verifica para los gases perfectos. Con referencia a los gases reales, la desviación que experimentan con respecto a esta Ley, es menor que con la de Dalton.

CONSTANTES CRITICAS: "Temperatura Crítica" es aquella por encima de la que no puede licuarse un gas a base de incrementar la presión únicamente. "Presión Crítica" del gas es la necesaria para licuarlo a la temperatura crítica. "Volumen Crítico" es el volumen específico correspondiente a la temperatura y a la presión críticas.

Se dice que dos sustancias están en estados correspondientes o reducidos, cuando sus presiones son proporcionales a sus presiones críticas, sus volúmenes a sus volúmenes críticos (o sus densidades a sus densidades críticas) y sus temperaturas a sus temperaturas críticas.

$$\frac{P_1}{P_{c_1}} = \frac{P_2}{P_{c_2}} ; \quad \frac{V_1}{V_{c_1}} = \frac{V_2}{V_{c_2}} ; \quad \frac{t_1}{t_{c_1}} = \frac{t_2}{t_{c_2}}$$

Cuando dos sustancias cumplen dos cualesquiera de estas tres igualdades, la tercera también se verifica.

PROPIEDADES REDUCIDAS son las relaciones entre los valores de las determinadas propiedades a cualquier condición y los valores de esas propiedades a las condiciones críticas:

$$V_R = \frac{V}{V_c} ; \quad P_R = \frac{P}{P_c} ; \quad t_R = \frac{t}{t_c}$$

DIFUSION GASEOSA: La velocidad de difusión de los gases

varía en función inversa de las raíces cuadradas de sus densidades, cualquiera que sea el fluido en el que tiene lugar la difusión. Los coeficientes de difusión se calculan basándose en la teoría cinética de los gases.

I 6. TERMINOLOGIA DEL FLUJO.

La descripción del movimiento de un fluido queda completa si se expresa la relación que determina la situación y la forma de cada partícula en un momento dado. Esta definición hay que hacerla mediante la de la posición del centro de gravedad de la partícula y la de los ejes geométricos de ésta.

Se llama flujo gasto o caudal a la cantidad de fluido que traspasa por una sección dada en la unidad de tiempo; se mide en volumen por unidad de tiempo para los fluidos incompresibles y en masa (o peso) por unidad de tiempo para los compresibles.

FLUJO PERMANENTE: Se produce cuando las condiciones en cualquier punto del fluido no cambian con relación al tiempo. Por ejemplo, si la velocidad en un punto dado es de 10 m/seg en la dirección positiva x, con flujo permanente, permanece exactamente en esta cantidad y en esta dirección indefinidamente. Esto puede expresarse como:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial T} = 0$$

en cuyo espacio (siendo x, y, z las coordenadas del punto) permanece constante. De la misma manera, en el flujo permanente no hay cambios en la densidad (ρ), en la presión (p) y en la temperatura (t) con respecto al tiempo en cualquier punto; por lo tanto:

$$\frac{\partial \rho}{\partial T} = 0 , \quad \frac{\partial p}{\partial T} = 0 , \quad \frac{\partial t}{\partial T} = 0$$

En el flujo turbulento, debido al movimiento errático de las partículas del fluido, siempre tienen lugar pequeñas fluctuaciones en cualquier punto. Para no excluir a estas condiciones, tiene que hacerse un poco más general la definición de flujo permanente. Esto se ilustra en la Figura I-7 en la que se

ha proyectado la velocidad contra el tiempo en un punto cualquiera del flujo turbulento. Cuando la velocidad media temporal:

$$\bar{v} = \frac{1}{T} \int_0^T v dt$$

que está indicada en la figura por la línea horizontal, no cambia con el tiempo, se dice que el flujo es permanente. La misma generalización puede hacerse aplicable a la densidad, a la presión, a la temperatura, etc., cuando "v" se substituye por cualquiera de éstas en la fórmula anterior.

FLUJO VARIABLE: Ocurre cuando las condiciones en cualquier punto cambian con respecto al tiempo:

$$\frac{\partial v}{\partial T} \neq 0$$

El agua que se bombea con un ritmo constante a lo largo de un sistema fijo, es un ejemplo de flujo permanente. Si se hace por ese mismo sistema fijo pero incrementado el ritmo, entonces será un ejemplo de flujo variable.

FLUJO UNIFORME: Tiene lugar cuando en cualquier punto el vector velocidad es idéntico (en magnitud y dirección), para cualquier instante dado, o expresado en forma de ecuación:

$$\frac{\partial v}{\partial s} = 0$$

en la que el tiempo se mantiene constante y la ∂s es un desplazamiento en cualquier dirección. La ecuación establece que el vector velocidad no experimenta ningún cambio en ninguna dirección ni en ningún momento, a través del fluido. No se establece nada con relación a cambio de velocidad en un punto con respecto al tiempo.

Para el flujo de flúidos reales a través de conductos abiertos o cerrados, también hay que hacer más amplia la definición a sabiendas de que se comete un pequeño error en la mayoría de los casos, aún cuando el vector velocidad en los contornos es siempre igual a cero. Cuando todas las secciones transversales paralelas a través del conducto son idénticas, (es decir, cuando el conducto es prismático) y la velocidad promedio en cada una

de las secciones transversales es la misma en cualquier instante determinado, se dice que el flujo es uniforme.

FLUJO NO UNIFORME: Es aquél en que el vector velocidad varía de un lugar a otro en un instante cualquiera, es decir:

$$\frac{\partial v}{\partial s} \neq 0$$

Ejemplos: De flujo uniforme, un líquido que fuese bombeado a través de una tubería recta y de gran longitud. De flujo no uniforme, si el líquido se bombease a través de una tubería cuya sección transversal se fuese reduciendo, o a través de una tubería con un desarrollo total en curva.

Como las variaciones de la velocidad no son prácticamente con respecto a uno sólo de los factores, tiempo o espacio, sino que frecuentemente resultan variaciones de la combinación de ellos, se pueden citar los siguientes ejemplos para ilustrar esos casos:

- 1.- Flujo líquido a través de una tubería de gran longitud con un ritmo constante, es un caso de FLUJO PERMANENTE UNIFORME.
- 2.- Flujo líquido a través de una tubería de gran longitud con un ritmo decreciente, es un caso de FLUJO VARIABLE UNIFORME.
- 3.- Flujo a través de una tubería de diámetro progresivamente creciente con un ritmo constante, es un caso de FLUJO PERMANENTE NO UNIFORME.
- 4.- Flujo a través de una tubería de diámetro progresivamente creciente con un ritmo también creciente, es un caso de FLUJO VARIABLE NO UNIFORME.

ACELERACION EN REGIMEN PERMANENTE NO UNIFORME.

La velocidad puede variar con el tiempo y con el espacio.

Dos regiones de una misma fotografía de una nube serán distintas, así como dos fotografías sucesivas de una misma región. La variación en el espacio es "no uniformidad". La variación en el tiempo es "variabilidad". Los cambios de velocidad pueden ser en magnitud y dirección.

Los cambios en magnitud influyen en la forma de las líneas de corrientes.

Si un régimen es "permanente", también lo es la forma de sus líneas de corriente así como el gasto, independientemente de la forma.

Si un régimen es "uniforme", las líneas de corriente son paralelas en un instante dado, independientemente de los cambios que tenga el gasto.

REGIMENES LAMINAR Y TURBULENTO.

La contemplación del movimiento de los flúidos ha señalado la existencia de dos tipos de fenómenos netamente diferenciados que se denominan, respectivamente, régimen laminar y régimen turbulento. La diferencia entre ellos está en el comportamiento de las partículas flúidas.

En el régimen laminar la velocidad de las diferentes partículas podrá evolucionar en el tiempo, así como podrá ser distinta de unas a otras; incluso no hay tampoco inconveniente en admitir que las velocidades cambian de signo; pero son progresivas y ordenadas y constituyen los elementos de un proceso evolutivo.

En consonancia con esta estructura el régimen laminar se distingue por la apariencia transparente e inmóvil del flúido, por la continuidad perfecta de los filamentos y por la permanencia o evolución relativamente lenta de las líneas de corriente, que pueden ponerse de manifiesto con inyecciones de humo, que por esta razón no se difunden en la masa.

Por el contrario, en el movimiento turbulento la velocidad en cada punto de la masa flúida oscila rápidamente, de modo desordenado, en magnitud y dirección, alrededor de un valor medio. Las trayectorias individuales de las partículas resultan prácticamente imposibles de identificar, como los hilos de una madeja enredada, y sólo suele hablarse de velocidades y trayectorias medias. No existe entre el régimen laminar y el turbulento una gradación insensible; por el contrario, la rotura de la estabilidad del movimiento laminar se produce bruscamente, introduciéndose la fluctuación con valores finitos.

La demostración de la transición aparece claramente en el experimento de Reynolds, tal como se estudia en Mecánica de

Flúidos. Se comprueba que en cada caso existe una velocidad crítica por debajo de la cual el régimen laminar es estable. Para velocidades mayores que la crítica el régimen laminar es inestable. En la Naturaleza los procesos turbulentos son los más frecuentes. El viento, los ríos y torrentes, la mayor parte de las tuberías que transportan líquidos o gases y las grandes arterias sanguíneas corresponden al régimen turbulento. En régimen laminar se mueven las aguas subterráneas filtrantes, los aceites y otros líquidos en los procesos de lubricación y la savia de los vegetales.

I 7. LOS CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE ENERGIA Y CARGA.

La Hidrodinámica clásica estudia los líquidos en movimiento.

La Hidrostática, o sea, el estudio de los líquidos en reposo o equilibrio, supone en su Principio Fundamental, que los líquidos están constituidos por partículas que carecen de la capacidad para ejercer fricción unas contra otras, ni con las paredes de su recipiente.

El Principio Fundamental de la Hidrostática no es válido en la Hidrodinámica, ya que al tener velocidad relativa una partícula con respecto a la otra con la que esté en contacto, se ejercerá una fuerza de fricción tanto mayor cuanto mayor sea la fuerza relativa. Estas fuerzas de fricción o fuerzas pasivas de los flúidos son difíciles de calcular. Puede apreciarse este grado de dificultad considerando ejemplos tan comunes como el del flujo de un río desbordado o el del humo que se desprende en ascensión de un cigarrillo, en que, en cualquiera de los dos casos, resulta imposible intentar escribir sus ecuaciones de movimiento.

Se define la Energía de un cuerpo, como la capacidad que este cuerpo tiene para efectuar trabajo. La energía se mide por la cantidad de trabajo que el cuerpo puede desarrollar cuando actúa contra fuerzas exteriores.

La energía mecánica de una partícula ha sido definida algebraicamente como:

$$E = \frac{Mv^2}{2} + Mgz$$

en la que, el primer término del segundo miembro es la energía

debida a la velocidad o energía cinética, el segundo término es la energía resultante de su altura, o posición relativa con respecto a un plano considerado, y expresa el trabajo que es capaz de efectuar la partícula por efecto de su peso propio.

El concepto de Carga está definido en la Hidráulica clásica como el cociente de la energía de una partícula entre su peso:

$$h = \text{Carga} = \frac{\frac{Mv^2}{2}}{Mg} + \frac{Mgz}{Mg} = \frac{v^2}{2g} + z$$

Al cociente de la energía cinética de una partícula entre su peso se le llama Carga de Velocidad, y representa la altura a la que puede subir la partícula debido a su velocidad:

$$\text{Carga de velocidad: } h = \frac{v^2}{2g}$$

Y al cociente de la energía de altura de una partícula entre su peso se le llama Carga Potencial o de altura:

$$\text{Carga de altura: } h = z$$

Cuando una partícula líquida está en el seno de un líquido, aparte de las energías debidas a la velocidad y a su altura, hay otra de cuya existencia nos damos cuenta, considerando dos partículas A y B a distintas profundidades en el seno de un líquido, cuyas masas y velocidades sean iguales, pero que por su simplificación, podemos considerar estas últimas nulas.

Si el plano de referencia coincide con la base del recipiente, convertimos el término profundidad en el de altura y podremos decir, por ejemplo, que, como la partícula B está más alta (menos profunda), aparentemente su energía total será mayor.

Sin embargo, la partícula A se puede llevar al lugar de la B sin gastar ningún trabajo, ya que su peso queda contrarres-

tado por el empuje hacia arriba, (Principio de Arquímedes). Así pues, las dos partículas tienen la misma energía, porque la partícula B está más alta, pero la partícula A tiene mayor presión, cuando ambas velocidades son nulas.

Cualquier partícula puede ser llevada a la superficie libre del líquido sin gastar ningún trabajo, pero anulando la presión debida al líquido. Si "p" es la presión debida a la columna del líquido por encima de la partícula, "z" es la profundidad de esta partícula abajo de la superficie libre y "M" su masa, como se acaba de ver que se puede cambiar la presión "p" por la altura "z", la energía debida a la presión es Mgz, pero:

$$z = \frac{p}{\gamma}$$

así que, esta energía es:

$$Mgz = \frac{p}{\gamma} Mg$$

y también:

$$\text{Carga de presión: } h = \frac{p}{\gamma}$$

Se resume que en el seno de un líquido, una partícula tiene tres formas de energía mecánica, la energía cinética, la potencial (de altura o de posición) y la de presión.

Se concluye también que la suma de estas tres formas de energía, dividida entre una constante, el peso de la partícula, es constante cuando ni se quita ni se añade trabajo mecánico alguno a la partícula. (Bernoulli).

En su aceptación más general, el Teorema de Bernoulli nos dice que, en el escurrimiento de una vena líquida, en cualquier sección que se considere, la suma de la carga de velocidad, más la carga de presión y más la carga de posición es una cantidad constante, de acuerdo con el principio de la conservación de la energía, que se acaba de revisar, es decir:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = k \text{ (constante).}$$

La fórmula original de Bernoulli no es rigurosamente cierta, debido a que las fuerzas normales al sentido del escurrimiento, desarrollan fricciones del filamento contra las paredes del conducto, lo que produce un calentamiento de las partículas, cuya energía (calorífica) se disipa por radiación. Esta pérdida es, en general, pequeña y puede despreciarse en algunos casos, pero en rigor, es de tomarse en cuenta.

Las formas de energía cinética, potencial y de presión se llaman energías de calidad superior y son indiferentes, pues se pueden intercambiar en cualquier sentido.

En cambio, la energía calorífica representa una pérdida de carga, pues no se puede aprovechar directamente para ser transformada en otras formas de energía.

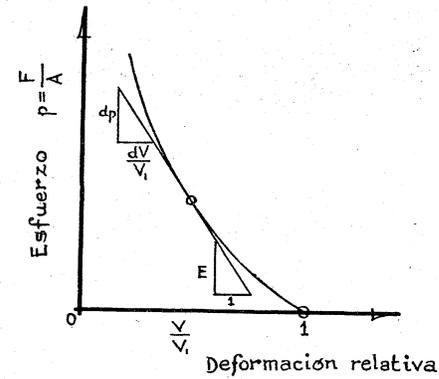


Fig I-1. Módulo de Elasticidad Volumétrico.

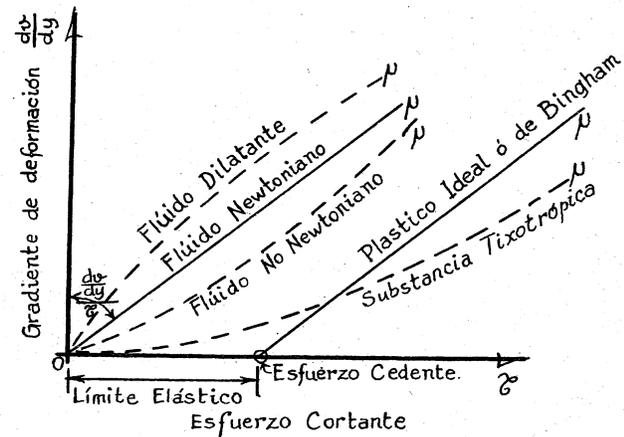


Fig I-2. Diagrama Reológico.

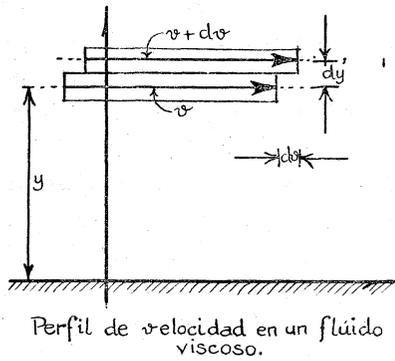


Fig I-4

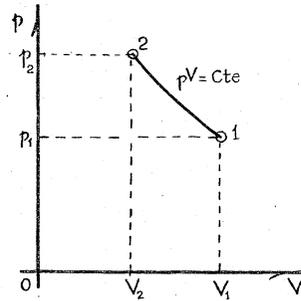
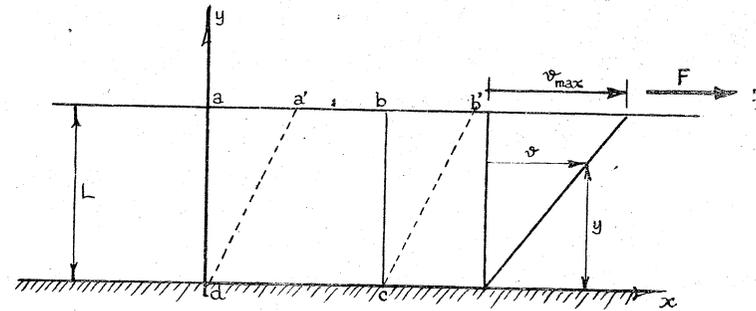


Fig I-5



Deformación resultante en un fluido por efecto de la aplicación de un esfuerzo de corte constante.

Fig. I-3

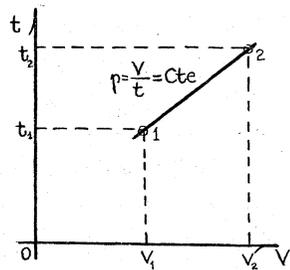


Fig I-6

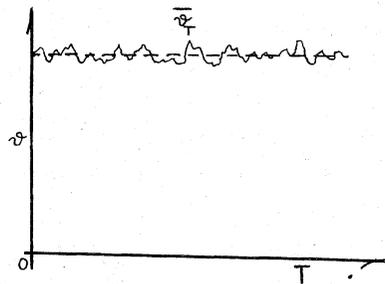
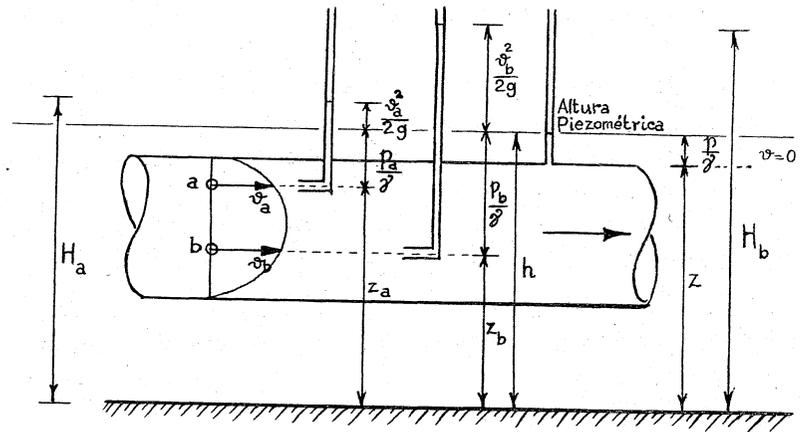


Fig I-7



Variación de la altura total en un régimen de corriente rotacional permanente y uniforme.

Fig I-8

CAPITULO II

OLEODUCTOS

II 1.1 GENERALIDADES.

Cuando los hidrocarburos fluyen, sea en fase gaseosa, en fase líquida o en fase mixta desde el yacimiento almacenador hasta la boca del pozo, se plantea en este punto el problema de su transporte hacia los lugares convenientes, a través de separadores, tanques de medición, el sistema de recolección, y tal vez, a través también de una planta de deshidratación, hasta la planta de almacenamiento y embarque. Desde aquí, el aceite es entregado por el productor al transportador, para que éste lo mueva de acuerdo con el procedimiento que más le convenga, o sea por tubería, ferrocarril, barco, chalán o camión, al refinador.

El gas natural que se produce en asociación con el petróleo líquido, se desplaza desde la cabeza del pozo o desde el separador a lo largo de una línea colectora, hasta una planta de absorción o extractora de la gasolina natural, que frecuentemente está localizada en la misma área de los pozos productores. El gas "seco", o sea, despojado de su contenido de gasolinas y demás fracciones ligeras, se conduce de regreso a los pozos para utilizarlo en los sistemas de inyección ("gas lift") para operaciones de represionamiento del yacimiento, o, para almacenarlo sencillamente, con el objeto de consumirlo como combustible en los motores diversos del campo. Puede venderse también para la manufactura de negro de humo o entregarlo a la rama especializada en la distribución, para que lo comprima y lo transporte por tubería al mercado que puede encontrarse a cientos de kilómetros de distancia. Esta estructura industrial diversa no rige para México, en donde Petróleos Mexicanos tiene a su cargo todas las fases descritas.

Este movimiento del gas y del aceite, comprende en sí mismo, una industria ingenieril de grandes dimensiones, que en otros países se considera como una división comercial importante e independiente de la industria petrolera y que puede incluir también el movimiento de los productos terminados desde la planta refinadora hasta el consumidor, pero siempre suele considerarse

una línea natural de demarcación entre el transporte de aceite crudo y el gas natural, por una parte, y los productos refinados por la otra.

II 1.2 CARACTERISTICAS DEL TRANSPORTE DE PETROLEO CRUDO POR TUBERIA.

Este es el más importante, en la actualidad, de todos los procedimientos de transporte de petróleo crudo. La generalización del procedimiento data desde el año 1865, en que se substituyó en Pennsylvania el empleo de barriles transportados en carretas y ferrocarril a un costo muy elevado.

El petróleo líquido solamente puede fluir sin ayuda a lo largo de una tubería, cuando existe una considerable diferencia de elevación entre sus dos extremos y se forma una pendiente más o menos continua. Generalmente, para promover el flujo al ritmo deseado, hay que aplicar presión con una bomba desde uno de los extremos, (el más cercano al pozo o punto inicial), para crear una diferencia de presión, o presión "diferencial" entre el punto de entrada y el de salida de la tubería. La presión aplicada de este modo se disipa en vencer las pérdidas por fricción, que son más o menos directamente proporcionales a la distancia recorrida. Si la línea es muy larga, hay que instalar estaciones de bombeo adicionales, a intervalos determinados, para restaurar la presión perdida en el aceite. Si el aceite es muy viscoso, puede ser necesario precalentarlo para reducir su viscosidad. La temperatura inicial puede tener que llegar a ser del orden de los ochenta u ochenta y cinco grados centígrados en algunos casos extremos.

El diámetro de los oleoductos varía generalmente entre 2 y 36 pulgadas, aunque en la actualidad existen de mayor diámetro; son comúnmente de 10 a 24 pulgadas cuando se trata de líneas de distribución principal, y de 2 a 6 pulgadas cuando son colectoras, según la capacidad que se requiera. Para líneas colectoras se han generalizado los diámetros de 4 y 6 pulgadas, mientras que el de 12 pulgadas es el más empleado para líneas generales. Antiguamente se utilizaba línea compuesta por tubería de acero con costura (soldada en su longitud) y con coples de unión en los extremos, que podían soportar presiones hasta de 800 lb/pg²

o aún más, pero actualmente sólo se utilizan en los oleoductos tuberías sin costura y conectadas entre tramos por medio de soldadura eléctrica, con resistencia de 1 200 lb/ pg² de presión de operación en términos generales, pero mucho más que esto en algunos casos especiales, como es la tubería A.P.I. 5LX Grado B de 8 pgs. de diámetro (nominal) y 72.42 lb/pie de peso con espesor de pared de 0.875 pgs., especificada para construcciones del tipo "A" (máximo requerimiento de refuerzo) cuya resistencia es de 5 113 lb/pg² (Máxima presión hidrostática de prueba igual a 6 036 lb/pg²).

Normalmente, la capacidad de un oleoducto suele ser de unos 50 000 barriles por día, según sea su diámetro, viscosidad del aceite y la presión de bombeo impuesta, pero puede ser mucho más como en el caso de las tuberías de 36 pgs. de diámetro que llegan a operar con gasto de 1 000 000 bls/día de aceite crudo. Generalmente, los oleoductos y gasoductos se entierran a medio metro o un metro de profundidad, debidamente pintados o cubiertos con un material resistente a la corrosión.

Las bombas que se emplean pueden ser del tipo reciprocante o del tipo centrífugo, y pueden moverse con motores de gas, diesel o eléctricos. Las bombas centrífugas se emplean solamente para mover los aceites menos viscosos. La capacidad individual de bombeo varía entre 12 000 y 48 000 bl/día. Las presiones que se aplican rara vez exceden de las 800 lb/pg². Las estaciones de bombeo se sitúan a distancias que varían entre 20 y 100 kilómetros, según la resistencia al flujo que presente la tubería. El ritmo de desplazamiento del aceite a lo largo de los oleoductos varía entre 1 y 2 hasta 7 kilómetros por hora. Las bombas reciprocantes se emplean con baterías de tanques de almacenamiento en cada estación de bombeo, y se operan como unidades independientes, pero, dirigidas desde una central por radio o teléfono. También pueden operarse automáticamente a control remoto. Las bombas centrífugas suelen conectarse directamente a la línea, siendo su función meramente aumentar la velocidad y mantener el aceite en movimiento, y por lo tanto, no hay necesidad de disponer de tanques de almacenamiento. Además, en los sistemas que lo justifican, se cuenta con patrullas que en automóvil o en helicóptero recorren la línea continuamente para inspeccionar cualquier posi-

bilidad de fuga o rotura y repararla inmediatamente, o en su caso, tan pronto como es localizada.

II 1.3 RESISTENCIA DE LA TUBERÍA AL FLUJO DE ACEITE.

Cuando se bombea aceite por una tubería, se opone a su desplazamiento una resistencia friccional, que es el producto de dos factores. El primero es la resistencia por rozamiento desarrollada entre la pared interna de la tubería y la superficie externa del cilindro de aceite que hace contacto con ella. El segundo es debido a la resistencia interna al movimiento que opone el aceite mismo, o sea la fricción del fluido que se produce entre muchas superficies de aceite que se deslizan unas sobre otras a través de toda la sección transversal de la tubería.

La viscosidad, como ya se ha visto en el Capítulo precedente, es una medida de esta resistencia interna de un fluido, por medio de la cual, se opone al movimiento de sus partes con respecto a sí mismas. La magnitud de la resistencia que ofrecen estas fuerzas friccionales, depende de la longitud de la tubería por la que se bombea el aceite, la velocidad de flujo, la condición en que se encuentre la superficie interior de la tubería y de la viscosidad del aceite. Esta última propiedad puede cambiar dentro de amplios límites correspondientemente a las variaciones que experimente la temperatura del aceite. En adición a la resistencia friccional, si el aceite tiene que bombearse a un punto de mayor elevación que el de su origen, se requiere un consumo de energía adicional para elevar el aceite. Los elementos de esta última fase del problema, están constituidos por la altura de elevación, la densidad del aceite y el ritmo de flujo.

El elemento que permite al aceite vencer estas varias resistencias al flujo, es la bomba, que imparte una cierta presión inicial al aceite, mediante la cual, se mueve a lo largo de la tubería, hasta que la presión impuesta por la bomba se consume enteramente por efecto de las fuerzas resistentes. Para un cierto régimen de flujo en un oleoducto determinado, el aceite puede ser transportado solamente una distancia, que está determinada por la resistencia opuesta por la tubería. Si se desea moverlo más allá, hay que proporcionar un nuevo ímpetu pasándolo a través de una segunda bomba; o habrá que conformarse con un régimen de flujo me-

mor.

La pérdida de presión por unidad de longitud de tubería se considera como una cantidad de suma importancia en todos los cálculos de tuberías. Cuando se conoce esta cantidad, correspondiente a unos determinados: diámetro de tubería, régimen de flujo, viscosidad y densidad de aceite, es posible calcular la distancia a lo largo de la que puede ser transportado el aceite con una presión inicial determinada, o bien, la presión inicial necesaria para poder efectuar el traslado de un punto a otro de la distancia determinada. (Fig. II-1).

II 2 DEFINICIONES DE TUBOS.

En la terminología del transporte del aceite o gas y sus productos por conductos tubulares, se suele aceptar la siguiente diferenciación con respecto al ducto:

El "tubo", que vulgarmente se conoce como un conducto cerrado de sección circular, puede tener varias acepciones según la función que desempeñe, según las dimensiones que tenga, según la condición que predomine en su operación o, finalmente, según sea el acoplamiento o unión de un tubo con otro.

En la Hidráulica clásica, se establece la distinción entre "tubo" y "canal", no porque el primero siempre sea un conducto cerrado y el segundo pudiera ser un conducto abierto, sino que el primero puede cumplir con las condiciones de ambos, ya que se dice que el tubo está "ahogado", cuando se llena totalmente de líquido y que el tubo es un "canal" si el líquido no lo llena totalmente y por lo tanto, tiene una superficie libre. En la ingeniería de transporte de hidrocarburos no se concibe que un tubo funcione como canal; siempre se sobreentiende, a menos de que se haga especial aclaración al respecto, que el tubo es "ahogado".

En el trabajo de laboratorio, se distingue también la diferencia que hay entre un tubo, de dimensión normal, y una pipa cuya longitud y diámetro son específicamente reducidos en comparación con los de los tubos normales. Téngase presente que los vocablos "pipe" y "tube" en habla inglesa significan tubo y pipa, respectivamente, no correspondientemente. Como ampliación a las definiciones dadas, un tubo se identifica como tal, porque la presión en su interior siempre es mayor que la atmosférica y a-

demás, su longitud es, como mínimo, (Laboratorio), superior a tres veces el valor de su diámetro.

El término "tubería" suele aplicarse en la práctica a una sucesión continuada por acoplamiento entre sus extremos, de un número indeterminado de tubos. Como en la mecánica del transporte interviene de manera característica el sistema de acoplamiento que se haya dado a la tubería, es conveniente dejar asentadas aquí las definiciones de cada uno de los tipos de conexión entre elementos de una tubería.

II 3 DEFINICIONES DE ACOPLAMIENTOS. (Fig. II-2).

TUBERÍA SIMPLE: Es una tubería de diámetro constante sin ramificaciones.

TUBERÍA COMPUESTA:

a. EN SERIE: Es una tubería formada con secciones de diferentes diámetros, sin ramificaciones, conectadas unas a continuación de otras.

b. EN PARALELO: Es una tubería formada con secciones de los mismos o diferentes diámetros, de las mismas o diferentes longitudes, sin ramificaciones, con extremos comunes.

c. RAMIFICADA: Es una tubería formada con secciones de iguales o diferentes diámetros y longitudes, pero con uno de los extremos común, el de su ramificación o convergencia.

d. COMPLEJA: Es una tubería compuesta por varias ramificaciones, y por consiguiente, está compuesta por tuberías de tramos acoplados en serie y en paralelo o por ramales de derivación.

II 4 ELEMENTOS DE LA MECÁNICA DEL FLUJO EN TUBERIAS.

Consideremos un tubo horizontal, aislado de un sistema, y cuya sección sea a través de la cual se desplaza el fluido. (Fig. II-1).

Si conectáramos dos piezómetros, uno al principio y otro al final de este tubo, podríamos observar una diferencia de altura debida a la pérdida de carga por fricción.

Si el régimen en el tubo es permanente, la carga de velocidad será la misma en las dos secciones, ya que el gasto es el mismo y por consiguiente, lo es la velocidad. La pérdida de carga está, pues, expresada por " $h_1 - h_2$ "; " F_1 " y " F_2 " son las fuerzas que se

túan en ambas secciones. La diferencia " $F_1 - F_2$ " es igual a los rozamientos o fricciones que se desarrollan a lo largo del tubo. Si " ϕ " es la fricción desarrollada en la unidad de perímetro y " ψ " es el perímetro de la sección, entonces:

$$F_1 - F_2 = (\phi) (\psi) (L)$$

$$\phi = \frac{F_1 - F_2}{(\psi) (L)}$$

y como es sabido que:

$$F_1 = (h_1) (\gamma) (A)$$

$$F_2 = (h_2) (\gamma) (A)$$

substituyendo:

$$\phi = \frac{(h_1 \gamma A) - (h_2 \gamma A)}{\psi L} = (h_1 - h_2) \frac{\gamma A}{\psi L}$$

Por definición:

$$\frac{\text{Area}}{\text{Perímetro mojado}} = \text{Radio Hidráulico}$$

o expresado de otra manera:

$$\frac{A}{\psi} = r_h$$

Dando a la diferencia de alturas el símbolo correspondiente a la carga total,

$$H_L = h_1 - h_2$$

$$\phi = (H_L) (r_h) \frac{\gamma}{L} \quad (\text{II-1})$$

Cuando la velocidad es muy pequeña se queda adherida al tubo una película líquida y entonces " ϕ " es muy pequeña; a esta condición es a la que se le llama "escurrimiento laminar". " ϕ " depende de

la rugosidad de la cara interna del tubo y de la longitud que se considere de éste.

Chezy estableció que " ϕ " es proporcional al cuadrado de la velocidad; es decir, que para la unidad de longitud podemos escribir:

$$\phi = (k) (v^2) \quad (\text{II-2})$$

Se acaba de ver que:

$$\phi = H_L r_h \frac{\gamma}{L}$$

por lo tanto:

$$kv^2 = H r_h \frac{\gamma}{L}$$

y también:

$$\frac{H}{L} = \frac{kv^2}{r_h \gamma} \quad (\text{II-3})$$

A H/L se le llama "Pendiente Hidráulica" o "Gradiente Hidráulico". Así pues, la pendiente hidráulica es la pérdida de carga por unidad de longitud. En otras palabras, para que haya escurrimiento o desplazamiento de líquido a lo largo de la tubería, tiene que haber una diferencia positiva de presiones con el exterior, o bien, una Pendiente Hidráulica que promueva el desplazamiento, o sea, una "Pendiente Motriz".

Independientemente de que la sección del ducto sea circular o cuadrada, el radio hidráulico valdrá:

$$r_h = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{\pi d} = \frac{d}{4} \quad \frac{H}{L} = \frac{4}{d} \frac{kv^2}{\gamma}$$

o también

$$H = \frac{4 k L v^2}{\gamma d}$$

multiplicando y dividiendo por " $2g$ ": $H = \frac{8gk}{\gamma} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}$

y si llamamos "f" a $\frac{8gk}{\gamma}$ que es el Coeficiente de Chezy, entonces tendremos:

$$H = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{II-4})$$

que es la Ecuación de DARCY, en donde "H" es la pérdida de carga medida en unidades de altura.

La pérdida de carga en una longitud "L" de tubería, es directamente proporcional a la longitud, a la carga de velocidad y al Coeficiente de Chezy, e inversamente proporcional al diámetro del ducto. Es decir, que la Ecuación de Darcy es una forma más elaborada de la Relación de Chezy.

II 5 PERDIDAS DE CARGA EN TUBERIAS.

En la práctica, la fórmula de Bernoulli tiene que emplearse modificada, entre otras razones, para incluir las pérdidas de carga que resultan de las varias causas que se mencionan enseguida:

Hay una continua pérdida de carga cuando el líquido fluye a lo largo de cualquier conducto recto. Esta pérdida se produce con un ritmo prácticamente constante, en tanto que la velocidad del líquido y el alineamiento del conducto también permanezcan invariables. Cada vez que la velocidad o el alineamiento cambien, se producirá una pérdida de carga adicional a aquella o otra pérdida constante. Estas pérdidas son:

"H₀" Pérdida de carga a la entrada, que se produce en el lugar donde el líquido penetra al conducto desde una masa líquida relativamente grande, que se encuentra en reposo.

"H₁" Pérdida de carga debida al rozamiento o fricción; es la pérdida de carga continua, con un ritmo prácticamente constante, que tiene lugar siempre en todos los conductos. No incluye las pérdidas de carga súbitas que se producen por cambios en la velocidad, ni tampoco a los excesos de pérdida que resultan de las curvas y dobleces.

"H₂" Pérdida de carga por ensanchamiento, que se produce donde el conducto cambia a una sección transversal de mayor área. Un caso especial es el de un conducto que descarga en una gran masa de líquido en reposo.

"H₃" Pérdida de carga por contracción, que tiene lugar en donde la sección transversal del conducto se hace más reducida.

"H₄" Pérdida de carga por obstrucciones, que se produce en dondequiera que haya una oposición sólida al flujo.

"H₅" Pérdida de carga por curvatura, que tiene lugar siempre que se registre un cambio en el alineamiento.

Todas estas pérdidas de carga, a excepción de la de fricción o rozamiento, "H₁", se denominan "Pérdidas Menores".

Si "H_t" representa la pérdida de carga debida a todas las causas, el Teorema de Bernoulli para las condiciones existentes entre dos puntos "M" y "N" será:

$$h_M + \frac{v_M^2}{2g} + z_M = h_N + \frac{v_N^2}{2g} + z_N + H_t$$

Si "H" es la carga total a la salida, (a la atmósfera), y "v" es la velocidad, también a la salida del sistema, la ecuación de Bernoulli para el mismo será:

$$H = H_t + \frac{v^2}{2g}$$

En otras palabras, la carga total a la salida, (a la atmósfera), es igual a la pérdida de carga más la carga de velocidad en el punto de la descarga. La ecuación completa para la carga perdida puede escribirse:

$$H_t = H_0 + H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5$$

y la ecuación de la carga total será:

$$H = \frac{v^2}{2g} + H_0 + H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 \quad (\text{II-5})$$

Para una tubería de diámetro uniforme, "v" es la velocidad media normal en cualquier sección perpendicular a la dirección del flujo y para cualquier tubería de que se trate, siempre se considera en el punto de salida. Para las tuberías de gran longitud, las pérdidas menores, (es decir, todas las pérdidas de carga menos H₁), son frecuentemente tan pequeñas en relación con la carga

total, que pueden despreciarse. En laboratorio o pruebas, para tuberías con una longitud inferior a 500 diámetros, las pérdidas de carga generalmente deberán tomarse en cuenta, y en rigor, en todos los casos conviene investigar el efecto que puede resultar de las pérdidas menores, o cuando menos, compensar dicho efecto en función de una pérdida por longitud equivalente.

En los problemas prácticos resulta útil emplear la última fórmula en esta otra forma, substituyendo por un factor los valores de carga perdida en cada punto y que son difíciles de cuantificar. Este factor, empírico, se determina para cada causa de pérdida de carga y se le afecta de la carga de velocidad media o la correspondiente al punto en el que se desee hacer la determinación.

$$H = \frac{v^2}{2g} + K_0 \frac{v^2}{2g} + H_1 + K_2 \frac{v^2}{2g} + K_3 \frac{v^2}{2g} + K_4 \frac{v^2}{2g} + K_5 \frac{v^2}{2g}$$

En esta expresión, "v" es la velocidad en la parte de la tubería que se esté considerando, o en caso de ensanchamiento o contracción, es la velocidad en la parte de la tubería más angosta. Pueden expresarse todas las velocidades en función de una de ellas cualesquiera, utilizando la ecuación de continuidad:

$$Q = (A_1)(v_1) = (A_2)(v_2) = \dots \quad (\text{II-6})$$

de donde:

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} \quad \text{y} \quad v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

si "d₁" y "d₂" son los diámetros de dos secciones de tubería cuyas áreas son "A₁" y "A₂" entonces:

$$v_2 = \frac{d_1^2}{d_2^2} v_1 \quad (\text{II-7})$$

II 6 PERDIDA DE CARGA POR ROZAMIENTO O FRICCIÓN.

Las leyes que gobiernan la pérdida de carga por fricción son muy complicadas y no pueden sujetarse a un análisis

preciso. Sin embargo, hay algunas leyes generales que se desprenden de la observación y de la experimentación, que están expresadas en la mayoría de las fórmulas aceptadas. En síntesis, estas leyes establecen que la pérdida de carga debida a la fricción:

1. Es independiente de la presión.
2. Aumenta con la rugosidad del conducto.
3. Es directamente proporcional al área de la superficie mojada.
4. Varía inversamente con alguna potencia del radio hidráulico.
5. Varía directamente con alguna potencia de la velocidad.
6. Aumenta con la viscosidad y, por lo tanto, varía en proporción inversa de la temperatura.

La fórmula de Chezy constituye el primer intento afortunado para expresar en términos algebraicos la pérdida de carga debida a la fricción. Encierra todas las leyes de la fricción de los fluidos tal como se entienden y aplican hoy en día. En la forma propuesta originalmente, la fórmula estaba dedicada a los canales, o sea, a los conductos abiertos, pero posteriormente, Darcy, al aplicarla a las tuberías, es decir, a los conductos cerrados (presión interior superior a la atmosférica), modificó su forma, como ya se anticipó en páginas anteriores. La forma escrita por Chezy en el año 1775 es:

$$v = C \sqrt{rs} \quad (\text{II-8})$$

y tal como la modificó Darcy en el año 1857:

$$H = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{II-4})$$

según ya se vió en páginas precedentes. La definición de términos es la siguiente:

- "v" es la velocidad media del líquido.
- "C" es un coeficiente empírico (Coeficiente de descarga o de Chezy).
- "r_h" es el radio hidráulico medio (d/4).
- "s" es la pérdida de carga por unidad de longitud (H₁/L) y para tuberías de diámetro uniforme, es la pendiente me

dia del gradiente hidráulico.

" H_f " es la pérdida de carga debida a la fricción, expresada como una altura, que tiene lugar en la longitud " L " de la tubería.

" f " es un coeficiente empírico, directamente proporcional a la resistencia opuesta al flujo, ("coeficiente de fricción").

" L " es la longitud de la tubería.

" d " es el diámetro interno de la tubería.

En el próximo Capítulo se volverá a hacer referencia a esta fórmula de Darcy, para efectos prácticos.

Las relaciones de los coeficientes " C " y " f " en las dos fórmulas anteriores son:

$$f = \frac{8g}{C^2} \quad (I-9) \quad \text{y} \quad C = 2 \sqrt{\frac{2g}{f}} \quad (II-10)$$

Chezy supuso que el coeficiente " C " era constante, pero posteriormente se encontró que varía con la rugosidad del conducto así como con " v " y " r ". En consecuencia, la fórmula de Chezy, al no expresar en forma precisa la ley de fricción del fluido, cayó en desuso.

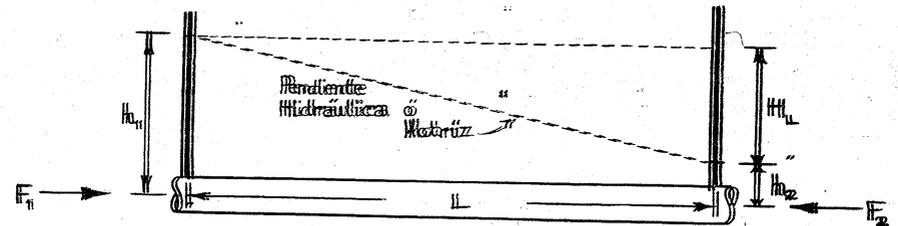


Fig III-1

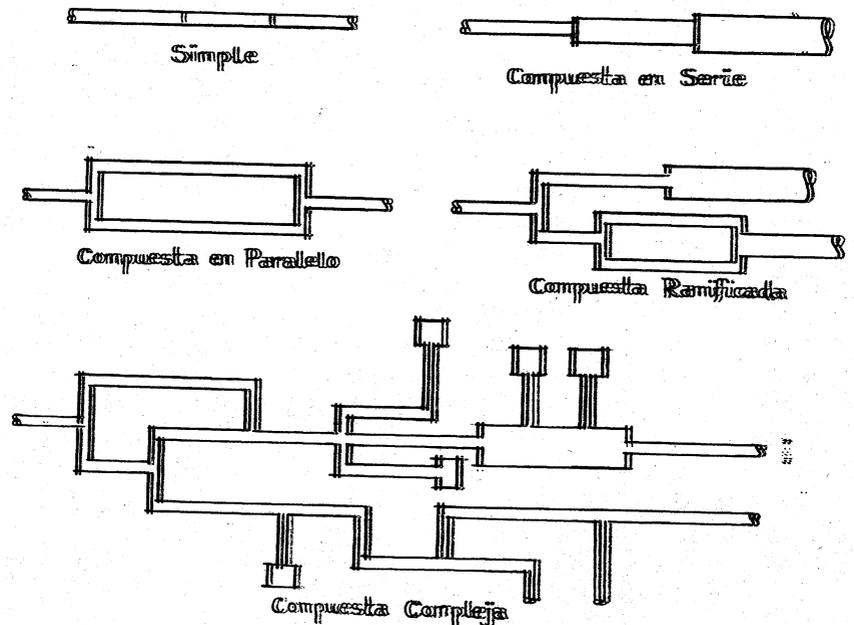


Fig III-2

CAPITULO III

PROBLEMAS DE FLUJO EN FASE LIQUIDA
SOLUCION ANALITICA

III 1 ECUACIONES DE FLUJO.

Es costumbre generalizada empezar cualquier tratado de hidráulica, ya sea teórica o aplicada, con una exposición de la ecuación de Bernoulli, complementada con aseveraciones relativas a su validez y las ligas que guarda con la Ecuación General de la Energía.

Como es sabido, la fórmula que emplean los proyectistas e ingenieros de operación de oleoductos no es la simple fórmula de Bernoulli que presentan los libros de texto. Esta discrepancia tiene su origen en dos importantes diferencias que hay entre las tuberías largas y las cortas, que son:

1a. En las tuberías largas la mayor parte de la energía se consume en las pérdidas por fricción.

2a. En las tuberías largas no se puede hacer la suposición de que los flúidos son incompresibles.

Stepanoff cita otras consideraciones igualmente justificadas, entre las que cabe destacar estas dos: (a) no pueden absorberse o liberarse los gases, (o sea, que no puede aplicarse la Ecuación en los casos de cavitación o situaciones críticas), y (b) es muy difícil medir con suficiente exactitud los parámetros que intervienen en la Ecuación, por lo que no se puede justificar su aplicación al flujo laminar, a excepción del que se produce en tuberías perfectamente alineadas según una recta.

Es preferible, pues, considerar primeramente el fenómeno de la pérdida de energía por fricción y desarrollar métodos que sean satisfactorios para manejar este problema primario, antes de examinar detenidamente la estructura y el significado de la Ecuación de Bernoulli.

III 2 FORMULAS RACIONALES Y FORMULAS IRRACIONALES.

Al considerar que la historia de los oleoductos ya es

relativamente larga, podría pensarse que debe haber una fórmula-tipo que pueda utilizarse para determinar en forma sistemática un parámetro tan importante como es la caída de presión por fricción, y, sin embargo, puede afirmarse categóricamente que no la hay. El procedimiento de cálculo varía en forma subjetiva, tanto por lo que se refiere a grado de exactitud exigido, como al origen de los datos básicos de los que procede la fórmula adoptada.

Para que una fórmula de movimiento de flúido sea racional, tiene que estar fundada en estos dos principios básicos:

- (1) La relación fundamental de la Hidráulica: $w^2 = 2gh$ que se aplica paralelamente en la ley que gobierna la caída libre de los cuerpos;
- (2) el principio de la similitud dinámica, derivado del trabajo de Reynolds, que dejó establecido que se producen movimientos exactamente semejantes en dos sistemas flúidos, siempre que:
 - (a) sean geométricamente semejantes entre sí, y
 - (b) tengan el mismo Número de Reynolds.

Todas las fórmulas que se basan en los trabajos realizados por Manning y por Bazey, satisfacen el primero de estos requisitos, y siguen el segundo, dentro de los límites de lo razonable, cuando se trata de tuberías interseccionadas magostas. Pero todas las fórmulas se desvían un tanto del segundo criterio cuando el flujo cae dentro de las zonas críticas y de transición, de las que se hablará más tarde.

No obstante las limitaciones conocidas, las fórmulas irracionales (empíricas) se emplean con mucha frecuencia y aún puede decirse que preferentemente por los diseñadores y operadores de oleoductos, que es el área final de la industria del transporte por ductos. Puede afirmarse que, en general, las líneas que mueven aceite crudo están relacionadas con las fórmulas racionales, mientras que en las líneas de productos, en su mayoría, se utilizan fórmulas empíricas.

III 3 EL NUMERO DE REYNOLDS.

Sabemos que los flúidos pueden adoptar dos formas distintas de escurrimiento: la forma laminar o paralela, también llamada escurrimiento de Poiseuille, y la forma turbulenta, y entre am-

bas, queda un regimen de transición cuya forma es indefinida.

Hagen dedicó su atención a observar tanto el flujo laminar como el flujo turbulento y reportó, el resultado de sus observaciones durante el período comprendido entre los años 1839 y 1869, y 14 o 15 años más tarde, Sir Osborne Reynolds estableció la ley que gobierna la transición del flujo laminar al flujo turbulento, dejando asentado que el regimen de flujo depende simultáneamente de la velocidad que tenga el fluido, de su densidad y viscosidad y del diámetro de la tubería. Esta relación, que hoy se conoce como Número de Reynolds, quedó por él establecida en la forma siguiente:

$$R = \frac{d v \rho}{\mu} \quad (III-1)$$

en la que:

- R = Número de Reynolds, sin dimensiones
- d = diámetro interno de la tubería
- v = velocidad del flujo
- ρ = densidad del fluido
- μ = viscosidad del fluido

Se dice que el valor de R es un número adimensional porque todas las dimensiones correspondientes a los elementos que forman parte de la ecuación se eliminan entre sí. Estas dimensiones son:

- d = longitud = L
- v = longitud en la unidad de tiempo = L/T
- ρ = masa en la unidad de volumen = M/L³
- μ = masa entre la longitud y tiempo = M/LT

Por lo tanto, si se substituyen en la ecuación III-1 las literales por sus respectivas dimensiones, se tendrá:

$$R = \frac{d v \rho}{\mu} = (L) \left(\frac{L}{T} \right) \left(\frac{M}{L^3} \right) \left(\frac{LT}{M} \right) = 1$$

Ya se sabe que:

$$\frac{\mu}{\rho} = \nu = \left(\frac{M}{LT} \right) \left(\frac{L^3}{M} \right) = \left(\frac{L^2}{T} \right)$$

Así que también:

$$R = \frac{d v}{\nu} = (L) \left(\frac{L}{T} \right) \left(\frac{T}{L^2} \right) = 1$$

III 4 FLUJO LAMINAR. FORMULAS DE POISEUILLE Y DE HAGEN-POISEUILLE. FORMULA PRACTICA.

Toda viscosimetría moderna está basada en los trabajos de Poiseuille, quien en el año 1842, interesado en el estudio de la circulación de la corriente sanguínea, inició una serie de investigaciones con el propósito de llegar a valorar la influencia que pudieran tener la longitud y el diámetro de los tubos capilares cuando por ellos escurre agua, así como también la importancia de la presión y de la temperatura en el conjunto.

De sus experimentos, concluyó Poiseuille que el tiempo de escurrimiento varía en relación inversamente proporcional a la presión y directamente proporcional a la longitud, y que el gasto o volumen de líquido escurrido en la unidad de tiempo, varía proporcionalmente con la cuarta potencia del diámetro. Sus observaciones las expresó por medio de la siguiente fórmula:

$$Q = K \frac{(p)(d^4)}{L} \quad (III-3)$$

en la que "K" denota una constante característica de cada líquido en particular, a determinada temperatura.

Poiseuille dejó establecida su fórmula empíricamente, (irracionalmente), permaneciendo sin alteración hasta el año 1880, en el que Hagenbach la dedujo teóricamente basado en las ecuaciones del movimiento:

$$Q = \frac{\pi g}{128} \frac{p d^4}{L \mu} \quad (III-4)$$

y que hoy se conoce como "Ley de Hagen-Poiseuille".

Si comparamos esta fórmula con la de Poiseuille, encontramos que:

$$K = \frac{\pi g}{128 \mu}$$

Esta comparación nos muestra que la constante "K" de la fórmula de Poiseuille encierra el valor del coeficiente de viscosidad, a la vez que se explica porqué la constante "K" es característica de cada fluido a determinada temperatura.

De la III-4, expresando la Ley de Hagen-Poiseuille como un gradiente de presión, que es un valor cuya determinación siempre se busca en la práctica, se tendrá:

$$\frac{p}{L} = \frac{128 Q \mu}{\pi g d^4} \quad (\text{III-5})$$

En la que se conviene que:

- p es la pérdida de presión (gm/cm²)
- L es la longitud del tubo (cm)
- d es el diámetro interior del tubo (cm)
- Q es el gasto (cm³/seg)
- μ es la viscosidad absoluta (poises)
- π es 3.1416
- g es 981 (cm/seg²)

Pero en la práctica industrial se prefiere medir:

- p en (kg/cm²)
- L en (km)
- Q en (m³/hora)
- μ en (poises)
- d en (cm)

Así, se puede transformar la fórmula de Poiseuille (III-5) en una de unidades prácticas métricas:

$$P = 1.154 \frac{L Q \mu}{d^4} \quad (\text{III-6})$$

III 5. FLUJO TURBULENTO. FORMULAS DE DARCY Y DE DARCY-WEISSBACH. FORMULA PRACTICA.

Este es el regimen de escurrimiento que las necesidades de operación imponen en el transporte del petróleo por oleoductos. Son varias las fórmulas que se emplean para calcular la caída de presión en regimen turbulento, pero la más ampliamente aceptada es la de Darcy, a la que se hizo referencia en el Capítulo precedente (II-4), y donde se indicó que "f" es un coeficiente adimensional:

$$f = \phi(R, \epsilon)$$

o bien

$$f = \phi\left(\frac{vd}{\nu}, \left(\frac{k}{d}\right)\right)$$

siendo todos ellos parámetros adimensionales.

Cuando el coeficiente de resistencia o fricción de Darcy, (o de Darcy-Weissbach) toma un valor cuatro veces menor, entonces la ecuación de Darcy se transforma en la llamada Ecuación de Fanning, o sea:

$$f = 4 \phi(R, \epsilon)$$

La Ecuación de Darcy, en la forma en que aparece (II-4) en el Capítulo anterior a éste, está expresada en función de la energía perdida, "H", medida en altura piezométrica o altura de columna de agua, para casos de escurrimiento líquido en tubería inclinada. En la práctica se prefiere medir la caída de presión o energía perdida para vencer la fricción opuesta al movimiento, en unidades de presión (lb/pg², kg/cm²) y se utiliza por esta razón la ecuación fundamental de resistencia en tuberías:

$$p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{tubería horizontal}) \quad (\text{III-7})$$

que es la fórmula de Darcy-Weissbach.

En el sistema práctico de unidades, el número que expresa la masa específica o densidad absoluta de los líquidos, es

gual al peso específico y a la densidad relativa, lo que ha dado lugar a que, indistintamente, se utilice ese valor único en forma indiscriminada, como si las propiedades físicas fuesen equivalentes. Cabe señalar, sin embargo, que la determinación de la masa específica o densidad absoluta se hace en la balanza utilizando el picnómetro, y cuando se usa la balanza de Westphal o los llamados "densímetros", lo que se obtiene es el peso específico, pues miden la fuerza de empuje equivalente al peso del volumen del líquido desalojado. En la práctica industrial, los aparatos empleados son los "densímetros" con escalas en grados Baumé o en grados A.P.I. que son la Norma en la Industria Petrolera.

De acuerdo con lo que se acaba de expresar, si se toman unidades prácticas de ingeniería, p , (kg/cm^2) y L (km), se tendrá:

$$p = 0.051 (f) \frac{(L)(\delta)(v^2)}{d} \quad (\text{III-8})$$

y si se expresa la velocidad en función del gasto:

$$p = 0.816 (f) \left(\frac{L}{d^5} \right) \left(\frac{(\delta)(Q^2)}{\pi^2} \right) \quad (\text{III-9})$$

y expresando el gasto en (m^3/hora), se llega a la forma práctica siguiente:

$$p = 6.375 (f) \left(\frac{(L)(\delta)(Q^2)}{d^5} \right) \quad (\text{III-10})$$

III 6 REGIMEN DE FLUJO INDETERMINADO.

En regimen laminar, la ecuación de Poiseuille determina el coeficiente de Darcy-Weissbach como una función del Número de Reynolds. Para hallar dicha dependencia bastará igualar los valores de la pendiente motriz correspondiente a cada uno de los regímenes. Considerando la unidad de longitud en ambos casos, ya se sabe que en regimen laminar la caída de presión vale:

$$p = \frac{32 \mu \bar{v}}{d^2} \quad (\text{III-11})$$

en tanto que en regimen turbulento la caída de presión valdría:

$$H = \frac{f}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{III-12})$$

La primera de estas dos fórmulas está expresada en unidades de fuerza (presión), mientras que la segunda lo está para unidades de altura de columna flúida. Como:

$$p = \gamma H \quad H = \frac{p}{\gamma}$$

al igualar aquéllas dos fórmulas, tendremos:

$$\frac{32 \mu v}{\gamma d^2} = \frac{f v^2}{d 2g}$$

$$f = \frac{32 \mu v d 2g}{\gamma d^2 v^2} = \frac{64 \mu g}{\gamma v d}$$

y como:

$$\frac{g}{\gamma} = \frac{1}{\rho}$$

entonces:

$$f = \frac{64 \mu}{\rho v d} \quad (\text{III-13})$$

o sea:

$$f = \frac{64}{R} \quad (\text{III-14})$$

Por tanto, en casos de regimen indeterminado, puede conocerse la caída de presión introduciendo este valor en la ecuación de Darcy:

$$H = \frac{64}{R} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{III-15})$$

o si se prefiere utilizar la ecuación de Fanning, entonces:

$$H = \frac{16}{R} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{III-15})$$

Lo que equivale a considerar que esta última expresión (igual que su precedente, la III-15) es una forma de la ecuación de Poiseuille y puede emplearse válidamente para encontrar la pérdida de carga o caída de presión en régimen laminar, ya que así queda demostrado que ésta es independiente de la rugosidad de la pared interna de la tubería y varía únicamente con R, el Número de Reynolds, o sea, la relación de las fuerzas viscosas con respecto a las fuerzas de inercia.

III 7 FORMULAS EN UNIDADES INGLESAS PRACTICAS.

El Número de Reynolds en unidades inglesas se expresa con el diámetro en pies, la velocidad en pies/seg, la densidad en slugs/pie³ y la viscosidad en slugs/pie.seg. Aun cuando este conjunto de unidades es perfectamente correcto, no es el adoptado en la práctica de la ingeniería de transporte, en que se prefiere utilizar el diámetro en pulgadas, la velocidad se substituye por el gasto, expresado por lo general en bl/hora, la densidad absoluta casi siempre se substituye por la densidad medida en grados A.P.I., o bien, por el peso específico correspondiente a la densidad de aquella escala y de manera semejante, la viscosidad suele expresarse en stokes o centistokes, pero como esta no es una escala medible, se expresa esta propiedad física por un valor equivalente en la escala de segundos Saybolt Universal.

En consecuencia, la fórmula básica ya conocida, es:

$$R = \frac{D v}{\nu}$$

en la que:

- D = diámetro interior de la tubería, pies
- v = velocidad de flujo, pies/seg
- ν = viscosidad cinemática, stokes

pero en la práctica se prefiere expresar el diámetro en pulgadas y substituir la velocidad por el gasto en barriles por hora; entonces tendremos:

$$R = 929.03 \frac{d Q}{12 \nu 3.14d^2}$$

$$R = 22.15 \frac{Q}{q \nu} \quad (\text{III-17})$$

en la que ν se substituye por el valor correspondiente en una escala Saybolt, tomado de una Tabla o Nomograma de equivalencias.

La caída de presión en flujo líquido se calcula generalmente con la ecuación de Darcy, ya vista en su forma básica, pero en la práctica, también esta expresión sufre una transformación para adaptarla a las unidades de uso común. En la fórmula básica, H es la altura, en pies, de la columna de líquido necesario para impulsar con una velocidad v, en pies/seg, a una libra de líquido a lo largo de una tubería de longitud L, en pies, y diámetro D, también en pies. Las unidades que se escojan para medir a L y a D pueden ser las que se quiera, pero deben ser las mismas para ambos términos, lo cual resulta ser un inconveniente, ya que los diámetros de tubería se miden generalmente en pulgadas, mientras que la longitud de los oleoductos se expresa ya sea en pies o bien, en millas.

Si se substituye la velocidad de flujo por el Gasto, en bl/hora y tomando el valor de la aceleración gravitacional, g, como 32.16, puede escribirse la ecuación básica de Darcy en esta otra forma con el diámetro, d, en pulgadas y la longitud, L, en pies:

$$H = f \frac{(12) (L) Q^2}{(64.32)(d) (12.233 d^4)}$$

$$H = f \frac{0.01525 L Q^2}{d^5}$$

También resulta conveniente asignarle a h el carácter de un gradiente de pérdida de altura así como Q representa un ritmo (gradiente) de flujo. Considerando un valor de $L = 1\ 000$ pies, la anterior expresión se transforma en esta otra:

$$h = f \frac{15.25 Q^2}{d^5} \quad (\text{III-18})$$

en la que h es el gradiente hidráulico, o pérdida de carga de altura por cada 1 000 pies, ocasionado por el flujo de Q bl/hora a lo largo de una tubería que tiene un diámetro = d pulgadas. O más bien, Q es el flujo originado por el gradiente hidráulico, h

Como la gran mayoría de los manómetros empleados para registrar la presión están calibrados para lecturas en lb/pg^2 , es evidente que la ecuación práctica deberá estar expresada en estas unidades. Refiriéndonos a la primera forma de la ecuación III-18, la presión, en lb/pg^2 , ejercida por una columna de líquido de altura H , es:

$$p = \frac{62.5 \delta H}{144} = 0.434 \delta H$$

$$H = \frac{p}{0.434 \delta}$$

Para poder aprovechar la ventaja de utilizar los nomogramas y tablas disponibles, conviene expresar también ahora la caída de presión en forma de un gradiente, cuyas unidades serán lb/pg^2 de presión por cada milla, y substituyendo H por la función de p :

$$p = f \frac{(0.434 \delta)(0.01525)(5\ 280) Q^2}{d^5}$$

$$p = f \frac{34.95 (Q^2)(\delta)}{d^5} \quad (\text{III-19})$$

53

pero en la industria petrolera se ha convenido expresar el peso específico y la densidad relativa por medio de una escala de grados establecida por el A.P.I., cuya unidad se convierte a densidad relativa por medio de la relación siguiente:

$$\delta = \frac{141.5}{(^{\circ}\text{API} + 131.5)}$$

y substituyendo este valor en la ecuación (III-19):

$$p = f \frac{4\ 945 Q^2}{(^{\circ}\text{API} + 131.5) d^5} \quad (\text{III-20})$$

III 8 OTRAS FORMULAS.

La fórmula de Hazen y Williams ha tenido un amplio uso en relación con los problemas de flujo en poliductos. Fue propuesta por vez primera en el año 1902 para solucionar problemas de hidráulica básica y alrededor del año 1930, algunas de las compañías petroleras de más abolengo comenzaron a utilizarla en los primeros ductos destinados al transporte específico de gasolinas, habiendo dado buenos resultados siempre que se valuara debidamente un coeficiente "C" de compensación por el grado de incremento de la corrosión de la pared interna:

$$\frac{p}{L} = 12\ 355 \frac{\delta Q^{1.852}}{C^{1.852} d^{4.870}} \quad (\text{III-21})$$

en la que el gradiente de la caída de presión está expresado en $\text{lb/pg}^2/\text{milla}$, para un gasto, Q , en bl/hora, con el diámetro de la línea medido interiormente en pulgadas. El coeficiente "C" es una función de la rugosidad de la pared e incluye el efecto de la viscosidad por lo que varía para cada producto que se maneje, por ejemplo, para combustóleo vale 130, para kerosina 134, y para gasolina el valor es de 150. Si la viscosidad varía, entonces no constituye un criterio explícito de rugosidad.

T. R. Aude propuso una fórmula para líneas de productos

54

en el año 1943. Stivers señaló las anomalías entre el coeficiente "C" y la "rugosidad hidráulica" en el año 1950 y después de esto ya no ha habido, en términos generales, mayores modificaciones en la fórmula de Allen Hazen y G.S. Williams, que ha seguido utilizándose ampliamente dentro del marco de condiciones especificadas.

CAPITULO IV

PROBLEMAS DE FLUJO EN FASE LIQUIDA
SOLUCION GRAFICA

IV 1 EXACTITUD DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN. ANTECEDENTES

La solución de los problemas de flujo en fase líquida por tuberías, no conviene buscarla a través del planteamiento analítico exclusivamente, ya que la investigación ha puesto a disposición de proyectistas y operadores una amplia variedad de fórmulas que permiten llegar más rápidamente a resultados con buena aproximación o excelente exactitud si se combinan ambos procedimientos.

En el capítulo anterior se incluyen las fórmulas básicas racionales y las prácticas, empíricas o irracionales, para poder resolver los problemas de flujo por tuberías en fase líquida. Puede verse que para determinar la caída de presión en régimen turbulento siempre es preciso conocer el valor de un factor, de fricción que forma parte del segundo término de todas las fórmulas derivadas de la original, de Darcy.

Durante cientos de años, los ingenieros y los científicos se han ocupado en predecir o en medir el valor del coeficiente de fricción o cuando menos la importancia con que pueda influir dicho factor en el valor del gasto de fluidos por tubería, pero no ha sido apenas en estos últimos 60 o 70 años cuando se ha trabajado en firme buscando la máxima exactitud que pueda ser alcanzada. El propósito de desarrollar una curva de valores del coeficiente de fricción, graficada en función de valores correspondientes Número de Reynolds.

Los datos más ampliamente utilizados son los obtenidos en la experimentación con agua por Hazen y Williams, a los que se recurre como obra de consulta en todas las plantas de procesamiento industrial y en la transportación de productos industriales por tubería. Su primera edición data del año 1920, cuando apareció con la forma y título de "Tablas de Hidráulica".

En relación con los problemas de la Hidráulica por tuberías emplean también con frecuencia otras fórmulas, como son

de Scobey, Schoeder, Kutter y Manning.

IV 2 EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN, f , DE LA FÓRMULA RACIONAL.

La raíz de toda la información de que se dispone a la fecha en relación con el coeficiente, f , de fricción, proviene de un estudio de T.E. Stanton y J.R. Pannell, titulado "Fluid Flow in Smooth Pipes" que fue publicado por el National Physical Laboratory en EEUU deNA en el año 1914 y que desde entonces ha recibido una aceptación preferente en toda la industria petrolera, debida, tal vez, a la sencillez de presentación de los datos en que se basa el procedimiento de valuación de f por medio de una sola curva en papel logarítmico. (Fig. IV-1).

Las limitaciones que tiene en exactitud el empleo de la curva de Stanton y Pannell pueden resumirse como sigue:

- a) escasamente ajustada para diámetros de 20, 22, 24 y 30 pulgadas.
- b) aproximadamente correcta para 12 y 16 pulgadas.
- c) ligeramente baja para 8 pulgadas, (el coeficiente de fricción real es mayor que el calculado).

Emory Kemler publicó en el año 1933 "A Study of Data on the Flow of Fluids in Pipes", al que siguió otra publicación compañera, "The Flow of Fluids in Closed Conduits", de R.J.S. Pigott, quienes a través de más de diez mil pruebas aisladas descritas en los citados estudios, llegaron a la conclusión de que "los coeficientes de fricción para todos los tipos de superficies rugosas se aproximan a los valores correspondientes a los que se obtienen en pruebas por conductos de paredes lisas, a medida que crece el diámetro".

Los resultados de las investigaciones de Kemler y de Pigott han recibido una amplia difusión a través de la publicación "Flow of Fluids" hecha por la Crane Co. que también los editó en forma de "Nomograma de pérdidas en conexiones de tuberías". (Fig. IV-2).

También Fritz Karge, en el año 1945 y George Granger Brown en sus respectivos estudios "Design of Oil Pipe Lines" y "Friction and Heat Transfer Chart" utilizaron los resultados de los estudios de Kemler y Pigott, cuya gráfica constituye la Figura IV-3. Debe observarse con especial atención que dicha gráfica ha sido elaborada con apoyo en las fórmulas que en la misma se inclu-

yen y que, en consecuencia, los límites críticos del Número de Reynolds difieren de los originales y aceptados más generalmente.

Como puede verse en dicha gráfica, solamente se utiliza una curva en la zona de flujo laminar, en tanto que en la zona de flujo turbulento se han trazado varias curvas. La razón que justifica esta diferencia es que mientras que la rugosidad que se encuentra en las tuberías comerciales de mayor uso, de varios materiales y de diverso procedimiento de fabricación, tiene un efecto reducido sobre el factor de fricción en la región de flujo laminar, tiene, por el contrario, un notable efecto en la región de flujo turbulento.

La falta de influencia de la rugosidad en la zona de flujo laminar puede entenderse mejor por medio de varios ejemplos: Un líquido de reducida viscosidad solamente puede adoptar el flujo laminar cuando las velocidades sean también reducidas. El agua, por ejemplo, en una tubería de 8 pulgadas de diámetro, tendría que moverse a razón de 8 bl/hora para mantenerse en régimen laminar, por que con una velocidad tan baja, las rugosidades que generalmente presenta la pared interior de la tubería no llegan a influir en el coeficiente de fricción. El aceite viscoso, por su parte, aun cuando fluya a una velocidad alta forma una película estacionaria, adherida a la pared de la tubería, en tanto que el régimen sea laminar. La película de aceite suele ser de mayor espesor que las irregularidades de la pared que se proyectan hacia dentro y que por esta razón quedan cubiertas por aquélla.

La gráfica de Pigott que aquí se ilustra en la Fig. IV-3, es la proyectada para usarse en relación con el acero común empleado para la fabricación de la tubería de oleoductos.

Puede observarse también en esta gráfica que las curvas correspondientes a los diámetros mayores de tubería yacen por abajo de las correspondientes a las tuberías de diámetros menores, dando como resultado factores de fricción menores para los mismos Números de Reynolds, lo cual se debe a que las tuberías de menor diámetro son, relativamente, más rugosas.

Tanto en la gráfica de Stanton como en la de Pigott y en general, cualesquiera otra que proyecte la relación que une al factor de fricción con el Número de Reynolds, se aprecia el traslape de los factores de fricción para régimen laminar y para el régi-

men turbulento, entre los límites críticos inferior y superior de flujo, lo que indica que el régimen puede ser indistintamente en condiciones de paralelismo o en condiciones de turbulencia. Se acepta, generalmente, que en ambos casos, tiende a persistir el flujo que haya existido anteriormente.

Por ejemplo, cuando se enfría el aceite que fluye por una tubería, el consiguiente aumento que experimenta la viscosidad repercute en un decremento del Número de Reynolds por abajo del valor del límite crítico superior. Sin embargo, puede persistir el flujo turbulento hasta que o hasta que casi se alcance el límite crítico inferior.

Por otra parte, cuando se calienta el aceite que se mueve por un oleoducto, puede persistir el flujo laminar hasta que el Número de Reynolds se aproxime al valor crítico superior. El flujo que corresponde a esta región es, naturalmente, inestable, y muchos investigadores y estudiosos, incluyendo a Pigott, recomiendan que se utilicen los valores de la zona de turbulencia para valuar a "f" en esta región como único procedimiento seguro.

¿Qué diferencia puede resultar en el cálculo del valor total de la presión si se emplea la curva para f en flujo turbulento en vez de la de flujo laminar? En un oleoducto de gran longitud cargado con aceite ligero que se mueva en régimen isotérmico, puede resultar un aumento de más o menos 25% en el valor que se obtenga de la presión, en el caso de que el Número de Reynolds caiga a la izquierda del límite crítico superior.

Sin embargo, en las tuberías de gran longitud que transportan aceite pesado es muy poco probable que pueda persistir este flujo inestable más allá de unos cuantos kilómetros, ya que al enfriarse el aceite, el régimen varía de turbulento a laminar. Estos oleoductos operan por lo general con presiones de bombeo de 800 a 1000 lb/pg². Como se puede comprobar, la presión de bombeo total, calculada, aumentaría no más de un reducido porcentaje al utilizar en esta región el coeficiente f correspondiente al régimen turbulento.

Conviene también recordar las propias palabras de Pigott, quien en sus propios experimentos comprobó que... "la discrepancia entre los puntos elegidos de prueba y los correspondientes a tuberías de acero es de más o menos un 10%".

Las tuberías se fabrican con diámetros que son normas dentro de la industria, y será muy raro que el diámetro calculado para operar con una determinada velocidad corresponda a uno de los diámetros estandar en el mercado; en estos casos, generalmente se opta por escoger el diámetro mayor siguiente. La diferencia entre el diámetro calculado y el elegido constituye de por sí un factor de seguridad. Por lo tanto, en el diseño de oleoductos, cabe esperar que las fórmulas puedan proporcionar un rango de precisión, equiparable a la de alguno de los factores de mayor importancia que forman parte de ellas.

Al diseñar un oleoducto de gran longitud y diámetro, es natural que se desee alcanzar un alto grado de exactitud en los cálculos. Cuando se diseñan líneas de gran diámetro (20 pgs. o más), por ejemplo, una variación de más o menos 10% resultará en un aumento innecesario también de 10% en el número de estaciones de bombeo, si la caída de presión real fuese 10% más baja que la obtenida por lectura de la curva en la gráfica de Pigott, o bien, el oleoducto tendría una capacidad menor para operar, si la caída de presión real fuese 10% más alta.

C.F. Colebrook, en su estudio "Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws", publicado en el año 1939, resumió el contenido de tres publicaciones previas de investigadores connotados y propuso lo que se ha definido como "la función Colebrook-White". Esta función contiene implícito el coeficiente, f, de fricción y antes de poder intentar cualquier aplicación práctica, es necesario proyectar gráficamente los valores de f contra los de R. La función de Colebrook, que es una ecuación semiempírica, tiene la forma:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} - 2 \log_{10} \frac{r}{k} = 1.74 - 2 \log_{10} \left(1 + 18.7 \frac{r/k}{R\sqrt{f}} \right)$$

en la que:

k = altura de las protuberancias o diámetros del grano de arena de la prueba.

r = radio interior del tubo.

Como

$$f = \frac{2gh}{v^2} \frac{d}{L}$$

y

$$R = \frac{vd}{\nu}$$

entonces:

$$R\sqrt{f} = \frac{d^{3/2}}{\nu} \sqrt{\frac{2gh}{L}}$$

En el año 1944, L.F. Moody publicó un primer estudio "Friction Factors for Pipe Flow" al que siguió en el año 1947 "An Approximate Formula for Pipe Friction Factors", que sirvieron para desarrollar una forma más precisa que la función de Colebrook. La ecuación de Moody contiene explícito el coeficiente "f" de fricción y considera a éste como una función de la relación entre ϵ y d y también de R . La letra ϵ designa la rugosidad absoluta, expresada en pies. (Moody obtuvo con la tubería comercial de acero un valor de $\epsilon = 0.00015$ pies). (Fig. IV-4).

El mayor partidario de la forma representativa de Colebrook-White ha sido el Instituto de Hidráulica de EEUU de A que ha adoptado en su sección de normas con relación a la fricción en tuberías la ecuación de Colebrook, con la que ha desarrollado 82 tablas y gráficas en las que se establece que la probable variación de la relación ϵ/d sea de -5 a +10%.

La Gráfica de Moody (Fig. IV-4) pretende estar dentro de más o menos 5% de la ecuación de Colebrook, para un rango de R entre 4000 y 10 000 000, una relación ϵ/d mayor que 0.01 y un valor de f superior a 0.05. Las compañías "Tube Turns" y "U.S. Steel" utilizan el criterio de Moody en sus gráficas.

IV 3 FORMULAS DE LA LINEA RECTA.

La llamada "fórmula de la línea recta" se origina en el hecho de que las curvas del coeficiente "f" de fricción, tienen un trazo "muy aproximado" al de una línea recta cuando se proyectan en papel log-log, dentro de un rango amplio de valores límite de R , independientemente de los datos básicos que se utilicen.

Una de las primeras fórmulas de este grupo que ganó general aceptación fue la de Hatzel ("Derivation of Equivalent Length Formulas for Multiple Parallel Oil Lines Systems", 1934), que está basada en los datos originales de Stanton y Pannell con la forma:

$$f = \frac{0.364}{R^{0.265}} \quad \text{cuando } R < 57\,600$$

y también

$$f = \frac{0.157}{R^{0.188}} \quad \text{cuando } R > 57\,600$$

W.L. Kennedy Jr. revisó posteriormente esta fórmula ("New Hydraulic Slide Rule Solves Problems in Fluid Flow for Pipe liners", 1954), y propuso este otro valor:

$$f = \frac{0.3305}{R^{0.252}}$$

dejando establecido que esta fórmula no es válida para valores de R comprendidos entre 6 000 y 170 000 en tuberías de diámetros superiores a 6 pgs. Kennedy afirmó además, que el coeficiente f de fricción es 3.5% mayor en tuberías de 5 pulgadas que el correspondiente a 6 pulgadas y aun 16% mayor que el de 2 pulgadas.

Con el mismo criterio observado para obtener el valor de f a partir de una línea recta, disponemos, entre otros varios, de los siguientes:

O'Brien:

$$f = \frac{0.321}{R^{0.23}} \quad \text{para tuberías de 1.5 a 2 pgs}$$

$$f = \frac{0.295}{R^{0.23}} \quad \text{para tuberías de 2.5 a 4 pgs}$$

$$f = \frac{0.259}{R^{0.23}} \quad \text{para tuberías de 6 a 12 pgs}$$

Blasius:

$$f = \frac{0.3164}{R^{0.25}}$$

William Mc Adams: para $3\,000 < R < 3\,000\,000$

$$f = 0.00140 + \frac{0.125}{R^{0.32}}$$

Koo: para $5\,000 < R < 200\,000$

$$f = \frac{0.049}{R^{0.2}}$$

Nikuradse:

$$f = 0.0032 + \frac{0.221}{R^{0.237}}$$

Hopf:

$$f = 0.00714 + \frac{0.6104}{R^{0.35}}$$

Las tuberías más modernas, de 36 pgs de diámetro, funcionan con Número de Reynolds del orden de 275 000 con aceite de 65 S.S.U. (11-12 cstk) y de 550 000 con aceite de 40 S.U.S. (4.5 ctsks) para gasto de 1 000 000 bl./día.

Las líneas de productos trabajan con Números de Reynolds mucho más elevados. Un poliducto de 12 pgs de diámetro que mueva 75 000 bl./día de gasolina, alcanza un valor de R de 550 000. A

mayores diámetros se tendrán mayores Números de Reynolds.

IV 4 CONCLUSIONES.

De lo anterior puede colegirse que, si bien es conveniente limitar el rango de valores de R a algunos casos en los que sean aplicables los datos del coeficiente "f" de fricción, el rango de confiabilidad del coeficiente "f" debe extenderse hacia los valores inferiores del régimen laminar y hasta los superiores de 750 000 a 1 000 000 para que pueda utilizarse completamente, tanto en los casos de transporte de crudo como en los de productos, para todos los diámetros de tuberías troncales que son normales en la práctica. Las fórmulas que tienen limitaciones, forzosamente habrán de arrojar resultados imprecisos cuando se aplican más allá de los límites de los rangos para los que fueron establecidos.

Todo indica que los valores de mayor utilidad para la industria son los de Stanton y Pannell en la forma graficada por Heltzel. A estos siguen en calidad por lo que a rigor de exactitud se refiere, los valores de Moody, que si se aplican con un valor dado de ϵ , supuesto, pueden llegar a proporcionar una mejor respuesta que la que se obtenga con la curva de Stanton y Pannell.

Las condiciones en las que fueron obtenidos los valores por Stanton y Pannell no corresponden a las condiciones en que se operan los oleoductos actualmente, pues se obtuvieron de las pruebas llevadas a cabo con tuberías lisas y de reducidos diámetros. Es evidente, además, que los procedimientos que se emplearon para registrar los resultados no tenían la precisión de que se dispone hoy en cuanto se refiere al gasto, la viscosidad, etc. Sin embargo, aun cuando aparentemente adolecen de un error del orden de 4% en todos los diámetros superiores a 6 pgs y asimismo, parece ser que el error es de un 2% en todos los casos de más de 12 pgs, todavía no se ha reunido información suficiente que confirme esta aparente falta de exactitud.

Por lo tanto, el procedimiento de cálculo a seguir en los problemas de flujo por oleoductos, consiste en resolver ya sea la caída de presión, el diámetro de la tubería o el gasto con la ecuación correspondiente al régimen de flujo que haya sido determinado mediante la intervención del Número de Reynolds. En el caso de régimen turbulento, la determinación del valor de "f" con

viene hacerla por ambos procedimientos, es decir, calcular mediante una de las fórmulas "de la línea recta", o de preferencia mediante tres de ellas, su valor y éstos compararlos con el correspondiente al que se obtiene por la vía gráfica, (experimental) y seleccionar de entre aquéllos el que sea más aproximado al que se haya leído en la gráfica. Este valor seleccionado se introduce en la fórmula de tipo Darcy o en cualquier otra que con este propósito se haya adoptado.

Diagrama de Stanton y Panell

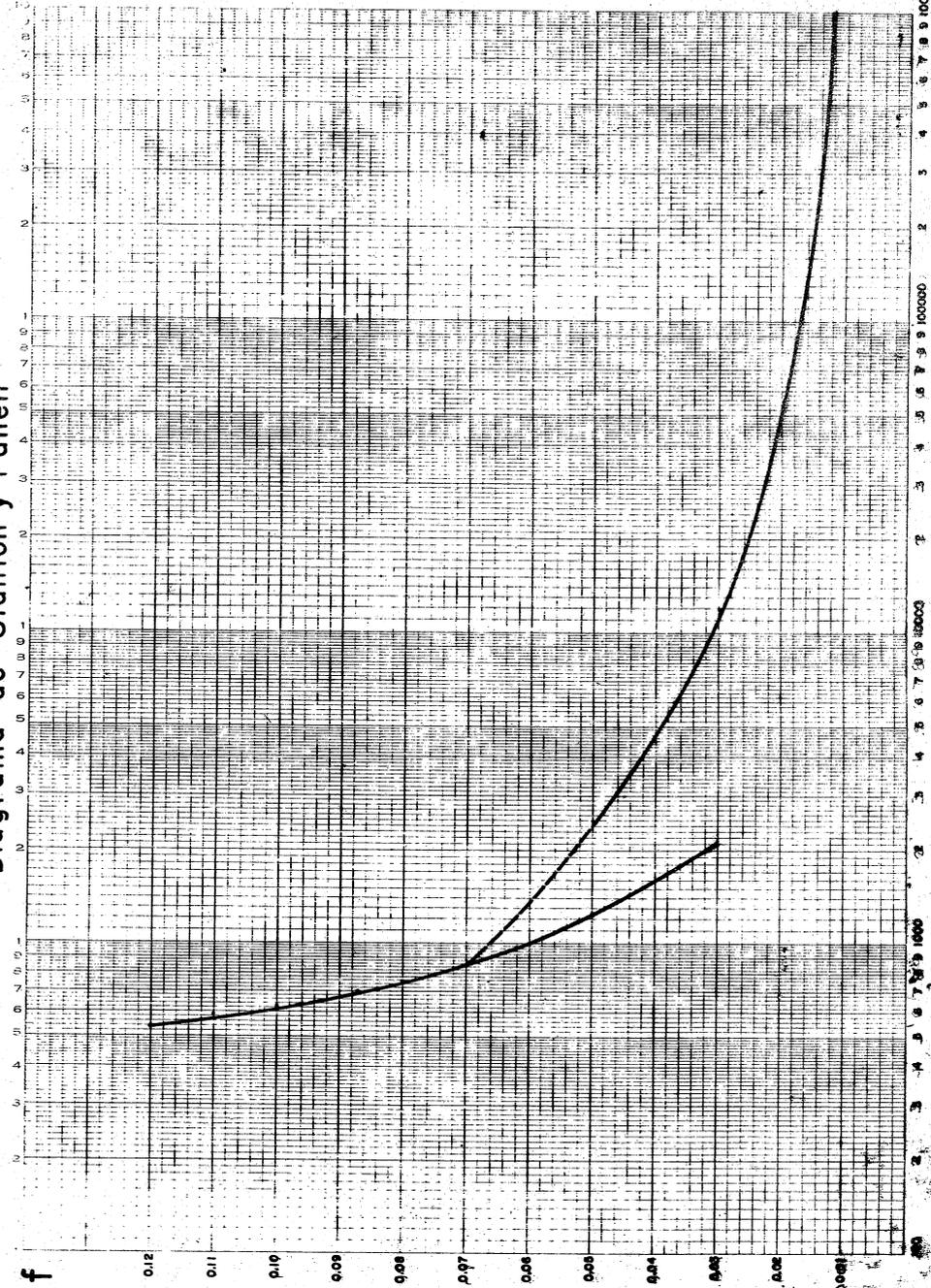


FIG. IV-1.

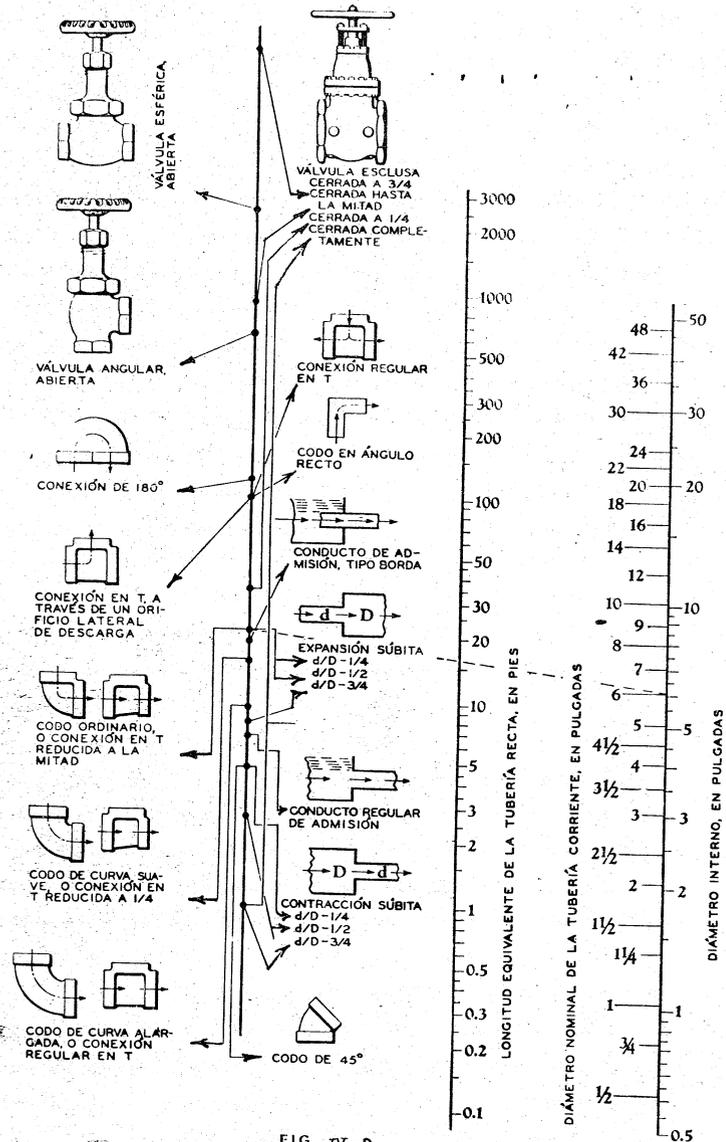


FIG. IV-2

Fig. 2.—Cuadro de alineación, utilizable en la determinación de la resistencia al flujo, otcecida por las válvulas y conexiones, en términos de la longitud equivalente de una tubería recta. (Cortesía de la Crane Co.)

DIAGRAMA DE PIGOTT

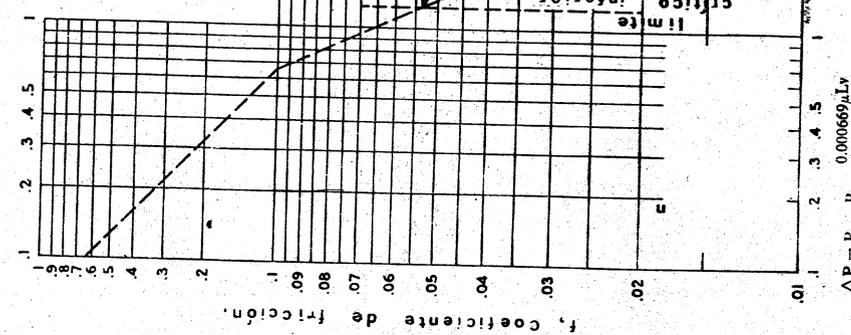
Curva No	% Rugosidad	d [pss]	Curva No	% Rugosidad	d [pss]
1	0.2	72	7	3.8	1.5
2	0.45	48-66	8	4.8	1-1.5
3	0.81	14-42	9	6.0	3/4
4	1.35	6-12	10	7.2	1/2
5	2.1	4-5	11	10.5	3/8
6	3.0	2-3	12	14.5	1/4

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{0.00129 \rho v^2 L}{d} = \frac{0.00000036 \rho v^2 L}{d}$$

$$\Delta P = \frac{0.000215 \rho v^2 Q^2}{d^5} = \frac{0.000106 \rho v^2 L}{d^5}$$

$$\Delta P = \frac{0.0000336 \rho v^2 L}{d^5} = \frac{0.0000336 \rho v^2 L}{d^5}$$

flujo turbulento



$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{0.000669 \rho v^2 L}{d}$$

$$\Delta P = \frac{0.000273 \rho v^2 Q^2}{d^5} = \frac{0.000181 \rho v^2 L}{d^5}$$

flujo viscoso

Re, Número de Reynolds, (miliares).

FIG. IV-3.

$$R_s = \frac{D_{vp} 124 d_{vp}}{\mu} = \frac{50.70 p}{d_{\mu}} = \frac{6.32 V}{d_{\mu}}$$

$$R_s = \frac{35.5 B p}{d_{\mu}} = \frac{77.2 d v}{\mu} = \frac{3162 Q}{d_{\mu}}$$

EL CONCEPTO DE LONGITUD EQUIVALENTE

V 1 DEFINICION.

En Mecánica de Flúidos, se entiende por "longitud equivalente", a la longitud que corresponde a un valor de cambio del diámetro, de un sistema en el que tanto la longitud como el diámetro son conocidos. Este concepto de correspondencia se verifica solamente en forma teórica o aproximada, toda vez que se admite como condición real, que el valor de la pérdida de energía por caída de presión no se altera al modificar el diámetro y que también en principio, el gasto, la viscosidad y la densidad relativa del flúido se conservan inalterables con respecto al sistema original.

Desde el punto de vista expuesto y consideradas sus limitaciones implícitas, el concepto de "longitud equivalente" resulta una herramienta muy útil para estimaciones y cálculos rápidos en que la prontitud o el orden de las cifras del resultado prevalezcan sobre cualquier otra consideración de investigación o exactitud.

Las fórmulas prácticas métricas que se han establecido para el escurrimiento en tubos horizontales, son las que se verán enseguida.

V 2 LONGITUD EQUIVALENTE EN SISTEMAS EN SERIE.

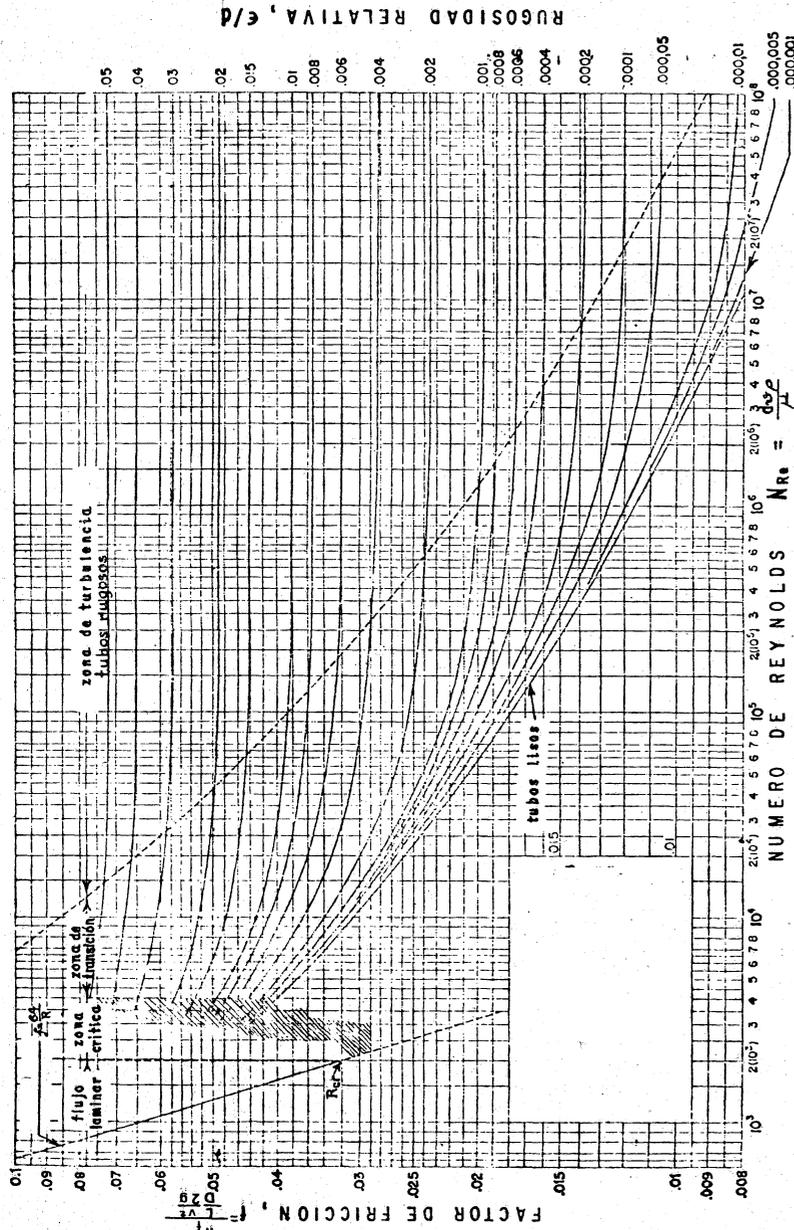
Supongamos que "L" es la longitud de una tubería cuyo diámetro es "d", y se desea saber cuál sería la longitud equivalente, "L_e", cuando el diámetro del tubo cambiara al valor "d_e", suponiendo que la caída de presión se mantuviese inalterable. Con flujo laminar en ambos casos, las caídas de presión serían:

Para la tubería de diámetro "d" :

$$p = 1154 \frac{L Q \mu}{d^4}$$

Y para la de diámetro "d_e":

$$p = 1154 \frac{L_e Q \mu}{d_e^4}$$



En las condiciones supuestas, la presión, la viscosidad y el gasto no varían de un sistema al otro, de manera que al igualar las dos ecuaciones anteriores, se tiene:

$$\frac{L_e}{d_e^4} = \frac{L}{d^4}$$

de donde:

$$L_e = \frac{L d_e^4}{d^4} \quad (V-3)$$

Siguiendo un razonamiento semejante, para el caso en que el escorrimiento fuese en régimen turbulento, se llegaría a:

$$L_e = L \left(\frac{f}{f_1} \right) \left(\frac{d_e^5}{d^5} \right) \quad (V-4)$$

V 3 LONGITUD EQUIVALENTE EN SISTEMAS EN PARALELO.

Supóngase un sistema de tubos de la misma condición de la figura V-1 que se encuentran conectados en paralelo, es decir, proceden de una rama única original y se continúan en otra rama única posterior.

Los sistemas de ductos en paralelo, con su flujo múltiple simultáneo, constituyen un problema que puede presentar varios aspectos, pero que básicamente se concreta a determinar la longitud equivalente, "L_e", en un tubo de diámetro "d_e", convenido o escogido de antemano. Algunas de las variantes de este problema son las que a continuación se plantean.

3.1 FLUJO LIQUIDO, REGIMEN LAMINAR, LONGITUDES IGUALES Y DIFERENTES DIAMETROS.

Condiciones:

$$Q_f = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots$$

$$L_s = L_1 = L_2 = L_3 = \dots$$

$$P_s = P_1 = P_2 = P_3 = \dots$$

δ = constante

μ = constante

d_e = valor fijado o supuesto

d₁ ≠ d₂ ≠ d₃

Solución:

En régimen laminar, la caída de presión expresada en unidades prácticas métricas es:

$$p = 1154 \frac{L Q \mu}{d^4}$$

Por lo tanto:

$$Q_1 = \frac{d_1^4 P_1}{1154 L_1 \mu}; Q_2 = \frac{d_2^4 P_2}{1154 L_2 \mu}; Q_3 = \frac{d_3^4 P_3}{1154 L_3 \mu}; Q = \frac{d_e^4 p}{1154 L \mu}$$

Puesto que el gasto total en el sistema es igual a la suma de los gastos de cada rama, de acuerdo con las condiciones expuestas podemos escribir:

$$\frac{d_e^4}{L_e} = \frac{d_1^4}{L_1} + \frac{d_2^4}{L_2} + \frac{d_3^4}{L_3}$$

también:

$$\frac{d_e^4}{L_e} = \frac{d_1^4 + d_2^4 + d_3^4}{L_s}$$

finalmente:

$$L_e = \frac{d_e^4 L_s}{d_1^4 + d_2^4 + d_3^4} \quad (V-5)$$

que es la fórmula buscada.

3.2 FLUJO LIQUIDO, REGIMEN LAMINAR, LONGITUDES DIFERENTES Y DIFERENTES DIAMETROS.

Condiciones: Las mismas del caso anterior, a excepción

de las longitudes, que ahora son diferentes, pero la caída de presión "P" sigue siendo prácticamente igual en todo el sistema. Este planteamiento carece de valor práctico ya que "los paralelos" se resuelven igualando longitudes.

Solución:

Siendo: $L_1 \neq L_2 \neq L_3$ y también: $d_1 \neq d_2 \neq d_3$

la ecuación anterior:

$$\frac{d_e^4}{L_e} = \frac{d_1^4}{L_1} + \frac{d_2^4}{L_2} + \frac{d_3^4}{L_3}$$

tiene que ser ahora:

$$\frac{d_e^4}{L_e} = \frac{d_1^4 L_2 L_3 + d_2^4 L_1 L_3 + d_3^4 L_1 L_2}{L_1 L_2 L_3}$$

de donde:

$$L_e = \frac{d_e^4 L_1 L_2 L_3}{d_1^4 L_2 L_3 + d_2^4 L_1 L_3 + d_3^4 L_1 L_2} \quad (V-6)$$

en la que "d_e" es un valor, cualquiera, previamente fijado o supuesto.

3.3 FLUJÓ LIQUIDO, REGIMEN TURBULENTO, LONGITUDES IGUALES Y DIFERENTES DIAMETROS.

En este caso hay que hacer un planteamiento previo: Por tratarse de escurrimiento turbulento, es preciso partir de las siguientes ecuaciones:

1. Darcy:

$$p = 6\,375 f \frac{L \delta Q^2}{d^5} \quad (V-7)$$

2. Blasius:

$$f = \frac{0.3164}{R^{0.25}} \quad (V-8)$$

3. Reynolds:

$$R = \frac{d v \delta}{\rho} \quad (V-9)$$

Es conveniente aquí transformar la v tradicionalmente expresada en cm/seg, para tenerla en función del gasto por hora en m³, en que están expresadas las fórmulas prácticas:

$$v = \frac{1\,000\,000 Q}{3\,600\pi \frac{d^2}{4}} = 354 \frac{Q}{d^2}$$

substituyendo en la V-9 y elevando a la potencia 0.25:

$$R^{0.25} = 354^{0.25} \left(\frac{\delta}{\rho}\right)^{0.25} \left(\frac{Q}{d}\right)^{0.25}$$

también:

$$R^{0.25} = 4.34 \left(\frac{\delta}{\rho}\right)^{0.25} \left(\frac{Q}{d}\right)^{0.25}$$

y substituyendo en la V-8:

$$f = \frac{0.3164}{4.34 \left(\frac{\delta}{\rho}\right)^{0.25} \left(\frac{Q}{d}\right)^{0.25}} = 0.0729 \left(\frac{\rho}{\delta}\right)^{0.25} \left(\frac{d}{Q}\right)^{0.25}$$

introduciendo en la V-7 el valor obtenido de f:

$$p = 6\,375 \times 0.0729 \left(\frac{\rho}{\delta}\right)^{0.25} \left(\frac{d}{Q}\right)^{0.25} \left(\frac{L \delta Q^2}{d^5}\right)$$

$$p = 465 \frac{L \delta^{0.75} Q^{1.75}}{d^{4.75}}$$

y despejando el gasto:

$$Q = \left(\frac{d^{4.75} p}{465 L \delta^{0.75} \mu^{0.25}} \right)^{1/1.75} \quad (V-10)$$

Para simplificar, puede hacerse, transitoriamente:

$$K = 465 L \delta^{0.75} \mu^{0.25}$$

$$a = 1/1.75$$

$$c = 4.75$$

así que la fórmula general tendrá esta forma:

$$Q = \left(\frac{d^c p}{K} \right)^a \quad (V-11)$$

Ahora bien, se puede suponer que:

$$\delta = \text{constante}$$

$$\mu = \text{constante}$$

y de acuerdo con el enunciado de este caso, ya que las longitudes son iguales, entonces también

$$K_s = K_1 = K_2 = K_3 = K_e$$

y como también, según se había planteado en el caso 3.1:

$$p_s = p_1 = p_2 = p_3 = p_e$$

entonces, de la V-11, teniendo en cuenta que se trata de diámetros diferentes:

$$Q_s = (d_e^c p)^a = p_s^a (d_1^{ac} + d_2^{ac} + d_3^{ac}) \quad (V-12)$$

Ya que la pérdida de presión es la misma:

$$p_e L_e = p_s L_s$$

despejando:

$$p_e = \frac{p_s L_s}{L_e}$$

y substituyendo en la última ecuación del gasto (V-12):

$$\frac{d_e^{ac} p_s^a L_s^a}{L_e^a} = p_s^a (d_1^{ac} + d_2^{ac} + d_3^{ac})$$

$$L_e = \left(\frac{d_e^{ac} L_s^a}{d_1^{ac} + d_2^{ac} + d_3^{ac}} \right)^{1/a}$$

finalmente,

$$L_e = \frac{d_e^{4.75} L_s}{(d_1^{2.72} + d_2^{2.72} + d_3^{2.72})^{1.75}} \quad (V-13)$$

3.3 FLUJO LIQUIDO, REGIMEN TURBULENTO, IGUALES LONGITUDES E IGUALES DIAMETROS.

Procediendo como en el caso anterior, se llega a:

$$L_e = \frac{d_e^{4.75} L_s}{n^{1.75} d^{4.75}} \quad (V-14)$$

en que "n" representa el número de veces que se repite el mismo diámetro.

3.4 FLUJO LIQUIDO, REGIMEN TURBULENTO, DIFERENTES LONGITUDES Y DIFERENTES DIAMETROS.

En este caso, siendo $L_1 \neq L_2 \neq L_3$ se resuelve por secciones de igual longitud, utilizando la ecuación V-14 en esta otra forma:

$$L_e = L_s \left(\frac{d_e}{d} \right)^{4.75}$$

o bien:

$$L_{e1} = \left(\frac{d_e}{d} \right)^{4.75}$$

en que el segundo término opera como "Factor" por unidad de longitud.

V 4 EJEMPLOS DE CALCULO.

Cuando la carga de un sistema formado por una tubería simple resulta inadecuada, y es necesario, sin embargo, aumentar todavía la capacidad del sistema, puede resolverse el problema tendiendo una línea paralela (del mismo o de diferente diámetro), que se conecta a ambos extremos de la línea original. Se entiende que un paralelo es parcial, cuando es menor que la distancia que separa a las dos estaciones contiguas en ese tramo; el paralelo es total, cuando se repite en la segunda línea la misma longitud de la primera. Este proceso se puede continuar indefinidamente, de manera que el sistema se transforma en uno compuesto por paralelos múltiples.

Muchos de los antiguos sistemas de ductos de aceite crudo empezaron a operar como tuberías simples, (casi siempre de 6 o de 8 pgs de diámetro), y a lo largo de un programa progresivo de adiciones de tubería paralela, han pasado a convertirse en redes de líneas complejas.

Esta manera de proceder tiene su límite económico, porque, por ejemplo, el tonelaje requerido para tender cuatro líneas de 8-5/8 de diámetro y 1/4 de pulgada de espesor, puede ser, aproximadamente, el suficiente para construir un oleoducto de 24 pgs. de diámetro con un espesor de pared de 3/8 de pulgada. Ahora bien, para idénticas caídas de presión por unidad de longitud, la tubería de 24 pgs. de diámetro transportará 16.6 veces más volumen que una de las tuberías de 8-5/8 "o lo que es lo mismo, tendrá una capacidad cuatro veces mayor que la de las cuatro líneas de 8-5/8". Por esta razón, a partir de la Segunda Guerra Mundial, un gran número de operadores de oleoductos han substituído las redes de tuberías de diámetros reducidos por una sola línea de tubería de mayor diámetro, con lo que han logrado aumentar la capacidad de transporte al mismo tiempo que han simplificado la operación.

Conviene tener presente que la velocidad del flúido en cada una de las ramas paralelas, si éstas son de diámetros distintos, es diferente para el mismo gradiente de presión. Esto da por resultado que en los puntos de unión de una con otra ramas, se produzca una mezcla de aceites cuando el sistema transporta crudo de diferentes grados, que por lo general no suele ser de importancia, a excepción del caso de los poliductos, en que es inadmis

ble. Por supuesto que si la situación es tal que solo se maneja un solo producto, o son varios pero compatibles entre sí, no habrá problemas en que se efectúe la mezcla y, por lo tanto, podrá optar se por las ventajas que representa la interconexión en paralelo.

EJERCICIO DE APLICACION.

4.1 TUBERIA COMPUESTA EN SERIE DE TRES SECCIONES, DE DIAMETROS DIFERENTES Y LONGITUDES TAMBIEN DIFERENTES, EN FLUJO TURBULENTO. (Fig. V-2)

Alternativas: (a) Conviértase este sistema a otro equivalente de 12.25 pulgadas, único.

(b) Conviértase a un equivalente de 8.25 pulgadas de diámetro, único.

En ambos casos, el factor de conversión por unidad de longitud, para tubería en serie en regimen turbulento es:

$$I_e = (d_e/d)^{4.735}$$

Solución (a).

Conversión a tubería única de 12.25 pulgadas de diámetro:

Sección	Diámetro pgs.	Longitud real millas	Factor	Longitud equivalente millas
A	12.25	5	1.00	5.0
B	10.25	10	2.32	23.2
C	8.25	8	6.5	52.0
Total:				80.2

Solución (b).

Conversión a tubería única de 8.25 pulgadas de diámetro:

Sección	Diámetro pgs.	Longitud real millas	Factor	Longitud equivalente millas
A	12.25	5	0.15	0.75
B	10.25	10	0.36	3.60
C	8.25	8	1.00	8.00
Total:				12.35

En estas condiciones, la selección del diámetro es solamente question de conveniencia particular, ya que la caída de presión por fricción es la misma en los dos sistemas equivalentes. Esto tie

ne fácil demostración. Supóngase que estos sistemas tienen que transportar un crudo de 40 SUS y 37° API, a razón de 20 000 bls/día. La caída de presión en la tubería equivalente de 12.25 pgs. es:

$$(1.74 \text{ lb/pg}^2/\text{milla}) (80.2 \text{ millas}) = 140 \text{ lb/pg}^2 \text{ man.}$$

La caída de presión en la tubería equivalente de 8.25 pgs. es:

$$(11.38 \text{ lb/pg}^2/\text{milla}) (12.35 \text{ millas}) = 140 \text{ lb/pg}^2 \text{ man.}$$

EJERCICIO DE APLICACION.

4.2 TUBERIA COMPUESTA EN PARALELO. SECCIONES DE IGUAL LONGITUD Y DIFERENTES DIAMETROS. (Fig. V-3).

En este caso se desea convertir un conjunto de líneas paralelas, a una longitud equivalente de línea de diámetro específico. La fórmula a aplicar, suponiendo una longitud unitaria y que además, el régimen es turbulento:

$$L_e = \frac{d_e^{4.735}}{(d_1^{2.73} + d_2^{2.73} + d_3^{2.73})^{1.735}}$$

Suponemos también que se ha convenido en convertir a un diámetro de 12.25 pgs. Entonces:

Diámetro pgs.	Longitud real millas	Factor	Longitud equivalente millas
Sección A-B			
12.25			
10.25	10	0.3	3.0
8.25			
Sección B-C			
10.25	10	1.08	10.8
8.25			
Total:			13.8

Queda demostrado que mediante este procedimiento puede simplificarse a una línea de longitud equivalente, cualquier sistema por complicado que sea, con lo que las operaciones de cálculo se reducen a su mínima expresión.

Un tercer caso podría ser el de un sistema de ductos en paralelo, cuyas ramas son de diámetros y longitudes diferentes.

Obviamente, la caída de presión entre los puntos comunes extremos será la misma, independientemente del recorrido que se observe. La solución matemática a este tipo de problemas consiste en convertir una de las ramas paralelas a un diámetro equivalente hipotético, de la misma longitud exactamente que la otra rama que se considere, y aplicando la fórmula simple que se utilizó en el primer caso que se acaba de ver. Hay también una solución gráfica mediante el trazo de las llamadas "Curvas Características" (cuyo estudio se hará en el próximo Capítulo), que permiten tener a mano la respuesta para cualquier condición intermedia que se presente.

CAPITULO VI

ENERGIA NECESARIA Y ENERGIA DISPONIBLE.
TUBERIAS.

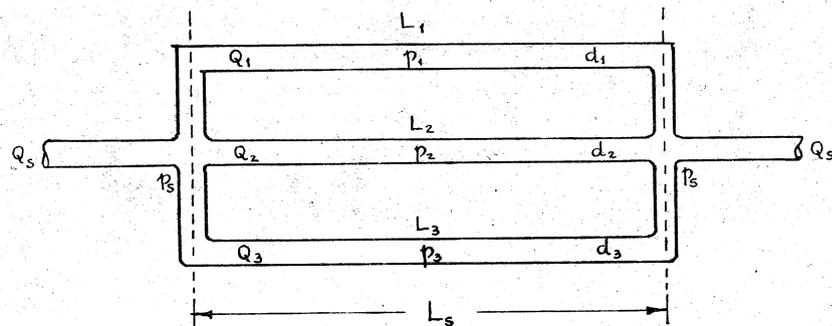


Fig V-1

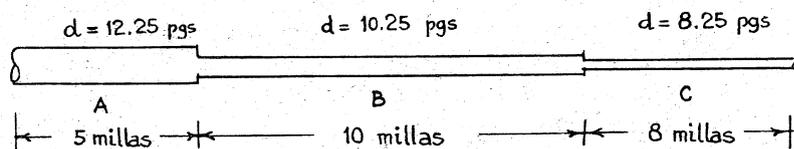


Fig V-2

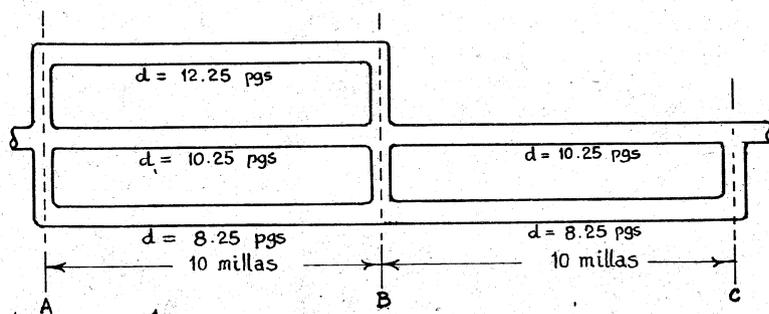


Fig V-3

VI 1 EL TEOREMA DE BERNOULLI.

Al finalizar el primer Capítulo de estos Apuntes, se hizo referencia a la ecuación de balance de energía, en la forma en que fue establecida por Daniel Bernoulli en el año 1738, para un filete de líquido perfecto, y en esta forma, sus dimensiones son lineales, bastando solamente multiplicar cada término por el peso específico del fluido, para obtener la misma ecuación expresada en unidades de presión. Pero cuando Bernoulli formuló la ecuación que lleva su nombre, para expresar la Ley de la Conservación de la Energía, lo hizo recurriendo a los términos que comunmente se emplean en Termodinámica, cuya forma no guarda ninguna semejanza con la desarrollada posteriormente para utilizarla en el trabajo de la termodinámica aplicada o en el de transporte de hidrocarburos por tuberías.

Si se consideran seis formas de manifestarse la energía en un regimen de flujo permanente regido por la primera ley de la Termodinámica, ("La Energía no puede ser creada ni puede ser destruida"), y en el que se despreciasen todas las formas de energía transmisible por radiación, como son la luz, las ondas electromagnéticas, etc, y también la energía atómica, entonces el Teorema General de la Energía quedará expresado en la forma siguiente para un peso W de fluido sobre el que se desarrolla el trabajo para moverlo desde el punto de entrada hasta el de salida del sistema considerado, (Fig. VI-1):

$$Wz_1 + \frac{Wv_1^2}{2g} + I_1 + p_1V_1 + C = Wz_2 + \frac{Wv_2^2}{2g} + I_2 + p_2V_2 + \dots \quad (1)$$

que puede simplificarse en esta otra expresión al considerar la unidad de peso en el proceso:

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + I_1 + p_1V_1 + C = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + I_2 + p_2V_2 + \dots$$

La descripción de estas seis formas de energía es la siguiente:

1. Energía mecánica potencial, o energía debida a la posición relativa. Con respecto a un peso W , una altura medida con relación a un plano de referencia z ,

$$E.m.p. = Wz \quad [FL]$$

2. Energía mecánica cinética, o energía debida al movimiento del fluido. Con respecto a un peso W moviéndose con una velocidad v ,

$$E.m.c. = \frac{Wv^2}{2g} \quad [FL]$$

3. Energía interna, o energía debida al movimiento de las moléculas en el seno del líquido cuyo desplazamiento se está considerando.

$$E.i. = I = Wv$$

siendo I la suma de las energías internas potencial y cinética del fluido.

4. Trabajo de flujo, que es el trabajo que acompaña a los flúidos en su movimiento.

$$T.f. = pV \quad [FL]$$

que también puede transformarse en:

$$T.f. = WpV_{esp} \quad [FL]$$

5. Trabajo, \mathcal{E} , que pretende incluir todo el trabajo distinto del trabajo de flujo, tal como el trabajo que se desarrolla en la flecha de una máquina, etc.

6. Calor transferido, C , que es la energía calorífica entregada al o extraída del proceso, (unidades térmicas).

En cuestiones de Termodinámica aplicada se acostumbra ignorar los efectos de la fricción, que quedan ocultos en las ecuaciones de trabajo. Es natural que así sea, porque por lo general, la termodinámica está principalmente relacionada con los ciclos de calor, y las pérdidas de energía por fricción están incorporadas

a otras pérdidas en los factores de eficiencia de cada ciclo, que no las consideran separadamente. Para el trabajo de cálculo y diseño de oleoductos, como el valor de la pérdida por fricción es con mucho el de mayor importancia a considerar entre todas las pérdidas y a su alrededor gira todo el proceso de cálculo, es necesario efectuar una modificación a la fórmula anterior, o abordar el problema desde otro punto de vista.

Considerando una máquina hidráulica como la que se ilustra en la Fig. VI-2 y que corresponde a la descrita por el Profesor Nielsen en su "Análisis del Teorema de Bernoulli", publicado en el año 1952, se puede llegar a una ecuación de flujo en régimen permanente haciendo el balance de energías a través de dicha máquina:

$$z_1 + p_1 V_1 + \frac{v_1^2}{2g} + I_1 + C + \mathcal{E} = z_2 + p_2 V_2 + \frac{v_2^2}{2g} + I_2 \quad (VI-2)$$

en la que se han utilizado símbolos más afines a la terminología generalmente aceptada en oleoductos, cuyo significado es:

z = altura (L) con relación a un plano de referencia.

v = velocidad ($L T^{-1}$).

I = energía interna (LT).

V = volumen específico ($L^3 F^{-1}$).

p = presión ($F L^{-2}$).

g = constante gravitacional ($L T^{-2}$).

En esta última ecuación, todavía quedan ocultos entre los demás factores las pérdidas de presión debidas a la fricción; sin embargo, si se examina con un poco de atención, puede verse que algunos de los factores son funciones de cantidades físicamente mensurables, por cuya razón la fricción no puede estar incluida entre éstos. Al relacionar en forma de ecuación las energías internas, el calor transmitido y el trabajo realizado, se tendrá:

$$I_2 - I_1 = C + \mathcal{E} \quad (VI-3)$$

en la que \mathcal{E} es la suma de todo el trabajo, o sea, el trabajo realizado para mover a la substancia considerada, el trabajo requerido para comprimirla, (o el trabajo desarrollado por dicha subs-

tancia para dilatarse), y el trabajo necesario para superar la fricción.

Son varios los efectos derivados de la fricción. Unos son los que se relacionan con las pérdidas al establecer el movimiento de la substancia considerada a lo largo de la máquina hidráulica; otros son las pérdidas internas que se manifiestan como calor; pero, aun cuando se manifiestan en las formas descritas, todos estos efectos se concentran en uno solo: actúan para destruir la "reversibilidad" del proceso. En otras palabras, si se comprime un determinado peso de gas hasta reducirlo a la décima parte de su volumen original, se habrá realizado trabajo sobre él, trabajo que habrá quedado almacenado en el gas comprimido como energía potencial, pero si se permite dilatarse al gas hasta recuperar su volumen original, el trabajo que puede realizar el gas en su expansión es algo menor que el trabajo que se necesitó realizar para comprimirlo, principalmente, porque el proceso libera calor durante la compresión original. Un proceso como este es, pues, reversible en forma condicionada. Este efecto puede expresarse matemáticamente como:

$$\mathcal{E} = \int_1^2 p \, dV - \sum h$$

en que el término bajo la integral es el trabajo realizado en ϕ por la substancia, y la suma de h representa el total de todas las pérdidas hidráulicas.

Para poder llegar a una forma más práctica, es preciso modificar todavía esta ecuación; puede demostrarse que:

$$\mathcal{E} - \int_1^2 p \, dV + p_1 V_1 - p_2 V_2 = - \int_1^2 V \, dp$$

Substituyendo estas dos últimas fórmulas en la ecuación original de continuidad (VI-2), se llega a:

$$\mathcal{E} - \int_1^2 V \, dp = (z_2 - z_1) + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + \sum h$$

que es una forma perfectamente libre de la Ecuación General de la Energía. Como, por el momento, estamos interesados únicamente

en la fase líquida, incompresible y en régimen permanente, podemos, por lo tanto, eliminar el término que representa el trabajo de compresión bajo el signo integral, y obtener, como resultado:

$$\mathcal{E} = (z_2 - z_1) + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + \sum h$$

Esta es la forma básica de la Ecuación de Bernoulli para utilizarla en el trabajo concerniente a la fluidodinámica en los oleoductos. Traducida a palabras, puede expresarse como sigue: "La energía total en un sistema líquido fluyente bajo condiciones de régimen permanente, es igual a la suma de

- la diferencia de cargas estáticas: $(z_2 - z_1)$
- la diferencia de cargas de velocidad $(v_2^2 - v_1^2)/2g$
- las pérdidas ocasionadas por la fricción, $\sum h$

Esta forma puede simplificarse mucho más en atención a lo que se requiere en trabajos prácticos de transporte por ductos; puede suponerse que no existe diferencia alguna entre las dos cargas de velocidad o, que de haberla, es insignificante. En un sistema constituido por tubería de diámetro único no existe la diferencia, toda vez que siendo el diámetro y el gasto iguales, las velocidades tienen que serlo también necesariamente y, asimismo, si se tiene en cuenta que la suma de la carga estática y la pérdida de presión por fricción, generalmente es mucho mayor que la diferencia en carga de velocidad (si hubiera alguna), es posible descartar (como se hace casi siempre) la diferencia entre velocidades, y así, transformando la ecuación a una forma en que el trabajo se expresa por la presión empleada para realizarlo, se tiene:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = z_2 - z_1 + \sum h \quad (VI-4)$$

VI 2 CRITERIOS DE ENERGIA.

En la anterior ecuación, el primer término representa la diferencia de presión entre los puntos de entrada y de salida de la tubería. Si el problema se plantea en el punto de entrada

unicamente, entonces el criterio para la solución se concentra en la Energía Necesaria para realizar el trabajo, que puede exceder o no a la Energía Disponible para 'esté fin,' en tanto que si el problema se dirige sólo al punto de salida, entonces el criterio de solución se basa en la Energía Disponible en ese punto exclusivamente. Con frecuencia se confunden estos dos criterios, o no se toma conciencia de ellos, con lo que el aprovechamiento de la energía, necesaria o disponible, puede no ser óptimo.

Podemos designar como:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = H_{nec}$$

también se acostumbra:

$$z_2 - z_1 = \Delta z$$

y relacionando las pérdidas hidráulicas con el gasto:

$$\sum h = kQ^m$$

entonces, substituyendo estos nuevos valores en la expresión VI-4 podemos escribir:

$$H_{nec} = \Delta z + kQ^m \quad (VI-5)$$

en la que el exponente "m" es una función del regimen de flujo en que se está produciendo el Gasto.

Cuando la variación de la ley de resistencia es próxima a la lineal, las pérdidas hidráulicas locales se pueden substituir por longitudes equivalentes de tubería, o sea:

$$l_{calc} = l_{real} + l_{equi}$$

Ya se ha visto en el Capítulo III que la pérdida por rozamiento en regimen laminar según Hagen-Poiseuille es:

$$h = \frac{128 \mu l_{calc} Q}{\pi g d^4}$$

y de la relación que se acaba de establecer entre las pérdidas h_i dráulicas y el gasto:

$$k = \frac{\sum h}{Q^m}$$

substituyendo en la ecuación de Hagen-Poiseuille:

$$k = \frac{128 \mu (l_{real} + l_{equi})}{\pi g d^4} \quad (VI-6)$$

siendo, en regimen laminar:

$$m = 1$$

Aun cuando en el regimen turbulento la variación de la ley de resistencia ya no es próxima a la lineal, puede, sin embargo, hacerse un razonamiento semejante y, a través de la ecuación de Darcy, llegar a una valoración de "k" :

$$k Q^m = f \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Como ahora:

$$m = 2$$

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v \quad ; \quad Q^2 = \frac{\pi^2 d^4}{16} v^2$$

$$k = f \frac{1}{d} \frac{16}{2g \pi^2 d^4}$$

$$k = 0.811 \frac{f l}{g d^5} \quad (VI-7)$$

VI 3 CURVAS DE CARGA CARACTERISTICAS.

Se denomina "Característica de la tubería", a la gráfica de la presión necesaria para producir el gasto requerido de líquido en la tubería. Sabido es que el Gasto es función directa de la Presión; cuanto mayor es el gasto que se quiera tener en la tubería, tanto mayor será la presión necesaria.

La fórmula básica para el cálculo de la energía necesaria en las tuberías simples, es también la ecuación de la característica de la tubería. Para el regimen laminar la característica de la tubería adopta la forma de una línea recta, (o casi recta), mientras que para el regimen turbulento, la característica es una curva parabólica, con el exponente de la potencia igual a dos, (siendo "f" = constante) o aproximadamente igual a dos, (si se toma en cuenta la dependencia de "f" con respecto a "R").

El valor de Δz es positivo cuando el líquido en su movimiento por la tubería asciende de una altura menor a una mayor, y es negativa, cuando la corriente fluye de arriba a abajo.

En la figura VI 3 se muestran las diferentes formas de características de la tubería, para el regimen laminar y para el regimen turbulento. La pendiente de la característica de la tubería depende del coeficiente "k" y crece al aumentar la longitud de la tubería, al disminuir el diámetro, así como al aumentar las resistencias hidráulicas locales en la tubería. Además, en el regimen laminar, el ángulo de inclinación de la característica cambia proporcionalmente a la viscosidad del líquido.

El punto de intersección de la característica de la tubería con el eje de las abscisas (punto A), determina el gasto durante el movimiento espontáneo del líquido, es decir, sólo a cuenta de la diferencia de alturas de nivel Δz . La presión necesaria en este caso es igual a cero, porque la presión en los dos extremos de la tubería es igual a la atmosférica (considerando que la superficie libre en el recipiente superior es el principio de la tubería). A una tubería como esta se le llama de corriente por gravitación. Si al terminar la tubería de corriente por gravitación el petróleo descarga a un tanque abierto o a presión atmosférica, en la ecuación para la presión necesaria hay que añadir la presión dinámica a las pérdidas de presión.

VI 4 CURVAS CARACTERISTICAS DE OLEODUCTOS ACOPLADOS EN SERIE Y EN PARALELO.

ACOPLEMIENTO EN SERIE: Supóngase que se tienen varias tuberías, por ejemplo, tres, de distinto diámetro, de diferente longitud, con diversas resistencias locales, y que están acopladas en serie. (Fig. VI-4). Es absolutamente evidente que al desplazarse el aceite en regimen permanente por semejante tubería, el Gasto en todos los tubos acoplados en serie será idéntico y la pérdida total de presión entre los puntos extremos, M y N, será igual a la suma de pérdidas de presión en todos los tubos acoplados en serie, es decir, tendremos las siguientes ecuaciones principales:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_{MN} \quad (VI-8)$$

$$\sum h_{M-N} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3 \quad (VI-9)$$

Estas ecuaciones determinan la regla de formación de las características de los tubos acoplados en serie.

Para trazar la característica de todo el acoplamiento en serie supuesto, desde la entrada a la descarga, (M-N), hay que realizar la suma de las pérdidas de presión para gastos iguales, de acuerdo con el sistema de dos ecuaciones que se acaba de dejar establecido, es decir, hay que sumar las ordenadas de las tres curvas, quedando invariables las abscisas, como se ilustra en la figura VI-5.

ACOPLEMIENTO EN PARALELO: Se suponen nuevamente tres tuberías, entre los puntos M y N. Para simplificar, supóngase que estas tuberías se hallan en un plano horizontal (Fig. VI-6). Se designa (p_M) y (p_N) a la presión en los puntos M y N respectivamente; (Q_{MN}) el gasto en el conducto principal, (es decir, antes de la ramificación y después de su unión), y en las tuberías paralelas Q_1 , Q_2 y Q_3 ; las pérdidas de presión sumarias en estas tuberías, serán $\sum h_1$, $\sum h_2$ y $\sum h_3$.

Es evidente esta ecuación:

$$Q_{M-N} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (VI-10)$$

Las pérdidas de presión en cada tubería, por la pérdida en los puntos M y N, se expresa como:

$$\sum h_1 = \frac{P_M - P_N}{\gamma}$$

$$\sum h_2 = \frac{P_M - P_N}{\gamma}$$

$$\sum h_3 = \frac{P_M - P_N}{\gamma}$$

De aquí se deduce la siguiente importante conclusión:

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3 \quad (\text{VI-11})$$

es decir, las pérdidas de presión en las tuberías paralelas medidas en los puntos comunes de interconexión son iguales entre sí.

Ya se había visto que estas pérdidas pueden ser expresadas por los gastos respectivos, en el caso general, del modo siguiente:

$$\sum h_1 = k_1 Q_1^m$$

$$\sum h_2 = k_2 Q_2^m$$

$$\sum h_3 = k_3 Q_3^m$$

donde los coeficientes "k" y el índice "m" se determinan en función del régimen de la corriente con las fórmulas (VI-6) o (VI-7).

Por consiguiente, como complemento a la ecuación (VI-10) obtenemos, basándonos en las igualdades (VI-11), dos ecuaciones más:

$$\sum h_1 = \sum h_2 \quad \therefore \quad k_1 Q_1^m = k_2 Q_2^m \quad (\text{VI-12})$$

$$\sum h_2 = \sum h_3 \quad \therefore \quad k_2 Q_2^m = k_3 Q_3^m \quad (\text{VI-13})$$

El sistema de ecuaciones (VI-10), (VI-12) y (VI-13) permite resolver, por ejemplo, el siguiente problema típico: dados el gasto en el conducto principal, "Q", y todas las dimensiones de las tuberías, determinar los gastos en las tuberías paralelas Q_1 , Q_2 y Q_3 .

Aplicando la ecuación (VI-10) y la regla (VI-11) se deriva la siguiente regla importante: Para construir la característi

ca del acoplamiento en paralelo de varias tuberías, hay que sumar las abscisas (gastos) de las características de estas tuberías, siendo iguales las ordenadas (presiones). El ejemplo de tal traza do se muestra en la figura VI-7.

Es evidente que las relaciones expuestas y las reglas para las tuberías paralelas son justas también para el caso cuando las tuberías 1, 2, 3, etc., no convergen en un punto "N", sino que suministran el líquido a distintos lugares, pero con presiones y alturas de nivel de las secciones finales, iguales. Si la última condición no se observa, las tuberías que se examinan no pueden ser consideradas paralelas, sino que es necesario incluirlas en la clase de tuberías ramificadas.

VI 5 METODO GRAFICO PARA DETERMINAR LAS PRESIONES DE OPERACION EN UN SISTEMA DE DUCTOS CERRADO.

La operación normal en un sistema de ductos cerrado, para transporte de productos, puede obligar a descargar la línea simultáneamente en varios puntos del sistema y en cantidades diferentes (diferentes gastos). En otras ocasiones, toda la entrega puede recibirse en uno o dos puntos únicamente. Naturalmente, esta variabilidad en las condiciones de operación dan lugar a cambios en los niveles de presión en distintos puntos del sistema.

Para alcanzar la máxima eficiencia en la operación de un ducto, conviene estar en capacidad de poder predecir los rangos de presión necesaria en los puntos de descarga de la línea. Aun cuando estas presiones pueden ser determinadas por medio de cálculos hidráulicos, este procedimiento requiere bastante tiempo, lo que lo hace poco adaptable a las condiciones de trabajo de una oficina de tráfico, o para condiciones generales de operación.

A continuación se presenta una solución gráfica para determinar rápidamente las presiones en puntos varios de un sistema, con entregas simultáneas y con gastos diferentes. Para ilustrar los principios en los que se basa este método, supóngase que se trata de un sistema de productos, como el de la Figura VI-8, compuesto por tuberías en serie de 10 y de 8 pulgadas de diámetro, con dos estaciones de entrega intermedias y una terminal, en el extremo. Pueden considerarse dos condiciones de operación diferentes:

1) Una estación de bombeo y dos puntos de entrega intermedios;

2) El mismo sistema con una estación de rebombeo.

Se divide el sistema en secciones limitadas por los puntos de entrega, y se calculan las "características" (curvas de energía necesaria-gasto) para las condiciones de presión y capacidad de, por ejemplo, gasolina, para cada sección, y se proyectan con una misma escala gráfica. La primera sección conviene dibujarla en papel cuadriculado y las otras en papel albanene o en película de acetato.

Para este ejemplo, supóngase que salen 40 000 bls/día de la estación de bombas en el origen, que en el punto A se entregan 10 000 bls., en el punto B, 20 000 bls. y los restantes 10 000 bls/día a la terminal.

En la Figura VI-9 se muestra cómo se pueden sobreponer las tres curvas características para determinar las presiones en los puntos de entrega. Obsérvese que la línea de presión cero de la Sección 2 pasa a través del punto en el que cruzan 40 000 bls/día a la característica de la Sección 1, y que la línea de presión cero para la Sección 3 pasa a través del punto de cruce de la ordenada de 30 000 bls/día y la característica para la Sección 2. Puede verse que las caídas de presión (fricción más estática) para las varias secciones son P_1 , P_2 y P_3 respectivamente. La suma de estas tres es la presión de descarga de operación en la estación de origen, o presión "necesaria", (la "disponible" puede ser distinta).

La presión en el punto A es $P_2 + P_3$ y en el punto B es P_3 . Si no hubiera entrega en el punto A, se podría colocar la hoja de la Sección 2 como anteriormente, de manera que la línea de presión cero para la Sección 3 cortase a la característica de la Sección 2, con el mismo gasto que la Sección 1, ya que no hay extracción. Puede ser conveniente preparar una escala de presiones por separado, que podría emplearse para medir directamente las diferentes presiones.

La Figura VI-10 muestra el sistema con una estación de rebombeo. Ahora se supone que las entregas son de 60 000, 45 000 y 20 000 bls/día. Se han sobrepuesto las curvas igual que en el caso anterior.

Nótese que la presión manométrica total (presión mínima necesaria) excede a la máxima disponible en la estación; por lo

tanto, es preciso recurrir a una planta de rebombeo para suministrar la diferencia entre la disponible en la estación de origen y la presión total necesaria para todo el sistema.

Puede verse en la figura que la presión de descarga en la estación de cabecera es la presión de trabajo máxima permisible, es decir, $P_1 +$ la presión de succión en la planta de rebombeo. Sin embargo, la presión de descarga (bombeo) en el punto A es $P_2 + P_3$, y en el punto B es P_3 , la misma que en el caso anterior a éste, (Fig. VI-9), nada más que ahora se dispone de ella por rebombeo.

Hay aun otras posibilidades para estas gráficas. Si hay más puntos de extracción, pueden prepararse más proyecciones y el sistema complejo se puede subdividir en componentes simples. En los ejemplos expuestos sólo se consideró un producto, gasolina. Puede dibujarse las curvas características para otros productos, tales como kerosina o combustóleo para cada sección junto a la curva de gasolina. Esto aumentará considerablemente la utilidad de estas gráficas, ya que una sección puede estar llena con gasolina mientras que las otras pueden tener otros productos. En el caso de que un producto desplace a otro en cualquier sección, entonces la presión en puntos determinados podrá ser conocida dentro de estrechos límites, como debe de ser siempre entre las curvas para los dos productos.

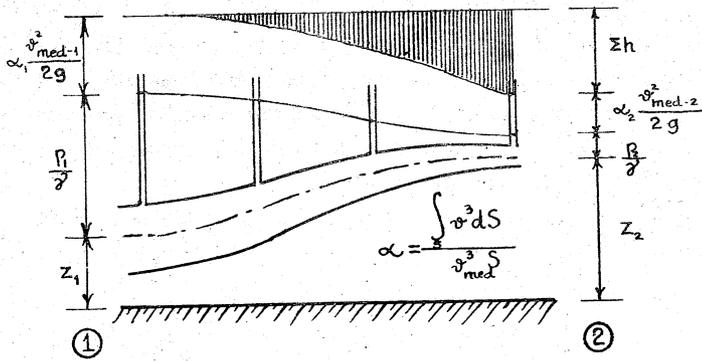


Fig VI-1

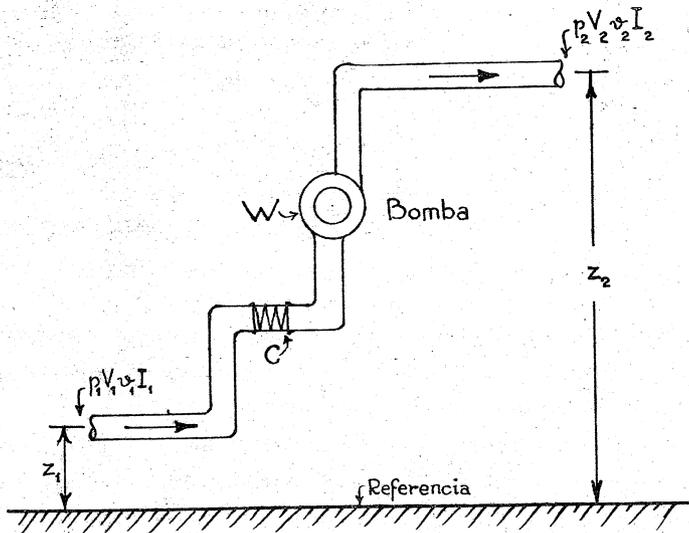


Fig VI-2

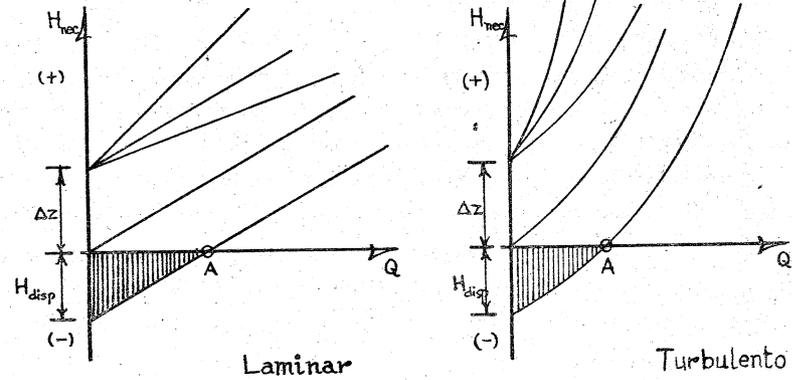


Fig VI-3

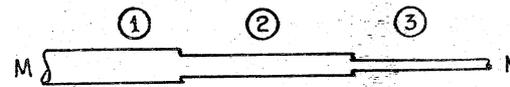


Fig VI-4

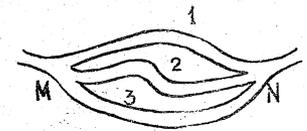


Fig VI-6

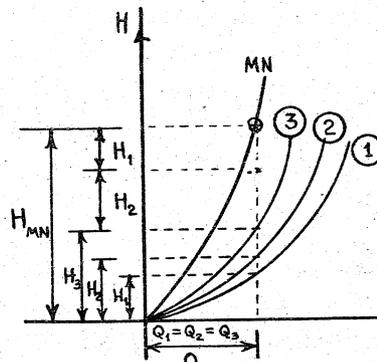


Fig VI-5

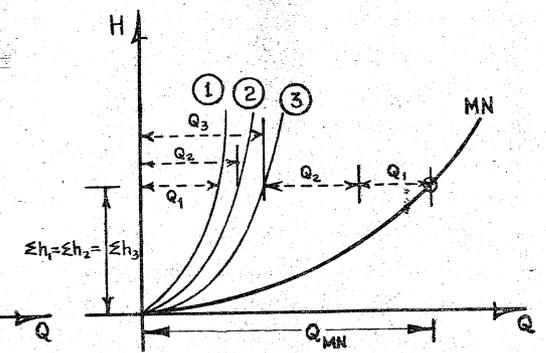


Fig VI-7

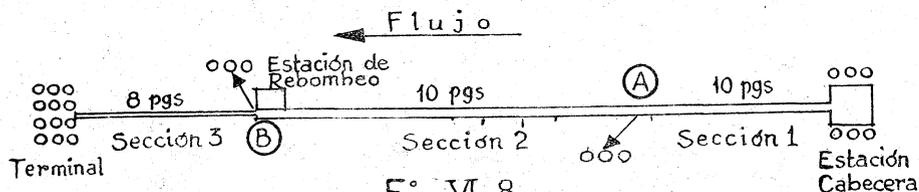


Fig VI-8

CAPITULO VII

ENERGIA NECESARIA Y ENERGIA DISPONIBLE ESTACIONES.

VII 1 CURVAS DE CARGA CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS. ESTACIONES DE BOMBEO.

A menos de que se trate de líneas colectoras, que por lo general operan con volúmenes reducidos, las bombas no funcionan individualmente en los oleoductos, sino que lo hacen en sistemas de acoplamiento, que puede ser, como los circuitos eléctricos, en serie o en paralelo. Estos sistemas de acoplamiento, reunidos en grupos, forman las estaciones de bombeo, que suelen clasificarse en tres tipos distintos de acuerdo con la función a que se destinen:

1.2 ESTACIONES DE ORIGEN O DE CABECERA. Este tipo de estación es el que se construye en el origen o cabecera de un sistema de transporte, o en una interconexión importante de un sistema que conduzca varios grados de aceite crudo. Se caracteriza porque cuenta con una batería de tanques para poder recibir y acumular algunos grados de aceite mientras está bombeando otros. En algunas estaciones hay un múltiple ("manifold") para recibir, de donde salen las líneas individuales de llenado a los tanques. En otras estaciones, este múltiple no está separado, sino que disponen de uno solo porque combinan las líneas de recibo y de entrega. El aceite que llega a la estación entra directamente a los tanques, a un ritmo generalmente menor que el de bombeo de la estación. (Fig. VII-1).

Con frecuencia se instalan bombas de refuerzo cerca de los tanques para poder ayudar a que las bombas de la línea principal den la presión de succión necesaria para mantener el aceite con la velocidad programada. En la actualidad, las estaciones se diseñan con un tablero de control central, de manera que un operador puede accionar desde ahí todo el equipo remoto, como son las válvulas, las bombas y demás dispositivos.

1.3 ESTACIONES DE REBOMBEO. Estas se encuentran instaladas siempre en las líneas principales, para ser operadas intermitentemente o en forma continua para aumentar la carga del oleoducto. En muchos casos estas estaciones son satélites de las que tienen una función principal y se operan remotamente desde éstas. Es frecuen

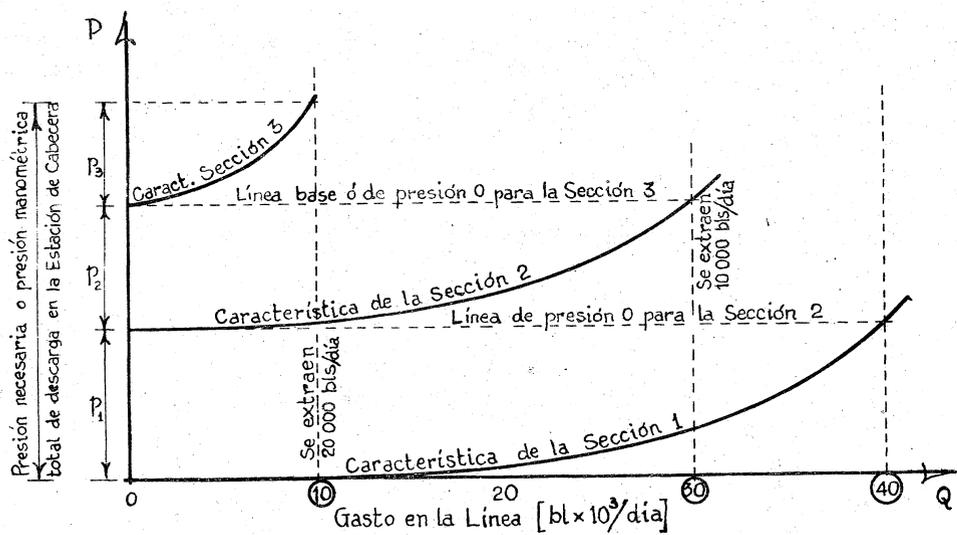


Fig VI-9

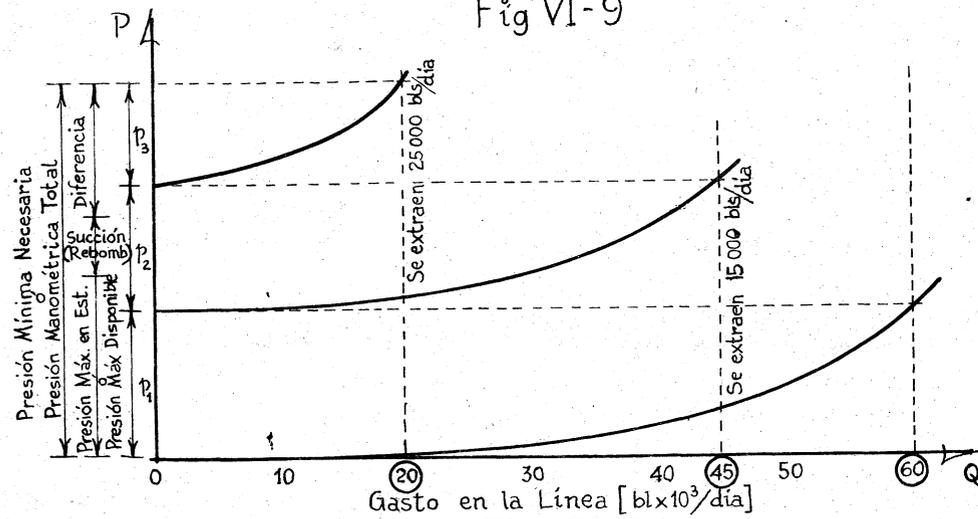


Fig VI-10

te, también, que se ubiquen en estas estaciones las trampas para los escariadores o "diablos". Queda entendido con lo dicho, que no se requieren tanques de almacenamiento para el producto de transporte, y sólo, por excepción, posiblemente, para el diesel combustible. (Fig. VII-2).

1.4 ESTACIONES DE INYECCION. Este tipo de estación funciona, en parte, como una estación de origen. Necesariamente tiene que disponer de algunos tanques para acumular reserva, y puede operar en forma continua o periódica. La inyección consiste en introducir a la línea una carga secundaria de aceite sin interrumpir el flujo principal. Cuando hay que transportar aceite crudo de grados diversos, suele suceder que sólo uno o dos grados son compatibles con el aceite crudo que hay que inyectar o entre el cual la mezcla es aceptable; en consecuencia, la estación inyectora únicamente puede operar en los intervalos de tiempo en que esos tipos específicos de crudo están pasando por la estación, y quedará fuera de operación en los casos restantes.

Si por alguna razón es importante segregar los grados de aceite en el punto de inyección, entonces hay que detener el flujo que llega a la estación, mediante la válvula de cierre correspondiente, para dar preferencia al crudo inyectado. Las estaciones de inyección necesitan disponer de potencia y capacidad adecuadas para mantener los ritmos de flujo normales en la línea principal. Cuando se mezclan las cargas principal e inyectada, generalmente el ritmo de inyección es menor, y en este caso la estación opera, por consiguiente, con menor requerimiento de potencia. (Fig.VII-3).

VII 2 POTENCIA DE BOMBEO.

Se calcula mediante una fórmula racional, expresada en términos propios de oleoductos:

$$H = \frac{(P) (Q)}{2\ 450 (E)} \quad (\text{VII-1})$$

en la que:

- P es la presión "diferencial" entre la descarga y la succión, en lb/pg².
- Q es el gasto, en bl/hora, (barriles de 42 galones).
- E es la eficiencia de la bomba, expresada como decimal.
- H es la potencia al freno, en HP.

Las estaciones de origen y las inyectoras tendrán que elevar la presión desde la equivalente a la carga estática disponible en los tanques hasta el valor de presión necesaria para la descarga, (inyección) mientras que una estación de rebombeo puede suministrar una "diferencial" menor. Las eficiencias varían de unas a otras bombas, y dependen del tipo de bomba y del tipo de fluido a transportar; si no se está manejando aceite viscoso, los valores de diseño, razonables, de eficiencia son de 80% para bombas reciprocantes y de 75% para las bombas centrífugas. El valor de la eficiencia del equipo se puede obtener con más exactitud después de que se ha iniciado y estabilizado la operación de una estación de bombeo.

VII 3 UNIDADES DE BOMBEO.

Las bombas reciprocantes son máquinas simples que tienen un movimiento de desplazamiento que varía proporcionalmente con la velocidad. La sencillez de su mecanismo y funcionamiento hace innecesario dedicarles más atención aquí.

Fundamentalmente, una bomba centrífuga es una rueda o impulsor encerrada por una cubierta, dentro de la cual gira, generalmente entre 1 800 y 3 600 rpm. El fluido entra por el "ojo" a lo largo de la flecha y es impulsado hacia afuera por los deflectores con una fuerza considerable. La velocidad se convierte en carga a medida que el fluido sale de los álabes y pasa a la cámara espiral de descarga. A cada rodete con álabes se le llama una "etapa", y en el pasado fueron muy comunes las bombas de etapas múltiples, pero en la actualidad han sido desplazadas por las unidades simples y por las de dos etapas en todos los oleoductos construídos recientemente. Esta transición se debe en gran parte a la mayor exigencia de potencia y al mayor peso y volumen que representan aquéllas, en comparación con la mayor flexibilidad que representan estas últimas, de acuerdo con lo requerido en los oleoductos modernos. Por ejemplo, se podría construir una bomba con seis etapas que necesitara 6000 HP, o bien tres unidades de dos etapas cada una con un requerimiento de 2000 HP por unidad. Las tres unidades conectadas en serie desarrollan el mismo trabajo que la sola de seis etapas, pero son mucho más flexibles, menos voluminosas y representan menos concentración de carga en la construc-

ción, así como más convenientes desde el punto de vista de la extracción de carga de la red de energía.

VII 4 CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS.

Las Figuras VII-4, VII-5 y VII-6 ilustran las Curvas Características de carga-capacidad de las bombas centrífugas, conectadas en serie y en paralelo respectivamente. La carga disminuye a medida que aumenta la capacidad, o en otras palabras, la energía decrece a medida que se incrementa el gasto, por lo que se comprende que la curva característica más conveniente para la mayoría de los oleoductos es la que tiene poca pendiente y tiende a la horizontal. A velocidad constante, el trabajo de la bomba está representado por algún punto de la Curva. Es posible aumentar o disminuir la carga manteniendo el gasto fijo a base de variar la velocidad de operación de la bomba.

Aunque en apariencia o teóricamente los motores y las turbinas de velocidad variable pueden proporcionar una conveniente regulación de la velocidad, esta ventaja desaparece frecuentemente por efecto de la elevación del costo de operación para bombear el aceite. Hay varias maneras de alcanzar cierta flexibilidad sin afectar la constancia de la velocidad, como estrangular un poco el paso, o tener unidades con álabes de diámetros ligeramente diferentes, o bien operando las varias unidades intermitentemente, o combinando varios de estos recursos.

Al seleccionar una bomba es preciso considerar algunos factores, entre los que se destacan el gasto o capacidad, la presión de operación, el factor de carga, los requerimientos de espacio, el tamaño, la flexibilidad de operación, el costo y la economía.

La capacidad y la presión de operación están íntimamente ligadas entre sí. Un ejemplo común: en una estación recolectora puede emplearse una bomba cuyo desplazamiento sea de 100 bl/hr con una presión de descarga de 500 lb/pg², mientras que en el otro extremo, una bomba de la estación de cabecera podría tener una capacidad para mover 25 000 bl/hora y una presión de descarga de 75 lb/pg²; para este caso, la solución adecuada sería instalar una unidad portátil, de desplazamiento positivo en la estación re

colectora, y una bomba centrífuga en la terminal, que satisfaría plenamente sus condiciones. Un alto factor de carga, o más particularmente, un servicio continuo, exige que la bomba sea de sólida construcción, con elementos fijos y móviles resistentes. Una unidad para servicio intermitente puede ser más ligera y posiblemente, puede también operarse a máxima capacidad.

Los requerimientos de espacio son de importancia secundaria, a excepción de cuando pueden ser decisivos por instalar una nueva unidad en una planta ya existente.

El tamaño, por lo que se refiere a la capacidad, tiene algunas limitaciones prácticas. Una bomba reciprocante de alta presión, capaz de desplazar 20 000 bl/hora tendría que ser de dimensiones colosales; en cambio, sería más razonable escoger varias unidades más pequeñas simplemente por el hecho del ahorro que representaría para el usuario en el tonelaje de acero de construcción.

La flexibilidad de operación se logra disponiendo de un cierto número de unidades, para operar únicamente aquéllas que se requieran para mantener los ritmos de flujo, y al mismo tiempo, para asegurar la continuidad de operación, en los casos en que se presentan dificultades mecánicas, o, simplemente, para poder cumplir con un buen programa de mantenimiento.

No hay un criterio único para la selección del equipo de bombeo; cada solución tiene que ser estudiada a la luz de sus propios méritos, y dedicando especial atención a sus requerimientos específicos o a sus limitaciones. A partir de la Segunda Guerra Mundial ha habido una construcción intensa de oleoductos y en la gran mayoría, el equipo de bombeo ha sido del tipo centrífugo. Es to no quiere decir que este tipo de unidades sea el ideal para todos los casos que puedan presentarse, pues hay unos en los que son más ventajosas las bombas reciprocantes, rotatorias, de engrane, etc.

CONSIDERACIONES ECONOMICAS PARA LA SELECCION DE LAS BOMBAS. Después de tener en cuenta los aspectos técnico, práctico y otros, siempre queda supeditada la decisión final en la selección de equipo, a las condiciones económicas inherentes. En algunos casos, puede ser aconsejable pagar una sobretasa en el precio para lograr una reducción en el costo de mantenimiento, mayor economía de otra índole, o una mayor flexibilidad.

Las bombas reciprocantes se instalan en paralelo en los oleoductos; la succión de cada una está conectada a un cabezal común y su descarga también es común. No hace muchos años, también las bombas centrífugas de varias etapas se conectaban de esta misma forma, pero había varias desventajas al hacerlo así: las bombas centrífugas conectadas en paralelo son inestables, una tiende a absorber la carga de las otras y en estas condiciones la estación deja de ser flexible. Una distribución más conveniente para las bombas centrífugas consiste en instalar una o dos o más unidades de etapas múltiples en serie, con lo que se alcanza más estabilidad, flexibilidad y eficiencia. Las Figuras VII-5 y VII-6 ayudan a aclarar la diferencia que hay en la operación de las bombas centrífugas conectadas en paralelo y en serie. Obsérvese que en la operación en serie se facilita obtener la regulación de la presión sin sacrificar sustancialmente la eficiencia.

VII 5 MOTORES.

Desde los principios del presente siglo, los motores diesel han contribuido mucho al desarrollo de la industria del transporte del petróleo. Ha habido una evolución completa desde los primitivos tipos de máquinas pesadas, horizontales y de baja velocidad, que han sido substituídas por motores verticales de alta velocidad. Generalmente, los motores diesel pueden acoplarse directamente a las bombas reciprocantes, pero para poder hacerlo a las centrífugas, es preciso adaptarles un multiplicador de velocidad. Siempre es conveniente pensar en la posibilidad de instalar en los oleoductos motores que puedan quemar combustóleo.

Los motores accionados por gas tienen un campo de aplicación muy limitado, exclusivamente en las áreas que hay disponibilidad de este tipo de combustible.

Los motores de combustión interna no tienen mucha aceptación para los ductos ya sean de aceite crudo o ya de productos, debido a lo voluminoso de sus dimensiones. Las turbinas resultan ventajosas para operar en estaciones localizadas en regiones áridas debido a su bajo requerimiento de agua enfriada. Las turbinas son máquinas de alta velocidad y por tal motivo es necesario intercalar reductores de velocidad con casi todos los tipos de bombas.

Los motores eléctricos se han venido utilizando cada

vez más a partir del año 1930. Se pueden conectar directamente a las bombas centrífugas, con lo que la instalación en conjunto resulta muy compacta.

VII 6 COSTOS.

El costo por caballo instalado en las estaciones con motores diesel, a gas o de combustión interna (turbinas) es mayor que el de las estaciones con motores eléctricos. Las razones principales son el costo inicial de la maquinaria, la necesidad de construir cimientos y edificios más grandes, y la necesidad de disponer de equipo adicional auxiliar, como son el enfriamiento, el aceite de lubricación y sistemas de compresión y combustible.

Los gastos de operación, que antiguamente se inclinaban a favor de los motores de combustión, en la actualidad son menores los de energía eléctrica, porque a partir de la Segunda Guerra Mundial, ha venido aumentando constantemente el precio del combustible (aceite crudo) así como el de la mano de obra. Las estaciones accionadas por energía eléctrica requieren menos personal que cualquier otra.

VII 7 TUBERÍA AUXILIAR.

Las tuberías auxiliares, "de succión", entre los tanques de almacenamiento de la estación y las bombas acopladas a la línea principal, tienen que ser del diámetro y longitud convenientes; es un costoso error tratar de economizar en este aspecto, porque si no se puede drenar el aceite de los tanques con el ritmo de flujo previsto, entonces la inversión más cuantiosa hecha en la línea principal y en el equipo de bombeo no son redituables en la medida adecuada. En general se recomienda mantener baja la velocidad en las líneas de succión, del orden de 1 a 2 metros por segundo:

$$V = \frac{0.286 Q}{d^2}$$

en la que:

V es la velocidad en pies/seg.

Q es el gasto en bl/hr.

d es el diámetro interior en pg.

En los casos en que se mueva aceite viscoso, se justifica efectuar un análisis cuidadoso de todo el circuito de succión desde la descarga del tanque hasta la bomba misma.

Algunos oleoductos se diseñan considerando en primer lugar las caídas de presión y el acoplamiento más eficiente del equipo de bombeo. Ciertos supervisores, tratando de economizar, tienden a reducir el diámetro de las tuberías auxiliares de las estaciones; esta decisión no debe tomarse arbitrariamente, porque las líneas de menor diámetro ocasionan caídas de presión mayores, pueden restringir el flujo y hacer necesario el empleo de mayor potencia, así como impedir incrementos futuros en los volúmenes de operación. La solución ideal es emplear los cabezales de distribución y la tubería auxiliar del mismo diámetro que el de la tubería principal.

VII 9 VALVULAS Y ESCARIADORES.

En los sistemas de oleoductos se usan intensamente las válvulas para poder llevar a cabo el control del flujo en sus diversos destinos, a fin de efectuar la separación de los diferentes grados de densidad del aceite, así como poder aislar una parte del sistema para darle el mantenimiento debido. Las válvulas se instalan en cada tanque para dejar bloqueada una estación con respecto a la línea principal, para dividir la línea principal en segmentos, y para aislar el cruce de ríos en las interconexiones de tuberías.

En las estaciones y en las terminales, las válvulas siempre se localizan en los "múltiples", que son los centros desde donde se gobierna el flujo, para dirigir la corriente de llegada hacia el tanque apropiado o al que lo pueda substituir. Los múltiples también conducen el aceite desde los tanques a las bombas en el flujo de salida y, asimismo, permiten hacer el trasiego del aceite de un tanque a otro.

La ubicación de las válvulas deberá ser estratégica tanto para facilitar las operaciones de rutina, como para las de emergencia previsibles, los riesgos de incendio y para satisfacer los requerimientos de drenaje y venteo.

Las válvulas de grandes dimensiones no pueden operarse a mano con facilidad o requieren demasiado tiempo para hacerlo,

por lo que se emplean conjuntamente con sus activadores u "operadores", más propiamente llamados motores. Los más comunes son eléctricos, aunque también se emplean hidráulicos y neumáticos. Es fácil comprender que estos motores son indispensables en los sistemas operados a control remoto.

Las válvulas que se emplean en los sistemas de transporte a alta presión tienen el cuerpo de acero. Las de hierro forjado se usan poco debido a que los movimientos que experimenta la tubería puede hacerlas fallar en las uniones de la brida.

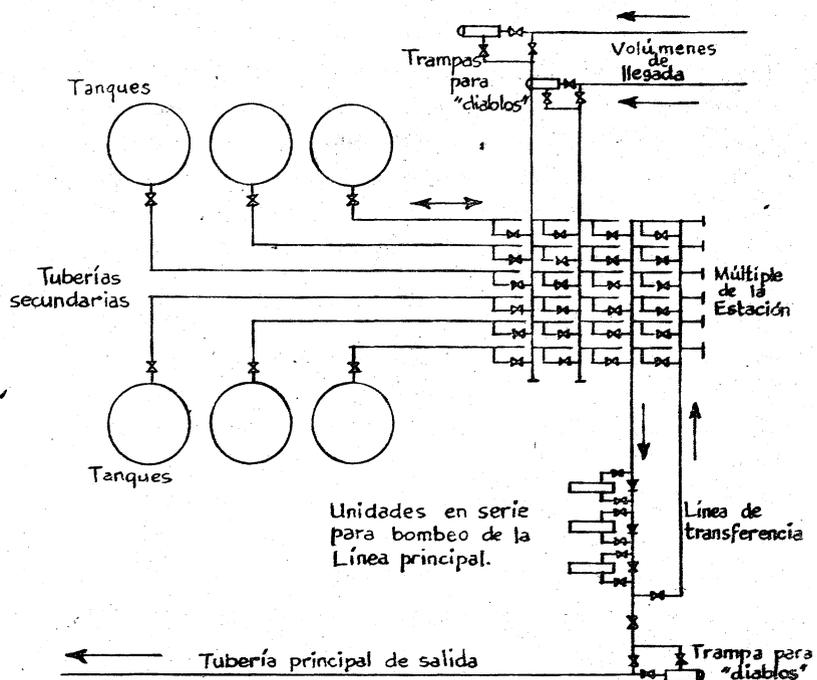
Las válvulas se fabrican según muy variados diseños y tipos. Las válvulas "de tapón", (lubricadas o no) se emplean preferentemente en los sistemas de recolección y en general en los "múltiples", pero suelen descartarse de las líneas principales debido a que su abertura interior es menor que la de tubería y no permiten el paso de los escariadores. Hay en el mercado válvulas de flujo completo, tipo-tapón, para servicio en tuberías principales, pero casi siempre su costo excede al de las válvulas del tipo de compuerta.

Las válvulas de compuerta se fabrican en dos tipos comunes: "de cuña" y "de disco". La primera tiene la compuerta en forma de prisma triangular, o cuña, generalmente guiada y forzada contra un asiento bordeado por la acción del vástago con lo que se logra un sello hermético. Las válvulas del tipo de disco tienen dos discos giratorios que son forzados contra sus asientos paralelos mediante una acción de acuñaamiento. Estas válvulas pueden tener visible o no el vástago; obviamente, el primer tipo permite comprobar a la simple vista si la válvula está cerrada o abierta.

Salvo escasas excepciones todas las líneas colectoras están equipadas para poder lanzar y recuperar escariadores ("diablos"). Estos escariadores son de formas diversas, con cepillos, paletas de corte o colectores planos para desprender las escamas de óxido, la arena, el agua, la basura, la parafina y cualquier materia indeseable que penetra a la tubería. Algunas veces se emplean también esferas de hule sintético para efectuar una separación física entre los distintos grados de densidad de aceite crudo o entre diferentes productos de refinados.

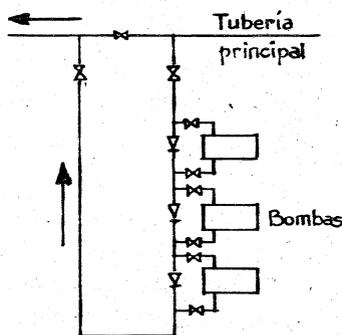
Para enviar o recibir los escariadores, se emplean las llamadas "trampas", que son similares para ambas funciones sal-

vo pequeñas variaciones en su disposición y componentes. Ambas tienen un barril o sección de mayor diámetro, que el de la tubería para facilitar la inserción o la recuperación del "diablo", y en cuyo extremo tienen una puerta de acción rápida tipo escotilla. Además, siempre tienen chimeneas de ventilación y salidas de drenaje, así como una conexión lateral, que en las trampas de envío se llama "pateador", porque al pasar el fluido a través de ella, empuja el escariador hacia fuera de la trampa y lo incorpora al flujo, mientras que la conexión lateral en la trampa de llegada esta abertura sirve para relevar o desalojar el fluido que llegó a la trampa antes que el escariador. (Fig. VII-7).



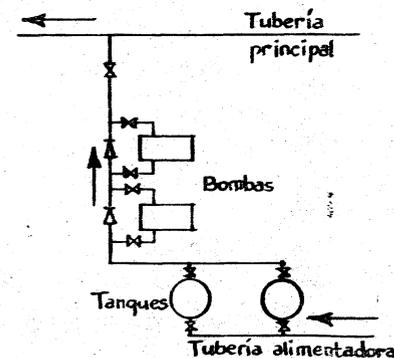
Esquema de instalaciones en una estación de origen o cabecera.

Fig. VII-1



Estación de Rebombeo con unidades reciprocantes conectadas en Serie.

Fig. VII-2



Estación de Inyección con unidades de bombeo conectadas en Serie.

Fig. VII-3

CAPITULO VIII

GRADIENTE HIDRAULICO
RESISTENCIA DE LAS TUBERIAS

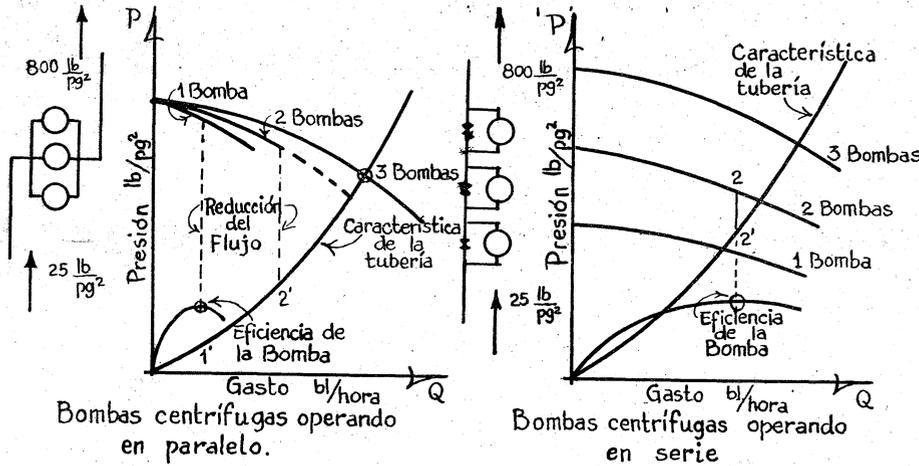


Fig. VII-5

Fig. VII-6

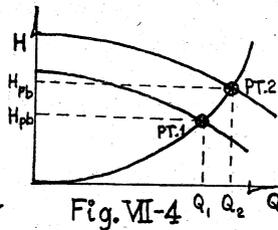


Fig. VII-4 Q₁, Q₂ Q

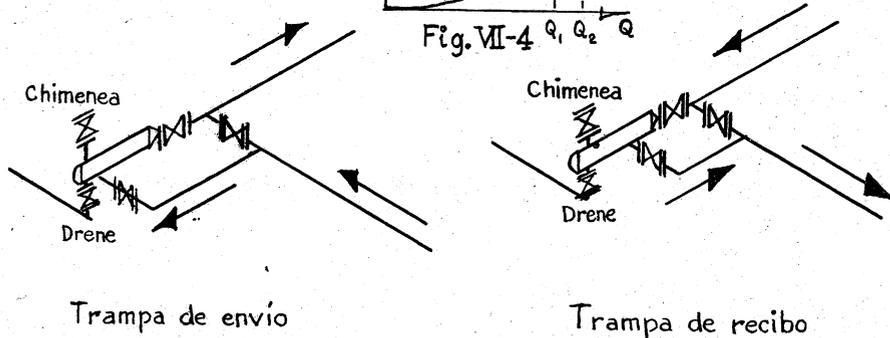


Fig. VII-7

VIII 1 GRADIENTE HIDRAULICO.

Se denomina gradiente hidráulico al perfil que muestra la presión o la carga de presión en cualquier punto a lo largo de un oleoducto. Este gradiente casi siempre se dibuja superpuesto al perfil topográfico. En el caso en que el líquido que se mueve a lo largo de una tubería, tenga una velocidad uniforme, siendo la tubería de diámetro constante, el gradiente hidráulico, o de presión, será una línea recta, puesto que solamente representa la pérdida de presión debida a la fricción. Fig. VIII-1. Bajo estas circunstancias, la fricción que opone la tubería varía directamente con la longitud de la misma, cuyas unidades acostumbran ser en millas o kilómetros; las ordenadas corresponden a libras/pulgada² o pies de carga equivalente; por supuesto, se pueden expresar en kg/cm² o metros de carga.

El trazado del gradiente hidráulico se hace situando la estación de bombeo No. 1 en la cabecera de la línea sobre el perfil topográfico, y la presión de bombeo que se haya previsto o que sea conocida, se proyecta sobre una vertical que parte de este mismo punto. La pendiente del gradiente hidráulico se determina mediante el cálculo utilizando las fórmulas correspondientes a la caída de presión por unidad de longitud, o directamente de valores tabulados, si se dispone de ellos. Fig. VIII-2.

Las variaciones del perfil topográfico determinan el valor de la carga estática, ya sea positiva o negativa, que actúa sobre las bombas de la estación anterior. El punto en el que se intersectan el gradiente hidráulico y el perfil topográfico es el de la localización teórica para la estación de bombas No. 2, pero si estas van a tener la succión directamente acoplada a la tubería, será necesario mantener algún valor de presión en el múltiple de la succión, que para el caso de equipo centrífugo, es del orden de unas 25 lb/pg², y de la misma manera, si la línea va a descargar en tanques de almacenamiento, será necesario prever la existencia

de la carga estática que representa la altura del tanque. Por consiguiente, la localización del punto definitivo debe regresarse hacia atrás del punto teórico para compensar la carga estática adicional. La figura VIII-3 ilustra una solución gráfica típica relativa a la hidráulica de un oleoducto.

Si se trabaja con unidades inglesas, el gradiente se proyectará en pies/milla y en la parte superior del perfil de la ruta cuyas unidades se expresarán en millas, de manera que las unidades escalares a utilizar deberán ser homogéneas, tales como las de 1 pg = 500 pies, o bien, 1 pg = 10 millas, (lo mismo sería 1 cm = 500 metros, o 1 cm = 10 km). Huelga decir que el gradiente se utilizará exclusivamente para este tipo de aceite, este tamaño de tubería y este ritmo de flujo. Conviene indicar la presión máxima de operación, que puede ser o no ser la misma que la de descarga de la estación.

Para resolver el problema mediante trazo del gradiente, se puede proceder de dos maneras: una, comenzando con la presión de descarga de la estación y declinándola hasta cortar el perfil topográfico para localizar ahí la siguiente estación, y otra, comenzando en una estación fijada previamente por alguna razón especial en algún punto determinado y calcular la presión de operación en las estaciones a uno y otro lado. Especialmente, cuando el terreno es muy quebrado, el diseñador puede necesitar que una o varias estaciones sean claves y tengan que estar situadas en terreno de fácil acceso, por ejemplo, para disponer de energía eléctrica y a continuación localizaría las siguientes estaciones por medio de ensayo y error. Si se dispone de una "máquina de dibujo" este proceso resulta sumamente fácil. Recuérdese que es necesario regresar los puntos de localización de las estaciones hacia atrás, una distancia adecuada para poder mantener alrededor de 25 lb/pg² de presión de succión.

La explotación lógica de un sistema de transporte de una sola línea, hasta su límite económico, permite aumentar al doble la presión de trabajo instalando estaciones intermedias de rebombe o o refuerzo, que se localizan en el "centro hidráulico", (punto de equilibrio), que por lo general puede considerarse, si el terreno es esencialmente plano como el punto medio entre la estación de

origen y la terminal. (Fig. VIII-4). El gasto puede aumentarse aproximadamente un 50% con estaciones intermedias, pero en la práctica no siempre es posible localizar las estaciones en el terreno en que teóricamente debieran estar, (Figs. VIII-5, 6 y 7).

Para determinar la presión que estará actuando en algún punto intermedio, basta con leer la distancia vertical entre este punto y el gradiente y convertirlo a unidades de presión. Cuando se manejan diferentes tipos de aceite resulta conveniente trazar una escala de unidades de presión para cada tipo de aceite, y así hacer las transformaciones rápidamente. Para hacer la determinación analíticamente se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$P_x = P_1 - (fL) \pm (z_1 - z_x) \frac{\delta}{2.31}$$

en la que P_x = presión en un punto determinado x, en lb/pg²
 P_1 = presión de descarga de la estación, inmediata anterior al punto x, en lb/pg²
 f = pérdida o caída de presión por fricción, en lb/pg²/milla
 L = millas de distancia entre la estación anterior y el punto x
 z_1 = elevación en pies de la estación inmediata anterior.
 z_x = elevación en pies del punto x
 δ = densidad relativa del fluido

VIII 2 GRADIENTE ARQUEADO.

Los ingenieros especializados en transporte de hidrocarburos, y que por razones naturales se han acostumbrado a trabajar en áreas de topografía plana, no prestan mucha atención al hecho de que en los oleoductos que se operan con sobre-elevación de temperatura, el aceite fluye con un gradiente arqueado, es decir, el gradiente de presión no es una línea recta entre la estación de alimentación y la siguiente.

En la figura VIII-8 se muestra una proyección gráfica de la relación presión-distancia para un caso típico de oleoducto precalentado. Titter recomienda que una vez que se haya determinado

la relación presión-distancia, se recalcula en función de la variación de la temperatura con la distancia, marcando las temperaturas sobre la pendiente empleando una pistola de curvas, de preferencia de elaboración especial para trazar gradientes. La pistola de curvas permite el trazo del gradiente, ya que como se ha dicho, éste no está representado por la simple línea recta de los oleoductos comunes.

VIII 3 CARGA TOTAL.

La carga total es la suma algebraica de la carga estática, la carga de fricción y la carga de succión, en caso de que la haya. La carga estática en cualquier sistema operativo, es la presión equivalente a la diferencia de elevaciones entre la estación inicial y la siguiente o la terminal. Las elevaciones del terreno que separa las estaciones, dan la presión mínima a la que se puede establecer el flujo y que puede causar una contrapresión considerable en la estación siguiente cuando éste se suspende.

La carga de fricción representa la presión necesaria para vencer la resistencia que se opone al movimiento de un fluido específico en una tubería determinada con un particular gasto o ritmo de flujo. Como es natural, un buen diseño de oleoducto colector se distinguirá por haber previsto que la succión de las bombas tenga una presión positiva. Puede observarse que la carga de velocidad no recibe aquí ninguna atención, en virtud de que no es de consideración en oleoductos de gran longitud. Es importante poder conocer la carga o energía disponible para contrarrestar la fricción en un oleoducto, porque así se puede determinar los varios gastos con que se podrá operar. La carga disponible para vencer la fricción, es igual a la presión de descarga o presión máxima de trabajo, más o menos la carga estática, menos la presión de succión asignada a la siguiente estación.

VIII 4 PRESION DE TRABAJO PERMISIBLE.

Son muchos los factores que influyen sobre la presión de trabajo de un oleoducto desde el punto de vista del diseño. Cada país tiene sus regulaciones al respecto, en general bastante similares a las de los otros países, en donde funcionan como autoridad en la materia. Para conocer o consultar las dimensiones, pesos,

propiedades físicas, tolerancias, presiones de prueba de laminación, y otros datos de igual interés, se ha generalizado adoptar como autoridad internacional las Especificaciones del A.P.I.

Cuando se quiere seleccionar una tubería para una aplicación determinada, es necesario hacer una serie de consideraciones referentes a las varias fuerzas, internas y externas, que intervienen sobre la tubería.

Las fuerzas internas más importantes son: la presión de operación, la expansión de la tubería o del fluido, el peso propio de la tubería, conexiones y otros dispositivos, y el golpe de ariete. Las fuerzas externas son: el peso del agua cuando la tubería descansa en un fondo profundo, la tierra que cubre la zanja y los soportes.

Para un determinado ritmo de flujo o gasto, el tamaño de la tubería afectará a la presión de trabajo debido a que la caída de presión resultante de la fricción, por unidad de longitud, aumenta considerablemente en los diámetros más pequeños; por lo tanto, el diámetro que se seleccione deberá estar de acuerdo con la potencia y con las necesidades de espaciamiento de las estaciones. En términos generales, la tubería que se seleccione raramente deberá tener una pérdida por fricción mayor de 20 lb/pg²/milla, y, probablemente, casi siempre será menor.

La expansión de la tubería por efecto de la presión interna suele ser de poca importancia, pero no sucede así con la elongación resultante de los cambios de temperatura, cuando se trata de tuberías expuestas sobre la superficie del terreno, o cuando se trata de oleoductos calentados, pero se dispone actualmente de métodos de eficacia comprobada para compensar o eliminar estos esfuerzos. Es común la expansión que experimenta el fluido contenido en tuberías inactivas y expuestas a la atmósfera, pero puede eliminarse su efecto fácilmente mediante la instalación de pequeñas válvulas de alivio.

En gran parte del diseño que se hace de oleoductos, primeramente se selecciona un diámetro y a continuación se fija un espesor de pared de tubería que satisfaga el rango de esfuerzo tangencial previsto, así como el golpe de ariete y otros esfuerzos. Cuando se trata de proyectos sencillos o de poca exactitud, se emplea un factor global para todo el conjunto de esfuerzos y se aplica

en el cálculo del esfuerzo de deformación del metal de la tubería.

VIII 5 PRESION DE PRUEBA.

Consiste en aplicar a la tubería una presión hidrostática interna previamente a la puesta en servicio de la misma. Hace algunos años, era frecuente que las tuberías se probaran al 150% o más de la presión de operación propuesta, lo que resultaba explicable por estarse utilizando un elevado factor de seguridad. Pero actualmente se tiene un mejor conocimiento de todo lo concerniente a los esfuerzos, y por eso, el Código de la A.S.A. establece que la presión de prueba no sea inferior a 1.1 veces la presión de diseño, pero sin alcanzar una presión que pueda producir una tensión tangencial superior a un 90% del límite elástico especificado en base al espesor de pared nominal.

VIII 6 RESISTENCIA A LA DEFORMACION.

La fórmula de Barlow es la básica para calcular en una tubería cilíndrica el esfuerzo tangencial debido a la presión interna:

$$S = \frac{p D}{2 e}$$

en la que S = esfuerzo tangencial, lb/pg²
 p = presión interna, lb/pg²
 D = diámetro exterior, pg
 e = espesor de pared, pg

Basta despejar a e en la fórmula anterior para poder conocer el espesor de pared necesario para soportar un valor de esfuerzo permisible de acuerdo con la calidad del acero con que se haya manufacturado la tubería.

Segun la forma más generalizada para determinar el valor permisible del esfuerzo, se toma éste como un porcentaje del límite elástico (punto cedente) del acero. Este porcentaje toma en consideración la eficiencia de acoplamiento e incluye un factor de seguridad.

La tubería para oleoductos se lamina en diferentes diámetros y dentro de cada diámetro, con diferentes espesores de pared, para hacer frente a las diferentes condiciones de presiones

de operación que obligan el diseño y la práctica. Además del diámetro y el espesor, la tubería se puede fabricar con diferentes calidades de acero, a las que se les ha convenido en designar "grados". El API, en su especificación 5L relativa a la tubería de línea, establece lo siguiente:

Grado	Punto Cedente
5L { A	30 000 lb/pg ²
5L { B	35 000
5LX { - 42	42 000
5LX { - 46	46 000
5LX { - 52	52 000
5LX { - 60	60 000

El factor de seguridad 0.72 es el que más se acostumbra aplicar al punto cedente, pero según el criterio del diseño, no hay un factor de seguridad específico que pueda ser el adecuado en todos los casos. Las principales razones para afirmarlo así son:

1. Los oleoductos ya no se desarrollan exclusivamente a través de áreas despobladas, sino que atraviesan zonas urbanas, cada vez con mayor intensidad, así es que este cambio obliga también a diseñar y construir con una conciencia y responsabilidad pública mayores que en el pasado, sujetándose a las Normas respectivas establecidas.

2. La tendencia general ha sido a construir con diámetros mayores y con menor espesor de pared; ha decrecido el margen de mayor resistencia que en un principio se había creído encontrar en los diámetros más reducidos. Hoy día se le da más importancia a tener conocimiento más exacto de qué esfuerzos son los que actúan.

3. Los ingenieros han ido aumentando su conocimiento de los materiales y la mecánica, de manera que es posible valuar ahora muchos esfuerzos que anteriormente se incluían en el factor de seguridad como intangibles.

El peso propio de la tubería y de los dispositivos que se le acoplan puede ser de importancia cuando se produzcan deflexiones entre apoyos muy separados o por tener que suspender la tubería; estos esfuerzos se combinan con el de tensión tangencial.

El esfuerzo derivado del "golpe de ariete" se produce con los cambios de la velocidad de flujo que resultan en una conversión instantánea de energía cinética en energía de presión. Una causa común es el cierre súbito de alguna válvula y asimismo

la falla de potencia, de cuyas fuerzas es difícil valuar la magnitud, ya que depende de la velocidad de la onda que transmite el esfuerzo, la densidad relativa del fluido, y del tiempo que requiere una onda para reflejarse de regreso a su origen. En muchos oleoductos se le aplica un factor de seguridad a la presión de trabajo para absorber los efectos del golpe de ariete, como se verá en un capítulo más adelante. Cuando la tubería tiene que descansar en aguas profundas o bien, puede quedar sujeta a efectos internos de vacío, tiene que tener un espesor de pared mayor para resistir la acción de estas fuerzas.

El material de relleno de la zanja no suele ser problema de importancia, a menos que ésta se encuentre a una profundidad anormal o soporte un tráfico de vehículos intenso, en cuyos casos se resuelve el problema cubriendo a la tubería con otra de revestimiento, de mayor diámetro, naturalmente. No puede apoyarse o suspenderse arbitrariamente la tubería, sino que es preciso efectuar un estudio adecuado y cuidadoso con este fin, ya que la tubería tiende a rizarse en estos casos, especialmente cuando es de diámetro grande. La perforación y soldadura de la tubería para la conexión de ramales puede inducir la concentración de esfuerzos secundarios, no previstos en el diseño original.

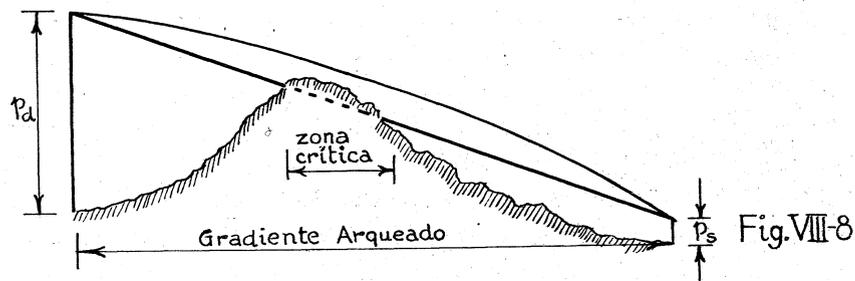
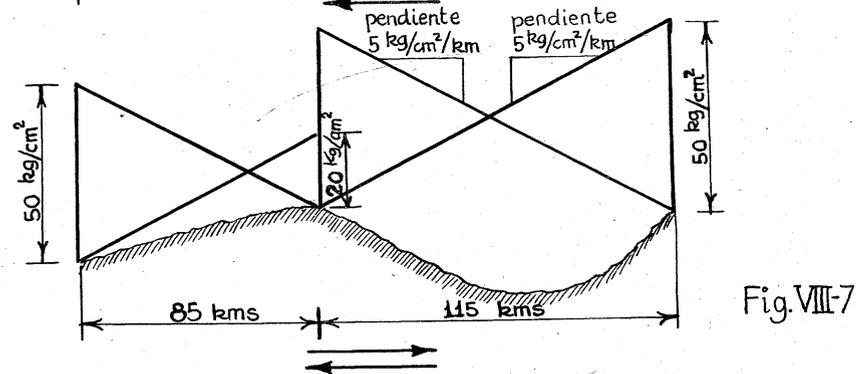
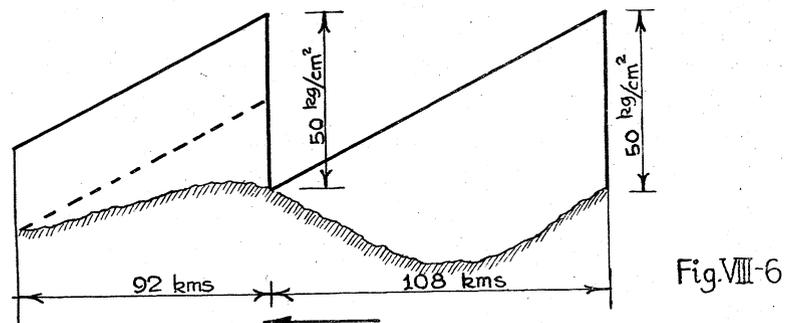
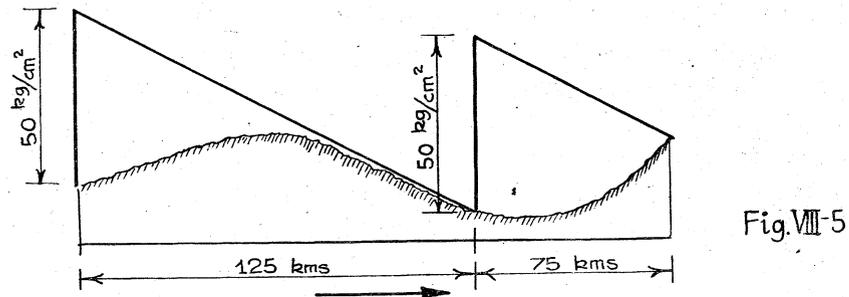
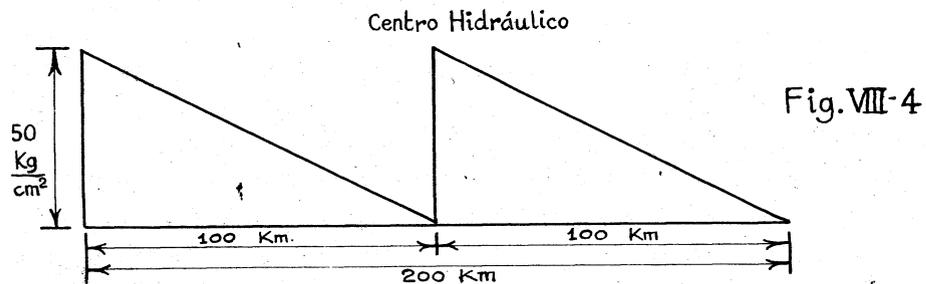
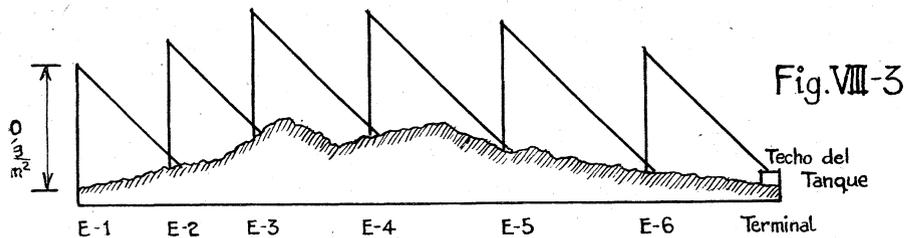
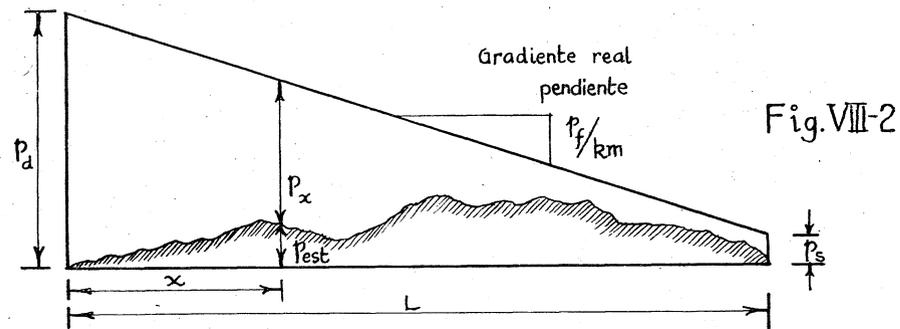
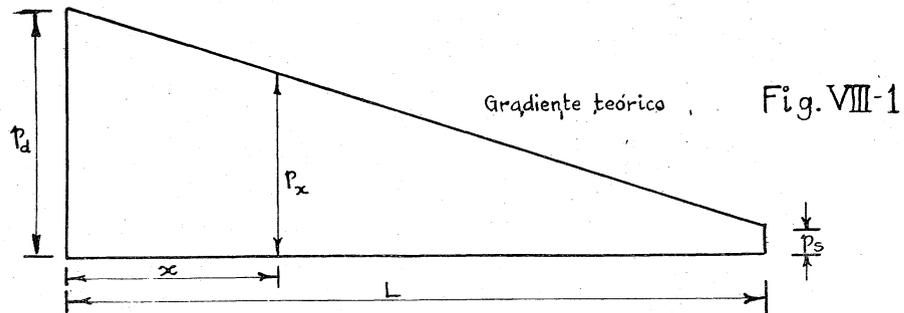
Las especificaciones oficiales que regulan la construcción de oleoductos, consideran muchas fuerzas originarias de esfuerzos, entre las más importantes: las presiones interna y externa, la expansión y la contracción térmicas, la expansión flúida por efectos dinámicos; el peso; el refuerzo lateral de la zanja; la concentración de esfuerzos por causas diversas; las características de flexibilidad, y en fin, el abuso de ramificaciones.

VIII 7 OLEODUCTOS GRADUADOS.

Como la presión de trabajo disminuye con la distancia desde el origen, cabe pensar en la ventaja de ahorrar en calidad del acero con relación a la resistencia necesaria impuesta el principio. Por ejemplo, las partes de una tubería se pueden construir de acuerdo con tres especificaciones LX-42, LX-46 y LX-52. Por su puesto que este procedimiento puede suministrar un ahorro según los precios por tonelada que existan entre los varios grados mencionados.

Con el mismo criterio anterior de ahorro frente a la disminución de presión con la distancia, también se puede recurrir a reducir el espesor de pared de un mismo diámetro nominal de tubería, de manera que un oleoducto de diámetro nominal constante podría tener tres secciones de espesor de pared diferentes, como por ejemplo, 3/8, 5/16 y 1/4 de pulgada respectivamente. El ahorro en este caso se deriva del tonelaje de tubería, pero es preciso tener en cuenta que la fluidodinámica de la tubería se afecta por tener secciones de diferente diámetro interior, aunque esta diferencia sea muy ligera.

Las reducciones tanto en calidad o grado del acero como en el diámetro interno de la tubería no deben hacerse arbitrariamente sin base técnica racional. El diseñador debe tener presente los efectos derivados del golpe de ariete, la correspondencia de conexión al paso de las estaciones, el cierre accidental de válvulas con el fluido en movimiento, la necesidad de disponer de tubería más pesada en los puntos bajos del perfil o en los cruces de ríos y la instalación de futuras estaciones intermedias. Desde el punto de vista de la construcción, al trabajar con diferentes grados de calidad y con diferentes diámetros de tubería obliga a una minuciosa identificación individual de los tramos de tubería y a una supervisión más estrecha en la operación de descenso a la zanja con objeto de alojarlos debidamente.



CAPITULO IX

ELEMENTOS DE LA TEORIA DEL GOLPE DE ARIETE

IX 1 INTRODUCCION.

Con anterioridad a la terminación de la Segunda Guerra Mundial, en que los operadores de oleoductos acostumbraban someter a pruebas rigurosas en grado sumo a las tuberías, no se disponía de mucha información sobre los efectos que el golpe de ariete producía o podía producir en los oleoductos de regular longitud.

El problema del incremento súbito de presión en acueductos, edificios y otras instalaciones operadas a baja presión, ha sido estudiado desde que Jowkovsky en 1898 redujo por vez primera a una base racional la teoría del golpe de ariete y se entendieron bien estos problemas tanto desde el punto de vista teórico como desde el punto de vista práctico.

Por aquel entonces ya se disponía de algunos informes de casos aislados en los que, coincidentemente, se habían producido roturas de largos oleoductos de poco diámetro precisamente a causa de suspender el bombeo algunas de sus estaciones. Esto condujo a sospechar que los incrementos súbitos de presión de la variedad del golpe de ariete, eran los causantes de que el repionamiento de la tubería ocasionara su ruptura. Nunca se ha reportado que la magnitud de los incrementos súbitos generados de esta manera hayan sido suficientemente altos para superar el límite de resistencia a la ruptura por presión interna de la tubería, aunque, si la tubería es defectuosa en sí misma, evidentemente que un incremento de presión puede tener magnitud suficiente para causar la falla.

De acuerdo con el criterio para diseñar que prevalece hoy en día, no se considera que los incrementos súbitos de presión hayan sido de primera importancia en el diseño de los oleoductos de años atrás. En opinión de C.B. Lester, no es que los incrementos súbitos de presión que originan las interrupciones de flujo en oleoductos de longitud considerable no alcancen valores notables, porque se sabe que si los alcanzan; C.B. Lester opina que más bien, lo que sucede, es que los oleoductos modernos todavía se están diseñando con un factor de seguridad tan "segu-

ro", que el efecto del incremento súbito de presión queda absorbido, por ese factor de seguridad innecesariamente grande.

A medida que los oleoductos van aumentando en diámetro, y al mismo tiempo se va reduciendo el espesor de pared y simultáneamente, los factores de seguridad van disminuyendo para ajustarse a valores más razonables, se va haciendo más necesario en los sistemas completamente cerrados y de longitud considerable, calcular y prever los efectos de los brotes súbitos de presión de la variedad conocida como golpe de ariete.

Probablemente, en ningún caso llegará a ser conveniente darle a los incrementos súbitos de presión una consideración primordial por sobre los demás factores del diseño, como se hace, por ejemplo, en el caso de las compuertas de esclusas; generalmente, la magnitud de los brotes súbitos es bastante reducida en comparación con el factor de seguridad adoptado, de manera que son los efectos estimados, más bien que los exactamente calculados, los que gobiernan el criterio con que se va a proceder en el diseño.

Aunque en algunos casos límites, es posible calcular con buena exactitud el efecto de los incrementos súbitos de presión, se puede demostrar que los oleoductos de gran longitud no caen dentro de los límites de los casos mencionados, y es suficiente efectuar buenas estimaciones de sus efectos.

IX 2 * MECANISMO DE LOS INCREMENTOS SUBITOS DE PRESION.

El mecanismo de la generación de los incrementos súbitos de presión del tipo del golpe de ariete puede explicarse en lenguaje simple de física, refiriéndose a la Figura IX-1. En ella se ilustra esquemáticamente una tubería de diámetro uniforme alimentada con fluido desde un recipiente muy grande, a lo largo de la distancia L , con una descarga a través de una válvula de compuerta que puede cerrarse instantáneamente. Si se supone que no hay ninguna resistencia por fricción en la tubería, se puede conocer la carga en cualquier punto substrayendo la altura de la tubería en el punto considerado, de la elevación de la superficie libre del fluido en el tanque alimentador. También se hace la suposición de que el gasto es constante y que la velocidad media de flujo tiene el valor " v " a lo largo de toda la tubería.

Si además convenimos en que se trata de un fluido incompresible y que la tubería es rígida, y se supone también que la válvula de compuerta puede cerrarse instantáneamente, entonces, toda la columna de fluido es puesta en reposo súbitamente y de acuerdo con los principios del Impulso y de la Cantidad de Movimiento, la presión en cada punto de la línea se elevará a un valor infinitamente alto, porque la energía cinética del fluido en movimiento se ha cambiado instantáneamente a energía de presión.

Una situación como la que se acaba de describir es a todas luces imposible. Los fluidos no son incompresibles, las paredes de la tubería no son rígidas, y no puede realizarse una conversión instantánea de energía cinética a energía potencial.

Podemos considerar la misma representación gráfica, pero suponiendo ahora que se trata de un fluido compresible y una tubería elástica y llegar también a explicar el fenómeno físico de la generación del incremento súbito de presión como se produce realmente en una tubería.

Imagínese que se divide el fluido en láminas sumamente delgadas, que se muestran enormemente agrandadas en la Figura IX-1-a, al final de la tubería, cerca de la válvula de compuerta. Supóngase, además, que cada lámina es infinitamente corta, y que cada lámina posee la misma masa que cada una de las otras.

En estas condiciones, cuando se cierra la compuerta de la válvula instantáneamente, la lámina No. 1 continúa fluyendo en contra de la compuerta, hasta que toda su energía cinética de bida a su masa y velocidad, se convierte en energía potencial y se almacena en el fluido comprimido y en la tubería expandida, en forma de energía de presión y de energía de tensión.

Cuando la lámina No. 1 ha realizado su conversión, a la lámina No. 2 se le reduce su velocidad hasta hacerse nula, y toda su energía cinética se convierte asimismo en energía potencial.

Esta cadena de condiciones prosigue hasta que en un corto tiempo, se produce la situación que se ilustra en la Figura IX-1-b. Puede verse que, en estas circunstancias, la parte del fluido que se encuentra a la derecha del frente de onda está estática y sometida a una presión igual a la original en ese punto durante el régimen de flujo permanente, más una cierta canti-

dad constante, igual al aumento de presión que se necesita para efectuar la conversión de energía cinética a energía potencial.

La parte de fluido que se encuentra a la izquierda del frente de onda todavía está moviéndose con su velocidad original, porque no se han dejado sentir los efectos del cierre de la válvula y los correspondientes de incremento de presión. (Fig. IX-2.1).

Finalmente, cuando se comprime la última lámina en el punto en que se conecta la tubería al recipiente, ya se ha convertido toda la energía cinética de la corriente de flujo en energía potencial, y ha quedado la corriente en reposo con presiones, en cualquier punto, iguales a la presión original bajo condiciones de régimen permanente, más una cantidad constante que representa la magnitud del incremento de presión. (Fig. IX-2.2).

Si se designa por "T" el tiempo que se requiere para que viaje la onda de presión incrementada, desde la válvula al tanque de almacenamiento, entonces la velocidad de propagación (que en la terminología más en uso se designa por "a", generalmente), es igual a L/T , en la que "L" significa la longitud de tubería.

La sucesión de eventos descrita en líneas precedentes cierra la primera parte del ciclo del incremento de presión.

Como la lámina de fluido que pasa por la entrada del tanque de alimentación está bajo una presión (carga) mayor que la del tanque, la energía potencial que está contenida en ella se convierte inmediatamente en energía de presión, para comenzar a fluir de regreso hacia el tanque y la tubería que contiene a esta lámina en particular vuelve a reducirla a su dimensión original, liberando su energía expansiva que contribuye a aumentar el gasto. La lámina inmediatamente adyacente a esta última lámina, se enfrenta a una presión baja en la parte próxima al tanque y entonces convierte su energía potencial en energía cinética y fluye a su vez su volumen excedente hacia el depósito de almacenamiento. (Fig. IX-2.3). Esta acción se continúa hasta que la primera lámina, que está junto a la compuerta de la válvula ha realizado el proceso de conversión, completando, de esta manera, la segunda parte del ciclo de presión súbitamente incrementada. En este momento, son normales las presiones y toda la columna fluida se encuentra moviéndose hacia el depósito de almacenamiento. (Fig. IX-2.4).

Sin embargo, en la válvula de compuerta, como la lámina adyacente tiene que ponerse en acción para convertir la energía cinética del fluido, que se mueve hacia el tanque, se presenta inmediatamente una presión sub-normal en la primera lámina. El fluido se expande en dirección de la presión más baja y la tubería se contrae, cediendo energía de tensión, que hace que se propague una onda de presión sub-normal o "de enrarecimiento" hacia el depósito con una velocidad igual a la velocidad de propagación de la onda de presión original, y de la misma magnitud que la onda de presión original, iniciada al cerrar la válvula, pero en una dirección opuesta: una onda sub-normal en vez de una onda de presión normal. (Fig. IX-2.5). Cuando este frente de onda llega al depósito de almacenamiento, toda la columna está nuevamente en reposo, pero bajo el efecto de una presión sub-normal. Esta condición establece el punto final de la tercera parte del ciclo, (Fig. IX-2.6).

Por último se establece nuevamente el flujo desde el depósito hacia la compuerta, (Fig. IX-2.7), comprimiendo cada lámina a su anterior presión normal, hasta que, finalmente, cuando el frente de onda llega a la válvula de compuerta, se recuperan las condiciones originales: la velocidad es "v", dirigida hacia la compuerta (válvula) y la presión en cualquier punto es igual a la carga que actúa en el depósito, menos la carga de altura en cada punto. (Fig. IX-2.8). A partir de aquí, el ciclo se repetiría indefinidamente.

Como puede verse, el mecanismo del golpe de ariete, despreciando los efectos de fricción, es oscilatorio en naturaleza. Si se consideran nulos todos los efectos resultantes de la fricción, la onda continúa indefinidamente, como se muestra en la Figura IX-3.1. Si se toma en cuenta la acción de amortiguamiento, la oscilación será como se muestra en la Figura IX-3.2, para la misma tubería. Finalmente, si se consideran ambas acciones, la amortiguadora y la de fricción de la tubería, la oscilación se ajusta a la forma que se muestra en la Figura IX-3.3.

El período de oscilación es $4L/a$, en que "L" significa la longitud de la tubería y "a" es la velocidad de propagación del incremento de presión. Obsérvese que, en la válvula de compuerta, el período de reposo en cualquier caso es igual a $2L/a$; esta relación es muy importante y en consideraciones que se ha-

rán más adelante se volverá a hacer referencias a ella. El significado físico de $2L/a$ es que representa el tiempo requerido por el incremento súbito de presión para recorrer una distancia igual al doble de la longitud de la tubería, o lo que es lo mismo, de un extremo a otro y regreso.

IX 3. * RELACIONES ENTRE LOS INCREMENTOS SUBITOS DE PRESION Y LA VELOCIDAD.

Es importante poder calcular el valor máximo del incremento súbito de presión en la válvula de compuerta, y calcular con qué velocidad viaja el frente de onda de incremento.

La Figura IX-4 representa un cilindro de aceite ABCD, (un prisma, en dos dimensiones), atrapado en la válvula de compuerta en el momento del cierre instantáneo. Como las láminas que están contenidas en el prisma se comprimen casi instantáneamente, la longitud del prisma se acorta en una cantidad "ds" de una longitud total "ds + ds'", y como la tubería se expande, el diámetro del cilindro aumenta en una cantidad Δr . El cambio de volumen puede expresarse como:

$$\Delta \text{Vol.} = [A](ds) - [(2\pi r)(\Delta r)(ds')]$$

Por lo tanto, el módulo volumétrico de elasticidad del fluido será:

$$K = \frac{(P) [A] (ds + ds')}{[A](ds) - [(2\pi r)(\Delta r)(ds')]}$$

En la que "p" representa el exceso de presión sobre la presión inicial.

El esfuerzo producido sobre la pared de la tubería es:

$$f = \frac{(P)(r)}{e}$$

en la que "e" es el espesor de pared. Si la circunferencia de la pared se expande en una cantidad " Δl ", el módulo elástico de la pared se mide por:

$$E = \frac{f}{(\Delta l/2\pi r)} = \frac{2\pi pr^2}{(e)(\Delta l)}$$

Como la circunferencia varía directamente con el radio, se puede substituir " Δl " por " Δr " y despejando a éste, se puede escribir:

$$\Delta r = \frac{pr^2}{eE}$$

Cada lámina del cilindro ABCD, (prisma, en representación bidimensional) fue puesta en reposo por efecto de la presión que actuó en su cara frontal, con intensidad variable desde cero a "p". Si imaginamos que la primera lámina ha alcanzado su máxima presión, entonces también podemos suponer que la masa ABCD, detrás de ella, ha sido puesta en reposo por medio de la fuerza "pA": Como la masa del prisma es, medida en "slugs" (unidades inglesas):

$$A(ds + ds') \frac{\gamma}{g}$$

Su ritmo de desaceleración se puede expresar:

$$a = \frac{\text{fuerza}}{\text{masa}} = \frac{p A g}{A(ds + ds') \gamma}$$

Al alcanzar el estado de reposo, el centro de gravedad del prisma se había desplazado una distancia " $ds/2$ " (el extremo frontal no se mueve mientras que el extremo posterior se mueve una distancia " ds "). Empleando esta relación y substituyendo, se puede escribir:

$$\frac{ds}{2} = \frac{v^2 A (ds + ds') \gamma}{2 p A g}$$

Como:

$$v = \frac{ds}{dT} \quad \therefore \quad ds = v dT$$

y teniendo en cuenta que ds es muy pequeño en comparación con ds' , (aun cuando ds/dT puede ser de dimensión finita), se llega a la relación:

$$p = \left(\frac{\gamma v}{g} \right) \left(\frac{ds'}{dT} \right)$$

en la que ds'/dT es la velocidad del frente de onda originado súbitamente, en su movimiento por la tubería.

Si se substituyen "A" por " πr^2 " y " Δr " por " pr^2/eE " en la fórmula de "K", y se hace que " ds " se aproxime a cero, se puede substituir la fórmula de "p", que se acaba de obtener, en la fórmula de "K", y se llega a:

$$\frac{ds'}{dT} = \sqrt{\frac{Kg}{\gamma}} \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{K}{E} \frac{d}{e} \right)}} = a$$

Puede verse que la primera cantidad, $(Kg/\gamma)^{1/2}$ es la velocidad de propagación de una onda de presión a través de un medio cuyo módulo volumétrico es K y peso específico γ , a lo largo de una tubería rígida. La segunda cantidad bajo el signo radical, es un coeficiente de corrección de la velocidad para compensar el efecto de restiramiento de una tubería fabricada con un material cuyo módulo de elasticidad sea E. Obsérvese que como K/E y d/e son relaciones o cocientes, puede emplearse bajo el segundo radical cualquier sistema homogéneo de unidades.

Para determinar el valor del incremento de presión, basta solamente recurrir a la fórmula de "p" (ya dada previamente):

$$p \left[\frac{\text{lb}}{\text{pie}^2} \right] = v a \frac{\gamma}{g}$$

que en lenguaje común nos dice que, la presión súbita, expresada en lb/pie^2 , debida a la extinción de la velocidad inicial, es igual al producto de la velocidad inicial, la velocidad de propagación del incremento súbito y el cociente del peso específico con respecto a la aceleración de la gravedad. Esta fórmula constituye la base de todos los estudios sobre incremento de presión que se han hecho desde que la estableció Jowkovsky por primera vez, para flúidos compresibles, en 1898. En términos de unidades prácticas, la expresión es ésta:

$$p \left[\frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right] = \frac{a \gamma \Delta v}{144g}$$

en la que γ es el peso específico del flúido en movimiento, en

lb/pie³, y Δv es el cambio de velocidad, en pies/seg, siendo las otras literales las mismas de la fórmula anterior.

Obviamente, la mayor presión se produce cuando ocurre un cese absoluto del movimiento, y en esas condiciones, Δv varía desde el valor correspondiente a una situación estabilizada, hasta cero. De las pruebas de campo, se ha generalizado una regla que establece un valor fijo para la magnitud del incremento como de $45 \Delta v$, es decir, 45 veces las lb/pg² de presión por pie por cada segundo de cambio en la velocidad de propagación. Convirtiendo $45 \Delta v$ a unidades prácticas de la ingeniería del transporte, se tiene:

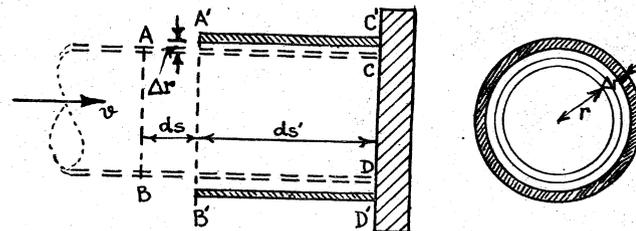
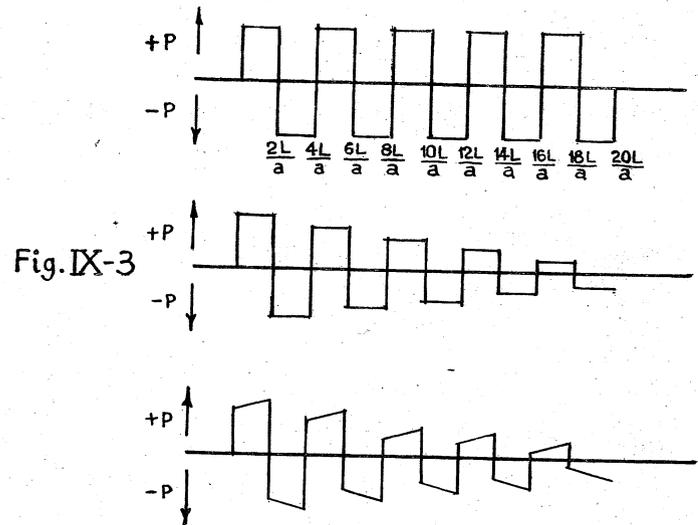
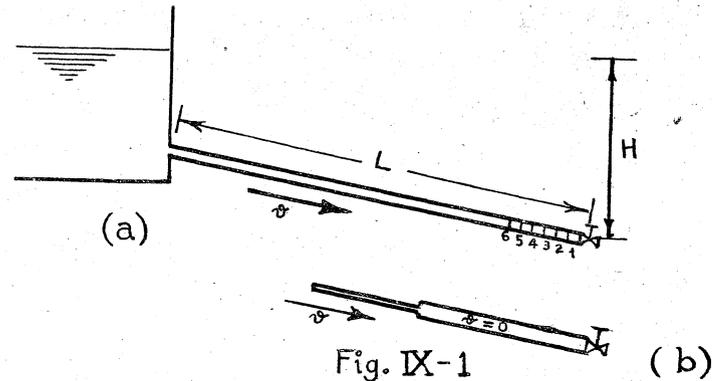
$$45 \Delta v = \frac{12.8 Q}{d^2}$$

en la que:

Q = bl/hora, (bl. de 42 gal. americanos)
 d = diámetro interno de la tubería, pgs.

Es evidente que para un determinado diámetro de tubería la presión variará directamente con el Gasto, en bl/hora.

En la actualidad, no existe un criterio definido referente a la magnitud ni a la forma de aplicación de la reducción de la presión de trabajo para prever las condiciones de operación más seguras que puedan absorber los efectos del incremento súbito de presión. En términos generales, puede admitirse que el valor del incremento de presión de la ecuación líneas arriba es superior en cualquier momento al que pueda encontrarse en cualquier oleoducto de dimensiones considerables, en razón de la atenuación de las ondas y a otras causas menores, por ello, la solución final queda exclusivamente sujeta al criterio y experiencia del ingeniero que afronte el problema, para lo cual tendrá que balancear cuidadosamente los factores que influirán en su decisión, tanto como le sea posible.



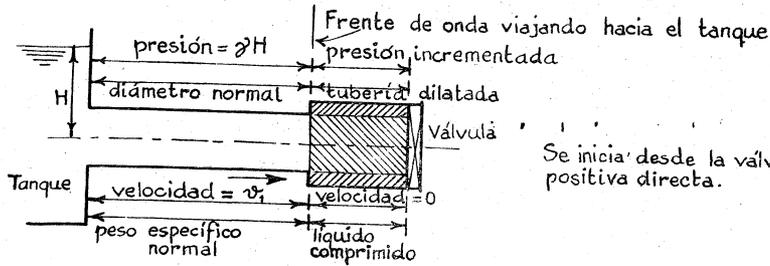


Fig. IX-2.1

Se inicia desde la válvula una onda positiva directa.

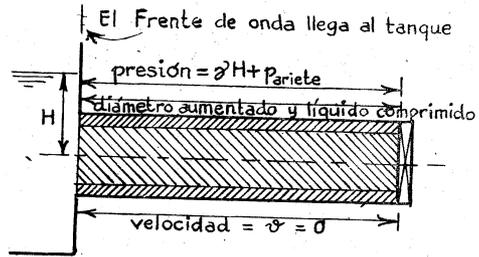


Fig. IX-2.2

La onda positiva directa llega al tanque.

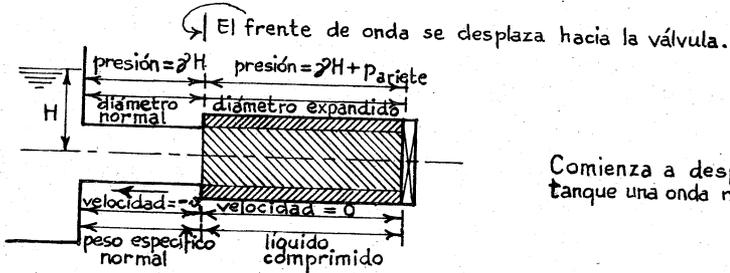


Fig. IX-2.3

Comienza a desplazarse desde el tanque una onda reflejada negativa.

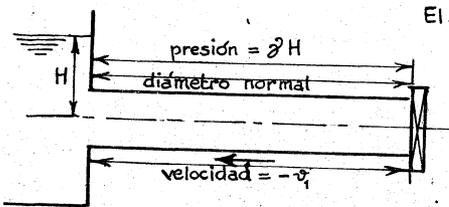


Fig. IX-2.4

La onda reflejada negativa llega a la válvula.

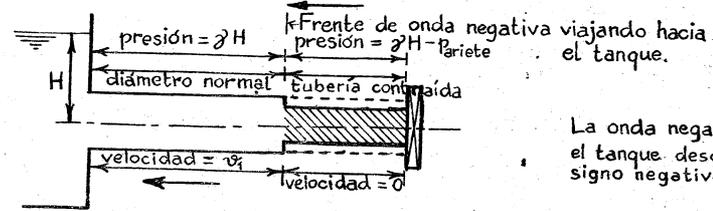


Fig. IX-2.5

La onda negativa se refleja hacia el tanque desde la válvula, con signo negativo.

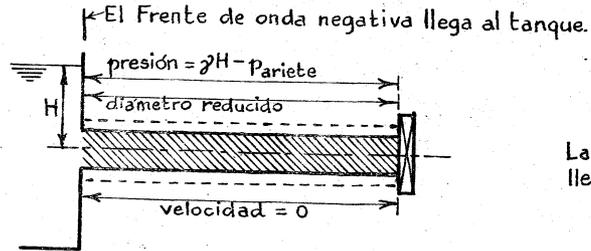


Fig. IX-2.6

La onda negativa reflejada llega al tanque.

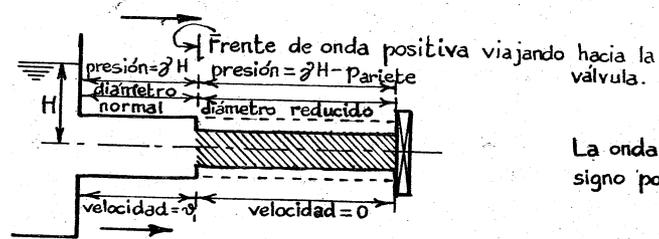


Fig. IX-2.7

La onda negativa se refleja con signo positivo desde el tanque.

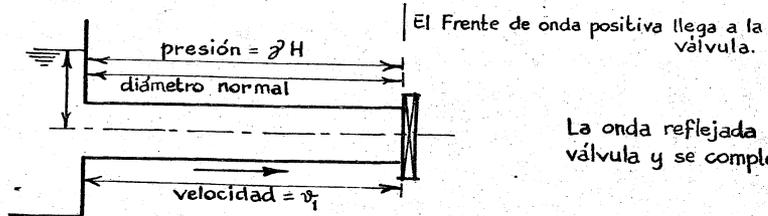


Fig. IX-2.8

La onda reflejada llega a la válvula y se completa un ciclo.

CAPITULO X

OLEODUCTOS OPERADOS A PRESION Y TEMPERATURA
CALCULO DEL EQUIPO DE BOMBEOX 1 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE FLUJO ENTRE ESTACIONES
DE UN OLEODUCTO.

Algunos aceites crudos son tan viscosos a la temperatura ambiente, que no es posible ni tampoco económico transportarlos por tubería en las condiciones prevalecientes de temperatura. Se acostumbra transportar a elevadas temperaturas los asfaltos y aceites pesados, pero generalmente esto sólo se hace dentro de las áreas de las plantas de refinación, o entre la terminal de carga y el barco-tanque, que en ningún caso requiere la atención que exigen las líneas de transporte a grandes longitudes de distancia terrestre.

La temperatura de descarga está supeditada a factores que son ajenos al propio calentador, y entre los cuales conviene destacar la expansión y los esfuerzos que se introducen a la tubería y al equipo de bombeo de la estación; si éstos llegan a exceder los límites del diseño, entonces habrá que hacer una inversión considerable en anclas, guías y amortiguadores de expansión.

En los cálculos para el diseño de oleoductos calentados se ve claramente la necesidad de mantener una velocidad adecuada del fluido, para evitar pérdidas excesivas de temperatura entre estaciones, porque si la velocidad del aceite es baja, la mayor parte del calor se disipa a poca distancia de la estación y no se habrá ganado nada, sino al contrario, con la sobreelevación de la temperatura.

Para poder determinar la temperatura que tendrá el crudo entre estaciones, hay que hacer algunos cálculos previos.

En primer lugar, es preciso establecer la ley de la variación de la temperatura con la viscosidad, y de preferencia, construir una gráfica con los valores encontrados.

A continuación es necesario recurrir a la ecuación que exprese la variación de la temperatura con respecto a la longitud de la tubería, ecuación que es indispensable para conocer la temperatura con que llega el aceite de una estación a la siguiente,

y así poder determinar el valor de la viscosidad media, ($\bar{\nu}$) entre estaciones de bombeo. Este valor de la viscosidad cinemática posteriormente se transformará a viscosidad absoluta ($\bar{\mu}$) y en esta forma podrá utilizarse ya para calcular la caída de presión entre estaciones de bombeo.

X* 2 LEY DE VARIACION DE LA TEMPERATURA CON RESPECTO A LA
LONGITUD DE LA TUBERIA.

Para establecer la ecuación, hay que suponer que se tiene un tubo de longitud cualquiera (L), y que sólo vamos a considerar una sección del mismo, que llamaremos (dx) (Fig. X-1). La simbología es:

t_i = temperatura inicial del fluido en movimiento

t_a = temperatura ambiente

t = temperatura del fluido a la distancia (x)

$t - dt$ = temperatura del fluido a la distancia (x + dx)

Al escurrir el aceite por la tubería y llegar al punto (x), tiene una cantidad de calor (q), pero al pasar de la posición (x) a la (x+dx), pierde una cierta cantidad de calor (dq) a través de las paredes del tubo, y que se puede expresar de la manera siguiente:

$$dq = \pi D K dx (t - t_a) \left[\frac{\text{B.T.U.}}{\text{hora}} \right] \quad (\text{X-1})$$

en que:

K = coeficiente de transmisión de calor, y sus dimensiones son:

$$\left[\frac{\text{B.T.U.}}{(\text{hora})(\text{pie}^2)(\text{°F})} \right]$$

dx	[pies]
t	[°F]
D	[pies]

También puede expresarse (dq) de esta otra manera:

$$dq = - W C_e \Delta t \left[\frac{\text{B.T.U.}}{\text{hora}} \right] \quad (\text{X-2})$$

siendo:

W = Gasto en lb-masa/hora

C_e = calor específico del aceite en BTU/lb-°F

La pérdida de calor cuando el fluido pasa de (x) a $(x + dx)$ se expresa:

$$dq = -W C_e [t - (t - dt)]$$

$$dq = -W C_e dt \quad (X-3)$$

Como las expresiones X-1 y X-3 son dimensionalmente iguales:

$$-W C_e dt = \pi D dx K (t - t_a)$$

Agrupando:

$$-\frac{dt}{t - t_a} = \frac{\pi D dx K}{W C_e}$$

Integrando:

$$\ln \frac{t_i - t_a}{t_x - t_a} = \frac{\pi D x K}{W C_e}$$

Esta fórmula puesta en forma exponencial del Número E queda:

$$\frac{t_i - t_a}{t_x - t_a} = e^{\frac{\pi D x K}{W C_e}} \quad (X-4)$$

Para comodidad en el manejo de la fórmula hacemos:

$$J = \frac{\pi d K}{12 W C_e} \left[\frac{1}{\text{pies}} \right] d \left[\text{pg} \right]$$

Esto permitirá que más adelante la cantidad E^{Jx} sea un número adimensional, con lo que " t_x " podrá ser medida indistintamente en °F o en °C. Por lo tanto:

$$\frac{t_i - t_a}{t_x - t_a} = e^{Jx}$$

$$t_i - t_a = (t_x - t_a) e^{Jx}$$

finalmente:

$$t_x = t_a + \frac{t_i - t_a}{e^{Jx}} \quad (X-5)$$

que es la ecuación que proporciona la temperatura del aceite a una distancia (x) cualquiera, medida en pies.

X 3 PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

A continuación se desarrolla un ejemplo numérico como vía ilustrativa del proceso de cálculo.

Supóngase que es necesario diseñar el oleoducto más económico entre dos puntos conocidos, para un Gasto fijo y las condiciones que siguen. Como el problema tiene que ser resuelto por tanteos, se empieza por suponer un diámetro de tubería y una temperatura a la que se elevará el crudo. Los datos generales para este caso supuesto, podrían ser:

$$Q = 20\,000 \text{ Bls/día} = 3\,180 \text{ m}^3/\text{día} = 133 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$L = 354.25 \text{ kms}$$

$$D = 14 \text{ pgs (supuesto)}$$

$$d = 13.312 \text{ pgs}$$

$$t_a = 25^\circ\text{C (temperatura ambiente constante)}$$

$$t_i = 150^\circ\text{F} = 65.6^\circ\text{C (supuesta)}$$

$$\delta_{20^\circ\text{C}} = 0.972$$

Se necesita determinar:

1. La temperatura del crudo entre estaciones.
2. La viscosidad media del crudo.
3. La presión de bombeo.
4. El número de estaciones de bombeo.
5. El número de calentadores.
6. El balance económico de la inversión y de los costos de operación.

SOLUCION: (1)

Cálculo de (W) en libras-masa por hora (que son las dimensiones con que interviene en la ecuación X-2):

$$W = \frac{Q \left[\frac{\text{bl}}{\text{día}} \right] 2.2 \left[\frac{\text{lb-masa}}{\text{kg}} \right] \delta 1.000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]}{24 \left[\frac{\text{horas}}{\text{día}} \right] 6.29 \left[\frac{\text{bls}}{\text{m}^3} \right]}$$

$$W = \frac{(20\ 000) (2.2) (0.972) (10^3)}{(24) (6.29)}$$

$$W = 283\ 300 \left[\frac{\text{lb-m}}{\text{hora}} \right]$$

Para el cálculo del calor específico (C_e) hay varias ecuaciones; aquí se empleará la siguiente:

$$C_e = \frac{(t_m + 390) (2.1 - \delta)}{1.127.8} \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \right]$$

$$C_e = \frac{[(65.6 + 25)/2 + 390] (2.1 - 0.972)}{1\ 127.8}$$

$$C_e = 0.44 \left[\frac{\text{B.T.U.}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right] \text{ ya que } 1 \left[\frac{\text{B.T.U.}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right] = 1 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \right]$$

Cálculo de (e^{Jx}):

Como ya se vió, para mayor comodidad, la relación

$$\frac{\pi d K}{12 W C_e}$$

tomó el valor de (J), quedando implícito en este último el valor del coeficiente de conductibilidad térmica, (K), que puede tomar se de la Tabla anexa, de acuerdo con las características del caso. En éste, suponemos que se trata de suelo arenoso, húmedo y que el espesor del recubrimiento sobre la tubería es de 24 pgs, por lo tanto:

$$K = 0.5 \left[\frac{\text{B.T.U.}}{(\text{hora})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)} \right]$$

substituyendo,

TABLA DE VALORES DE "K" COEFICIENTE

DE CONDUCTIBILIDAD TERMICA

("Diseño Moderno de Oleoductos", Fritz Karge)

Naturaleza litológica del suelo	Grado de Humedad del suelo	Espesor del Recubrimiento Sobre la tubería	"K" BTU/(pie ²)(hora)(°F)
Arenoso	Seco	24 pg	0.25 - 0.40
Arenoso	Húmedo	24	0.50 - 0.60
Arenoso	Saturado	24	1.10 - 1.30
En río	100% Agua	60	2.00 - 2.50
Arenoso	Seco	8	0.60 - 0.70
Arenoso	Húmedo	8	1.20 - 2.40
Arcilloso	Seco	24	0.20 - 0.30
Arcilloso	Húmedo	24	0.40 - 0.50
Arcilloso	Saturado	24	0.60 - 0.90
-	-	Sin recubrir	2.00

$$J = \frac{(3.1416) (13.312) (0.5)}{(12) (2.833) (10^5) (0.44)}$$

$$J = 1.366 \times 10^{-5} \quad \left[\text{pies}^{-1} \right]$$

A continuación hay que proceder por ensayos, suponiendo distancias entre estaciones de bombeo, hasta hallar el valor que satisfaga las condiciones del caso; vamos a suponer:

$$x = 30 \text{ kms.} \quad (\text{Primer Ensayo})$$

entonces:

$$30\,000 \text{ m} = 98\,425 \text{ pies}$$

$$(J)(x) = 1.366 \times 10^{-5} \times 98\,425$$

$$(J)(x) = 1.3445$$

$$e^{Jx} = 2.718^{1.3445}$$

$$\log e^{Jx} = 1.3445 \times 0.4343$$

$$\log e^{Jx} = 0.5839$$

$$e^{Jx} = 3.836 \quad (\text{sin dimensiones})$$

Tal como se había anticipado, al ser (e^{Jx}) un número adimensional, la escala de medición de (t_x) puede ser, indistintamente, grados Fahrenheit o Centígrados.

A continuación se puede aplicar ya la fórmula X-5 para conocer la temperatura que tiene el aceite crudo al final de la distancia (x) que se ha supuesto igual a 30 kilómetros para el primer ensayo, y poder así determinar el valor de la viscosidad media ($\bar{\mu}$).

$$t_x = t_a + \frac{t_i - t_a}{e^{Jx}} \quad (X-5)$$

$$t_x = 25 + \frac{40.6}{3.84}$$

$$t_x = 35.6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Solución 1})$$

que es la temperatura con que llega el fluido de un calentador a otro, y es la respuesta al primer punto de incógnitas. (Fig. X-2).

Para poder aplicar al caso el Criterio de Reynolds y ver qué régimen de escurrimiento se tiene, es necesario determinar el valor de la viscosidad media en poises ($\bar{\mu}$), ya que

la viscosidad que se emplea para el cálculo de (R) no es ni la correspondiente a (t_1) ni la correspondiente a (t_2), sino un valor comprendido entre estas dos temperaturas.

La fórmula que se emplea para calcular ($\bar{\nu}$), que después se pasará a ($\bar{\mu}$), es:

$$\bar{\nu} = \frac{\int_{t_x}^{t_i} \nu \, dt}{t_i - t_x} \quad (X-6)$$

Para encontrar en este caso particular el valor del numerador, se recurre a la gráfica de variación de la viscosidad con la temperatura, y el área bajo la curva, (Fig. X-3), limitada por las abscisas de la viscosidad que corresponden a las temperaturas de trabajo, (en este caso las temperaturas de trabajo son $t_i = 65.6 \text{ }^\circ\text{C}$ y $t_x = 35.6 \text{ }^\circ\text{C}$). Este valor se multiplica por las escalas horizontal y vertical:

$$\begin{aligned} \therefore \int_{t_x}^{t_i} \nu \, dt &= 8.7 \text{ cm}^2 \text{ (de la gráfica)} \cdot \frac{1\,000 \text{ c.s.}}{\text{cm (gráfica)}} \cdot \frac{5^\circ\text{C}}{\text{cm (gráfica)}} \\ &= 43.5 \times 10^3 \text{ c.s. }^\circ\text{C} \\ \bar{\nu} &= \frac{43.5 \times 10^3 \text{ c.s. }^\circ\text{C}}{30.00 \text{ }^\circ\text{C}} \\ &= 1\,450 \text{ c.s.} \\ &= 14.5 \text{ Stokes} \end{aligned}$$

Ahora bien, como se necesita la viscosidad en poises, se procede a calcularla aplicando la siguiente fórmula:

$$\bar{\mu} \text{ (poises)} = \bar{\nu} \text{ (stokes)} \delta \quad (X-7)$$

Como la densidad relativa que aparece en esta fórmula no es precisamente a 65.6°C ni a 35.5°C , sino una densidad relativa a una temperatura media t_m :

$$t_m = \frac{t_i + t_x}{2}$$

y substituyendo:

$$t_m = \frac{65.6 + 35.6}{2} = 50.6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (X-8)$$

este valor de la temperatura media se introduce en la fórmula siguiente para obtener el de la densidad relativa correspondiente a dicha temperatura:

$$\delta_{t_m} = \delta_{20^\circ\text{C}} \left[1 - (0.0007)(t_m - t_s) \right] \quad (\text{X-9})$$

$$\delta_{t_m} = 0.972 \left[1 - (0.0007)(50.6 - 20) \right]$$

$$\delta_{t_m} = 0.9512$$

por lo tanto:

$$\bar{\mu} = 14.5 \times 0.9512$$

$$\bar{\mu} = 13.8 \quad (\text{poises}) \quad (\text{Solución 2})$$

En estas condiciones ya se puede aplicar el Criterio de Reynolds para identificar la forma en que se produce el flujo; ya se sabe que, por lo general, es preciso previamente calcular la velocidad para poder utilizar su valor en el Criterio de Reynolds, obteniéndola de la ecuación de continuidad de la corriente:

$$Q = v A \quad v = \frac{Q}{A}$$

$$Q = \frac{133\,000\,000}{3\,600}$$

$$Q = 36\,944.44 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} \right]$$

$$A = \frac{3.1416 \times 1143.28}{4} = 897.9 \left[\text{cm}^2 \right]$$

por lo tanto:

$$v = \frac{36\,944.44}{897.9}$$

$$v = 41.14 \left[\frac{\text{cm}}{\text{seg}} \right]$$

Es fácil ver que la velocidad de flujo que se tiene es muy baja, por lo que se puede anticipar con seguridad que el régimen es laminar, ya que, además, la viscosidad es muy alta:

$$R = \frac{33.81 \times 41.14 \times 0.9512}{13.8}$$

$$R = 95.88$$

Como el valor encontrado es inferior a 2 500, el régimen es laminar y por lo tanto, la fórmula que se empleará para calcular la caída de presión será la de Poiseuille, que es la adecuada para régimen laminar:

$$P = \frac{1154 \times 30 \times 133 \times 13.8}{1\,307\,023}$$

$$P = 48.6 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (\text{Solución 3})$$

que es la caída de presión que se tendrá entre estaciones.

Si consideramos que las bombas alcanzan su máxima eficiencia al trabajar, por ejemplo, a 48 o 50 kg/cm² de presión, entonces este resultado es aceptable, de lo contrario, hay que hacer un nuevo tanteo, aumentando la distancia (x) supuesta, si es que hubiera que elevar la presión, o disminuyéndola en caso contrario.

A continuación se procede a calcular el número de estaciones de bombeo:

$$N_B^o = \frac{354.25}{30} \left[\frac{\text{Km}}{\text{Km/Est}} \right]$$

$$N_B^o = 11.8 \cong 12 \text{ Estaciones} \quad (\text{Solución 4})$$

El espaciamiento, ya ajustado o corregido, entre estaciones, será:

$$X = \frac{354.25}{12}$$

$$X = 29.52 \left[\frac{\text{Km}}{\text{Est}} \right]$$

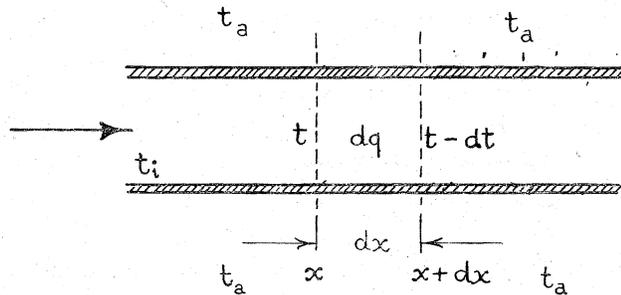


Fig. X-1

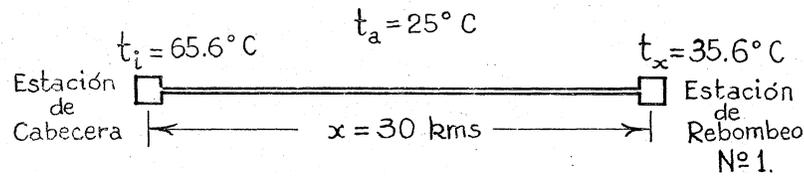


Fig. X-2

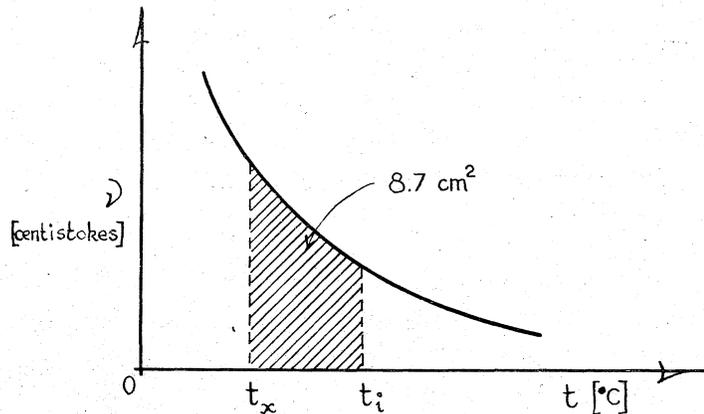


Fig. X-3

CAPITULO XI

OLEODUCTOS OPERADOS A PRESION Y TEMPERATURA
CALCULO DEL NUMERO DE CALENTADORES

XI 1 EJEMPLO DE CALCULO. CONTINUACION.

En términos generales puede aceptarse que cada una de las estaciones de bombeo tenga un calentador, pero en casos particulares, puede ser necesario calcular el número de calentadores y su ubicación, independientemente de la que tengan las plantas de bombeo, o en otras palabras, es posible reducir el número de unidades de bombeo si se aumenta el número de calentadores.

Para reducir el número de unidades de bombeo, a base de aumentar el número de calentadores, puede procederse de la siguiente manera:

Se supone en primer lugar la distancia entre calentadores; se calcula en segundo lugar la viscosidad media, en poises; en tercer lugar se calcula la caída total de presión entre los extremos inicial y final del oleoducto, y, finalmente, dividiendo la presión (P_T) calculada entre la presión de bombeo especificada, se encuentra el número de unidades de bombeo, que deberá ser menor que el obtenido en el cálculo inicial.

XI 2 DISTANCIA ENTRE CALENTADORES.

Se fija, en cada caso, de tal modo que no queden muy cerca uno de otro, sino a una distancia conveniente, la que varía a voluntad del proyectista. Para este ejemplo, se puede suponer, en vez de los 30 kms. estimados anteriormente, una distancia de 20 kms. con el fin de que el número de calentadores sea superior al de los equipos de bombeo, y se alcance el objetivo de reducir estos últimos:

$$N_c = \frac{L}{x'} = \frac{354.25}{20} = 17.71 \approx 18$$

$$\therefore N_c = 18$$

Del cálculo anterior ya se tenía que:

$$J = 1.366 \times 10^{-5}$$

Ahora, la distancia entre estaciones de calentadores se supone:

$$\begin{aligned} x' &= 20 \text{ kms.} = 65,616 \text{ pies.} \\ (J)(x') &= (1.366)(10^{-5})(65,616) = 0.8963 \\ e^{Jx} &= 2.718^{0.8963} \\ \log e^{Jx} &= (0.8963)(\log 2.718) = \\ &= (0.8963)(0.4343) = 0.3993 \\ e^{Jx} &= 2.508 \end{aligned}$$

Suponemos que ahora, como en el caso anterior, el aceite se calienta a $150^\circ\text{F} = 65.6^\circ\text{C}$, así que, para determinar la temperatura con la que llega el crudo de un calentador al siguiente:

$$t_x' = 25 + \frac{40.60}{2.508} = 25 + 16.2 = 41.2^\circ\text{C}$$

Cálculo de la viscosidad media:

$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{\mu} = 5.95 \text{ cm}^2 \text{ (gráfica)} \left[\frac{1000 \text{ c.s.}}{\text{cm (gráfica)}} \right] \left[\frac{5^\circ\text{C}}{\text{cm (gráfica)}} \right]$$

$$\bar{\nu} = 29.75 \times 10^3 \text{ c.s. } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{\nu} = \frac{29.75 \times 10^3 \text{ c.s. } ^\circ\text{C}}{24.4^\circ\text{C}} = 12.12 \text{ stokes}$$

$$t_m = \frac{65.6 + 41.2}{2} = 53.4$$

$$\begin{aligned} \delta_{t_m} &= 0.972 \left[1 - (0.0007)(53.4 - 20) \right] = \\ &= 0.9492 \end{aligned}$$

$$\bar{\mu} = 12.12 \times 0.9492 = 11.54 \text{ poises}$$

Cálculo de la presión total:

$$P = \frac{1154 \times 354.25 \times 133 \times 11.54}{1.307 \times 10^6} = 480.16 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Obsérvese que este resultado representa la presión

total en la línea, ya que en la fórmula que se acaba de utilizar se empleó la longitud total y no la supuesta entre estaciones de calentadores.

El número de estaciones de bombeo será:

$$N_B = \frac{480.16}{50} = 9$$

La distancia entre estaciones de bombeo será:

$$X_B' = \frac{354.25}{9} = 39.36 \left[\frac{\text{km}}{\text{Est}} \right]$$

y finalmente, como el número de calentadores ya se tenía calculado al principio de este Capítulo:

$$N_C = \frac{354.25}{20} \approx 18$$

entonces, la distancia a la que se separarán éstos, ajustada, será:

$$X_C'' = \frac{354.25}{18} = 19.68$$

Como puede verse, las estaciones de bombeo se han reducido de 12 a 9, mientras que las estaciones de calentamiento han aumentado de 12 a 18, supuesto que en el primer caso, había a igual número de unidades de bombeo y calentamiento.

En la práctica, un resultado como éste, que se obtiene en un primer paso, deberá compararse con los que se obtendrían en pasos equivalentes, al suponer diferentes diámetros de tubería y diferentes temperaturas de calentamiento. Los resultados se pueden presentar en forma tabular para facilitar la selección final y su comprobación. (Tablas de Cálculo 1 y 2).

La última fase del problema es el estudio económico. Como ilustración, a continuación se dan cifras de orden para los costos a sabiendas de que estas cifras han sufrido y sufren modificaciones constantemente; como ejemplo solamente de las que hay que considerar en el estudio económico se puede plan-

tear a título de ejercicio:

Tubería de línea:

(se debe expresar el espesor y el grado)

1 500.00 \$/Ton

Instalación: (70% de la tubería ya colocada)

Bombas de émbolo, para 20 000

bls/día con motor diesel de

300 HP y 1 600 rpm:

350 000.00 \$/unidad

Calentador para 20 000 bls/día

y temperatura hasta 200 °C:

225 000.00 \$/unidad

Tanques de almacenamiento, de

lámina de acero, con capacidad

de 20 000 bls.:

250 000.00 \$/unidad

Combustible para los calentadores:

0.04 \$/litro

Combustible para los motores de

las bombas (diesel):

0.13 \$/litro

El Costo Total está constituido por las erogaciones, que están reunidas en tres grupos principales: Inversión Inicial, Costo de Operación y Costo de Mantenimiento. El primer grupo lo integran los gastos que se efectúen en tubería, su instalación, las bombas, los tanques de almacenamiento, los calentadores y las construcciones, incluyendo las casas de operación y personal. El segundo grupo lo forman las erogaciones por pagos de salarios al personal, el combustible para los calentadores y el combustible para los motores. Finalmente, el tercer grupo reúne los gastos de reparación y servicio del equipo, o sea, en bombas, tanques, calentadores y construcciones.

El costo de la tubería se obtiene multiplicando la longitud total del oleoducto por el costo unitario, siendo esta función del espesor de pared y del grado que se requiera. Por ejemplo, la tubería de 14 pulgadas de diámetro exterior (y también nominal), se fabrica en ocho diferentes espesores de pared, desde 0.250 hasta 0.750 pg, en los grados: XL-35, XL-42 XL-52 y XL-60.

Puede decirse que todos los oleoductos modernos se diseñan para operar con la máxima automatización posible, de manera que cuanto más cerca se esté de lograr ésta, más re-

ducido será el personal, e inversamente, en la medida que se haga necesario ahorrar en el monto de la inversión inicial en equipo, en la misma medida será necesario considerar la contratación de un mayor número de técnicos y operarios, que aparte de las deficiencias implícitas, harán más tardía la amortización final del sistema.

XI 3 CALCULO DEL COMBUSTIBLE PARA MOTORES Y CALENTADORES.

Por considerar que el costo anual de combustibles es el que más incide en la decisión final para optar por igual o diferente número de estaciones de calentamiento que de bombeo, a continuación se desarrolla el cálculo en detalle, siguiendo con el ejemplo del principio de este Capítulo y utilizando los costos ya supuestos.

POTENCIA DE LOS MOTORES: Considerando que las bombas trabajen a su máxima presión, que sea de 800 lb/pg² (56 kg/cm²) con un Gasto (dato) de 20 000 bls/día, puede determinarse la potencia requerida mediante la fórmula siguiente:

$$HP = 0.000\ 2422 \times P \text{ (kg/cm}^2\text{)} \times Q \text{ (bl/día)}$$

$$P = 0.000\ 2422 \times 56 \times 20\ 000$$

$$P = 271.264 \text{ HP}$$

Consecuentemente, se selecciona un motor de 300 HP a 1 600 rpm.

CONSUMO UNITARIO DEL COMBUSTIBLE PARA LOS MOTORES: Un motor, como el seleccionado, consume 18.5 galones de combustible diesel por hora:

$$Q_c \left[\frac{\text{gal}}{\text{HP hora}} \right] = \frac{18.5}{271.26} = 0.062 \left[\frac{\text{gal}}{\text{HP hora}} \right]$$

$$Q_c \left[\frac{\text{litros}}{\text{HP hora}} \right] = 0.062 \left[\frac{\text{galones}}{\text{HP hora}} \right] \times 3.785 \left[\frac{\text{litros}}{\text{galón}} \right]$$

$$Q_c = 0.235 \left[\frac{\text{litros}}{\text{HP hora}} \right]$$

$$\text{COSTO}_{Q_c} = Q_c \text{ (lts/día)} \times 0.13 \text{ (\$/lt)}$$

$$\text{COSTO } Q_c = 18.5 \text{ (gal/hora)} \times 3.785 \text{ (lt/gal)} \times 24 \text{ (horas/día)} \\ \times 0.13 \text{ (\$/lt)}$$

$$\text{COSTO } Q_c = 218.47 \text{ (\$/día)} = 79\,742 \text{ (\$/año)}$$

CONSULTO DE COMBUSTIBLE Y COSTO ANUAL POR CALENTADOR: Para conocer la cantidad de combustible que consume cada calentador se necesita determinar la cantidad de calor, q , (BTU/día) que se debe suministrar al crudo, para elevar su temperatura de la que se encuentra a la que convenga. Para ello se utilizará la fórmula siguiente:

$$q' = Q \text{ [bl/día]} \times \gamma \text{ [lb/bl]} \times C_e \text{ [BTU/lb}^\circ\text{F]} \times (t_2 - t_1) \text{ [}^\circ\text{F]}$$

Vamos a suponer que el calentador tenga una eficiencia del 75% por lo tanto:

$$q \text{ (BTU/día)} = q' / 0.75$$

Entonces, la cantidad de combustible (Q_c) que consume cada calentador estará dada por la fórmula:

$$Q_c \left[\frac{\text{galones}}{\text{día}} \right] = \frac{q \text{ (BTU/día)}}{Q_p \text{ (BTU/gal)}}$$

Q_p = Poder calorífico del combustible que consume el calentador.

Una vez calculada la cantidad de combustible que consume cada calentador, se calcula su costo en pesos por año, lo que se puede hacer con la siguiente fórmula:

$$\text{COSTO } Q_c = Q_c \text{ (gal/día)} \times c \text{ (\$/gal)} \times 365 \text{ (días/año)}$$

En la primera parte del ejemplo que venimos desarrollando, se había llegado a establecer la necesidad de doce calentadores. Ahora bien, el primer calentador elevará la temperatura ambiente del crudo, que se supuso de 25 °C, a la convenida de 65.6 °C (150 °F), mientras que los once calentadores restantes la elevarán de 35.6 a 65.6 °C; (la primera de estos, es la temperatura con que llega el aceite de una estación a otra siguiente).

PRIMER CALENTADOR: El Gasto del oleoducto es de 20 000 bl/día, de manera que éste es también el Gasto para cada calentador.

Conviene considerar el peso específico γ a una temperatura media:

$$t_m = \frac{25 + 65.6}{2} = 45.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\delta_{t_m} = 0.972 \quad 1 - (0.0007)(45.3 - 20)$$

$$\delta_{t_m} = 0.972 \quad 1 - 0.01771$$

$$\delta_{t_m} = 0.9545 \text{ [gm/cm}^3\text{]}$$

pero el peso específico γ hay que expresarlo aquí en lb/bl:

$$\gamma \text{ (lb/bl)} = 0.9545 \text{ (gm/cm}^3\text{)} \frac{1 \text{ lb}}{460 \text{ gm}} \times 158\,982 \text{ (cm}^3\text{/bl)}$$

$$= \frac{0.9545 \times 158\,982}{460}$$

$$= 329.88 \text{ [lb/bl]}$$

Ya se había determinado que:

$$C_e = 0.441 \text{ [BTU/lb }^\circ\text{F]}$$

La diferencia de temperatura será:

$$t_i - t_a = 65.6 - 25$$

$$= 40.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

o también:

$$t_i - t_a = 105 \text{ }^\circ\text{F}$$

En este momento ya se puede substituir valores en la fórmula para determinar los BTU/día que hay que suministrar al crudo para elevar su temperatura de la ambiente, (que se considera de 25°C) a la convenida de 65.6 °C:

$$q' \left[\frac{\text{BTU}}{\text{día}} \right] = 20\,000 \left[\frac{\text{bls}}{\text{día}} \right] \times 329.88 \left[\frac{\text{lb}}{\text{bl}} \right] \times 0.441 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{lb }^\circ\text{F}} \right] \\ \times 105 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$q' = 305\,502\,000 \text{ [BTU/día]}$$

Como los calentadores no funcionan con un 100% de eficiencia, consideramos que puedan hacerlo con un 75%, así que:

$$q = \frac{305\,502\,000}{0.75}$$

$$q = 407\,336\,000 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{día}} \right]$$

Para determinar la cantidad de combustible que consume el calentador, hay que conocer de antemano el poder calorífico del combustible, expresado en las unidades con las que interviene en la fórmula que vamos a aplicar, y que son [BTU/galón]. Se entiende por poder calorífico de una sustancia combustible, la cantidad de calorías que desprende la unidad de masa al combinarse totalmente con el oxígeno. Una de las fórmulas que permiten conocer su valor es:

$$Q_p = 10\,390 + 3\,150 \left(\frac{1}{\delta_{20^\circ}} - 1 \right) \left[\frac{\text{K cal}}{\text{Kg}} \right]$$

δ_{20° = densidad relativa del combustible a 20 °C

$$\begin{aligned} Q_p &= 10\,390 + 3\,150 \left(\frac{1}{0.972} - 1 \right) = \\ &= 10\,390 + (3\,150)(1.0288 - 1) = \\ &= 10\,390 + (3\,150)(0.0288) \end{aligned}$$

$$Q_p = 10\,480.72 \left[\frac{\text{K cal}}{\text{Kg}} \right]$$

Como: $1 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{gal}} \right] = 0.252 \left[\frac{\text{K cal}}{\text{Kg}} \right]$

entonces:

$$Q_p = 41\,590 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Kg}} \right]$$

Además: $1 \left[\frac{\text{galón}}{\text{litro}} \right] = 3.785 \left[\frac{\text{litro}}{\text{Kg}} \right] \times 0.972 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{litro}} \right]$

$$1 \left[\frac{\text{galón}}{\text{Kg}} \right] = 3.68 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{gal}} \right]$$

por lo tanto:

$$Q_p = 41\,590 \times 3.68 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Kg}} \right] \left[\frac{\text{Kg}}{\text{gal}} \right]$$

$$Q_p = 153\,051 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{gal}} \right]$$

Acto seguido se calcula la cantidad de combustible consumido por calentador:

$$Q_c \left[\frac{\text{gal}}{\text{día}} \right] = \frac{407\,366\,000}{153\,051} = 2\,662 \left[\frac{\text{Gal}}{\text{día}} \right]$$

El costo anual del combustible de este primer calentador será:

$$\begin{aligned} \text{COSTO} &= 2\,662 \left[\frac{\text{gal}}{\text{día}} \right] \times 0.1514 \left[\frac{\$}{\text{gal}} \right] \times 365 \left[\frac{\text{días}}{\text{año}} \right] = \\ &= 147\,105 \left[\frac{\$}{\text{año}} \right] \end{aligned}$$

SEGUNDO CALENTADOR Y SIGUIENTES: En adelante, la temperatura del crudo se eleva de 35.6 °C a 65.6 °C, como ya se vio al principio de este ejemplo. Ahora, el peso específico γ será a las condiciones especificadas anteriormente, o sea, a:

$$\delta_{t_m} = 0.9512 \quad ; \quad \gamma = 328.75 \left[\frac{\text{lb}}{\text{bl}} \right]$$

y así el calor específico: $C_e = 0.440 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right]$

La diferencia de temperaturas es:

$$t_1 - t_2 = 65.6 - 35.6 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 - t_2 = 87 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Ya se puede aplicar la ecuación para determinar la cantidad de calor que será necesaria para elevar la temperatura del crudo la diferencia indicada:

$$q' = 20\,000 \left[\frac{\text{bl}}{\text{día}} \right] \times 328.75 \left[\frac{\text{lb}}{\text{bl}} \right] \times 0.440 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right] \times 87 \left[^\circ\text{F} \right]$$

$$q' = 251\,691\,000 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{día}} \right]$$

Considerando la eficiencia del calentador:

$$q = \frac{251\,691\,000}{0.75}$$

$$q = 335\,588\,000 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{día}} \right]$$

La cantidad de combustible por unidad de calentamiento es:

$$Q_c = \left[\frac{\text{gal}}{\text{día}} \right] = \frac{335\,588\,000}{153\,051}$$

$$Q_c = 2\,192.65 \left[\frac{\text{galones}}{\text{día}} \right]$$

Esta cantidad de combustible ocasiona una erogación:

$$\text{COSTO}_{Q_c} = 2\,192.65 \times 0.1514 \times 365 = 121\,168 \left[\frac{\$}{\text{año}} \right]$$

Así que, el costo total del combustible para los doce calentadores será:

$$\begin{aligned} \text{COSTO}_{Q_c} &= 147\,105 + 121\,168 \times 11 \\ &= 147\,105 + 1\,332\,848 \\ &= 1\,479\,953 \left[\frac{\$}{\text{año}} \right] \end{aligned}$$

XI 4 DIÁMETRO ECONOMICO.

Hasta aquí se ha ilustrado, con un diámetro solamente, el procedimiento de cálculo que puede seguirse, pero como este diámetro fue elegido al azar, se entiende que habrá que desarrollar idénticos procedimientos de cálculo con otros diámetros, y una vez reunidos sus resultados, plantear el análisis económico que permita seleccionar el más conveniente.

El costo total está dado por:

$$C_T = \text{I.I.} \times A + \text{COM}$$

en donde:

I.I. = Inversión Inicial

A = Anualidad

COM = Costo de Operación y Mantenimiento

En la inversión inicial se toma en cuenta lo siguiente:

- Costo de tubería
- Costo de instalación
- Costo de bombas
- Costo de tanques de almacenamiento
- Costo de calentadores
- Costo de edificios

El costo de operación está dado por:

- Costo de personal
- Costo por combustible

Para el costo de mantenimiento se tomará, en cada caso el 5% de la inversión inicial en cada objeto adquirido o fabricado, como el caso de los edificios.

En síntesis, el Estudio completo supone la consideración de varios diámetros, (tres o cuatro) y varias temperaturas de calentamiento del crudo, para cada uno de los diámetros y considerando que el calentamiento se efectúa en la misma estación de bombeo; a este procedimiento se le obtiene su costo total. A continuación se procede a analizar la conveniencia de variar el número de unidades de bombeo, reduciéndolo a expensas de un aumento y redistribución de las unidades de calentamiento y, una vez obtenido el costo total de cada caso (distintos diámetros, distintas temperaturas) de este segundo análisis, se plantea la comparación de costos, en general, de donde se obtiene la selección del diámetro (y procedimiento) más económico, supuesto que la decisión final no está influida por otras consideraciones de orden técnico. Lo que se acaba de decir puede apreciarse más fácilmente mediante un análisis comparado de las cifras con que se han formado las Tablas de Cálculo 1 y 2.

TABLA DE CALCULO N° 1

DATOS: L = 354.25 Km. Q = 20 000 bl/dfa $t_a = 25^\circ\text{C}$

$\delta_{20} = 0.972$ $\rho_B = 50.53 \text{ Kg/cm}^3$

N° BOMBAS = N° CALENTADORES

A - 1 x = 20 $t_x = 41.56$ p = 23.63
 D = 14 x = 30 $t_x = 35.58$ p = 48.60
 $t_1 = 65.6$ x = 32 $t_x = 34.67$ p = 56.07
 $\rho_B = 50-53$ x = 31 $t_x = 35.12$ p = 52.80
 $N_B = 11$
 $X = 32.2$
 \$ 16 870 000.00

A - 2 x = 40 $t_x = 34.78$ p = 48.60
 D = 14 x = 41 $t_x = 34.35$ p = 51.19
 $t_1 = 85$
 $N_B = 8$
 $X = 44.28$
 \$ 15 480 000.00

B - 1 x = 40 $t_x = 29.94$ p = 52.5
 D = 16 $N_B = 8$
 $t_1 = 65.6$ $X = 44.28$
 \$ 16 720 000.00

B - 2 x = 45 $t_x = 30.75$ p = 39.49
 D = 16 x = 50 $t_x = 29.49$ p = 47.47
 $t_1 = 85$ x = 52 $t_x = 28.98$ p = 51.60
 $N_B = 6$
 $X = 59.04$
 \$ 15 750 000.00

C - 1 x = 50 $t_x = 27.05$ p = 47.85
 D = 18 x = 51 $t_x = 26.93$ p = 50.00
 $t_1 = 65.6$
 $N_B = 7$
 $X = 50.6$
 \$ 16 310 000.00

C - 2 x = 60 $t_x = 26.73$ p = 43.50
 D = 18 x = 63 $t_x = 26.45$ p = 47.42
 $t_1 = 85$ x = 65 $t_x = 26.29$ p = 51.03
 $N_B = 5$
 $X = 70.85$
 \$ 13 430 000.00

D - 1 x = 55 $t_x = 26.10$ p = 37.38
 D = 20 x = 65 $t_x = 25.57$ p = 45.70
 $t_1 = 65.6$ x = 70 $t_x = 25.40$ p = 50.00
 $N_B = 5$
 $X = 70.85$
 \$ 19 230 000.00

D - 2 x = 85 $t_x = 27.3$ p = 39.32
 D = 20 x = 95 $t_x = 26.2$ p = 49.50
 $t_1 = 85$
 $N_B = 3$
 $X = 118.0$
 \$ 18 120 000.00

TABLA DE CALCULO N° 2

DATOS: L = 354.25 Km. Q = 20 000 bl/dfa $t_a = 25^\circ\text{C}$

$\delta_{20^\circ} = 0.972$ $P_B = 50 - 53 \text{ Kg/cm}^2$

N° BOMBAS \neq N° CALENTADORES

A' - 1	$x' = 20$	$t_{x'} = 41.2$	$P_T = 480.16$
D = 14			$N_B = 9$
$t_i = 65.6$			$X'_B = 39.36$
			$N_C = 18$
			$X'_C = 19.68$
			\$ 17 220 000.00
A' - 2	$x' = 30$	$t_{x'} = 40.4$	$P_T = 307.48$
D = 14			$N_B = 6$
$t_i = 85$			$X'_B = 59.04$
			$N_C = 12$
			$X'_C = 29.52$
			\$ 15 540 000.00
B' - 1	$x' = 30$	$t_{x'} = 33.37$	$P_T = 373.89$
D = 16			$N_B = 7$
$t_i = 65.6$			$X'_B = 50.6$
			$N_C = 12$
			$X'_C = 29.52$
			\$ 17 020 000.00
B' - 2	$x' = 35$	$t_{x'} = 34.67$	$P_T = 252.43$
D = 16			$N_B = 5$
$t_i = 85$			$X'_B = 70.85$
			$N_C = 10$
			$X'_C = 35.42$
			\$ 16 210 000.00
C' - 1	$x' = 35$	$t_{x'} = 30.00$	$P_T = 282.72$
D = 18			$N_B = 5$
$t_i = 65.6$			$X'_B = 70.85$
			$N_C = 10$
			$X'_C = 35.42$
			\$ 16 200 000.00
C' - 2	$x' = 40$	$t_{x'} = 30.65$	$P_T = 188.29$
D = 18			$N_B = 3$
$t_i = 85$			$X'_B = 118.08$
			$N_C = 9$
			$X'_C = 39.36$
			\$ 14 610 000.00

D' - 1	$x' = 40$	$t_{x'} = 27.95$	$P_T = 216.88$
D = 20			$N_B = 4.337 = 4$
$t_i = 65.6$			$X'_B = 88.56$
			$N_C = 9$
			$X'_C = 39.36$
			\$ 19 650 000.00
D' - 2	$x' = 40$	$t_{x'} = 29.38$	$P_T = 166.54$
D = 20			$N_B = 3$
$t_i = 85$			$X'_B = 118.08$
			$N_C = 9$
			$X'_C = 39.36$
			\$ 19 690 000.00

