

Método para cuantificar pérdidas en válvula móvil

Por Alejandro Albertoni

La dinamometría permite evaluar en forma rutinaria el comportamiento de los diversos componentes de una instalación con bombeo mecánico.

El trabajo *Nuevo método para la cuantificación de las pérdidas en válvula móvil a partir de mediciones dinamométricas* describe los resultados de la aplicación del método de Nolen y Gibbs en el Yacimiento Pampa del Castillo y el desarrollo de un nuevo método de cálculo para la cuantificación de las pérdidas, con el que se obtienen resultados más satisfactorios.

Este estudio ocupó el tercer lugar en el concurso de trabajos estudiantiles organizado por la Sección Argentina de la Society of Petroleum Engineers, durante el III Congreso Latinoamericano y del Caribe sobre Ingeniería del Petróleo realizado en Buenos Aires en abril de este año.

Las mediciones dinamométricas tomadas en el vástago de bombeo son utilizadas para determinar cargas en el equipamiento de superficie, calcular las cartas dinamométricas en la bomba y diagnosticar visualmente las condiciones de la bomba. Permiten también determinar las condiciones mecánicas de la bomba a partir de mediciones simples tomadas en superficie.

Las partes de la bomba analizadas incluyen al barril, pistón, válvula móvil y fija (bola y asiento). La válvula móvil viaja hacia arriba y hacia abajo junto con las varillas mientras la válvula fija permanece estacionaria con respecto al *tubing*. Las pérdidas en válvula móvil y por escurrimiento entre el pistón y el barril son, en general, las más significativas en la producción de un pozo; de allí la importancia de su cuantificación.

Las pérdidas en válvula móvil son un problema tan específico, común y antiguo como el mismo bombeo mecánico; sin embargo, este tema no ha tenido gran desarrollo. En este trabajo se calculan las pérdidas en válvula móvil, sobre la base de un método desarrollado por Kenneth Nolen y Sam Gibbs⁽¹⁾,

con el objeto de lograr una mayor independencia de los controles de tanque al detectar y cuantificar mermas de producción.

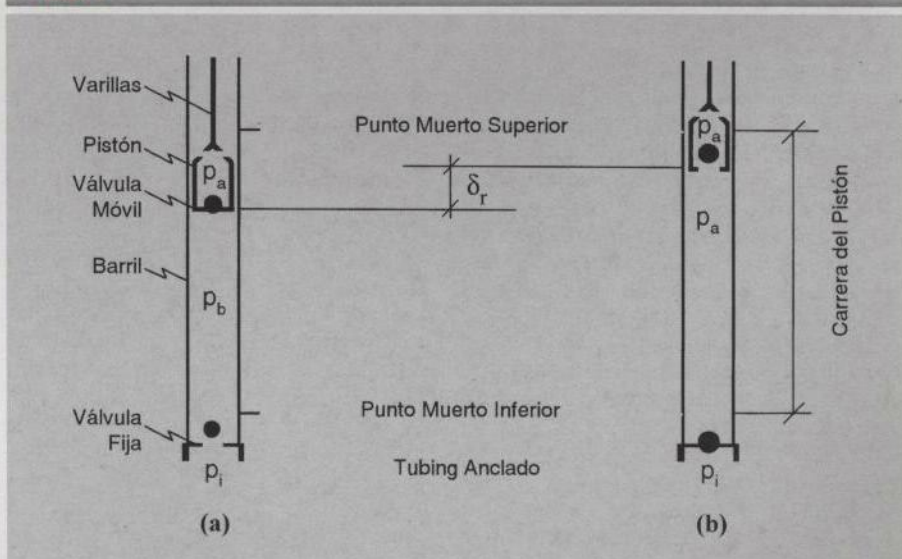
Medición de la válvula móvil

La medición de válvula móvil chequea el estado del huelgo entre el pistón y el barril y de la válvula (bola y asiento).

De acuerdo con Stearns,⁽²⁾ la pérdida que pasa a través del pistón puede ser calculada y depende de las dimensiones físicas de la bomba, densidad y viscosidad del petróleo, y de la presión diferencial a través del pistón. El huelgo es solamente conocido cuando la bomba es instalada de modo que el caudal de pérdida debido al deterioro que tienen el pistón y el barril con el tiempo se torna desconocido. También la pérdida puede ocurrir a través de la bola o el asiento de la válvula. Como el desgaste progresa, cuantificar la pérdida de la bomba adquiere importancia.

La medición de válvula móvil es usualmente realizada deteniendo el aparato de bombeo en la parte superior de la carrera ascendente (3/4 de carrera), como muestra la Figura 1. La válvula móvil está cerrada y la

FIG. 1



Presiones y posición de la bomba (a) al iniciarse el ensayo de la válvula móvil y (b) después de que el peso de fluido fue transferido al tubing.

Alejandro Albertoni es estudiante de 5º año de Ingeniería en Petróleo en el Instituto Tecnológico de Buenos Aires.

fija se considera abierta. El dinamómetro en superficie mide la carga en la válvula móvil, F_t , la cual comprende peso de las varillas sumergidas, W_r , peso de fluido, F_f y fricción en carrera ascendente, F_u . Analíticamente se expresa como:

$$F_t = W_r + F_f + F_u \quad (1)$$

El peso de fluido se define como:

$$F_f = A_p (p_a - p_b) \quad (2)$$

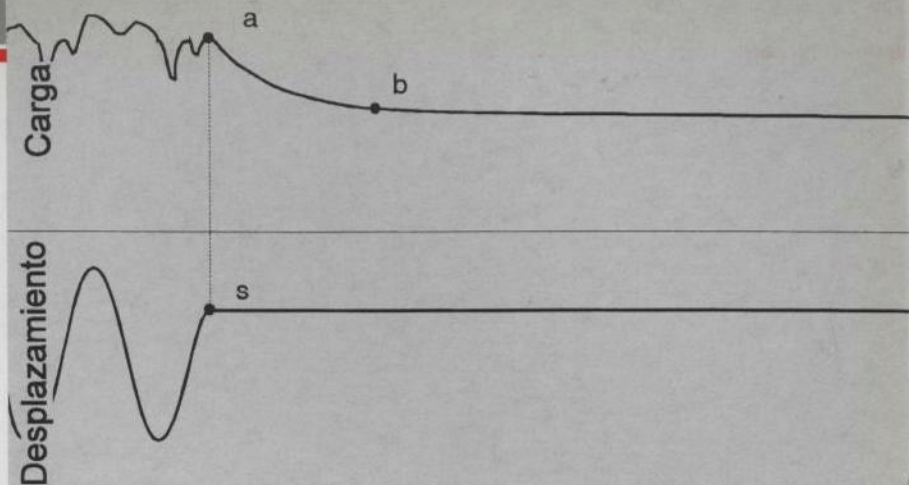
La presión arriba del pistón, P_a es causada por la altura hidrostática en el *tubing* sobre la bomba más la presión en boca de pozo. La presión abajo del pistón, P_b , es inicialmente la presión de entrada a la bomba menos (usualmente) la pequeña pérdida de presión a través de la válvula fija que tiene el fluido cuando ingresa a la bomba (figura 1a). El peso de fluido provoca estiramiento de las varillas por un valor δ_r . La fricción por arrastre entre las varillas y el *tubing* actúa hacia abajo ya que la medición de esta válvula se efectúa durante la carrera ascendente y la fricción actúa en dirección opuesta al movimiento. El efecto de la fricción del fluido desaparece cuando las varillas se detienen, pero la fricción residual por arrastre actúa normalmente. La fuerza de arrastre actuando hacia abajo incrementa la carga medida por el dinamómetro (observar el signo positivo de F_u en (1)).

La presión diferencial a través del pistón fuerza al fluido a migrar por el huelgo entre el pistón y el barril y a atravesar la válvula móvil. Cuando suficiente fluido ha migrado desde arriba hacia abajo del pistón se ecualiza el diferencial de presión ($p_a - p_b$), el peso de fluido, F_f , desaparece (Figura 1b). Las varillas se contraen un valor δ_r y el dinamómetro registra la carga como:

$$F_t = W_r + F_u \quad (3)$$

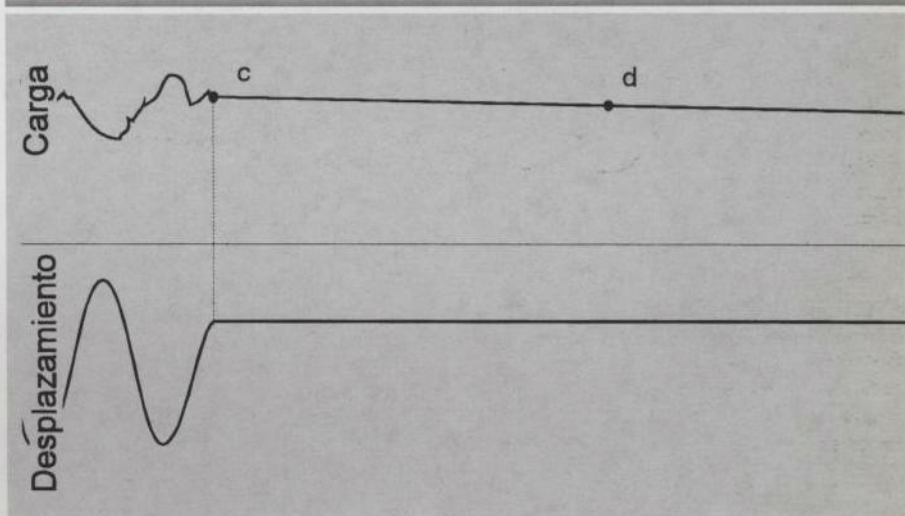
Cuando el peso de fluido es removido de las varillas, la válvula fija es tirada sobre el asiento por la presión diferencial $p_a - p_i$. Toda la carga de fluido ha sido transferida desde la válvula móvil (varillas) a la válvula fija (*tubing*).

Los modernos dinamómetros electrónicos registran posición y carga vs. tiempo. La Figura 2 muestra una medición realizada con este instrumento donde la unidad fue parada alrededor del 85% de la carrera ascendente. La traza de la posición horizontal comenzando con el punto S significa que la posición de las varillas no está cambiando (la unidad está frenada). La traza de la carga indica una pérdida significativa. En la Figura 3, la traza de la carga c-d indica una pér-



Registro de carga y desplazamiento vs. tiempo en el ensayo de válvula móvil. La traza de carga (a-b) muestra pérdidas significativas en la válvula.

FIG. 3



La traza de carga (c-d) muestra pérdidas despreciables en la válvula móvil.

rida despreciable. El analista tratará de relacionar la severidad de la pérdida de bomba con la rapidez de pérdida de carga.

Más adelante se mostrará la relación cuantitativa propuesta por Nolen & Gibbs para determinar el caudal de pérdida (en metros cúbicos día) en términos de la velocidad de pérdida de carga de la válvula móvil (en libras por segundo). Esta relación es necesaria porque la misma velocidad de pérdida de carga puede significar severas pérdidas en un pozo y una pérdida insignificante en otro.

Técnicas para registrar válvulas

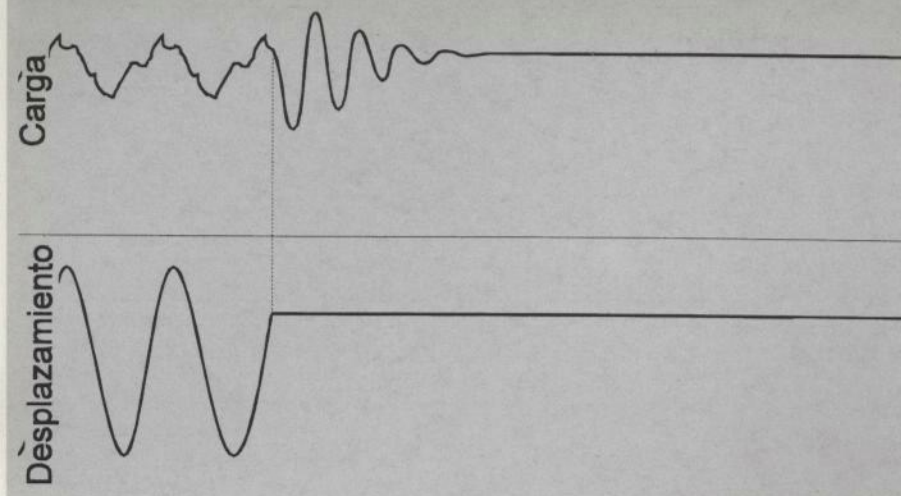
Es necesaria una buena técnica en la obtención de datos de campo para que las mediciones de válvulas sean confiables. La unidad se debe parar suavemente para minimizar los efectos dinámicos. La Figura 4 muestra los efectos de parar la unidad en forma brusca invalidándose las mediciones en la misma. Las mediciones de la válvula móvil son en algunas oportunidades inadecuadas

porque algo del peso de fluido ha sido perdido. Dos o tres paradas suaves durante la carrera ascendente fueron recomendadas por Nolen y Gibbs⁽¹⁾ para el ensayo de válvula móvil. En la medición de la válvula móvil, las paradas serán entre la mitad y el 90% de la carrera ascendente para asegurarse que el estiramiento de las varillas ha ocurrido y que la carga completa de fluido está sobre las varillas. Haciendo diversas paradas en la carrera ascendente se pueden investigar puntos a lo largo del barril, los cuales pueden ser identificados por zonas sin uniformidad o barril partido.

Es muy importante que "todo" el peso de fluido sea inicialmente registrado durante el ensayo de la válvula móvil. Esto indica máxima presión diferencial en la teoría cuantitativa.

Propiedades estáticas del estiramiento de las varillas

El estiramiento de las varillas juega un rol vital en el desarrollo de esta teoría cuantitativa de la pérdida en bomba derivada de



El aparato de bombeo debe ser detenido suavemente en el ensayo de válvula móvil. Una parada brusca invalida el ensayo.

las mediciones de válvulas. Para simplificar los cálculos, serán usadas las ecuaciones tipo estáticas, así como lo propusieran Nolen y Gibbs. Esto requiere que las mediciones de válvulas sean realizadas suavemente para minimizar efectos dinámicos. Para diseños cónicos la ecuación para el estiramiento es:

$$\delta_r = F_f \sum_{i=1}^m \frac{X_i}{E_i A_i} \quad (6)$$

Una constante elástica E_r es definida en unidades prácticas:

$$\delta_r = F_f L_r E_r \quad (7)$$

$$\text{donde } L_r = \sum_{i=1}^m X_i \quad (8a)$$

$$\text{y } E_r = \frac{12}{L_r} \sum_{i=1}^m \frac{X_i}{E_i A_i} \quad (8b)$$

Para diseños API con varillas de acero, E_r puede ser obtenido de la norma API RP 11L(3).

Método Nolen & Gibbs⁽¹⁾. Determinación de la pérdida en bomba a partir de la velocidad inicial de pérdida de carga

El método desarrollado por Nolen y Gibbs, calcula las pérdidas en válvula móvil a partir de la velocidad inicial de pérdida de carga en la válvula durante la parada en la carrera ascendente. Si observamos la Figura 1, notamos que el estiramiento de las varillas de bombeo es causado por el peso de fluido y que desaparece completamente cuando suficiente fluido ha migrado desde arriba hacia abajo del pistón para equalizar la presión. El volumen de este fluido es exactamente:

$$V = (\pi/4) d^2 (\delta_r + \delta_t) \quad (9)$$

donde el caso más general de *tubing* sin anclar es considerado. Este volumen es perdido en un tiempo Δt , entonces tenemos que $R_{pr} = V/\Delta t$. Si el volumen perdido por unidad de tiempo, R_{pr} , es expresado en metros cúbicos por día, tenemos en unidades prácticas:

$$R_{pr} = [1.111 d^2 (\delta_r + \delta_t)] / \Delta t$$

Reemplazando en esta última ecuación las expresiones del estiramiento nos queda:

$$R_{pr} = 1.111 d^2 (F_f/\Delta t) (L_r E_r + L_t E_t) \quad (10)$$

R_{pr} es un caudal de pérdida promedio en la válvula durante toda la duración del ensayo (Δt). La velocidad instantánea de pérdida decrece a medida que el gradiente de presión a través del pistón disminuye.

La Figura 2 muestra cómo la velocidad de pérdida de carga (pendiente de la traza) desde el punto "a" al punto "b" decrece durante el tiempo de ensayo de la móvil. La velocidad de pérdida inicial es máxima y disminuye a cero cuando el peso de fluido es completamente transferido a la válvula fija (*tubing*). La pérdida del pistón/barril y de la válvula móvil ocurre solamente mientras la válvula móvil está cerrada y el dife-

rencial de presión está siendo aplicado. Para estimar este comportamiento se define un coeficiente de escurrimiento C_p que representa la duración de la aplicación de la presión diferencial dentro de un ciclo de bombeo. La ecuación de la pérdida final resulta:

$$R = 1.111 d^2 C_p (L_r E_r + L_t E_t) (F_t')_{\max} \quad (11)$$

Donde $(F_t')_{\max}$ es la velocidad máxima de pérdida de carga en la válvula móvil. Como F_f y F_t difieren solamente por una constante en el caso estático, F_f puede ser substituida por F_t en la expresión para la velocidad de pérdida de carga. Durante el movimiento ascendente de la bomba, el fluido está siendo levantado y tiende a maximizar la presión diferencial a través de la válvula móvil. Es importante que la máxima velocidad de pérdida de carga sea determinada a partir de una cuidadosa medición de válvulas.

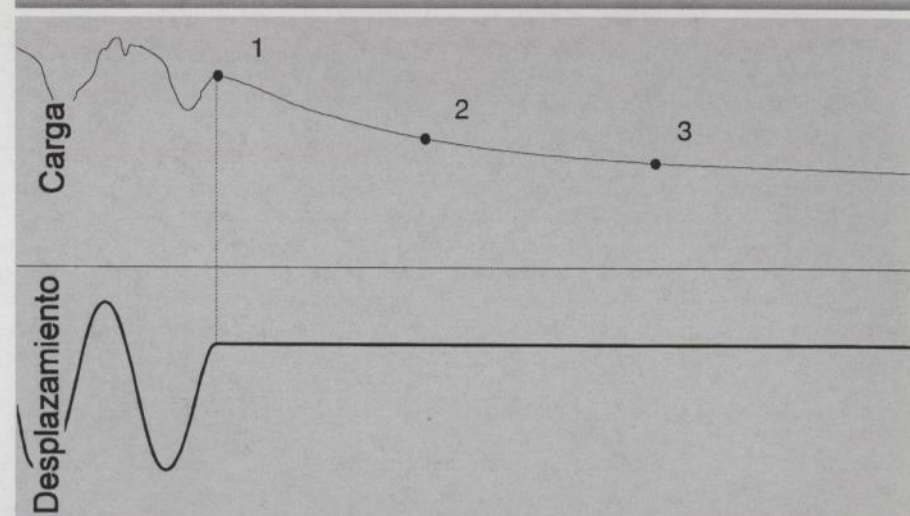
Para un llenado completo, una presión diferencial es aplicada a la válvula móvil alrededor del 50% del ciclo de tiempos. Entonces, C_p es aproximadamente 0.5, de modo que la ecuación final para el método de Nolen y Gibbs queda:

$$R = 0.555 d^2 (L_r E_r \times L_t E_t) (F_t')_{\max} \quad (12)$$

Resulta dificultoso determinar (visualmente) la velocidad de pérdida de carga inicial en forma objetiva. El siguiente procedimiento elimina algunas subjetividades. Si nos referimos a la Figura 5 y definimos tres puntos sobre la línea de carga tenemos:

Punto	Tiempo (sg)	Carga (lbs)
1	0	F_1
2	t_2	F_2
3	t_3	F_3

FIG. 5



Estos puntos son fácilmente obtenibles, en forma precisa, si se tiene registrada la curva en la unidad de procesamiento de la medición. Ajustando la traza a través de una ecuación polinómica con estos tres puntos, obtenemos $F(t) = K_0 + K_1t + K_2t^2$, donde $F(t)$ es la carga de las varillas durante el ensayo de la válvula móvil, t es el tiempo y K_1 los coeficientes de la curva que serán determinados.

La máxima velocidad de cambio de $F(t)$ ocurre en el punto 1 ($t=0$);

$$(F_t')_{\text{máx}} = dF(t)/dt \text{ (con } t=0) = K_1$$

donde, despejando el valor de K_1 de un sistema de 3 ecuaciones (usando los tres puntos) y tres incógnitas (K_0, K_1, K_2) obtenemos:

$$K_1 = \frac{(t_2 + t_3)(F_2 - F_1)}{t_2t_3} + \frac{t_2(F_2 - F_3)}{t_3(t_3 - t_2)} \quad (13)$$

Experiencia en Pampa del Castillo

Los resultados obtenidos del estudio de 52 pozos (sin producción de gas y con llenado completo) al aplicar este método (Nolen-Gibbs) en el yacimiento Pampa del Castillo-La Guitarra (C.N. Pérez Companc, Golfo San Jorge) no fueron satisfactorios.

Consideremos la siguiente relación entre las pérdidas calculadas y las pérdidas reales:

$$C_q = \frac{R}{Q_c - Q_{tk}} \quad (14)$$

desde Q_{tk} es el caudal de producción controlado a tanques y Q_c el caudal de producción calculado por el dinamómetro de profundidad teniendo en cuenta el desplazamiento bruto del pistón. Sabiendo que en la mayoría de los casos, la pérdida real de producción ($Q_c - Q_{tk}$) se debe a pérdidas en la válvula móvil o al escurrimiento entre el pistón y el barril, será satisfactorio el valor de R obtenido cuando C_q tome un valor igual o cercano a la unidad.

Sobre los 52 pozos medidos en Pampa del Castillo, sólo 2 arrojaron un valor de C_q con una diferencia (respecto de la unidad) menor al 10% y tan sólo 5 se ubicaron en la franja que va desde 0,8 a 1,2.

Teniendo en cuenta esta otra relación,

$$C_c = \frac{R + Q_{tk}}{Q_c} \quad (15)$$

nuevamente, obtendremos satisfactorios resultados de R cuando C_c tome valores cercanos a 1. Sólo 11 pozos arrojan valores de C_c entre 0,9 y 1,1. La Figura 6 muestra un valor medio obtenido en el cálculo de C_c con el método de Nolen y Gibbs de 0,76 y una dispersión de 0,16. La moda de las mediciones se ubica en 0,75, muy por debajo del valor ideal ($C_c=1$). Inclusive se puede observar una importante cantidad de mediciones que tomaron un valor de C_c aún inferior a 0,75.

Estos resultados motivaron una profundización en los estudios acerca de este tema.

Método de la correlación para el cálculo de pérdidas en válvula móvil

Con el objeto de mejorar los resultados obtenidos, se analizó el comportamiento de las pérdidas calculadas (R) frente a diferentes parámetros competentes en la medición de válvula móvil. Se observó, entonces, que la relación C_q mejora (se acerca a 1) en la medida que las velocidades máximas de las pérdidas ($(F_t')_{\text{máx}}$, o bien K_1) son mayores. El cálculo de $(F_t')_{\text{máx}}$ arroja valores negativos (por tratarse de una pérdida), pero a los fines prácticos prescindiremos de su signo de aquí en adelante. Teniendo en cuenta esta aclaración, esa tendencia se observa claramente en la Figura 7.

El ajuste lineal de los puntos volcados sobre un gráfico C_q vs $(F_t')_{\text{máx}}$ arroja la siguiente ecuación:

$$C_q = 3,394 \times 10^{-4} (F_t')_{\text{máx}} + 0,03791 \quad (16)$$

Es posible corregir el valor de R por un factor dependiente de $(F_t')_{\text{máx}}$ (utilizando el ajuste) de manera de independizarnos del cálculo de C_q y, lo que es lo mismo, del control de tanques (Q_{tk}). Debemos lograr que R_c (pérdidas en válvula calculadas corregidas por la correlación) sea igual a las pérdidas reales. Si llamamos C_{qc} a la relación entre R_c y las pérdidas reales ($Q_c - Q_{tk}$), su valor deberá ser 1. Expresado en una ecuación, esto es:

$$C_{qc} = \frac{R_c}{Q_c - Q_{tk}} = 1$$

Si multiplicamos el valor de C_q por un factor de corrección (α) tal que lo haga igual a C_{qc} (uno) obtenemos la siguiente expresión:

$$C_{qc} = C_q \times \alpha = \frac{R}{Q_c - Q_{tk}} \times \alpha = \frac{R_c}{Q_c - Q_{tk}} = 1 \quad (17)$$

De allí, simplificando, $R_c = \alpha R$

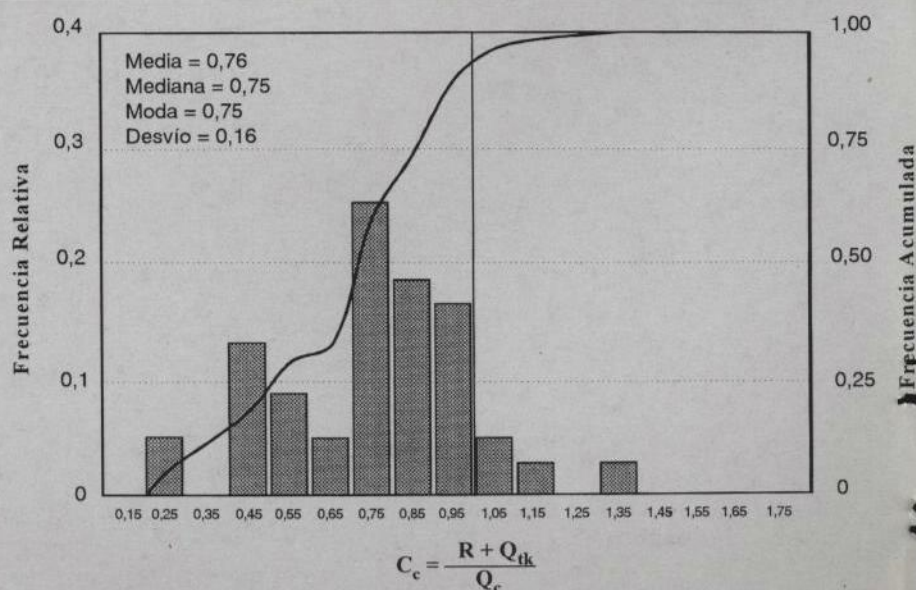
Utilizando la ley de correlación, la relación (17) se satisface cuando:

$$\alpha = \frac{1}{3,394 \times 10^{-4} (F_t')_{\text{máx}} + 0,03791} \quad (18)$$

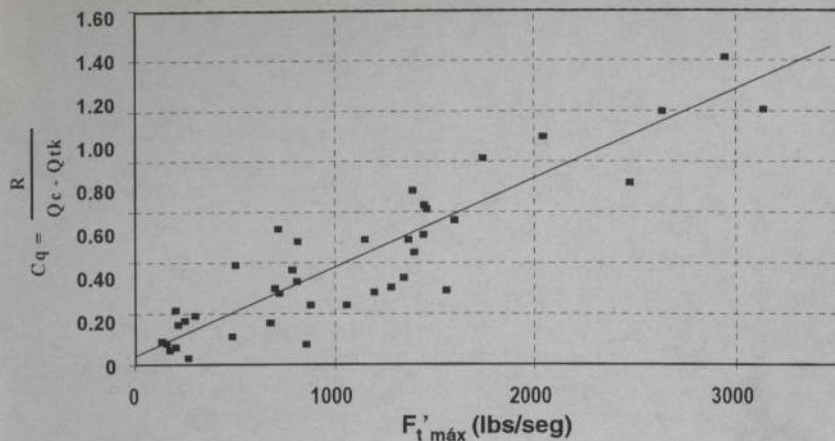
Finalmente, reemplazando en la ecuación (12), obtenemos para R_c la siguiente expresión: (19)

$$R_c = 0,555 d^2 (L_t E_t + L_t E_t) (F_t')_{\text{máx}} \frac{1}{3,394 \times 10^{-4} (F_t')_{\text{máx}} + 0,03791}$$

FIG. 6



Distribución estadística de los resultados obtenidos en el cálculo de pérdidas en válvula móvil (utilizando la relación C_c) al aplicar el método de Nolen y Gibbs en el Yacimiento Pampa del Castillo.



Comportamiento de la relación Cq frente a diferentes valores medidos de velocidad inicial de pérdida de carga $F'_t \text{ máx}$. Se muestra, además, el ajuste lineal de la nube de puntos.

Es ésta una expresión más acertada de las pérdidas en válvula móvil. En la Figura 8 se muestran los valores que tomó C_c para cada pozo estudiado utilizando este método y en la Figura 9 se detalla su distribución estadística comparándola con la distribución obtenida con el método ya existente. Podemos observar que la media se desplaza de 0,76 en el método de Nolen y Gibbs a 0,95 para el nuevo método. La moda hace lo propio de 0,75 a 1,05. Ambos parámetros muestran mejor respuesta en el método de la correlación. Observamos en el gráfico de la Figura 8 que para valores bajos de velocidad inicial de pérdida de carga existe cierta dispersión, pero para altas $(F'_t)_{\text{máx}}$ las estimaciones obtenidas tienen mejor respuesta. Esto significa que, a la hora de aplicar el método de la correlación, éste tendrá mayor confiabilidad cuando el valor de $(F'_t)_{\text{máx}}$ se encuentre entre las 1000 y las 4000 lbs/seg. (Figura 8) y (Figura 9)

La técnica es ilustrada con un ejemplo. Una sarta API 7/8 x 3/4 inch es instalada con una bomba de 1 1/4" a 6.909 ft. De la norma API RP 11L, E_r se obtiene y es 0.812×10^{-6} in/lb-ft. El *tubing* es anclado, entonces, $E_t = 0$.

Los puntos obtenidos de la curva son:

Punto	Tiempo (seg)	Carga (lbs)
1	0	$F_1=14276$
2	2	$F_2=12961$
3	4	$F_3=12210$

Reemplazando en la expresión de K_1 :

$$K_1 = \frac{(2+4)(12961-14276)}{2.4} + \frac{2(12961-12210)}{4(4-2)} \quad (13)$$

$$K_1 = -798 \text{ lbs/seg}$$

Finalmente, la pérdida en válvula móvil

para el ejemplo citado será:

$$R = 0,555 (1,25)^2 (6909) (0,812 \times 10^{-6}) (798) = 12,57 \text{ m}^3/\text{d}$$

$$3,394 \times 10^{-4} (798) + 0,03791$$

Otra posible aplicación que se desprende de la utilización del método es la siguiente: si se cuenta con el valor de control de producción a tanques (Q_{tk}), se puede utilizar el cálculo de R_c para detectar y cuantificar una pérdida de producción generada por otro factor diferente a la válvula móvil o el escurrimiento barril/pistón. Observemos el siguiente ejemplo: se cuenta con el valor de control a tanques $Q_{tk} = 100 \text{ m}^3/\text{d}$. A partir del dinamómetro se obtienen, $R_c = 50 \text{ m}^3/\text{d}$ y $Q_c = 220 \text{ m}^3/\text{d}$. Las pérdidas reales serán de 120 m^3 , mientras las calculadas en válvula móvil sólo alcanzan los 50 m^3 . Los $70 \text{ m}^3/\text{d}$ restantes son atribuibles a algún otro factor diferente de la válvula móvil, como por ejemplo, pérdidas en válvula fija o pinchadura en el *tubing*.

De acuerdo a Nolen y Gibbs⁽¹⁾, el factor del estiramiento de las varillas tiene fuerte

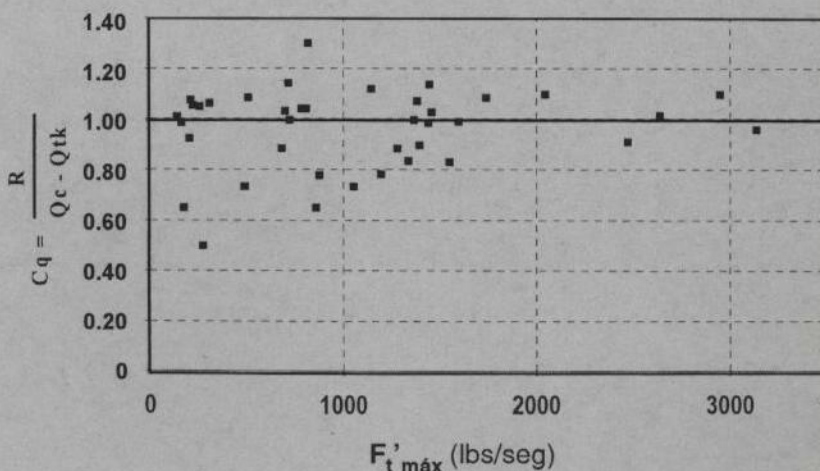
peso en este cálculo de pérdidas. De aquí surge una nueva y muy interesante aplicación de este método para cuantificar las pérdidas en válvula. Observemos la Figura 10. Cualquier analista de informes dinamométricos podría enunciar que el registro de la figura corresponde a un pozo cuyas pérdidas en válvula móvil no son tan significativas. Pero analicemos con atención la ecuación 19 y veamos cómo juegan los diferentes factores en la expresión final de las pérdidas en válvula: si el pozo en cuestión (cuyo registro del ensayo se muestra en la Figura 10) tiene un diseño de varillas muy elástico y muy profundo (L_r y E_r grandes), las pérdidas en válvula y en el huelgo pistón/barril pueden llegar a resultar significativas, aún con la baja $(F'_t)_{\text{máx}}$ que arroja el ensayo. Un error similar, aunque en forma inversa, podemos llegar a cometer si el pozo es somero y cuenta con un diseño rígido de varillas (L_r y E_r chicos). Como se ve, diferentes caudales de pérdidas de fluido en válvula pueden ser calculadas con la misma velocidad de pérdida de carga, dependiendo de la rigidez de las varillas.

En definitiva, estos casos especiales de pozos profundos con diseño flexible de varillas y de pozos someros con diseños rígidos enmascaran los ensayos de válvula e inducen posibles errores de interpretación. Al cuantificar las pérdidas logramos independizarnos de los posibles errores cualitativos que podamos llegar a cometer al analizar en forma visual los registros correspondientes a los ensayos de válvula móvil.

Otras correlaciones

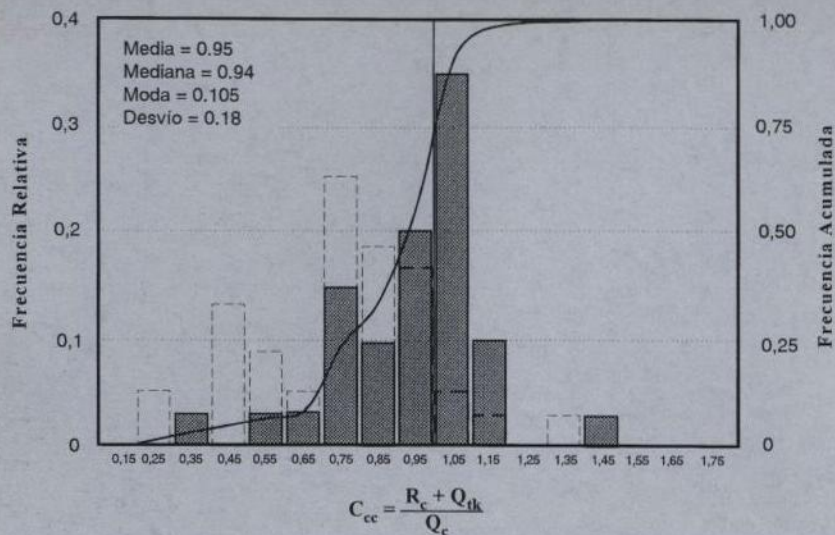
Se mostró que se puede corregir el cálculo de las pérdidas en válvula móvil según

FIG. 8



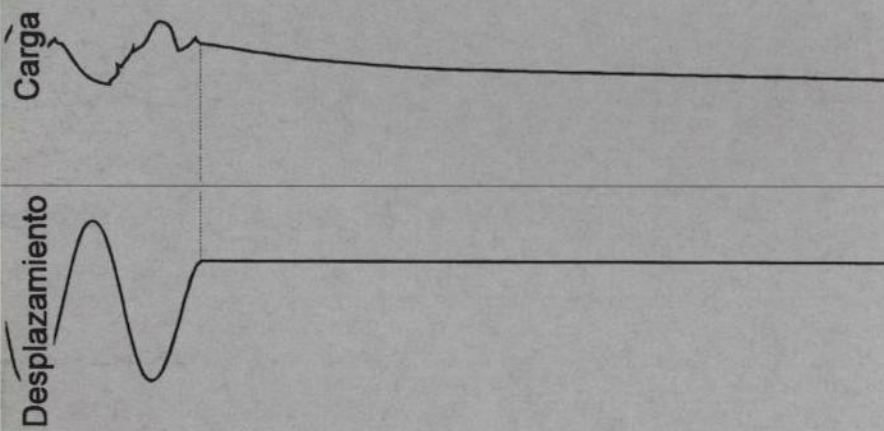
Resultados obtenidos aplicando el método de la correlación. Valores adoptados por la relación C_c frente a diferentes velocidades iniciales de pérdida de carga.

FIG. 9



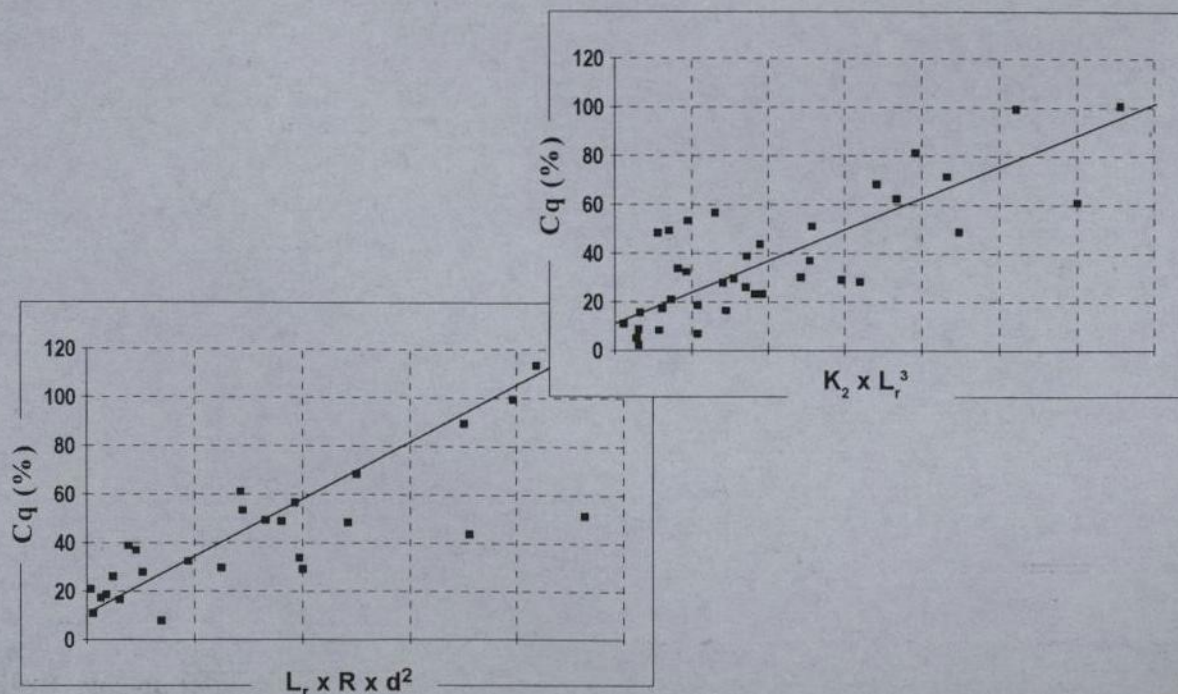
Distribución de los resultados obtenidos aplicando el nuevo método de la correlación (analizando la relación C_c) y comparación con los resultados del método ya existente

FIG. 10



Al cuantificar las pérdidas nos evitamos cometer errores de interpretación en el análisis cualitativo de los registros de los ensayos de válvula.

FIG. 11



una correlación obtenida a partir de la velocidad inicial de pérdida de carga ($(F_t')_{\text{máx}}$). Además de esta correlación mencionada, se encontraron otros ajustes con comportamiento interesante. Se dan como ejemplo las gráficas de la Figura 11 que muestran el comportamiento de C_q respecto de $K_2 \times L_r^3$ y de $L_r \times R \times d^2$. Otros factores analizados (que afectan la medición de las válvulas) fueron la carrera del pistón, su velocidad en la carrera ascendente, los golpes por minuto del sistema, el estiramiento de las varillas, el llenado de la bomba, la forma de la curva de pérdida de carga en el tiempo, la longitud de la sarta de varillas, el diámetro del pistón y las combinaciones entre ellos. También se realizaron pruebas haciendo la medición de la válvula a 1/3 de la carrera ascendente sin resultados satisfactorios. (Figura 11)

Conclusiones

Mediante la aplicación de este nuevo método desarrollado obtenemos mayor precisión en la cuantificación de las pérdidas en válvula móvil. Al hacer esto, ampliamos el uso de la dinamometría sin costo adicional alguno y con sencillos cálculos. Además, al tiempo que se genera una nueva fuente de datos de producción, es posible inferir el desgaste de la bomba independientemente de los controles de producción a tanques. Con ello el operador puede evaluar las condiciones mecánicas de la bomba en forma analítica y ser más objetivo a la hora de decidir un cambio de bomba.

Se recomienda, debido a que la investigación fue desarrollada en el yacimiento Pampa del Castillo-La Guitarra, que su aplicabilidad sea verificada y ajustada convenientemente al utilizarse en otros yacimientos. Probablemente, una diferente ley correlacionará y es por ello que se necesitará una buena recolección de datos y un nuevo ajuste.

Asimismo, en el yacimiento Pampa del Castillo, valiéndose de los controles de producción a tanque, puede mejorarse el ajuste utilizado aumentando el número de mediciones. Es sabido que una buena recolección de datos siempre mejorará los ajustes.

Referencias

- (1) Nolen, K. B. & Gibbs, S.G.: "Quantitative Determination of Rod-Pump Leakage With Dynamometer Techniques", SPE Prod. Eng., (Aug. 1990) 225-230.
- (2) Stearns, G. M.: "An Evaluation of the Rate of Slippage of Oil Past Oil-Well Pump Plungers", Drill & Prod. Prac., API, Dallas (1944) 25-33.
- (3) RP11L, Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units), fourth edition, API, Dallas (June, 1, 1988).

NOMENCLATURA

A_i = Área transversal de las varillas en cada sección, pulg² ($i=1,2,...m$)
 A_p = Área de pistón, pulg²
 C_c = Relación entre el caudal controlado a tanque más las pérdidas calculadas y el caudal calculado
 C_p = Coeficiente de escurrimiento
 C_q = Relación entre las pérdidas calculadas y las pérdidas reales
 C_{qc} = Relación entre las pérdidas calculadas con el método de la correlación y las pérdidas reales.
 d = Diámetro de la bomba, pulg
 E_i = Módulo de elasticidad de cada sección de varillas, psi ($i=1,2,...m$)
 E_r = Constante elástica de las varillas, pulg/lbs-pie
 E_t = Constante elástica del tubing sin anclar, pulg/lbs-pie
 $F(t)$ = Carga sobre el vástago durante el ensayo de válvula móvil
 F_f = Peso del fluido en bomba, lbs
 F_i = Carga sobre el vástago a tiempos determinados, lbs ($i=1,2,3$)
 F_t = Carga en la válvula móvil, lbs
 $(F_t)_{\max}$ = Velocidad máxima de pérdida de carga, lbs/seg
 F_u = Fuerza de fricción en la carrera ascendente, lbs
 K_i = Coeficientes de la ecuación polinómica $F(t)$

($i=1,2,3$)
 L_r = Longitud de la sarta de varillas, pies
 L_t = Longitud de tubing, pies
 p_a = Presión arriba del pistón, psi
 p_b = Presión debajo del pistón, psi
 p_i = Presión de entrada a la bomba, psi
 Q_{tk} = Caudal controlado a tanques, m³/día
 Q_{tk} = Caudal calculado a partir de la carrera bruta del pistón y de las dimensiones de la bomba, m³/día
 R = Pérdida en válvula, m³/día
 R_{pr} = Pérdida en válvula promedio, m³/día
 R_c = Pérdida en válvula corregida por correlación, m³/día
 Dt = Tiempo requerido por la válvula para perder toda la carga de fluido, seg
 V = Volumen transferido de arriba a abajo del pistón durante la pérdida de carga, pulg³
 W_r = Peso de las varillas sumergidas, lbs
 X_i = Longitud de cada sección de varillas ($i=1,2,...m$)
 α = Factor de corrección según la correlación
 δ_r = Estiramiento estático de las varillas por peso de fluido, pulg
 δ_t = Estiramiento estático del tubing sin anclar por el peso de fluido, pulg



INGENIERIA S.A.

Solar Turbines

A Caterpillar Company
 San Diego, California, USA

- INGENIERIA Y CONSTRUCCION
- INSPECCION
- OPERACION
- INSTALACIONES LLAVE EN MANO

- * GASODUCTOS
- * ESTACIONES COMPRESORAS
- * PLANTAS DE TRATAMIENTO DE GAS
- * ESTACIONES DE MEDICION Y REGULACION DE GAS
- * OLEODUCTOS

- * SISTEMAS DE COGENERACION

REPRESENTACION EXCLUSIVA
 DE SOLAR TURBINES

- TURBINAS DE GAS
- COMPRESORES CENTRIFUGOS
- EQUIPOS PARA COGENERACION

- FAMILIA DE TURBOGENERADORES (NUEVAS Potencias ISO, servicio continuo y Gas Natural)

* MARS 100	10.000 KW
* MARS 90	8.820 KW
* TAURUS 70	6.300 KW
* TAURUS 60	4.875 KW
* CENTAUR 50	4.140 KW
* CENTAUR 40	3.515 KW
* SATURN 20	1.140 KW

- * INSTANT POWER STATION 40.000 KW

Alsina 655, 3º Piso, (1087) Buenos Aires, Argentina
 Tel/Fax: 331-2887/1777/3933 334-6137/6151