

Jan Artymiuk*, Marek Sokalski**

STEROWANIE WIERCENIEM PRZY UŻYCIU SYSTEMU SOFT TORQUE***

1. WSTĘP

Prowadząc wiercenia w formacji 7227/11 znajdującym się u wybrzeży Norwegii Zachodniej (otwór poszukiwawczy Castor o głębokości 4630 m był wiercony pod warunkiem przeprowadzenia zakrojonego na szeroką skalę programu badań rdzeniowych w głęboko zalegających warstwach twardego wapienia) zauważono, porównując wyniki z innego otworu, związek między drganiami skrętnymi przewodu wiertniczego a problemami z rdzeniowaniem, np. zacinać się, niska mechaniczna prędkość wiercenia, zbyt szybkie zużywanie się koronki rdzeniowej oraz mechaniczne uszkodzenia sprzętu do rdzeniowania. Stwierdzono, że skutecznym środkiem ograniczającym drgania skrętne i tym samym zwiększającym wydajność rdzeniowania jest działający układ aktywnego tłumienia drgań, stosowany w Top Drive z napędem elektrycznym [5, 13]. Jednakże otwór miał być wiercony z platformy półzanurzalnej z niedawno zainstalowanym Top Drive z napędem hydraulicznym. Zdecydowano się na opracowanie na podstawie układów elektrycznych aktywnego układu tłumienia drgań dla hydraulicznego napędu Top Drive.

2. DRGANIA SKRĘTNE

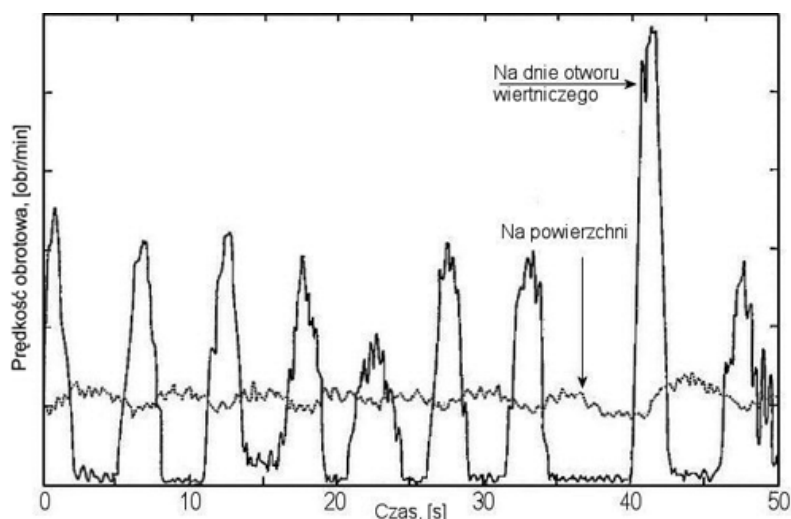
Drgania skrętne przewodu wiertniczego są przyczyną zmniejszonej prędkości mechanicznej wiercenia, zbyt dużych wartości momentów działających na przewód wiertniczy i przedwczesne zużycie koronki wiertniczej lub świdra. Drgania na powierzchni można zaobserwować albo w postaci fluktuacji prądu przepływającego przez silnik elektryczny napędzający Top Drive lub stół wiertniczy, albo zmienność spadku ciśnienia w Top Drive

* Wydział Wiertnictwa, Nafty i Gazu AGH, Kraków

** Maritime Hydraulics, Drillings Modul & Drilings Equipment, N-4604 Kristiansand, Norway

*** Praca powstała w ramach badań własnych

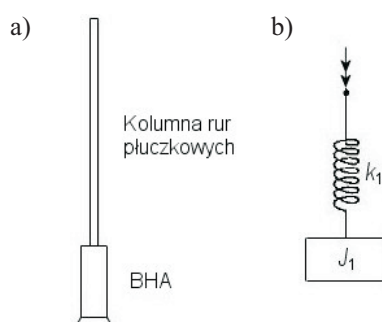
z napędem hydraulicznym. Zazwyczaj prąd lub ciśnienie są dobrymi wskaźnikami dla pomiarów momentu, podobnie jak napięcie silnika lub prędkość przepływu w napędzie hydraulicznym są dobrymi wskaźnikami dla prędkości obrotowej [1, 2, 4, 5]. Nie tylko wartość momentu na dnie otworu charakteryzuje się zmiennością. Dotyczy to również prędkości obrotowej.



Rys. 1. Zmiany prędkości obrotowej mierzone na dnie otworu wiertniczego i na powierzchni. Prędkość obrotowa mierzona na dnie otworu różni się pomiędzy 0 a 300 obr./min, podczas gdy prędkość obrotowa mierzona na powierzchni pozostaje na poziomie około 50 obr./min

Na rysunku 1 przedstawiono dane zmierzone na specjalnie wyposażonym przewodzie wiertniczym. Pierwsza krzywa przedstawia prędkość obrotową na powierzchni, której wartość pozostaje niemal stała (50 obr./min). Druga krzywa obrazuje wartości prędkości obrotowej na dnie otworu, tj. na świdrze. Widoczne jest, że świder okresowo zatrzymuje się na kilka sekund. Górna część przewodu nadal obraca się, więc przewód zostaje podciągnięty. Zwiększa się wartość momentu, a energia zgromadzona w przewodzie działa jak skrecona sprężyna. Pod wpływem rosnącego momentu energia jest gwałtownie uwalniana, powodując rotację świdra. Świder obraca się tak szybko, że przewód ulega odkręceniu i wartość momentu spada. W konsekwencji świder ponownie zwalnia obroty aż do całkowitego zatrzymania i powtarza się sekwencja zwijania i rozwijania przewodu. Zmienność wartości momentu nie ulega zmniejszeniu, gdyż do zainicjowania obrotów potrzebna jest większa wartość momentu niż do utrzymania obrotów świdra. Za każdym razem, kiedy świder zatrzyma się, gromadzi się energia kompensująca straty energii w czasie tłumienia drgań świdra. Różnicę między „statycznym” i „dynamicznym” momentem można porównać do różnicy między „statycznym” i „dynamicznym” tarcie między przesuwającymi się obiektami. Dlatego też drgania często nazywane są „przychwyceniowo-przesuwne” [9, 11, 15]. W momencie spowalniania gromadzi się więcej energii, po czym jest ona uwalniana w kolejnych cyklach drgań, jeżeli świder działa jak tłumik (negatywny), tj. produkuje malejący moment reakcji przy rosnącej wartości prędkości obrotowej [7, 8]. Drgania wywołują się

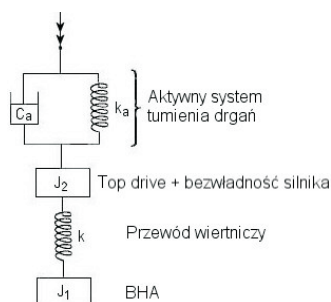
nawzajem, stąd często nazywa się je samowzbudnymi. Okres typowego drgania skrętnego przewodu wiertniczego, zwykle rzędu 5÷10 s, jest stosunkowo dłuższy od okresu fali skrętnej przechodzącej przez przewód. Tak więc, słuszne wydaje się opisanie przewodu za pomocą parametrów skupionych, dających jako wynik model przedstawiony na rysunku 2, gdzie k_1 to sztywność sprężyny tworzonej przez przewód wiertniczy i J_1 to bezwładność w ruchu obrotowym na dnie zestawu oraz część bezwładności w ruchu obrotowym przewodu wiertniczego.



Rys. 2. Przedstawienie przewodu wiertniczego (a) jako wahadła skrętnego (b).
Góra wahadła obraca się ze stałą prędkością

3. TLUMIENIE DRGAŃ

Zwiększenie prędkości obrotowej na powierzchni powoduje wytłumianie drgań wywołanych działaniem sił tarcia między obracającym się przewodem wiertniczym, płuczką i ścianami otworu. Przy odpowiednio wysokich wartościach prędkości obrotowej drgania są tak silnie tłumione, że energia zgromadzona w czasie zatrzymania świdra nie kompensuje energii utraconej w trakcie jego rotacji. W takim przypadku drgania ustają. Jednakże taka progowa wartość prędkości obrotowej w warunkach rzeczywistych zwykle jest zbyt wysoka. Aby obniżyć wartość progową, należy zwiększyć tłumienie w górnej części przewodu wiertniczego. Testy przeprowadzone w Norwegii pokazały, że można tego dokonać za pomocą automatycznego układu sterowania dostosowującego wielkość prędkości obrotowej poprzez regulację wartości momentu [12]. Pomiar na dnie otworu wykazały, że układ ten wytłumiał drgania lub zapobiegł ich powstawaniu. Nie miało to wpływu na średnią wartość momentu, a niewielkie fluktuacje wartości prędkości obrotowej świdra były związane z rodzajem przewiercanej skały. Wadą tego układu jest to [12], że wymaga on kosztownego (i mało wiarygodnego) pomiaru wartości momentu na podłodze wiertnicy. W alternatywnym układzie [13] zastosowano elektryczne napędy. Napięcie dostarczane do silnika jest tam regulowane poprzez wpływ na prąd w silniku. Może jest on nieco mniej skuteczny od oryginalnego układu opartego na pomiarach wartości momentu, jednak przewaga jego polega na tym, że związany jest jedynie na elementach elektronicznych. Podobne rozwiązanie [19] polega na wykorzystaniu pomiaru wartości przyspieszenia obrotów przewodu wiertniczego. Kolejną zaletą układu tłumienia drgań opisanego w [13] jest jego możliwość optymalnego dostosowania dla potrzeb tłumienia drgań.



Rys. 3. Przedstawienie równoważnika mechanicznego przewodu wiertniczego napędzanego napędem elektrycznym z aktywnym systemem tłumienia drgań

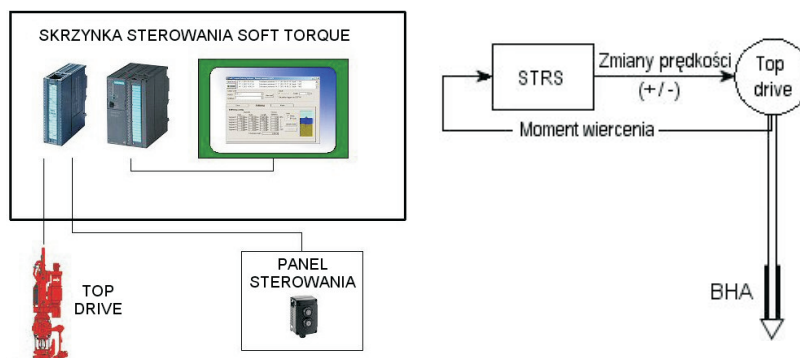
Na rysunku 3 schematycznie przedstawiono zjawisko feedbacku przedstawionego w [13], gdzie mamy do czynienia z równoległą kombinacją skręcania obrotowego i tłumienia obrotowego. Skrętne wahadło na rysunku 2 ma pierwszy stopień swobody, podczas gdy układ przedstawiony na rysunku 3 – drugi. Jest on wywołany bezwładnością Top Drive J_2 w połączeniu z obrotowym skręcaniem k_a aktywnego układu tłumienia drgań. W konsekwencji układ przedstawiony na rysunku 3 składa się z dwóch sprzężonych oscylatorów i dysponuje dwoma naturalnymi częstotliwościami. Konfiguracją przypomina klasyczny tłumik drgań rezonansowych opisany przez Dena Hartoga [10]. Zastosowanie takiego urządzenia mechanicznego do tłumienia drgań lub eliminacji drgań samowzbudnych opisano w [16, 18 i 21].

Podstawą jest tu dostosowanie skrętu obrotowego k_a w układzie tłumienia drgań, umożliwiające wystąpienie obydwu naturalnych częstotliwości w jednym czasie. Energia pochodząca z drgań wywołanych przez świder, tj. na dole oscylatora, jest natychmiast przenoszona do układu napędowego, tj. do górnego oscylatora, gdzie może ulec rozproszeniu za pomocą aktywnego układu tłumienia drgań. Dobór współczynnika tłumienia c_a nie jest już tak oczywisty; zbyt wysoka wartość tłumienia spowoduje „sztywność” układu napędowego, tak jak to pokazano na rysunku 2. Zbyt niska wartość z kolei obniży zdolności tłumiące układu. Jak opisano w [13], optymalną wartość c_a można uzyskać przez zmaksymalizowanie logarytmicznego spadku swobodnych drgań w układzie. W praktyce, skręcanie obrotowe k_a i tłumienie c_a realizowane są w elektrycznym układzie sterowania feedbacku mierzącego wielkość prądu w silniku napędzającym Top Drive i sterujący napięcie silnika. Parametry dobierane są na podstawie zmierzonych lub obliczonych danych z układu napędowego i momentu przewodu wiertniczego.

4. HYDRAULICZNY AKTYWNY UKŁAD TŁUMIENIA DRGAŃ

Na rysunku 4 przedstawiono przewód wiertniczy napędzany Top Drive z napędem hydraulicznym. Układ napędowy składa się z czterech równolegle ustawionych silników hydraulicznych składających się na napęd Top Drive, jak również z zasilania i odprowadzania oleju hydraulicznego: obydwie zbudowane są z około 25 m giętkiego przewodu i 50 m sztywnego rurowego, czterech równolegle ustawionych pomp napędzanych silnikami prądu

zmiennego. Dodatkowy sprzęt, nie ujęty na rysunku, obejmuje pompy zasilające, filtry, akumulatory oraz zawory umożliwiające stabilizację ciśnienia w przewodzie odprowadzającym i redukcję w przypadku przekroczenia dopuszczalnej maksymalnej wartości ciśnienia. Układ może być monitorowany i sterowany zdalnie [6].

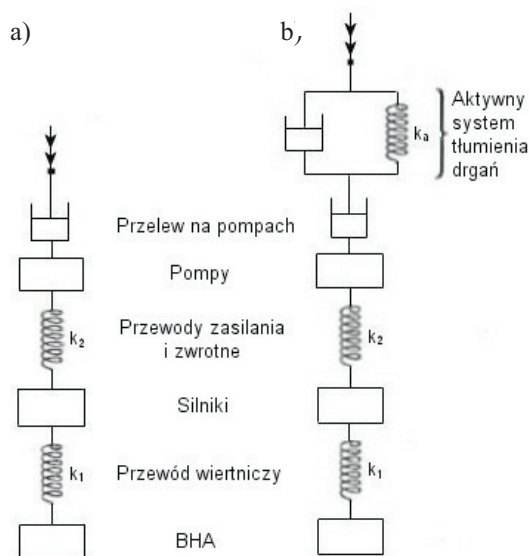


Rys. 4. Schemat działania systemu Soft Torque dla Top Drive z napędem hydraulicznym

Silniki prądu zmiennego napędzające pompy działają przy stałej wartości prędkości obrotowej; jednakże pompy, dzięki elektronicznie sterowanej zmiennej długości cyklu umożliwiają dokładne dopasowanie ich wydajności. Istnieją prawie liniowe zależności między wielkością przepływu w układzie hydraulicznym a prędkością obrotową przewodu wiertniczego, różnicą ciśnienia między obydwoma liniami oraz momentem przewodu wiertniczego. Na rysunku 5a przedstawiono schemat mechaniczny odpowiadający układowi z rysunku 4. Czas rozchodzenia się fali ciśnienia w przewodach hydraulicznych jest dużo krótszy niż badane okresy drgań, dlatego w tym przypadku możliwe jest zastosowanie parametrów skupionych. Ścisłość oleju hydraulicznego znajdującego się w układzie oraz sprężystość giętkich przewodów przedstawia się jako równoważny sprężynie mechanicznej k_a . Parametr J_2 to równoważna bezwładność w ruchu obrotowym napędu Top Drive, a J_3 to równoważna bezwładność w ruchu obrotowym pomp. Na obie wartości wpływa stosunek przełożenia przekładni zębatej w przekładniach silników i przewodu wiertniczego, przy czym uwzględniają one również częściowo bezwładność oleju hydraulicznego w układzie.

Równoważny współczynnik tłumienia c_1 świadczy o stratach w układzie spowodowanych wyciekami oleju hydraulicznego bądź smarowania łożysk pomp i silników. Przeanalizowano kilka możliwości zastosowania aktywnych układów tłumienia drgań w hydraulicznym układzie napędowym. Wynika z nich, że najkorzystniejsze jest sterowanie wielkości przepływu w pompach na podstawie pomiarów ciśnienia w przewodach zasilających silniki hydrauliczne. Następnie zdefiniowano potencjalne problemy z końcowym czasem reakcji, nieliniowymi charakterystykami (histerezami) mechanizmu sterowania długości cyklu pomp, wpływem istniejących już systemów sterowania ciśnieniem w przewodach zwrotnych oraz redukcją ciśnienia w układzie. Hydrauliczny układ napędowy Top Drive ma tę zaletę w porównaniu z elektrycznym układem obrotowym, że ma mniejszą bezwładność w ruchu obrotowym.

Na rysunku 5b przedstawiono mechaniczny odpowiednik hydraulicznego układu napędowego z aktywnym układem tłumienia drgań. Rysunek 3 wskazuje na to, że układ hydrauliczny ma dodatkowy stopień swobody w porównaniu z układem elektrycznym. Tak więc, układ ma trzy naturalne częstotliwości i nie ma możliwości bezpośredniego przeniesienia kryteriów tłumienia dla układu elektrycznego.

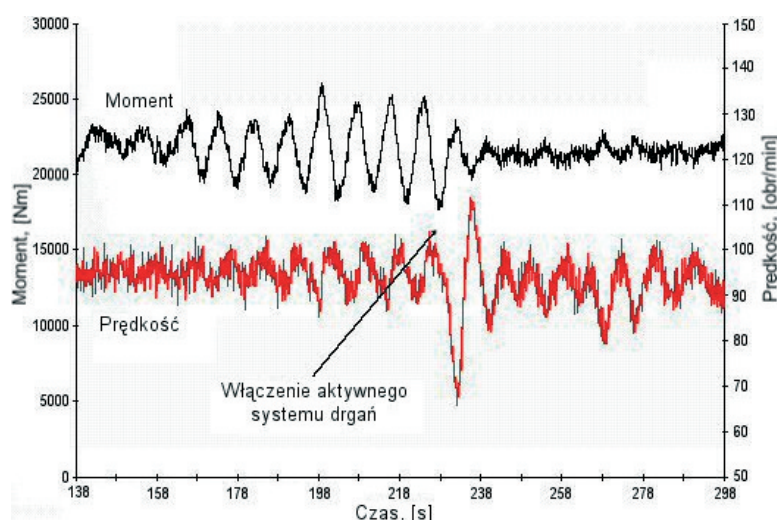


Rys. 5. Przedstawienie równoważnika mechanicznego przewodu wiertniczego dla Top Drive z napędem hydraulicznym (a) i z aktywnym systemem tłumienia drgań (b)

5. BADANIA TERENOWE

W trakcie wiercenia otworu Castor nie było w zasadzie oznak oscylacji skrętnych i jedynie w razie potrzeby włączano aktywny układ tłumienia drgań. Jednakże na głębokości 138 m w warstwach twardego wapienia układ pracował niemal bez przerwy. Na rysunku 6 przedstawiono wynik pomiarów, które zarejestrowano w czasie rdzeniowania koronką diamentową $12\frac{1}{4}$ ". Obserwujemy na nim moment przewodu wiertniczego, jaki uzyskano na podstawie prędkości obrotowej napędu Top Drive i prędkości obrotowej w górnej części przewodu wiertniczego (obie w funkcji czasu). Tak długo jak wyłączony jest układ tłumienia drgań, tak długo wartość prędkości obrotowej pozostaje mniej więcej taka sama. Widoczne wahania wartości momentu niezbitnie świadczą o wystąpieniu drgań w otworze. Początkowo po włączeniu układu tłumienia drgań prędkość obrotowa zaczyna się wahać, rozpraszając energię drgań poprzez dostosowanie energii przepływu w przewodzie wiertniczym. Po kilku oscylacjach zarówno moment, jak i prędkość do pewnego stopnia stabilizują się, co świadczy o ustaniu drgań. Wydajność rdzeniowania była nadszpodziewanie lepsza, trwałość koronki dłuższa, ROP 2,7 razy większy niż w sąsiadującym otworze, mimo że

zastosowano 1,3 wartości osiowego nacisku na świder. W otworze sąsiadującym w trakcie rdzeniowania zaobserwowano znaczne drgania skrętne. Najnowsze pomiary wykonane na dnie otworu w trakcie wiercenia norweskiego otworu badawczego wykazały, że brak oscylacji skrętnych powoduje zwiększenie ROP. To samo zaobserwowano na podstawie pomiarów powierzchniowych wykonanych w trakcie przewiercania twardych warstw w Omanie [17]. Z powyższego wynika, że hydrauliczny układ tłumienia drgań przyczynił się do wzrostu ROP; osiowy nacisk na świder mógł być utrzymany na poziomie poniżej nacisku powodującego wyboczenie zestawu przewodu wiertniczego, oraz poza wyeliminowaniem drgań skrętnych ograniczane zostało działanie sił dynamicznych na sprzęt.



Rys. 6. Pomiary zarejestrowane podczas wiercenia koronką diamentową TSD 12¼" w twardym wapieniu. Lewa strona odpowiada rdzeniowaniu bez aktywnego systemu tłumienia drgań. Pokazuje silne oscylacje skrętne, podczas gdy prawa strona pokazuje zanikanie oscylacji skrętnych po włączeniu systemu

6. OPIS KONCEPCJI SYSTEMU SOFT TORQUE W TOP DRIVE FIRMY MARITIME HYDRAULICS

MH specjalizuje się w produkcji systemów Soft Torque (STRS) [20]. Systemy te łatwo można dostosować do istniejących systemów Top Drive, AC, DC i hydraulicznych. System odczytuje moment Top Drive. Regulator dostosowuje prędkość obracania przewodu wiertniczego odpowiednio do mierzonych zmian momentu. System reaguje na wielkość zmian momentu i dostosowuje odpowiednio prędkość do zmierzonej wartości momentu. Rosnący moment zmniejsza prędkość proporcjonalnie do wielkości zmian momentu. Wzrastanie momentu wskazuje na zakleszczanie (przechwytywanie) przewodu wiertniczego lub świdra. Podobnie zmniejszający się moment podwyższa prędkość (rys. 4).

System ten powoduje:

- redukcję wibracji skrętnych w kolumnie przewodu wiertniczego,
- zmniejszenie klinowania świdra,
- zmniejszenie zmiany „RPM” na świdrze,
- zmniejszenie zmiany momentu obrotowego wzdłuż kolumny przewodu wiertniczego,
- zwiększenie prędkości wiercenia,
- zmniejszenie zużycia świdra wiertniczego, przewodu wiertniczego i elementów układu napędowego urządzenia wiertniczego,
- zwiększenie stabilności ścian otworu wiertniczego i ich gładkości,
- otrzymanie lepszego rdzenia.

System Soft Trque MH zawiera następujące właściwości:

- pełny graficzny interfejs dla działania i dostrajania systemu Soft Torque,
- automatyczne obliczanie i dostrajanie do optymalnych parametrów Soft Torque,
- interfejs do systemu napędu i złącze sterownicze profibus,
- sterowanie napędami: DC, AC i hydraulicznym,
- możliwość wybrania opcji sterowania.

Charakterystyka techniczna

STRS MH składa się z jednej skrzynki i komputera z jednostką wyświetlającą i klawiaturą do sterowania z możliwością połączenia funkcji włączenie/wyłączeni (on/off).

Wymiary: (D × S × W): 600 mm × 400 mm × 400 mm / 23,5" × 15,7" × 15,7".

Masa: 40 kg / 90 lbs.

Zasilanie: 230/120 VAC, 500 W.

Odczyty momentów i prędkości są przekazywane do komputera Soft Torque w czasie 40 ms. Odczyty i ustawianie prędkości napędu – czas cyklu 40 ms.

Czas reakcji prędkości napędu AC przy normalnym momencie wiercenia wynosi 1,5 s w zakresie od 0÷100%.

Czas reakcji pomp hydraulicznych, typowo 0,9 s.

7. WNIOSKI

Przedstawiony w artykule aktywny układ tłumienia drgań eliminuje drgania skrętne przewodu wiertniczego poprzez sterowanie energią przepływu w hydraulicznym napędzie Top Drive. Dostosowuje on wydajność pomp zasilających napęd stołowy na podstawie pomiarów fluktuacji ciśnienia. Układ hydrauliczny powstał przez analogię do opisanego w [1] układu elektrycznego, wykorzystującego napięcie do sterowania silnika napędzającym Top Drive, na podstawie pomiarów fluktuacji prądu. Układ tłumienia drgań działa jak tłumik podobny do tłumików wykorzystywanych do tłumienia oscylacji w liniach przesyłu energii. Układ można zastosować w istniejących hydraulicznych napędach Top Drive wyposażonych w elektroniczną jednostkę zmiany długości cyklu pompy. Badania terenowe systemu Soft Torque w trakcie wiercenia i rdzeniowania warstw twardych wykazały skuteczność tego układu.

OBJAŚNIENIA SKRÓTÓW

- AC – prąd zmienny (*alternating current*)
- DC – prąd stały (*direct current*)
- BHA – dolny zestaw przewodu wiertniczego (*bottom hole assembly*)
- MH – Maritime Hydraulics
- ROP – prędkość wiercenia (*rate of penetration*)
- RPM – obroty/minutę (*rotary per minute*)
- STRS – Aktywny System Tłumienia Drgań (*SOFT TORQUE Rotary System*)

LITERATURA

- [1] Artymiuk J., Hollekim H., Sokalski M.: *New Drilling Technology-Top Drive System*. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Kraków 20–21.06.1996
- [2] Artymiuk J.: *Kierunki rozwoju w urządzeniach wiertniczych – głowica obrotowa i hydrauliczna konstrukcja wyciągowa*. Konferencja Naukowo-Techniczna, Jasło 19.06.1998
- [3] Artymiuk J.: *Kierunki rozwoju hydraulicznych napędów urządzeń wiertniczych*. IX Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Kraków 2–3.07.1998
- [4] Artymiuk J.: *Directions of development of the “Top Drive” heads*. X Medzinárodná Vedecko-Technická Konferencia, Nové Poznanky Oblasti Vrtania Ťažby, Dopravy a Uskladňovania Uhl'ovodíkov. Podbanské, Oct. 1999, s. 5–7
- [5] Artymiuk J., Loland J.: *Top drive technology-electric PTD. Nové poznanky v oblasti vrtania, tazby, dopravy a uskladňovania uhl'ovodíkov, Podbanské 2002*. XI Medzinárodná Vedecko-Technická Konferencia, 29–31 oktobra 2002, Podbanské, Slovensko, conference contributions Technická Univerzita v Kosiciach. Fakulta Baníctva, Ekológie, Riadenia a Geotechnológií, 3–1
- [6] Artymiuk J., Sokalski M.: *The new drilling control and monitoring system*. Acta Montanistica Slovaca, 2004, 9 \v{c}, 3, 145–151
- [7] Belokobyl'skii S.Y., Prokopov V.K.: *Friction-induced self-excited vibrations of drill rig with exponential drag law*. Soviet Applied Mechanics, Plenum Publishing Corporation, 1983, 1134–1138
- [8] Brett J.F.: *The genesis of torsional drillstring vibrations*. SPEDE, Sept. 1992, 168–174
- [9] Dawson R., Lin Y.Q. Spanos P.D.: *Drill-string stick-slip oscillations*. Spring Conference of the Society for Experimental Mechanics, Houston June 14–19 1987
- [10] Den Hartog J.P.: *Mechanical Vibrations*. New York, McGraw Hill 1956
- [11] Dufeyte M.P., Henneuse M.: *Detection and monitoring of the stick-slip motion: field experiments*. Paper SPE/IADC 21945 presented at the SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam 1991
- [12] Halsey G.W., Kyllingstad A.: *Torque feedback to cure slip-stick motion*. Paper SPE 18049 presented at the 1988 SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Houston 1998

- [13] Jansen J.D., van den Steen L.: *Active damping of self-excited torsional vibrations in oilwell drillstrings*. Accepted for publication in J. of Sound and Vibration, Oct. 1994. Pre-prints are available as Publication. 1127, Shell Research Rijswijk, Aug. 1992
- [14] Jansen J.D., van den Steen L., Zachariassen E.: *Active damping of torsional drill-string vibrations with a hydraulic Topdrive*. Paper SPE 28911 presented at the 1994 SPE European Petroleum Conference London, UK, 25–27 October 1994
- [15] Kyllingstad A., Halsey G.W.: *A study of slip/stick motion of the bit*. SPEDE, Dec. 1998, 369–373
- [16] Mansour W.M.: *Quenching of limit cycles of a Van der Poi oscillator*. J. of Sound and Vibration, 25, 1972, 395–405
- [17] Nicholson, J.W.: *An integrated approach to drilling dynamics planning, identification and control*. Paper IADC/SPE 27537 presented at the IADC/SPE Drilling Conference, Dallas 1994
- [18] Rowbottom M.D.: *The optimisation of mechanical dampers to control self-excited galloping oscillations*. J. of Sound and Vibration, 75, 1981, 559–576
- [19] Sananikone O.K. and White D.B.: *A field method for controlling drillstring torsional Vibrations*. Paper IADC/SPE 23891 presented at the 1992 IADC/SPE Drilling Conference, New Orleans
- [20] Strona internetowa www.marhyd.com
- [21] Tondl A.: *Quenching of self-excited vibrations: equilibrium aspects*. J. of Sound and Vibration, 42, 1975, 251–260