



Vibraciones en una sarta de perforacion: Problemas de control

[Link to publication record in Manchester Research Explorer](#)

Citation for published version (APA):

Navarro Lopez, E., Navarro-Lopez, E. M., & Suarez, R. (2004). Vibraciones en una sarta de perforacion: Problemas de control. In *Proceedings of the Congreso Latinoamericano de Control Automatico* (Vol. 1, pp. 1-6) http://www.cs.man.ac.uk/~navarro/papers/enavarro_clca04.pdf

Published in:

Proceedings of the Congreso Latinoamericano de Control Automatico

Citing this paper

Please note that where the full-text provided on Manchester Research Explorer is the Author Accepted Manuscript or Proof version this may differ from the final Published version. If citing, it is advised that you check and use the publisher's definitive version.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the Research Explorer are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

Takedown policy

If you believe that this document breaches copyright please refer to the University of Manchester's Takedown Procedures [<http://man.ac.uk/04Y6Bo>] or contact uml.scholarlycommunications@manchester.ac.uk providing relevant details, so we can investigate your claim.



VIBRACIONES EN UNA SARTA DE PERFORACIÓN: PROBLEMAS DE CONTROL *

E.M. Navarro-López y R. Suárez

*Programa de Investigación en Matemáticas Aplicadas y
Computación
Instituto Mexicano del Petróleo
Eje Central Lázaro Cárdenas, 152, ed. 2, planta baja, cub.1,
A.P. 14-805, 07730 México, D.F., México*

Resumen: Este trabajo estudia desde el punto de vista dinámico las vibraciones mecánicas aparecidas en una sarta de perforación, principalmente, las oscilaciones autoexcitadas de atascamiento-deslizamiento provocadas por la fricción en la barrena. Se tratarán dos problemas. Por una parte, el modelado del comportamiento torsional de la sarta, junto al modelado de la interacción roca/barrena, esta última es aproximada mediante una fricción seca. Por otra parte, se interpretarán algunos objetivos de perforación como problemas de control, básicamente: obtener una velocidad constante en la superficie, reducir el fenómeno de atascamiento-deslizamiento y mantener condiciones óptimas de operación a pesar de variaciones en los parámetros de perforación. *Copyright ©2004 IFAC*

Keywords: Control applications, Dry friction, Self-excited oscillation, Discontinuities.

1. INTRODUCCIÓN

Las vibraciones son inevitables en una perforación. Sin embargo, el grado de severidad de las mismas y sus consecuencias sobre el proceso de perforación dependen del diseño de la parte inferior de la sarta (BHA), de la formación perforada, y, en gran medida, de la elección de los parámetros de perforación, sobre todo, del peso en la barrena (WOB) y de la velocidad rotacional de la sarta y de la barrena. Es por ello, que el objetivo final de la aplicación de técnicas de análisis dinámico y de control es la propuesta de estrategias y recomendaciones de operación para el perforador, así como recomendaciones de diseño de la sarta y de la BHA con el fin de reducir los efectos de las vibraciones.

Las vibraciones mecánicas aparecidas en una sarta de perforación se clasifican dependiendo de la dirección en la que las mismas se presentan, por lo tanto, se hablará de: vibraciones axiales o longitudinales, torsionales y laterales, ver Fig. 1. Asociado a cada tipo de vibración tendremos una serie de fenómenos: (i) rebote (“bit bouncing”, en inglés), la barrena de forma periódica da saltos en el fondo del pozo, incluso puede llegar a soltarse; (ii) fenómeno de atascamiento-deslizamiento (“stick-slip”, en inglés), mientras que la sarta gira a una velocidad constante, la velocidad de la barrena varía de cero hasta seis veces la velocidad medida en la superficie, normalmente, este fenómeno lleva consigo importantes variaciones de pares de torsión (ver Fig. 2); (iii) fenómeno de remolino (“whirl”, en inglés), causado principalmente por el desbalance de la sarta, es decir, el centro de gravedad de la sarta no coincide con su eje geométrico de rotación, esto se traduce principalmente en que la trayectoria del centro geométrico de la parte inferior de la sarta no

* Autor de contacto: Eva María Navarro-López. Tel. +52 55 9175 7235. Fax +52 55 9175 6277. Dirección e-mail: enavarro@imp.mx (E.M. Navarro-López), rsuarez@imp.mx (R. Suárez). Este trabajo ha sido apoyado parcialmente por el proyecto CONACYT, ref. 35989-A y el proyecto del IMP D.00222.02.002.

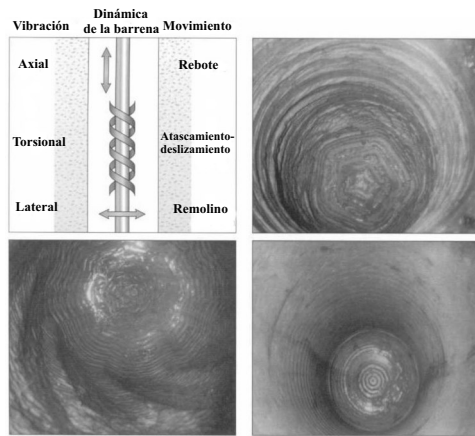


Figura 1. Vibraciones mecánicas en una sarta de perforación. Efectos de las mismas en las paredes del pozo (Besson *et al.*, 2001).

sea circular y se produzcan choques de la sarta con las paredes del pozo.

Este artículo se centrará en las vibraciones torsionales causa del fenómeno de atascamiento-deslizamiento, y originadas por la fricción barrena/roca. Se han escogido dichas vibraciones para la aplicación de técnicas de control para su reducción. Los otros tipos de vibraciones, laterales y axiales, requieren otro tipo de soluciones, más orientadas a nuevos diseños mecánicos de la sarta y de sus componentes.

Las oscilaciones de atascamiento-deslizamiento son dañinas, más por su carácter cíclico que por su amplitud. Experimentos en campo señalan que dichas oscilaciones aparecen en un 50 % del tiempo de perforación (Brett, 1992; Henneuse, 1998; Kriesels *et al.*, 1999). Además, las altas velocidades de la barrena en la fase de deslizamiento, normalmente generan vibraciones laterales y axiales importantes en la BHA.

Se destacan cuatro problemas originados por este tipo de vibraciones: (i) fatiga de la tubería (Kriesels *et al.*, 1999) (origen de fallos en las conexiones de las tuberías que forman la sarta); (ii) fallos en las componentes de la sarta (Kriesels *et al.*, 1999); (iii) inestabilidad del pozo (Kriesels *et al.*, 1999) y deformaciones en las paredes del pozo, ver Fig. 1; (iv) daños en la barrena (Henneuse, 1998; Macpherson *et al.*, 2001). Aunque el efecto de las vibraciones de atascamiento-deslizamiento es más importante en barrenas compactas de cortadores de diamante policristalino (barrenas PDC), estudios recientes han demostrado las consecuencias de las vibraciones torsionales, axiales y laterales en barrenas tricónicas (Chen *et al.*, 2002).

El artículo está organizado de la siguiente manera. La Sección 2 plantea un modelo de la sarta de perforación orientado a la descripción del comportamiento torsional de la misma. El modelo es discreto, en el sentido de que está basado en ecuaciones diferenciales con parámetros no distribuidos. La interacción roca/barrena se considerará como una fricción de tipo seca que dará lugar a un par en la barrena con la

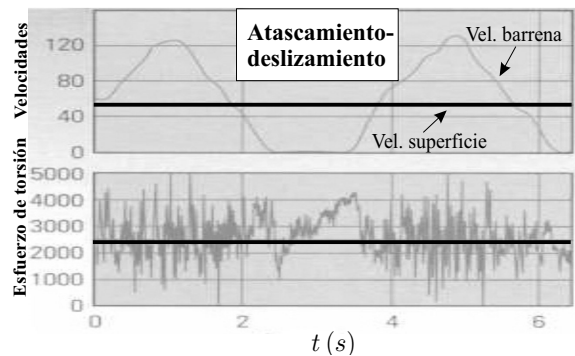


Figura 2. Fenómenos asociados al movimiento de atascamiento-deslizamiento de la barrena: velocidades en la parte superior de la sarta y en la barrena, junto con el esfuerzo de torsión (Besson *et al.*, 2001).

forma de la curva de Stribeck (fricción decreciente con la velocidad para velocidades cercanas a cero). La interpretación de los objetivos de perforación como problemas de control y de análisis dinámico se darán en la Sección 3. Se plantearán tres problemas básicos: (i) mantenimiento de una velocidad constante en la superficie, (ii) que la barrena siga la velocidad del mecanismo rotatorio de la superficie, reduciendo en lo posible el fenómeno de atascamiento-deslizamiento, (iii) mantenimiento de condiciones óptimas de operación a pesar de variaciones en los parámetros del sistema (comportamiento y control robustos). El enfoque de control para tratar estos problemas será de tipo descentralizado. En la última sección se presentarán las conclusiones.

2. MODELADO DEL COMPORTAMIENTO DE UNA SARTA DE PERFORACIÓN

En esta sección se tratarán dos problemas: (i) modelado del comportamiento de una sarta de perforación orientado al estudio de un determinado tipo de vibración (en nuestro caso, comportamiento torsional), (ii) modelado de la interacción barrena/roca, normalmente descrito a través de fuerzas de fricción, en nuestro caso, mediante un modelo de fricción seca.

2.1 Modelo discreto para el comportamiento torsional

El comportamiento torsional de la sarta de perforación se puede modelar a través de un modelo discreto correspondiente a un péndulo torsional simple que es movido por un motor eléctrico y que está sujeto a una fricción de tipo seca. Distintos modelos de este tipo han sido propuestos en la literatura (Abassian y Dunayevsky, 1998; Brett, 1992; Jansen y van den Steen, 1995; Kyllingstad y Halsey, 1988; Mihajlović *et al.*, 2003; Serrarens *et al.*, 1998; van de Vrande *et al.*, 1999).

El modelo que en esta sección se presenta se corresponde con el modelo mecánico presentado en la Fig.

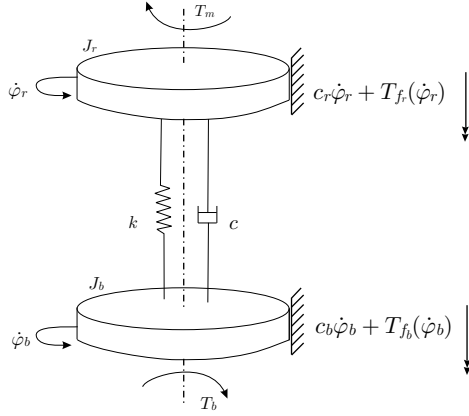


Figura 3. Modelo mecánico que describe el comportamiento torsional de una sarta genérica.

3. En el mismo, se han considerado las siguientes suposiciones: a) tanto el pozo como la sarta son verticales; b) no existe movimiento lateral de la barrena; c) se supone que la velocidad angular del mecanismo rotatorio de la superficie es distinta de cero; d) la fricción entre las tuberías y el pozo y entre las tuberías es despreciada; e) la acción de los lodos de perforación se simplifica a través de una fricción viscosa en la barrena; f) no se considera la dinámica del motor; g) se supone que el WOB es constante.

Las ecuaciones del movimiento de la sarta son:

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\phi}_r + c(\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_b) + k(\phi_r - \phi_b) &= T_m - T_r(\dot{\phi}_r) \\ J_b \ddot{\phi}_b - c(\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_b) - k(\phi_r - \phi_b) &= -T_b(\dot{\phi}_b) \end{aligned} \quad (1)$$

donde: k y c son los coeficientes de rigidez y amortiguamiento torsionales asociados a las tuberías que componen la sarta, J_r es la inercia correspondiente al mecanismo rotatorio de la superficie y J_b la inercia asociada a las tuberías de perforación y a la BHA, normalmente se considera como la suma de la inercia de la BHA más un tercio de la inercia de las tuberías de perforación (Brett, 1992), ϕ_r y ϕ_b son los desplazamientos angulares del mecanismo rotatorio de la superficie y de la BHA, respectivamente, T_m es el par dado por el motor eléctrico situado en la superficie. T_r , T_b son los pares de fricción asociadas a las inercias J_r y J_b , respectivamente, y en ellas se considera una componente seca y otra viscosa, es decir:

$$T_r(\dot{\phi}_r) = c_r \dot{\phi}_r + T_{f_r}(\dot{\phi}_r) \quad (2a)$$

$$T_b(\dot{\phi}_b) = c_b \dot{\phi}_b + W_{ob} R T_{f_b}(\dot{\phi}_b) \quad (2b)$$

donde

$$T_{f_r}(\dot{\phi}_r) = \left[T_{c_r} + (T_{s_r} - T_{c_r}) e^{-\mu_r |\dot{\phi}_r|} \right] \text{sign}(\dot{\phi}_r) \quad (3)$$

$W_{ob} > 0$ es el peso en la barrena, $R > 0$ el radio de la barrena, c_r and c_b son los coeficientes de amortiguamiento viscoso asociados al sistema rotatorio de la superficie y a la barrena, respectivamente; T_{s_r} y T_{c_r} son los coeficientes de fricción estática y de Coulomb, respectivamente, asociados a la inercia J_r . μ_r es una constante positiva. $T_{f_b}(\dot{\phi}_b)$ se define en la siguiente sección.

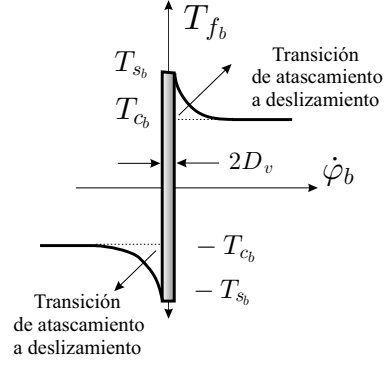


Figura 4. Fricción en la barrena: modelo conmutado de fricción con una variación del modelo de fricción de Karnopp.

2.2 Modelado de la interacción roca/barrena

La interacción roca/barrena se modela mediante T_{f_b} y se simplifica a través de considerar T_{f_b} como una fricción de tipo seca. T_{f_b} se propone como una variación de la fricción de Stribeck más el modelo de fricción estática (Armstrong-Hélouvy *et al.*, 1994). El modelo de fricción seca, o sea, el carácter multivaluado de T_{f_b} cuando $\dot{\phi}_b = 0$, se aproximará mediante una combinación del modelo conmutado propuesto en (Leine *et al.*, 1998) y el modelo de fricción seca en el que se introduce una banda de velocidad cero (modelo de Karnopp (Karnopp, 1985)), por lo tanto:

$$T_{f_b}(x) = \begin{cases} \frac{T_{e_b}(x)}{W_{ob} R} & \text{si } |\dot{\phi}_b| < D_v, |T_{e_b}| \leq R T_{s_b} \\ & (\text{atascamiento}) \\ T_{s_b} \text{sgn}(T_{e_b}(x)) & \text{si } |\dot{\phi}_b| < D_v, |T_{e_b}| > R T_{s_b} \\ & (\text{transición atasc. a desl.}) \\ f_b(\dot{\phi}_b) \text{sgn}(\dot{\phi}_b) & \text{si } |\dot{\phi}_b| \geq D_v \\ & (\text{deslizamiento}) \end{cases} \quad (4)$$

donde

$$\begin{aligned} T_{e_b}(x) &= c(\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_b) + k(\phi_r - \phi_b) \\ f_b(\dot{\phi}_b) &= T_{c_b} + (T_{s_b} - T_{c_b}) e^{-\mu_b |\dot{\phi}_b|} \end{aligned} \quad (5)$$

con $x = (\phi_r, \dot{\phi}_r, \phi_b, \dot{\phi}_b)^T$, $T_{e_b}(x)$ el par externo aplicado que debe superar el par asociado al umbral de fricción estática T_{s_b} para hacer que la barrena se mueva, T_{c_b} es el coeficiente de fricción de Coulomb de la barrena, μ_b una constante positiva, y $D_v > 0$ define un entorno de $\dot{\phi}_b = 0$ lo suficientemente pequeño. El modelo de fricción resultante se muestra en la Fig. 4.

El modelo resultante de la sarta se presenta también en (Navarro-López y Suárez, 2004a; Navarro-López y Suárez, 2004b) y la forma exponencial de la fricción para la fase de deslizamiento coincide con valores de pares de fricción recogidos en experimentos de campo y está inspirada en los modelos dados en (Abbassian y Dunayevsky, 1998; Brett, 1992; Pavone y Desplans, 1994; Richard, 2001).

3. PROBLEMAS DE CONTROL ASOCIADOS

Los problemas de control asociados a la dinámica presentada de la sarta de perforación son los siguientes: (i) mantenimiento de la velocidad del mecanismo rotatorio de la superficie constante (problema de regulación), (ii) reducción de las oscilaciones de atascamiento-deslizamiento (análisis de la discontinuidad a velocidad cero en la fricción de la barrena), (iii) mantenimiento de condiciones óptimas de operación (problema de análisis robusto y control robusto). En esta sección se plantearán dichos problemas de forma sucinta. Se apuntará un esquema de control descentralizado para la solución de los mismos, es decir, el problema del control de las velocidades superior y de la barrena se planteará de forma separada.

3.1 Mantenimiento de una velocidad constante en la superficie y en la barrena

La velocidad del mecanismo rotatorio superior se puede regular a través del par suministrado por el motor. Esto se puede introducir en el modelo (1) a través de T_m . En dicho modelo no se considera la dinámica del motor. Un punto de partida en el diseño podría ser asumir que pares arbitrarios T_m se pueden aplicar sin tener en cuenta la dinámica que los generan.

Considerando $T_m = k_m u$, con u la entrada de control y k_m la constante del motor, (1) se puede reescribir así:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + T_f(x) \quad (6)$$

donde, A y B son matrices constantes dependientes de los parámetros físicos del sistema y $T_f(x) = (0, -T_{fr}(\dot{\varphi}_r)/J_r, 0, -W_{ob}RT_{fb}(x)/J_b)^T$. El control u se puede proponer como un controlador proporcional-integral-derivativo (PID):

$$u(t) = K_p(\bar{\Omega}t - \varphi_r) + K_d(\bar{\Omega} - v_r) + K_i y \quad (7)$$

con $\bar{\Omega} > 0$ la velocidad de referencia, $y = \int_{t_0}^t (\bar{\Omega}\tau - \varphi_r(\tau))d\tau$, y $K_p > 0$, $K_d > 0$, $K_i > 0$, $t_0 > 0$. Este control hace el papel de un absorbedor de vibraciones amortiguado, es decir, como si un sistema virtual de masa-resorte-amortiguador se hubiera incorporado al extremo superior de la sarta. Además, se supone que el control u es acotado, por lo tanto, se satura a un valor $u_{max} > 0$, o sea,

$$|u| \leq u_{max} \quad (8)$$

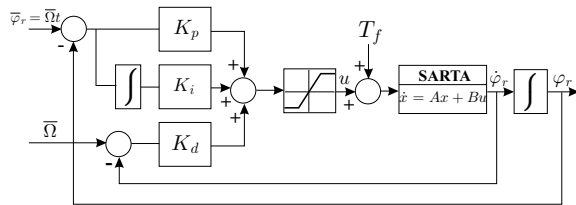


Figura 5. Esquema de una sarta de perforación con una acción de control PID en la parte superior.

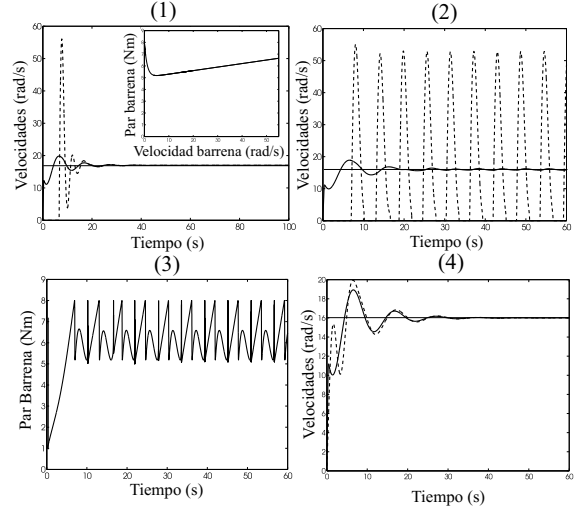


Figura 6. Algunas simulaciones del modelo (1)-(5) con (7) sujeto a (8): (1) $-\dot{\varphi}_r$, $-\dot{\varphi}_b$ con T_b versus $\dot{\varphi}_b$ en el gráfico más pequeño, usando $\bar{\Omega} = 17 \text{ rad/s}$, $W_{ob} = 1 \text{ N}$; (2) $-\dot{\varphi}_r$, $-\dot{\varphi}_b$ con $\bar{\Omega} = 16 \text{ rad/s}$, $W_{ob} = 1 \text{ N}$; (3) T_b versus tiempo para la situación dada en (2); (4) $-\dot{\varphi}_r$, $-\dot{\varphi}_b$ con $\bar{\Omega} = 16 \text{ rad/s}$, $W_{ob} = 0,1472 \text{ N}$.

El modelo resultante de la sarta se representa en la Fig. 5. Este modelo, aunque es simplificado, captura los fenómenos más relevantes del comportamiento torsional de la sarta, principalmente, la aparición de las oscilaciones de atascamiento-deslizamiento dependiendo de determinadas condiciones de operación, dadas por los valores de la velocidad en la parte superior de la sarta y el WOB. El incremento de $\bar{\Omega}$ y el descenso del WOB hace que dichas oscilaciones desaparezcan, esto queda reflejado en la Fig. 6.

Para obtener las gráficas de la Fig. 6 se han usado los siguientes valores de los parámetros del modelo: $J_r = 0,518 \text{ kg m}^2$, $J_b = 0,0318 \text{ kg m}^2$, $c_r = 0,18 \text{ Nms/rad}$, $c = 0,0001 \text{ Nms/rad}$, $c_b = 0,03 \text{ Nms/rad}$, $k = 0,073 \text{ Nm/rad}$, $RT_{cb} = 5 \text{ Nm}$, $RT_{sb} = 8 \text{ Nm}$, $T_{sr} = 1 \text{ Nm}$, $T_{cr} = 0,5 \text{ Nm}$, $k_m = 1$, $R = 0,1 \text{ m}$, $D_v = 10^{-6}$, $\mu_r = \mu_b = 0,9$, $u_{max} = 20$, $K_p = 3$, $K_d = 10$, $K_i = 4$. Las inercias y los coeficientes de rigidez y amortiguamiento torsionales corresponden a un modelo de una sarta a escala presentado en (Mihajlović *et al.*, 2003). Aunque dichos valores no se correspondan con valores de parámetros reales, pueden usarse para describir el comportamiento de la sarta en términos generales.

Por último, cabe destacar que debido a que el sistema es subactuado, la velocidad de la barrena se debe controlar de forma indirecta a través de los parámetros de la superficie o a través de la manipulación de otros parámetros de perforación, principalmente el W_{ob} .

3.2 Reducción de las oscilaciones de atascamiento-deslizamiento

Al problema de las oscilaciones de atascamiento-deslizamiento vienen asociados el análisis de la dis-

continuidad dada por la fricción en la barrena y el estudio de la aparición de dichos ciclos límite dependiendo de las condiciones de operación, como: la longitud de la sarta (que aumenta a medida que aumenta la profundidad del pozo), WOB, velocidad de rotación, par aplicado, coeficientes de fricción, y propiedades de los lodos de perforación (en nuestro modelo, simplificadas en el coeficiente de amortiguamiento c_b).

Las soluciones más comúnmente usadas en campo para la reducción del fenómeno de atascamiento-deslizamiento son: el aumento de la velocidad de rotación, el descenso del WOB o la modificación de las características de los lodos de perforación (Sananikone *et al.*, 1992). Algunas metodologías de control más efectivas se han propuesto para la solución de este problema, las cuales, básicamente, manipulan el par aplicado en la parte superior de la sarta. Se destacan las siguientes:

1. Introducción de una realimentación del par en la parte superior de la sarta, el denominado *soft torque rotary system*, (Halsey *et al.*, 1988; Sananikone *et al.*, 1992), que tiene como objetivo de control la reducción de las fluctuaciones de par. Este sistema ha sido incorporado por *Shell* en distintos pozos, consiguiendo una reducción considerable de las fluctuaciones del par de torsión en la superficie y la aparición del fenómeno de atascamiento-deslizamiento (Javanmardi y Gaspard, 1992).
2. Introducción de un absorbedor de vibraciones en la parte superior de la mesa rotatoria (Jansen y van den Steen, 1995), enfoque similar al propuesto en (Halsey *et al.*, 1988; Sananikone *et al.*, 1992).
3. Introducción de un controlador PID en la superficie para regular la velocidad la parte superior de la sarta (Pavone y Desplans, 1994).

Bajo ciertas condiciones de operación, el hecho de manipular las propiedades eléctricas del motor de la parte superior de la sarta, y en consecuencia, el par aplicado por dicho motor puede que no reduzca el fenómeno de atascamiento-deslizamiento en la barrena. Es por ello que otro tipo de soluciones a dicho problema deben ser planteadas, por ejemplo, la manipulación de algunos parámetros relacionados con el comportamiento de la parte inferior de la sarta (el WOB) o la inclusión de dispositivos adicionales en la BHA, como por ejemplo, absorbedores de vibraciones (los llamados *shock subs* incorporados encima de la barrena). Estas dos soluciones han sido evaluadas en (Navarro-López y Suárez, 2004b) sobre un modelo dinámico de la sarta, como el dado en la Sección 2 y se ha comprobado su efectividad en la reducción de la aparición de las vibraciones de atascamiento-deslizamiento. A continuación, se exponen las ideas básicas de estos dos enfoques propuestos en (Navarro-López y Suárez, 2004b).

La manipulación del peso en la barrena se puede modelar de la siguiente manera:

$$W_{ob}(\dot{\phi}_b) = K_w|\dot{\phi}_b| + W_{ob0} \quad (9)$$

con $W_{ob0} > 0$ and $W_{ob} \geq W_{ob0}$. La expresión (9) captura dos características importantes del WOB: (i) si $\dot{\phi}_b$ decrece, W_{ob} debe decrecer; (ii) el WOB debe mantenerse mayor que un valor mínimo W_{ob0} con el fin de garantizar que se está avanzando en la perforación.

La introducción del absorbedor de vibraciones encima de la barrena se modelaría con la introducción del siguiente par en la ecuación que describe el movimiento de la BHA:

$$T_{sub}(x) = k_a(\varphi_r - \phi_b) + c_a(\dot{\varphi}_r - \dot{\phi}_b) \quad (10)$$

con k_a y c_a los coeficientes de rigidez y amortiguamiento torsionales asociados al absorbedor y que dependerán de las características del material.

3.3 Comportamiento robusto

Un problema distinto a los planteados anteriormente es el mantenimiento de las condiciones óptimas de operación, que implicará los siguientes análisis:

1. Comportamiento robusto:
 - a) Definición de la estabilidad de los puntos de equilibrio bajo variaciones de las condiciones de operación, es decir: longitud de la sarta (afecta directamente a J_b , k , c), W_{ob} y propiedades de los lodos de perforación (c_b).
 - b) Establecimiento de máximos y mínimos en los parámetros de perforación deseables.
2. Problema de control robusto acotado: diseñar $u_{min} \leq u \leq u_{max}$ y $W_{ob_{min}} \leq W_{ob} \leq W_{ob_{max}}$ de tal forma que, a pesar de variaciones en los parámetros:
 - a) La velocidad de la barrena sea constante, mayor que cero y $\dot{\varphi}_r = \dot{\phi}_b$.
 - b) Se minimicen las fluctuaciones del par en la barrena.

Este tipo de análisis se llevaría a cabo sobre un modelo de la sarta que no incluyera la discontinuidad en la fricción de la barrena y la no linealidad de la fricción considerada en la parte superior de la sarta. Se usaría, por tanto, un modelo simplificado en el que se tendría que $\dot{\varphi}_r > 0$, $\dot{\phi}_b > 0$ (es decir, se supondría que la sarta no puede rotar hacia atrás). Sólo se consideraría la fase de deslizamiento de la barrena, que constituye el comportamiento ideal de la sarta, y las fricciones tanto en la parte superior de la sarta como en la barrena se reducirían a los coeficientes de fricción de Coulomb T_{cr} y T_{cb} . Definiendo $\varphi = \varphi_r - \phi_b$, el comportamiento torsional de la sarta quedaría descrito por:

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} -\frac{c+c_r}{J_r} & -\frac{k}{J_r} & \frac{c}{J_r} \\ 1 & 0 & -1 \\ \frac{c}{J_b} & \frac{k}{J_b} & -\frac{c+c_b}{J_b} \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} \frac{k_m u - T_{cr}}{J_r} \\ 0 \\ -W_{ob} R \frac{T_{cb}}{J_b} \end{pmatrix} \quad (11)$$

con $x = (\dot{\phi}_r, \phi, \dot{\phi}_b)^T$.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se han planteado desde el punto de vista dinámico y de control automático algunos de los objetivos más importantes en el proceso de perforación. Esto se ha hecho a través del modelado de una sarta de perforación y de sus interacciones con el pozo de forma simplificada. Sobre dicho modelo se han planteado problemas de análisis y de control a resolver, siempre desde el punto de vista práctico y teniendo en cuenta las experiencias del perforador.

5. AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a David Velázquez Cruz (IMP) por darnos algunas de las fotografías mostradas y a Julien Cabillic (*Institut Français de Mécanique Avancée*) por sus observaciones acerca del modelo mecánico de la sarta.

REFERENCIAS

- Abbassian, F. y V.A. Dunayevsky (1998). Application of stability approach to torsional and lateral bit dynamics". *SPE Drilling and Completion* **13**(2), 99–107.
- Armstrong-Hélouvy, B., P. Dupont y C. Canudas de Wit (1994). A survey of models, analysis tools, and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica* **30**(7), 1083–1183.
- Besson, A., B. Burr, S. Dillard, E. Drake, B. Ivie, R. Smith y G. Watson (2001). Bordes cortantes. *Oilfield Review in Spanish Invierno*, 38–63.
- Brett, J.F. (1992). The genesis of torsional drillstring vibrations. *SPE Drilling Engineering* **September**, 168–174.
- Chen, S.L., K. Blackwood y E. Lamine (2002). Field investigation of the effects of stick-slip, lateral, and whirl vibrations on roller-cone bit performance. *SPE Drilling and Completion* **17**(1), 15–20.
- Halsey, G.W., Å. Kyllingstad y A. Kylling (1988). Torque feedback used to cure slip-stick motion. *Proceedings of the 63rd SPE Annual Technical Conference and Exhibition* pp. 277–282, SPE 18049.
- Henneuse, H. (1998). Surface detection of vibrations and drilling optimization: Field experience. *Proceedings of the IADC/SPE Drilling Conference* pp. 409–423.
- Jansen, J.D. and L. van den Steen (1995). Active damping of self-excited torsional vibrations in oil well drillstrings. *Journal of Sound and Vibration* **179**(4), 647–668.
- Javanmardi, K. y D. Gaspard (1992). Soft torque rotary system reduces drillstring failures. *Oil & Gas Journal* **90**(4), 68–72.
- Karnopp, D. (1985). Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems. *ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control* **107**(1), 100–103.
- Kyllingstad, Å. y G.W. Halsey (1988). A study of slip/stick motion of the bit. *SPE Drilling Engineering* **December**, 369–373.
- Kriesels, P.C., W.J.G. Keultjes, P. Dumont, I. Huneidi, A. Furat, O.O. Owoeye y R.A. Hartmann (1999). Cost savings through an integrated approach to drillstring vibration control. *Proceedings of the SPE/IADC Middle East Drilling Technology Conference*, SPE/IADC 57555.
- Leine, R.I., D.H. van Campen, A. de Kraker y L. van den Steen (1998). Stick-slip vibrations induced by alternate friction models. *Nonlinear Dynamics* **16**, 41–54.
- Macpherson, J.D., P.N. Jogi y J.E.E. Kingman (2001). Application and analysis of simultaneous near bit and surface dynamics measurements. *SPE Drilling and Completion* **16**(4), 230–238.
- Mihajlović, N., A.A. van Veggel, N. van de Wouw y H. Nijmeijer (2003). Analysis of friction-induced limit cycling in an experimental drill-string system. *Submitted to the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*.
- Navarro-López, E.M. y R. Suárez (2004a). Notes on modelling, analysis and control of stick-slip behaviour in a drillstring under dry friction. *Submitted to the ASME Journal of Energy Resources Technology*.
- Navarro-López, E.M. y R. Suárez (2004b). Practical approach to modelling and controlling stick-slip oscillations in oilwell drillstrings. *Submitted to the IEEE Conference on Control Applications*.
- Pavone, D.R. y J.P. Desplans (1994). Application of high sampling rate downhole measurements for analysis and cure of stick-slip in drilling. *Proceedings of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition* pp. 335–345, SPE 28324.
- Richard, T. (2001). *Self-excited stick-slip oscillations of drag bits*. Ph.D. thesis. University of Minnesota.
- Sananikone, P., O. Kamoshima y D.B. White (1992). A field method for controlling drillstring torsional vibrations. *Proceedings of the IADC/SPE Drilling Conference* pp. 443–452, IADC/SPE 23891.
- Serrarens, A.F.A., M.J.G. van de Molengraft, J.J. Kok y L. van den Steen (1998). H_∞ control for suppressing stick-slip in oil well drillstrings. *IEEE Control Systems* **April**, 19–30.
- van de Vrande, B.L., D.H. van Campen y A. de Kraker (1999). An approximate analysis of dry-friction-induced stick-slip vibrations by a smoothing procedure. *Nonlinear Dynamics*, **19**, 157–169.