

DESARROLLO DE UN CABEZAL CON FRENO VISCOSO DINÁMICO Y SEGURO PARA BOMBAS PCP Y SU EXITOSA APLICACIÓN EN YACIMIENTO ARGENTINO

Lucas Young¹, Esteban Young², Sergio Sonsino³, Fernando Bertomeu⁴, Daniel Villota⁵, Alberto Modón⁶, Juan Zubiri⁷, Nicolás Pontelli⁸, Carlos Caunedo⁹

1. lyoung@pcpoiltools.com.ar, PCP Oil Tools

2. estebanyoung@pcpoiltools.com.ar, PCP Oil Tools

3. ssonsino@pcpoiltools.com.ar, PCP Oil Tools

4. fernando_bertomeu@sinopecarg.com.ar, Sinopec Argentina

5. daniel_villota@sinopecarg.com.ar, Sinopec Argentina

6. alberto.modon@apachecorp.com, Apache Argentina

7. jzubiri@itba.edu.ar, ITBA

8. npontelli@itba.edu.ar, ITBA

9. carloscaunedo@gmail.com, ITBA

Sinopsis

El objetivo del presente trabajo es presentar un cabezal para bombas PCP (bombas de cavidades progresivas) cuya característica principal es su sistema de freno viscoso dinámico y su operación segura gracias a la ausencia de poleas, correas y partes móviles externas.

El cabezal fue el resultado de 3 años de Investigación y Desarrollo en conjunto con el ITBA (Instituto Tecnológico de Buenos Aires) y la Empresa de Servicios. El prototipo final producto del desarrollo fue instalado en un pozo de la Operadora en Abril de 2012, en donde funcionó de forma óptima. Los resultados de las pruebas realizadas con el cabezal prototipo son mostrados en el presente documento.

Las principales conclusiones obtenidas de los ensayos son un menor tiempo de frenado con el sistema viscoso, una operación muy segura y de bajo mantenimiento, un control eficaz del back-spin de la sarta de varillas, y una puesta en marcha posterior del pozo con rápida obtención de producción.

Introducción

Un cabezal para bombas PCP hace girar el vástago en sentido horario durante el funcionamiento y producción de la bomba. Existen diferentes situaciones que llevan a la detención de la bomba, ya sean programadas (paradas por mantenimiento, por seguridad, por intervención del pozo, etc.) o inesperadas (por cortes de energía eléctrica, por rotura de componentes en superficie, por alarmas de alto torque, etc.). Cualquiera sea la causa del frenado, la reacción de la sarta de varillas será siempre la misma: intentar devolver en sentido anti-horario toda la energía acumulada debido a la torsión generada durante el período de producción. Esta rotación en sentido anti-horario se denomina back-spin. Los sistemas de freno buscan reducir esta devolución de torsión ya que se libera en forma descontrolada gran cantidad de energía acumulada traducida en altas rpm, pudiendo producir rotura de poleas o desenrosque de varillas.

Los tiempos de back-spin pueden durar de minutos a horas, en función de la profundidad del pozo, de la densidad del fluido, del nivel dinámico, del diámetro de varillas, de la bomba y de la eficiencia del sistema de frenado.

Al interrumpirse la alimentación eléctrica se detiene la producción. Cuando esto sucede, el peso de la columna de petróleo que no se ha terminado de extraer pero que ha quedado dentro del tubo de producción comienza a descender, tendiendo a igualar la presión en todo el pozo. Esto hace girar al motor en dirección reversa hasta que, por efecto de vasos comunicantes, el nivel del fluido del tubo de producción y el del pozo sea el mismo. Por lo tanto, el back-spin es producto de dos factores: el torque acumulado en la sarta de varillas y la equalización de presiones del pozo.

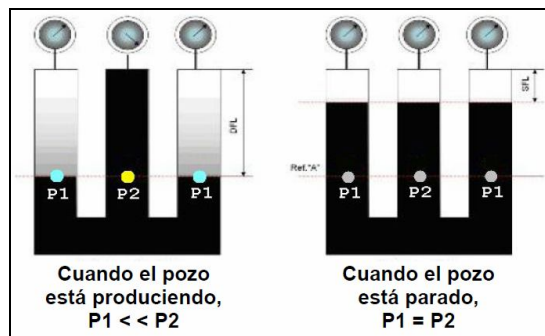


Figura 1: Equalización de presiones en el pozo

Los sistemas de freno convencionales en los cabezales para bombas PCP utilizan principalmente cáliper y disco, y transmisión por poleas y correas. El freno con cáliper y disco tiene diversas desventajas, entre ellas que el disco alcanza elevadas temperaturas durante el frenado por el rozamiento con las pastillas de freno, lo que obliga a un frenado intermitente para permitir su refrigeración. Esta intermitencia durante el frenado hace que el mismo se prolongue por varios minutos. Durante los segundos que el disco queda liberado se pierde fluido en la columna de producción ya que durante el frenado de una bomba PCP el rotor gira en sentido anti-horario, moviendo al fluido hacia el fondo del pozo. En muchos casos la potencia de frenado es tan elevada que la refrigeración del disco no es suficiente y las pastillas de freno se recristalizan o quiebran, haciendo que el sistema de freno no actúe y quede la sarta de varillas liberada alcanzando altas velocidades, muy por encima de las admisibles por las poleas, provocando la rotura de las mismas por centrifugado. El estallido de poleas ha generado numerosos accidentes de gravedad y hasta fatales para los operadores, ya que los fragmentos de una polea centrifugada actúan como esquilas lanzadas a gran velocidad.



Figura 2: Freno con disco y cáliper



Figura 3: Polea centrifugada

Por otra parte, los sistemas de cáliper y disco exigen mantenimiento constante ya que las pastillas se desgastan con tan solo pocos frenados, y los aceites de la bomba hidráulica del sistema de frenado deben ser repuestos periódicamente. Un cáliper con pastillas gastadas o sin presión de aceite suficiente no actuará en forma eficiente, por lo que el frenado será a muy alto régimen y prolongado.

Con respecto a las correas también se requiere un mantenimiento frecuente ya que los cortes son habituales tras varios frenados y re-arranques, lo que implica también pérdidas de producción ya que este tipo de mantenimiento implica detener el pozo.

El sistema de frenado desarrollado en el cabezal DSD (Dynamic Safe Drive) ha resuelto la problemática del back-spin con un novedoso sistema de freno hidrodinámico denominado VSB (Viscosity Super Brake) sin partes móviles externas que permite obtener un frenado dinámico controlado y de muy poca duración.

Desarrollo

Los desafíos propuestos para lograr un sistema de freno exitoso fueron los siguientes:

- Un amplio rango de potencias: la potencia máxima de frenado debía ser 100 HP para cubrir todo el rango de potencias posibles con bombas PCP, con un sistema regulable que permita una acción completa entre 20 HP y 100 HP, dependiendo de la exigencia de cada pozo.
- La velocidad de operación podía ser 1.000 rpm en el vástago o 4.000 rpm en el eje del motor, durante el back-spin, debido a la relación de transmisión del cabezal.
- El tiempo de frenado debía ser minimizado.
- No se debían usar sistemas secundarios en la operación de frenado. No podía haber disco y cáliper.
- Condiciones ambientales de trabajo extremas:
 - Temperaturas entre -30 y 60 °C
 - Fuertes vientos y lluvias
 - Ambiente arenoso y/o polvoriento

El diseño fue orientado a un sistema en donde las siguientes propiedades fueron buscadas:

- Confiable, robusto y simple.
- Ensamblado y desarmado rápido y seguro.
- Operación sencilla y segura para operadores poco calificados.
- Bajo mantenimiento.
- Componentes, piezas y herramientas estándar y disponibles en el mercado local (o de rápida y fácil fabricación nacional).

Un freno viscoso es un dispositivo que se utiliza para llevar gradualmente al reposo a un sistema que se encuentra en movimiento, convirtiendo la energía mecánica en calor. El mismo, generalmente se encuentra compuesto de una carcasa que contiene en su interior al rotor y al estator, junto con un depósito de líquido. El modo de accionar de un sistema de frenado viscoso es muy variado. En el caso del cabezal DSD el frenado esta dado por la rotación de una pieza (rotor) que se encuentra inmersa en un ambiente viscoso. Lógicamente, el eje de dicho rotor debe estar acoplado al sistema de bombeo de forma tal que se active únicamente cuando se produce el back-spin.

Las características que se destacan del diseño del freno son su confiabilidad, robustez y sencillez.

El cabezal de bombeo posee entre el eje del motor y el vástago una caja reductora, la cual reduce en el sentido motor-vástago (y multiplica en el sentido inverso). Por lo tanto, utilizando el concepto de conservación de potencia, se puede asegurar que en todo momento se tiene mayor velocidad angular en el eje del motor que en el vástago.

Como el back-spin no es la excepción, también se tiene mayor velocidad angular en el eje del motor durante el mismo. Esta situación trae una importante consecuencia: el freno viscoso será capaz de aplicar un par de frenado mayor que si fuese acoplado al vástago. Esto se debe a que dicho par de frenado depende cuadráticamente de la velocidad de rotación, por lo que será muchas veces mayor a medida que aumenta la relación de transmisión.

La consideración planteada justifica la elección de instalar el freno en paralelo con el eje del motor. Ambos fueron acoplados mediante un rodamiento anti-retroceso, que tiene la particularidad de cumplir la función de rodamiento en un sentido de giro y de bloquear el aro interno con el externo en el otro. De esta forma, el accionamiento del freno estará determinado simplemente por la ocurrencia del back-spin sin la necesidad de ningún mecanismo adicional ni fuente de energía.

El sistema de freno desarrollado, además de demostrar un alto grado de seguridad operativa, evita las pérdidas de producción ocasionadas por cortes de correas. El siguiente cuadro demuestra la pérdida de producción en los últimos años en un yacimiento del norte de Santa Cruz, Argentina, por corte de correas en sistemas PCP:

Pérdidas de Producción por Corte de Correas – Yacimiento en norte de Santa Cruz, Argentina					
Año	2008	2009	2010	2011	2012 (hasta agosto)
m³ perdidos	171,4	166,7	231,7	151	100,8
Barriles perdidos	1078	1048	1457	950	634
USD anual	50.666	49.256	68.479	44.650	29.798

- Pozos solamente con sistema PCP
- Precio del barril considerado: 47 USD

Además de las pérdidas de producción mostradas deben considerarse los costos operativos asociados (horas hombre de mantenimiento, transporte, materiales, etc.)

Otra gran ventaja del sistema de freno dinámico que resulta en menores pérdidas de producción está basada en que la columna de fluido dentro del tubing se mantiene prácticamente llena tras el frenado a diferencia del frenado convencional con disco y cáliper, lo que permite una puesta en marcha con obtención de producción más rápida que en un frenado convencional, reduciendo los tiempos de espera. La causa de esto radica en que durante un frenado convencional con disco y cáliper, la sarta de varillas devuelve una gran cantidad de vueltas por ecualización de columna y entre-columna en los momentos en que el cáliper libera al disco para evitar su calentamiento. Al ser un frenado intermitente, similar al sistema ABS (anti blocking system) de un automóvil, cuando el cáliper está liberado por un breve lapso, la sarta de varillas levanta velocidad en sentido anti-horario lo que hace que la bomba en lugar de producir hacia superficie lo hace en sentido inverso, enviando fluido hacia el fondo del pozo y vaciando así el tubing.

Durante el frenado dinámico y continuo del cabezal DSD, al no haber liberación de la sarta de varillas, ésta devuelve una menor cantidad de vueltas y reduce en forma considerable el efecto inversor de la bomba PCP, lo que resulta en una columna de fluido en el tubing de mucha mayor altura que la obtenida en un frenado convencional. Éste fenómeno también explica la poca cantidad de vueltas que se observan en un frenado de cabezal DSD, pues sólo se devuelve por back-spin la deformación elástica propia de las varillas, y prácticamente no hay back-spin por ecualización de presiones en el pozo.

En la curva teórica de frenado que se muestra en la figura 4 se observa como el sistema de freno lleva al elemento rotativo a un estado de reposo en forma continua, produciéndose un pico de velocidad que luego es reducido progresivamente por el sistema de frenado. También se observa un aumento gradual de temperatura hasta un nivel estable, producto de la transformación de energía cinemática en calor. En este caso, no se ha tenido en cuenta el rozamiento interno de la bomba debido a la dificultad de su modelización.

El fluido viscoso que se encuentra dentro del tambor de frenado es un elemento fundamental en la determinación de la potencia de frenado ya que es el causante de las fuerzas de corte que desaceleran al sistema. El mismo debe ser esencialmente muy viscoso, pero además se buscó que cuente con las siguientes propiedades:

- Alta viscosidad dinámica y que sea lo más estable posible con el aumento de temperatura.
- Alto calor específico para que el calor generado por el frenado no eleve demasiado la temperatura del fluido.
- Buena conducción del calor, es decir, alto coeficiente de transmisión de calor y de convección para poder disipar el calor generado al ambiente.
- No debe degradarse a alta temperatura (150 °C es, aproximadamente, la máxima que alcanza el fluido).

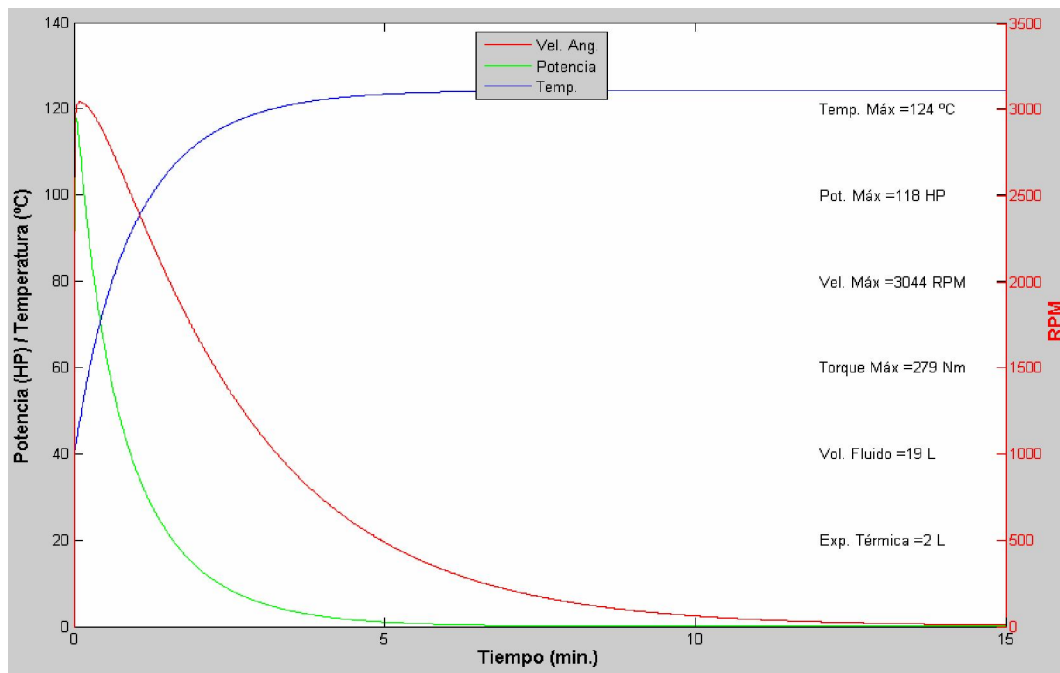


Figura 4: Curva teórica de frenado

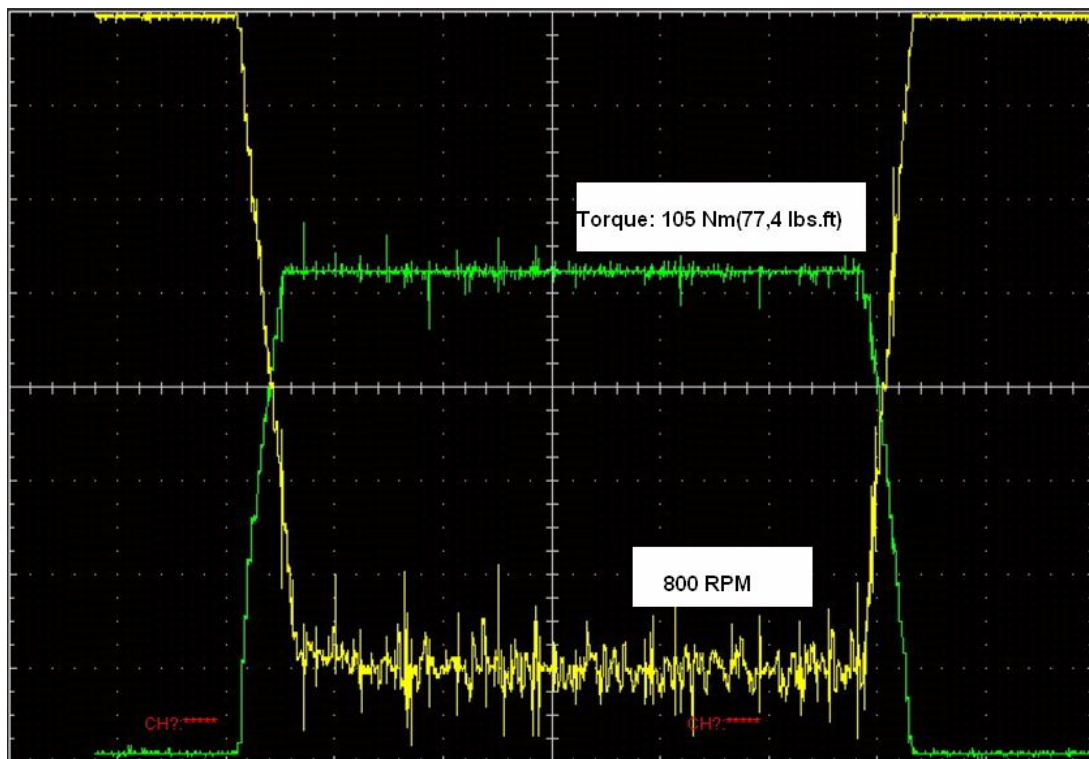


Figura 5: Curva simulada de frenado en prototipo

Desarrollo del Protocolo de Ensayo del prototipo en campo

Yacimiento: Norte de Santa Cruz, Argentina.

Pozo: Pozo Piloto 1

Descripción del Yacimiento

Los pozos están distribuidos en 17 baterías y 12 tanques elevados y es llevada a una Planta de Tratamiento de Crudo central en donde se procesa y se entrega a YPF. El yacimiento está influenciado por 8 proyectos de recuperación secundaria, de donde proviene el 50% de la producción total.

Características del Yacimiento

Pozos activos totales: 225

Pozos con Bombeo PCP: 112 (49.7%)

Pozos con Bombeo Mecánico: 113 (51.3%)

Pozos inyectoros: 60

Producción Bruta promedio: 10.000 m³/d (62.900 bbl/d)

Producción neta promedio: 525 m³/d (3.300 bbl/d)

Agua Inyectada promedio día: 9.500 m³/d

Profundidad media: 1.000 mts.

Tipo de fluido de producción: petróleo viscoso con producción de arena (~18° API – ~2% de Arena)

El 24 de abril de 2012 se instaló el nuevo cabezal serie DSD-600 en el pozo Piloto 1, con una bomba 24E2600 (24m³ día a 100rpm y 2600 mts. de lift) a 1400 mts. de profundidad y sarta de 1”.

En la puesta en marcha se observó normal funcionamiento del cabezal, sin ruidos ni vibraciones.

El 3 de mayo de 2012 se realizó la primera prueba de frenado del cabezal, arrojando los siguientes resultados:

- ✓ El tiempo total de frenado fue de aproximadamente 30 segundos
- ✓ Devolvió 15 vueltas entre 32 – 40 rpm
- ✓ El re-arranque del pozo fue normal, sin torque acumulado
- ✓ El sistema de freno no levantó temperatura durante el frenado
- ✓ La caja de engranajes tenía temperatura normal
- ✓ Los datos de operación al momento de realizar la frenada fueron:

➤ RPM:	161
➤ kW:	6,85
➤ Amps:	30,7
➤ Hz:	35,3
➤ Torque [lbs.ft]:	300

El 30 de mayo de 2012 se realizó la segunda prueba de frenado del cabezal, arrojando los siguientes resultados:

El tiempo total de frenado fue de aproximadamente 27segundos.

Devolvió 5 vueltas a 11 rpm

El sistema de freno no levantó temperatura durante el frenado.

La caja de engranajes tenía temperatura normal.

Los datos de operación al momento de realizar la frenada fueron:

- RPM: 230
- kW: 9.80
- Amps: 28.5
- Hz: 50
- Torque [lbs.ft]: 300

El re-arranque del pozo fue normal, sin torque acumulado, con estos datos:

- RPM: 230
- kW: 10
- Amps: 28.5
- Hz: 50
- Torque [lbs.ft]: 306

Las dos primeras frenadas fueron similares, en ambos casos el cabezal frenó sin problemas el back-spin inicial de la sarta de varillas. El tiempo de frenado fue menor al esperado, pero eso se puede deber a que el nivel del pozo era muy elevado (1037m).

Datos de Producción:

Controles Pozo Piloto 1				
Fecha	Prod. Bruta	% Agua	Prod. Neta	Nivel
02/05/2012	18	100	0	889
14/05/2012	14	100	0	915
21/05/2012	30	100	0	951
24/05/2012	28	100	0	1037
29/05/2012	40	100	0	1037
12/06/2012	30	100	0	1012
15/06/2012	32	100	0	790
01/07/2012	39	97	1,17	940
31/07/2012	45	97	1,35	888
09/08/2012	48	97	1,44	840

Para corroborar que el sistema de freno funcionaba correctamente y no se encontraba torque acumulado en las varillas, se propuso realizar una prueba final y analizar los resultados. La prueba final consistía en las siguientes etapas:

- Frenar una vez más el pozo con un nivel menor (631m) registrando los mismos valores que en las veces anteriores.
- Realizar un re arranque y ver qué valores arroja el VFD.

- Parar el pozo y una vez que este se encuentre frenado, retirar todo el fluido del sistema de freno.
 - o Si el pozo no devuelve más torque quiere decir que no hay torque acumulado y el cabezal frena de acuerdo a los ensayos en banco y a la teoría del sistema de freno desarrollado.
 - o Si al retirar el fluido devuelve torsión, querrá decir que había torque acumulado y que el sistema frena más de lo que debería frenar.

En caso de que ocurra esto último, se cargaría el sistema de freno con un fluido menos viscoso para reducir la capacidad de freno y se continuaría con la prueba.

Resultados de la Prueba Final del Prototipo

El día 6 de Septiembre de 2012 se realizaron las pruebas finales de frenado para corroborar el correcto funcionamiento del sistema de frenado y así poder dar cierre al Protocolo de Ensayo comenzado el 24 de Abril pasado.

La prueba consistió en el desarrollo en las siguientes etapas:

1) Toma de datos del variador antes de realizar la primera frenada

- RPM: 304
- kW: 18.4
- Amps: 32.5
- Hz: 66.7
- Torque [lbs.ft]: 426

2) Frenado y re-arranque y luego toma de datos del variador

- RPM: 304
- kW: 18.5
- Amps: 32.8
- Hz: 66.7
- Torque [lbs.ft]: 429

El frenado duró 27 segundos y devolvió 24 vueltas en total.

3) Volver a frenar el pozo, y una vez frenado quitar todo el fluido del sistema de freno por el tapón inferior.

En este punto lo importante era confirmar si había torque residual o no, y se evidenció que no lo había pues al retirar todo el fluido y quedar el sistema de freno liberado, no se observó rotación del vástago.

4) Re-arranque y frenado del pozo sin fluido (Sistema de Freno liberado)

Esta maniobra se realizó para evaluar la eficacia del sistema de frenado.

Se pudo apreciar que sin el fluido al momento de frenar el pozo el vástago giró libremente devolviendo todo el back-spin en forma libre. Durante este frenado se fue llenando nuevamente el sistema de freno con el fluido que había sido extraído al principio. A medida que el tambor del cabezal se iba llenando, la sarta comenzó a frenar gradualmente hasta detenerse.

5) Por último se hizo un nuevo re-arranque del pozo con el fluido totalmente repuesto, obteniendo los siguientes valores de variador:

- RPM: 304
- kW: 19
- Amps: 34
- Hz: 67
- Torque [lbs.ft]: 440

Al momento de realizar la prueba final, éstos eran los datos de producción actualizados:

Controles Pozo Piloto 1				
Fecha	Prod. Bruta	% Agua	Prod. Neta	Nivel
27/08/2012	55	97	1.65	631
29/08/2012	48	96	1.92	631

Conclusiones

Los resultados de la prueba final demostraron que el sistema de frenado del cabezal DSD-600 es eficiente y supera las expectativas de diseño bajo las cuales fue probado en laboratorio.

Las primeras frenadas demostraron un frenado en muy poco tiempo, menor al calculado al momento de diseño.

La prueba final tenía por objetivo comprobar si existía torque residual o no, y en caso de haberlo, se cambiaría el fluido por uno de menor viscosidad, pero al quitar el fluido se comprobó que todo el torque había sido liberado y que el fluido original era adecuado.

Se destaca que en todo momento la temperatura del cabezal se mantuvo en rangos muy bajos (menores a 60 °C), tanto la caja reductora como el sistema de frenado.

Con respecto a las conclusiones del funcionamiento del cabezal en campo, se comprobó una operatoria muy simple, en lo que respecta tanto a instalación, puesta en marcha como en posterior mantenimiento. En particular en cuanto a éste último punto, el mantenimiento requerido fue nulo, ya que el líquido viscoso del tambor de freno no requiere reposición ni recambio, y el aceite de la caja reductora se mantuvo en el nivel óptimo en todo momento. En caso de requerir mantenimiento, el recambio o reposición de este aceite sería lo único requerido, pues el cabezal no cuenta con otros elementos que requieran atención, a diferencia de los cabezales con freno convencional, como por ejemplo pastillas de freno, disco, mangueras de manifold, correas, poleas, etc.

El cabezal DSD cubre con 3 modelos diferentes todas las potencias posibles requeridas por una bomba PCP, diferenciándose cada modelo en el diseño interno del tambor de freno, ajustando la capacidad de frenado en cada caso para que sea en tiempo óptimo.



Figura 6: Cabezal prototipo en campo



Figura 7: Cabezal prototipo en campo

Bibliografía

1. Young, Eduardo, 2006: Manual de Bombas PCP
2. Cholet, Henri, 1997: Progressing Cavity Pumps
3. White, Frank, 2008: Mecánica de Fluídos
4. Budynas, Richard y Nisbett, Keith, 2008: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley