

MÉTODO DE CÁLCULO DE CARTAS DINAMOMÉTRICAS DE FONDO A PARTIR DE CARTAS DE SUPERFICIE

Gustavo G. Vignolo^a y José A. Vázquez^b

^aUniversidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco, Ruta Prov. N° 1, Km. 4 – 9000 – Comodoro Rivadavia - Chubut, ARGENTINA, ggvignolo@gmail.com

^bDepartamento de Desarrollo Técnico, TECSS S.R.L., Álvarez Jonte 158, Km. 5, (9000) Comodoro Rivadavia, ARGENTINA, avazquez@tecss.com.ar

Palabras clave: Instrucciones Dinamometría, Diferencias Finitas, Ecuación de Gibbs.

Resumen. El conocimiento adecuado de las condiciones de operación en los aparatos individuales de bombeo mecánico de petróleo, es fundamental tanto a la hora de diseñar nuevas instalaciones como a la hora de operar y optimizar las instalaciones ya existentes. La medición de variables en superficie es crucial para lograr este objetivo y, sin duda, la dinamometría es la clave para determinar el funcionamiento de un equipo de bombeo ya que mide directamente las condiciones de operación en superficie y permite, mediante métodos adecuados, inferir las condiciones sobre la bomba. Si bien lo ideal sería contar con dinamómetros de fondo, esto está lejos de ser económicamente viable.

La unión entre el aparato individual de bombeo, que está montado sobre la superficie, y la bomba, situada a centenares de metros bajo tierra, se hace mediante una sarta de varillas. Dicha sarta está formada por una sucesión de varillas unidas entre sí, conocidas como varillas de bombeo. Dado que gran parte de la carga soportada por éstas se debe a su propio peso, pueden encontrarse diferentes tipos y diámetros dentro de la sarta, ordenadas de modo que su área transversal va disminuyendo a medida que se alejan de la boca del pozo y se acercan a la bomba. Independientemente del material con que éstas estén construidas, la esbeltez del sistema hace que se comporte como si fuese muy elástico y este efecto se hace notorio ante excitaciones alternativas como las que produce el aparato de bombeo. Asimismo, dado que las varillas se desplazan dentro de un tubo que transporta el fluido bombeado hasta la superficie (tubing), parte de la fuerza ejercida por el aparato de bombeo se disipa en el contacto de la sarta con baño líquido que la rodea y en eventuales contactos con el tubing. Por todo ello, los parámetros registrados en boca de pozo, pueden distar notoriamente de los que ocurren en el fondo del mismo.

En este trabajo, se presenta un método para determinar parámetros de fondo a partir de sus homólogos medidos en superficie, simulando matemáticamente el comportamiento dinámico de la sarta. En particular, la solución adoptada utiliza una representación mediante el método de las diferencias finitas de orden dos de la ecuación gobernante (ecuación de la onda de Gibbs). Tradicionalmente, para la estimación de las fuerzas disipativas se recurre a un coeficiente único de disipación calculado mediante un balance energético, pero puede probarse que hay soluciones que se ajustan mejor a lo que sucede en la realidad. Por ello, en este trabajo se propone el empleo de un coeficiente variable para los amortiguamientos actuantes sobre el sistema, determinado a través del cálculo de la aceleración del baricentro del sistema.

1 INTRODUCCION

El bombeo mecánico de petróleo es el método de extracción de crudo más ampliamente utilizado en los yacimientos argentinos y en gran parte del mundo. Se basa, fundamentalmente en una bomba de pistón dispuesta en el fondo de un pozo (de varios centenares de metros de profundidad) que recibe el movimiento alternativo generado por un aparato individual de bombeo mecánico (AIBM) situado en la superficie. La transmisión de movimiento desde la superficie al fondo del pozo se hace mediante una sucesión de varillas de bombeo unidas entre sí, conocida usualmente como sarta.

Dado que la relación entre longitud y diámetro de la sarta es de varios órdenes de magnitud, la esbeltez del sistema hace que se comporte como si fuese muy elástico independientemente del material con que esté construido. Además, dado que las varillas se desplazan dentro de un tubo que transporta el fluido bombeado hasta la superficie (tubing), parte de la fuerza ejercida por el aparato de bombeo se disipa en el contacto de la sarta con baño líquido que la rodea y en eventuales contactos con el tubing. Todo ello hace que lo que sucede en la boca del pozo diste notoriamente de lo que ocurre en el fondo del mismo y, si bien lo ideal para conocer lo que sucede en la bomba sería contar con dinamómetros de fondo, esto está lejos de ser económicamente viable.

Desde la década de 1960, los productores han puesto gran énfasis en los métodos matemáticos para predecir, diseñar y diagnosticar sistemas de bombeo mecánico (Liu et al., 2004). En 1963 Gibbs presentó el modelo matemático unidimensional de la dinámica de la sarta, el cual contempla una ecuación diferencial de segundo orden en derivadas parciales y sus correspondientes condiciones de borde. Si bien se han hecho numerosos desarrollos desde su formulación, la ecuación de Gibbs continúa siendo actualmente la base de la mayoría de los cálculos dinamométricos en sistemas de bombeo mecánico (Takács, 1993), y es la base del trabajo que aquí se expone.

Las condiciones de borde para esta ecuación surgen de la medición de variables en superficie (fuerza y desplazamiento). El resultado de esta medición se denomina carta dinamométrica de superficie (CDS). La predicción de las condiciones homólogas en la bomba se denomina carta dinamométrica de fondo (CDF).

En los últimos años se ha volcado la atención al desarrollo de métodos y sistemas para optimizar el funcionamiento de instalaciones de bombeo mecánico, basados en el diagnóstico de las mismas (Sánchez et al., 2007; Xu et al., 2007). Esto implica, independientemente del esquema de optimización que se emplee, que se necesita conocer el estado del sistema de extracción mediante dinamometría antes de efectuar las acciones de control, es decir, obtener la CDS y calcular la CDF por algún método.

En este trabajo se muestran los primeros avances logrados en el desarrollo de instrumentos de diagnóstico para instalaciones de bombeo mecánico de petróleo. Se presenta un método para determinar la CDF a partir de la CDS resolviendo la ecuación de Gibbs mediante diferencias finitas. Se discute, además, la determinación del coeficiente de disipación y se propone su determinación a través del cálculo de la aceleración del baricentro del sistema.

2 DINAMICA DE LA SARTA

La sarta empleada en los equipos de bombeo está formada por una sucesión de varillas unidas entre sí. Se pueden encontrar diferentes tipos y diámetros de varillas dentro de la sarta, ordenadas de modo que su diámetro va disminuyendo a medida que se alejan de la boca del pozo y se acercan a la bomba. Esto se logra conformando la sarta por tramos de distinto diámetro, siendo cada tramo la unión de varias varillas iguales.

El análisis siguiente se hace asumiendo que todas las varillas son de igual diámetro y material, es decir, sobre un tramo, pero el resultado puede extenderse rápidamente a los casos reales mencionados. El objetivo es, haciendo uso de las variables medidas en superficie $F_{(0,t)}$ y $u_{(0,t)}$, inferir sus homólogas en el final del tramo $F_{(L,t)}$ y $u_{(L,t)}$ (Figura 1a).

La ecuación gobernante de la dinámica de la sarta surge de aplicar la ley de conservación de cantidad de movimiento a un segmento de la misma, ilustrado en la Figura 1b.

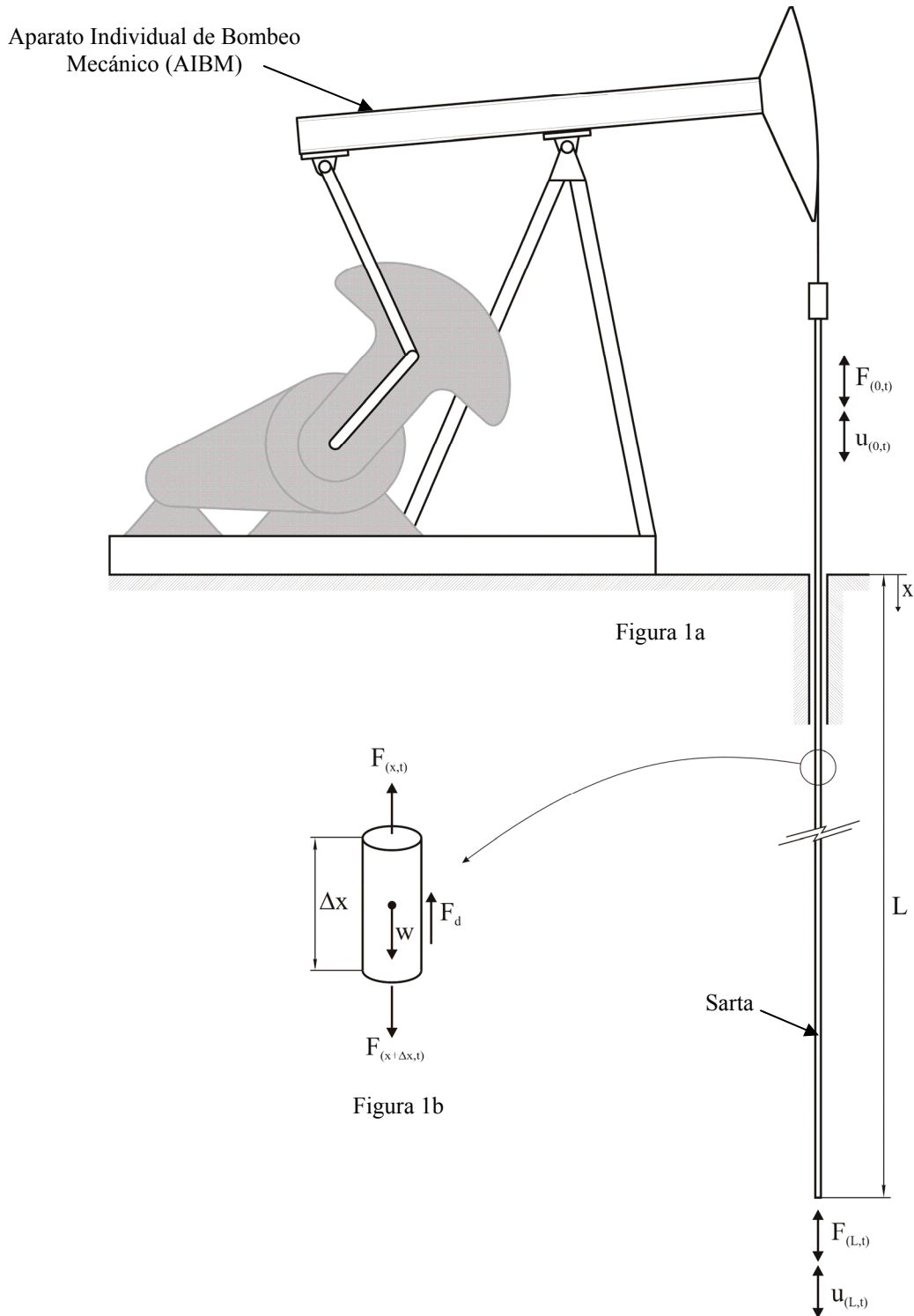


Figura 1: Esquema de un sistema de bombeo mecánico (a) y de un segmento de la sarta con todas las fuerzas aplicadas al mismo (b).

Si se aplica el balance de cantidad de movimiento en la dirección axial a un segmento de sección transversal A y masa m_v y densidad ρ , como el ilustrado en la Figura 1b, se tiene:

$$\begin{aligned} \sum F_x = m_v a &\Rightarrow F_d + F_{(x,t)} - w - F_{(x+\Delta x,t)} = m_v a \\ \Rightarrow F_{(x+\Delta x,t)} - F_{(x,t)} + w - F_d &= -m_v \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (1)$$

Donde a es la aceleración del elemento en la dirección axial, F es la fuerza que éste trasmite, w es su peso sumergido y F_d es la fuerza de disipación. Además, se sabe que

$$\frac{\partial F_{(x,t)}}{\partial x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{F_{(x+\Delta x,t)} - F_{(x,t)}}{\Delta x}, \text{ y } m_v = \rho A \Delta x \quad (2)$$

Reemplazando las Ec.(2) en la Ec.(1) se tiene

$$\Delta x \frac{\partial F_{(x,t)}}{\partial x} + w - F_d = -\rho A \Delta x \frac{\partial^2 u_{(x,t)}}{\partial t^2} \quad (3)$$

Mediante la ley de Hooke se puede expresar a la fuerza en función de la deformación, de la forma,

$$F_{(x,t)} = \frac{\partial u_{(x,t)}}{\partial x} EA \quad (4)$$

Si se considera que la fuerza disipativa F_d es de origen viscoso y se considera que la porción de varilla está sumergida en un baño fluido,

$$F_d = b \frac{\partial u_{(x,t)}}{\partial t}, \text{ y } w = \rho_{ap} A \Delta x g \quad (5)$$

b es el coeficiente de disipación viscosa y ρ_{ap} es la densidad aparente, resultante de restar la densidad del material de la varilla, ρ , a la del fluido circundante, ρ_L . Reemplazando (4) y (5) en (6) se tiene

$$EA \frac{\partial^2 u_{(x,t)}}{\partial x^2} + \rho_{ap} Ag - \frac{b}{\Delta x} \frac{\partial u_{(x,t)}}{\partial t} = -\rho A \frac{\partial^2 u_{(x,t)}}{\partial t^2} \quad (6)$$

Si se llama $B = \frac{b}{\Delta x}$ se llega a la ecuación gobernante, denominada ecuación de Gibbs:

$$EA \frac{\partial^2 u_{(x,t)}}{\partial x^2} + \rho_{ap} Ag - B \frac{\partial u_{(x,t)}}{\partial t} = -\rho A \frac{\partial^2 u_{(x,t)}}{\partial t^2} \quad (7)$$

3 MODELO DE DIFERENCIAS FINITAS

Si bien se han propuesto métodos analíticos para resolver la Ec. (7), su empleo no es usual dado que implican desarrollos en series (Schafer and Jennings, 1987). Por ello, el método más comúnmente utilizado es el de diferencias finitas (Burden and Faires, 2002), y es el adoptado en este trabajo. La ecuación de diferencias asociada queda determinada por:

$$E.A. \frac{u(x_{i+1}, t_j) - 2u(x_i, t_j) + u(x_{i-1}, t_j))}{\Delta x^2} + (\rho - \rho_L).A.g - B(t). \frac{u(x_i, t_{j+1}) - u(x_i, t_{j-1}))}{2\Delta t} =$$

$$= -\rho.A. \frac{u(x_i, t_{j+1}) - 2u(x_i, t_j) + u(x_i, t_{j-1}))}{\Delta t^2}$$
(8)

El valor de $u(x_0, t_j)$ es un dato (para todo j) de la CDS, mientras que el valor de $u(x_L, t_j)$ puede obtenerse haciendo uso de la misma. El procedimiento usual para la determinación de $u(x_i, t_j)$ hace uso de la Ec.(4). Si se adoptan también en el punto inicial diferencias de segundo orden y se utilizan los datos de la CDS, (x_0, t_j) y $F(x_0, t_j)$, resulta

$$u(x_1, t_j) = \frac{\Delta x^2}{2.E.A} \left[(\rho_L - \rho).A.g + B(t). \frac{u(x_0, t_{j+1}) - u(x_0, t_{j-1}))}{2\Delta t} \right] -$$

$$- \frac{\Delta x^2}{2.E.A} \left[\rho.A. \frac{u(x_0, t_{j+1}) - 2u(x_0, t_j) + u(x_0, t_{j-1}))}{\Delta t^2} \right] + u(x_0, t_j) + \frac{F(x_0, t_j).\Delta x}{E.A}$$
(9)

Como $u(x, t)$ es periódico en t , entonces se cumple que $u(x_i, t_{-1}) = u(x_i, t_{n-1})$ y $u(x_i, t_{n+1}) = u(x_i, t_1)$, como puede verse en la Figura 2.

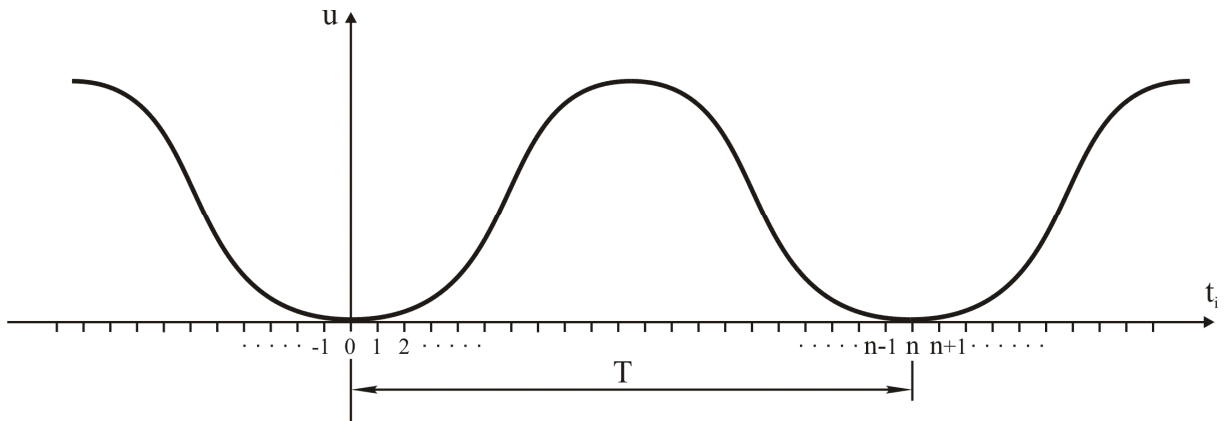


Figura 2: Representación del desplazamiento, u , en función del tiempo en una sección de la sarta.

Para obtener $u(x, t)$ desde x_2 hasta x_m , se plantea la ecuación de diferencias (8) desde el punto x_l hasta x_{m-1} .

$$u(x_{i+1}, t_j) = \frac{\Delta x^2}{E.A} \cdot \left[-\rho.A. \frac{u(x_i, t_{j+1}) - 2u(x_i, t_j) + u(x_i, t_{j-1}))}{\Delta t^2} + (\rho_L - \rho).A.g \right]$$

$$+ \frac{\Delta x^2}{E.A} \left[B(t). \frac{u(x_i, t_{j+1}) - u(x_i, t_{j-1}))}{2\Delta t} \right] + 2.u(x_i, t_j) - u(x_{i-1}, t_j)$$
(10)

3.1 Sarta compuesta de tramos diferentes

Cuando la sarta está compuesta por tramos diferentes (Figura 3a), debe considerarse la relación entre cada uno de los tramos, es decir, el desplazamiento y la fuerza transmitida al final de un tramo son iguales a los del inicio del tramo siguiente (Figura 3b).

Dado que se conocen las condiciones en el borde superior del primer tramo (a través de la CDS), puede obtenerse $u(x_m, t)$ mediante las Ecs. (9) y (10), empleando como datos: $A1, E1, u(x_0, t)$ y $F(x_0, t)$.

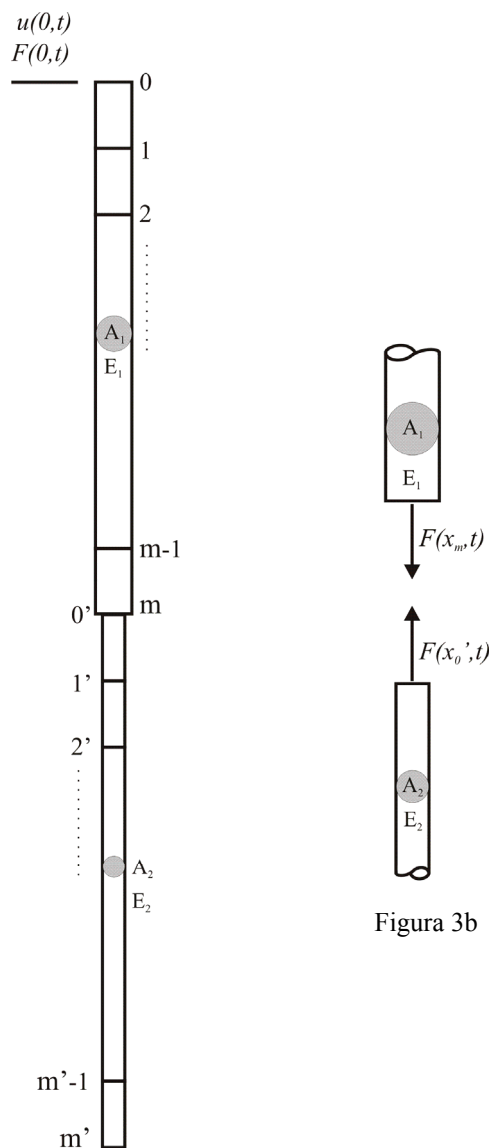


Figura 3a

Figura 3b

Figura 3: Representación dos tramos de una sarta (a) y de la transmisión de fuerzas entre ellas (b).

Para poder calcular $u(x',t)$ en el segundo tramo, es necesario conocer $F(x_m,t)$. Esto se logra utilizando diferencias hacia atrás en la derivada primera del desplazamiento en x_m (Burden and Faires, 2002; Chapra and Canale, 2006)

$$F(x_m, t) = E \cdot A \cdot \frac{3 \cdot u(x_m, t) - 4 \cdot u(x_{m-1}, t) + u(x_{m-2}, t)}{2 \cdot \Delta x} \tag{11}$$

Como $u(x_m, t) = u(x_0, t)$ y $F(x_m, t) = F(x_0, t)$ (Figura 3b), puede calcularse $u(x_m, t)$ y $F(x_m, t)$ con el mismo procedimiento empleado en el primer tramo, utilizando como datos: A_2 , E_2 , $u(x_0', t)$ y $F(x_0', t)$. Este proceso se repite hasta llegar al último tramo de la sarta, donde $u(x_m^{(')}, t)$ y $F(x_m^{(')}, t)$ representan el desplazamiento y la fuerza sobre la bomba, respectivamente.

4 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE DISIPACIÓN B

La fuerza de amortiguamiento F_d , aunque es presentada en la forma de una fuerza de amortiguamiento viscoso puro (proporcional a la velocidad), debe ser capaz de representar además, cualquier otro tipo de amortiguamiento presente, como puede ser el rozamiento entre superficies sólidas. La forma de hacerlo es modificando el valor del parámetro B . Usualmente se estima este coeficiente de disipación a través de correlaciones empíricas basadas en experiencias previas en el análisis de cartas dinamométricas (Takács, 1993). No obstante, existen métodos para calcular este coeficiente con fundamentación teórica basados en el estudio fluidodinámico alrededor de la sarta (do Nascimento et al., 2005; Lekia and Evans, 1995) o en el balance energético del sistema (Everitt and Jennings, 1988), siendo el último método el más comúnmente empleado. El procedimiento de cálculo se basa en que el trabajo hidráulico en la bomba, que surge de calcular el área de la CDF, debe ser igual al disponible en el pozo gracias al nivel dinámico h (Figura 4).

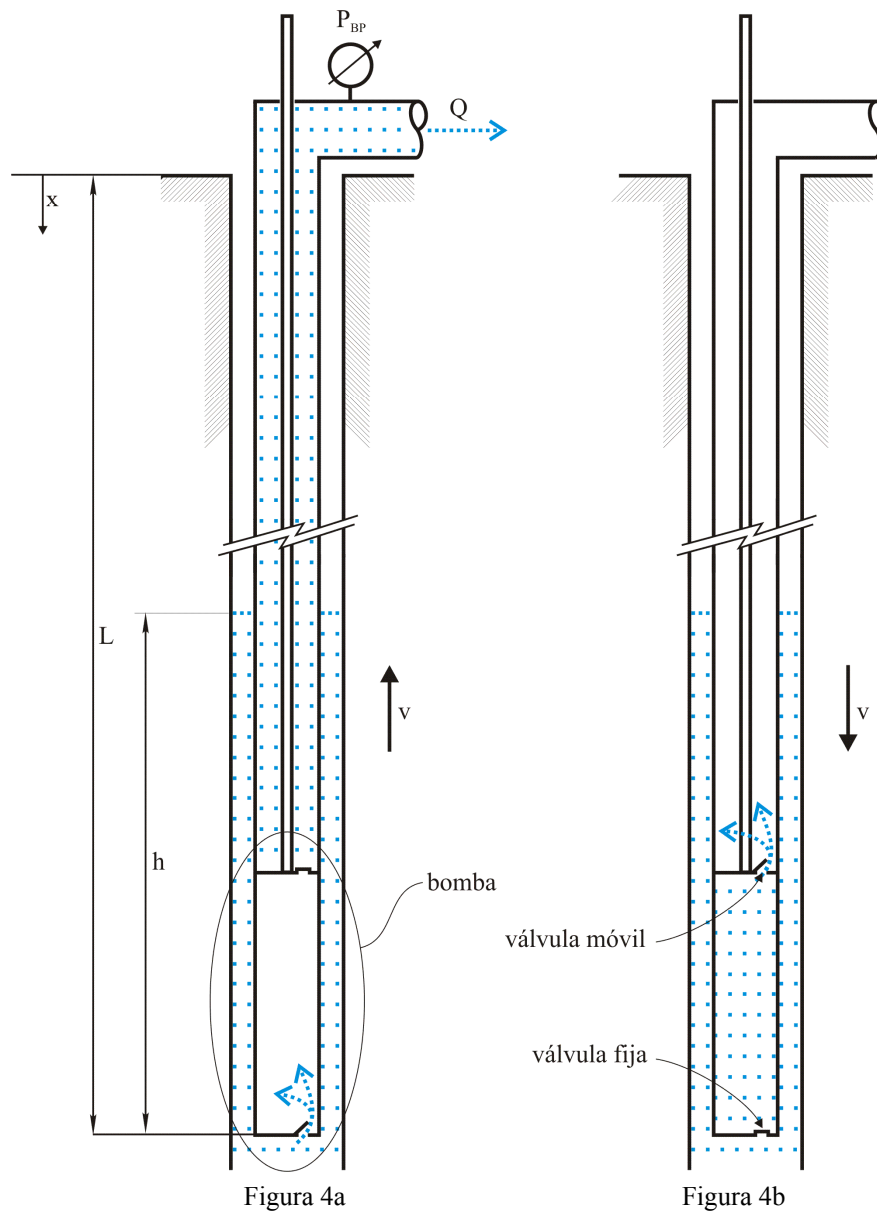


Figura 4: Representación de las carreras ascendente (a) y descendente (b) de un sistema de bombeo mecánico.

Para efectuar dicho balance se requiere de la CDF, que depende del cálculo de la dinámica de la sarta mediante las Ecs. (9) y (10). A su vez, dicho cálculo es función del coeficiente de disipación empleado, por lo que la determinación de B se torna un proceso iterativo (Everitt and Jennings, 1988). Debe mencionarse que la convergencia de esta metodología es sumamente lenta, por lo que tradicionalmente se recurre al empleo de nomogramas empíricos para la determinación de B (Everitt and Jennings, 1988; Takács, 1993). Si bien el procedimiento explicado tiene apoyo teórico, el coeficiente que resulta del mismo es único y constante para todo el ciclo de bombeo. Es decir que se asume que en cualquier momento del ciclo y a cualquier profundidad se tiene el mismo coeficiente B .

La metodología propuesta aquí para cuantificar B es mediante el balance de cantidad de movimiento en toda la sarta. De esta manera puede verse claramente que, si B fuese constante, debería tomar dos valores, uno para la carrera de ascenso y otro para la carrera de descenso. El principio de funcionamiento de la instalación en ambas carreras, mostrado en la Figura 4, pone de manifiesto esta afirmación. La Figura 4a muestra una simplificación del comportamiento de una instalación tipo en la carrera de ascenso. La válvula inferior (fija) está abierta, permitiendo el llenado de la bomba, mientras que la válvula superior (móvil) permanece cerrada presionada por la columna de fluido por encima de ella. Es así que la sarta soporta, además de su propio peso, el peso de todo el fluido que hay encima de la válvula móvil. Nótese que en esta carrera, no existe velocidad relativa entre el fluido y la sarta (suben ambos a la misma velocidad) y por ende la disipación ocurre entre el fluido y el tubing, dado que este último permanece quieto siempre. En la Figura 4b puede verse una simplificación del comportamiento de la misma instalación en la carrera de descenso. La válvula superior (móvil) está abierta, permitiendo el paso de fluido desde debajo de la misma hacia arriba, mientras que la válvula inferior (fija) permanece cerrada presionada por la columna de fluido por encima de ella. En este caso la sarta soporta sólo su propio peso, mientras que el peso de todo el fluido que hay encima de la válvula fija es soportado por el tubing. Nótese que en esta carrera existe velocidad relativa entre el fluido y la sarta (el fluido está quieto y la sarta descende) y por ende la disipación viscosa ocurre allí.

4.1 Carrera de ascenso

Como ya se mostró en la Figura 4a, en la carrera ascendente el fluido que rodea a la sarta se mueve con ella impulsado por el pistón. La aplicación del principio de conservación de cantidad de movimiento sobre un sistema compuesto por un tramo de la sarta y el fluido que se mueve con ella (Figura 5) da como resultado un coeficiente de disipación que es función del tiempo y del tramo de la sarta en estudio. Para un tramo distinto del final, enumerando desde la boca al fondo del pozo, se trabaja con el sistema de la Figura 5a, mientras que para el último tramo, con el de la Figura 5b.

En el primer caso, el coeficiente queda determinado por

$$B_{(t)} = \frac{1}{v_{(t)}} \left[F_{(t)} - F'_{(t)} + m_V (a_{(t)} + g) \right] \quad , \quad (12)$$

y para el segundo

$$B_{(t)} = \frac{1}{v_{(t)}} \left[F_{(t)} + \rho_L g h A_{Pist} - (m_V + m_L)(a_{(t)} + g) - (P_{BP} + \rho_L g(Z - L)) A_N \right] \quad (13)$$

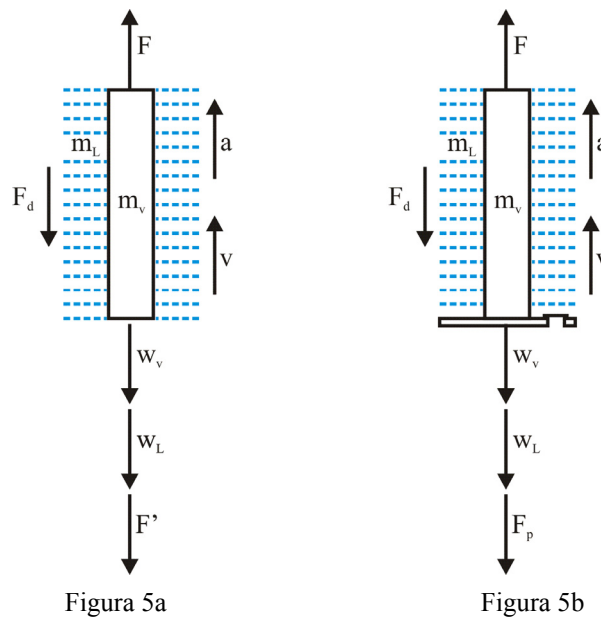


Figura 5: Esquema de los sistemas de estudio para determinar el coeficiente de disipación para la carrera ascendente, para un tramo intermedio de la sarta (a) y para el tramo final (b)

Z es la profundidad del extremo del tramo, medido desde la superficie, y L es la longitud del mismo; F es la fuerza aplicada al inicio del tramo (para el primer tramo, $F=F_0$), F' es la aplicada al final, y F_p es la debida a diferencias de presión; a es la aceleración del baricentro del tramo y v su velocidad; m_L y m_V son las masas del líquido y de las varillas, respectivamente, mientras que w_L y w_V , son sus pesos; A_{Pist} es el área del pistón y A_N es el área neta resultante de restar la de la varilla a la del pistón.

4.2 Carrera de descenso

De igual manera que para la carrera se ascenso se trata la carrera de descenso, representada en la Figura 6.

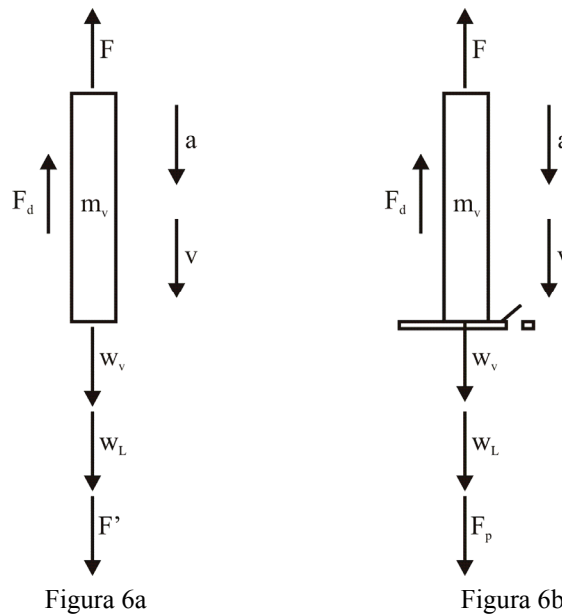


Figura 6: Esquema de los sistemas de estudio para determinar el coeficiente de disipación para la carrera descendente, para un tramo intermedio de la sarta (a) y para el tramo final (b)

Las ecuaciones del coeficiente de disipación correspondiente a las Figuras (6a) y (6b), respectivamente son:

$$B_{(t)} = \frac{1}{v_{(t)}} \left[-F_{(t)} + F'_{(t)} - m_V (a_{(t)} - g) \right] \quad , \quad y \quad (14)$$

$$B_{(t)} = \frac{1}{v_{(t)}} \left[-F_{(t)} + \rho_L g h A_{Pist} - (m_V + m_L)(a_{(t)} - g) - (P_{BP} + \rho_L g Z) A_V \right] \quad (15)$$

Empleando los coeficientes dados por las Ecs. (12) a (15), junto a (9) y (10), se requiere un proceso iterativo para determinar la CDF. Al igual que en el método energético, la convergencia de este proceso es sumamente lenta y dependiente de las condiciones iniciales.

5 RESULTADOS

A continuación se presentan las predicciones de los valores de las variables en el fondo del pozo obtenidas mediante el método tradicional y mediante una variante del método propuesto. Dada la dificultad para lograr convergencia tenida durante las sucesivas ejecuciones del algoritmo elaborado, se optó por utilizar dos coeficientes constantes, uno para cada carrera, obtenidas mediante el uso de las Ecs. (12) a (15) considerando la aceleración y velocidad medias de cada tramo. Los resultados obtenidos son comparados con homólogos determinados con un coeficiente de disipación constante empírico ya que la determinación de B mediante el método energético presentó también dificultades para lograr la convergencia.

El sistema estudiado consta básicamente de un pozo de 500m de profundidad, con una sarta con un solo tramo de 25,4mm de diámetro y un tubing de 74,17mm de diámetro. El AIBM funciona a razón de 6 golpes por minuto y describe una función sinusoidal para el desplazamiento $u(0,t)$. Las características del sistema estudiado se listan en la Tabla 1.

m	20
n	20
L [m]	500
ρ [Kg/m ³]	7800
ρ_L [Kg/m ³]	997,3
ϕ_{var} [mm]	25,4
ϕ_{Tub} [mm]	74,17
A [m ²]	5,07E-04
E [Pa]	2,06E+11
T [s]	10
P_{BP} [Pa]	19600
A_p [m ²]	4,19E-03
h [m]	150

Tabla 1: Características del sistema estudiado

En la Figura 7 se muestra una carta dinamométrica de superficie representativa de un equipo de extracción con funcionamiento muy suave. En esta misma figura se aprecia también una carta de fondo obtenida mediante el método convencional. Problemas de convergencia no permitieron obtener una CDF utilizando el método propuesto.

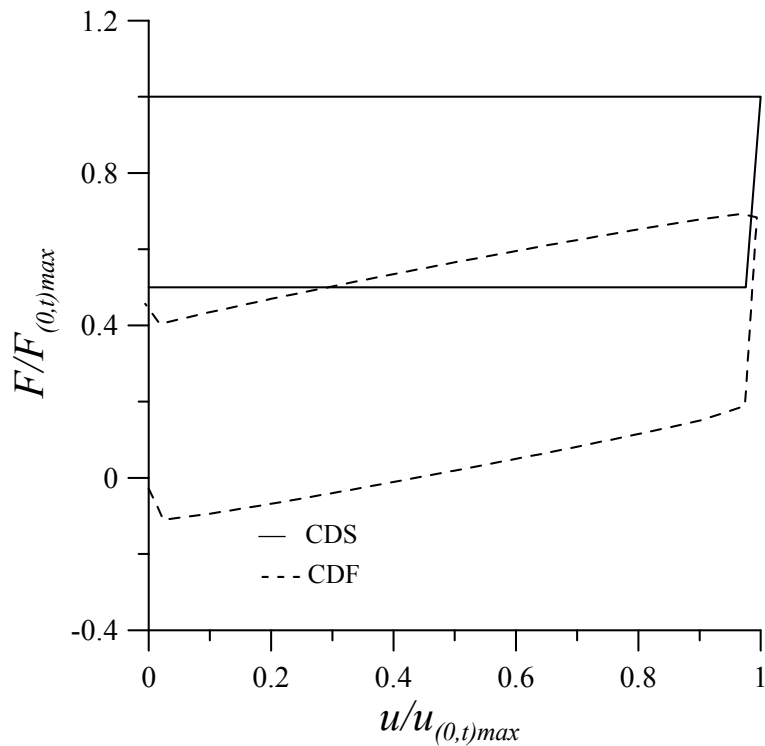


Figura 7: Cartas Dinamométricas de Superficie y de Fondo para el sistema de estudio. La CDF mostrada fue determinada mediante el método convencional.

En la Figura 8 se muestra quizás el resultado más significativo obtenido en esta etapa del desarrollo. Es la representación de los desplazamientos predichos en el fondo del pozo mediante el método convencional y la variante presentada en este trabajo.

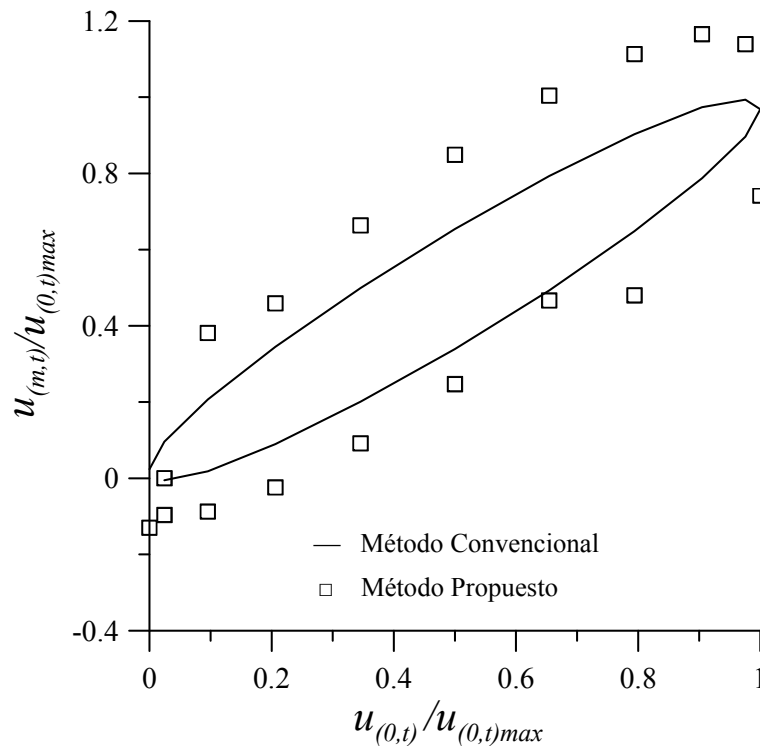


Figura 8: Desplazamientos en el fondo del pozo relativos al desplazamiento en boca de pozo para el método convencional y para el propuesto

Puede apreciarse que la diferencia entre los coeficientes de disipación obtenida mediante el método propuesto hace que el desplazamiento predicho en el fondo del pozo cambie notoriamente entre una carrera y la otra. La relación del coeficiente de disipación entre ambas carreras fue de aproximadamente el 20%, siendo mayor en el ascenso.

6 CONCLUSIONES

En esta etapa incipiente de desarrollo de herramientas de diagnóstico de sistemas de producción de petróleo, se ha presentado un método de cálculo de las condiciones de fondo en pozos operados con sistemas de bombeo mecánico, a partir de Cartas Dinamométricas de Superficie. Los resultados obtenidos dependen en gran medida del procedimiento de cálculo del coeficiente de disipación empleado. La técnica propuesta de determinación de dicho coeficiente a través de balances de cantidad de movimiento en cada una de las carreras promete ser una buena herramienta que debe aún optimizarse y ponerse a prueba en situaciones reales. No obstante, este método presenta la misma dificultad que el método energético: la convergencia requiere de gran cantidad de iteraciones y los resultados son fuertemente dependientes de las condiciones iniciales, por lo que es necesario buscar alternativas que cubran estas falencias.

La posibilidad de obtener un coeficiente de disipación dependiente del tiempo justifica una considerable inversión de esfuerzo para lograr su concreción. Ello permitiría discriminar en qué momento del ciclo surgen anomalías, por lo que facilitaría la identificación de los fenómenos físicos asociados a éstas, y redundaría en un gran beneficio a la hora de diagnosticar el sistema de bombeo.

REFERENCIAS

- Burden, R.L., and Faires, J.D., *Análisis Numérico*. Thomson Learning, 2002.
- Chapra, S.C., and Canale, R.P., *Numerical Methods for Engineers*. McGraw Hill, 2006.
- do Nascimento, J.M., Alsina, P.J., Maitelli, A.L. and Oliveira Costa, R., Simulador Computacional para Poços de Petróleo com Método de Elevação Artificial por Bombeo Mecánico, *3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás*, 2005.
- Everitt, T.A., and Jennings, J.W., An Improved Finite-Difference Calculation of Downhole Dynamometer Cards for Sucker-Rod Pumps. *SPE 18189*, 121–127, 1988.
- Lekia, S.D. and Evans, R.D., A Coupled Rod and Fluid Dynamic Model for Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems - Part 2: Parametric Study and Demonstration of Model Capabilities, *SPE 30169-PA*, 34-40, 1995.
- Liu, L., Tong, C., Wang, J. and Liu, R., A Uniform and Reduce Mathematical Model for Sucker Rod Pumping. *ICCS 2004, LNCS 3037*, 372–379, 2004.
- 108112-MS
- Sánchez, J.P., Festini, D. and Bel, O., Beam Pumping System Optimization Through Automation, *Latin American & Caribbean Petroleum Engineering Conference: SPE 108112-MS*, 2007.
- Schafer, D.J., and Jennings, J.W., An Investigation of Analytical and Numerical Sucker Rod Pumping Mathematical Models. *SPE 16919*, 405–413, 1987.
- Takács, G., *Modern Sucker Rod Pumping*. Pen Well Books, 1993.
- Xu, P., Xu, S. and Yin, H., Application of self-organizing competitive neural network in fault diagnosis of suck rod pumping system, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 58:43-48, 2007