

**Stanisław Bednarz\*, Kazimierz Bochenek\*\*, Robert Serafin\*\***

**PROBLEMY EKSPLOATACYJNE  
AGREGATÓW CEMENTACYJNYCH  
W OPERACJACH O ZWIĘKSZONYM RYZYKU\*\*\***

**1. WPROWADZENIE**

Podczas pracy pompy nurnikowej agregatu cementacyjnego z uwagi na posuwisto-zwrotny charakter tej pracy występują drgania hydrauliczne. Drgania te nasilają się w przypadku tłoczenia zaczynu zapowietrzonego (np. powietrze adsorbowane przez mikrosfery, pęcherzyki gazu w spienionym zaczynie cementowym) lub o dużej gęstości/lepkości (np. przy dużych prędkościach nurnika). Znanych jest kilka krytycznych operacji cementowania.

Pewnym wyzwaniem jest cementowanie długich bardzo silnie nachylonych lub poziomych odcinków otworów w warstwach o obniżonym ciśnieniu porowym (złożowym). Ciecz wyporowa o innej gęstości niż roztwór cementowy może podczas tłoczenia penetrować roztwór w otworach o szerszych przekrojach i powodować kanalizowanie oraz zmniejszoną skuteczność związania cementu ze skałą.

Jedną z możliwości zapobiegania temu zjawisku jest zmniejszenie wydajności tłoczenia i drgań hydraulicznych w tłoczonych cieczy [4]. Ten problem zaostrza się, gdy występuje bardzo mała różnica ciśnienia porowego i ciśnienia szczelinowania (krytyczne jest wówczas minimalne poziome naprężenie dopuszczalne).

Do innych operacji należy np. zatłaczanie roztworu cementowego przy konieczności instalowania pakera w przestrzeni pierścieniowej. Podczas tłoczenia płynów cementacyjnych, w tym zaczynu, praca agregatu przy nadmiernych drganiach ciśnienia może spowodować przedwczesne napompowanie (zapięcie) pakera ECP (*inflatable*).

Podczas cementowania kolumn rur okładzinowych traconych (linerów), szczególnie przy stosowaniu wieszaka hydraulicznego, może dojść do przedwczesnego zapięcia lub niesekwencyjnego rozłączania wieszaka z przewodem wiertniczym.

---

\* Wydział Wiertnictwa, Nafty i Gazu AGH, Kraków

\*\* Poszukiwania Naftowe „DIAMENT” Sp. z o.o., Zielona Góra

\*\*\* Praca została zrealizowana częściowo w ramach badań własnych Wydziału Wiertnictwa, Nafty i Gazu AGH

Zatłaczanie roztworu cementowego spienionego łączy się ze zwiększoną ściśliwością mieszaniny i skłonnością do niestabilnej pracy układu. W celu doszczelniania (*squeezing*), aby zapobiec migracji gazu przez płaszczyznę uszczelniającą, operacja ta powinna być ściśle sterowana po dokładnym jej zaplanowaniu. Niestabilna praca agregatu może spowodować brak pełnej kontroli nad tym procesem.

Zatłaczanie zaczynów z mikrosferami, szczególnie zarabianych na bazie wody zasolonej (o zawartości NaCl powyżej 20%), jest wykonywane przy dużej tendencji do napowietrzania, zwłaszcza przy pospiesznym przygotowaniu zaczynu.

Do operacji wrażliwych na drgania hydrauliczne można zaliczyć także cementowanie płytkich horyzontów gazowych, zwłaszcza w interwałach ze skałami ilastymi skłonnymi do skurczu po kontakcie z filtratem zaczynu cementowego.

Stosowanie wielu dodatków, np. odpieniaczy, oraz recyrkulacji zaczynu w układzie agregatu w celu odpowietrzenia/odgazowania wywołuje utrudnienia w sprawnym prowadzeniu operacji cementowania.

## 2. POMPY ŹRÓDŁEM DZIAŁANIA AGREGATU CEMENTACYJNEGO

Agregat cementacyjny obejmuje:

- pompy nurowe napędzane silnikami(ami),
- system zarabiania zaczynu CAM (*Continuous Automatic Mixing*),
- system gromadzenia płynów i zasilania pomp nurowych,
- system odpowietrzania układu wysokociśnieniowego i recyrkulacji,
- system pomiarowo-rejestracyjny i sterowniczy agregatu,
- system napędu hydraulicznego pomp manewrowych i mieszalnikowych.

System manewrowania płynami składa się z pomp wirowych do recyrkulacji, doładowania pomp nurowych i zasilania w wodę. Manifold obejmuje konieczne orurowanie, zawory i połączenia. Całość układu jest montowana na podwoziu ciężarówki, niejednokrotnie uwzględnia wykorzystanie jej silnika jezdźnego, np. do napędu drugiej pompy. Napęd układu umożliwia uzyskanie dużej wydajności tłoczenia wynoszącej 2,3 m<sup>3</sup>/min. Do zalet agregatu należy:

- osiągnięcie wysokiego ciśnienia (717 barów),
- podwójna kontrola parametrów zaczynu dzięki zastosowaniu układu pomiarowego i rejestracyjnego w systemie zarabiania zaczynu i odrębnego układu w systemie tłoczenia do otworu,
- przesył radiowy danych technologicznych [6].

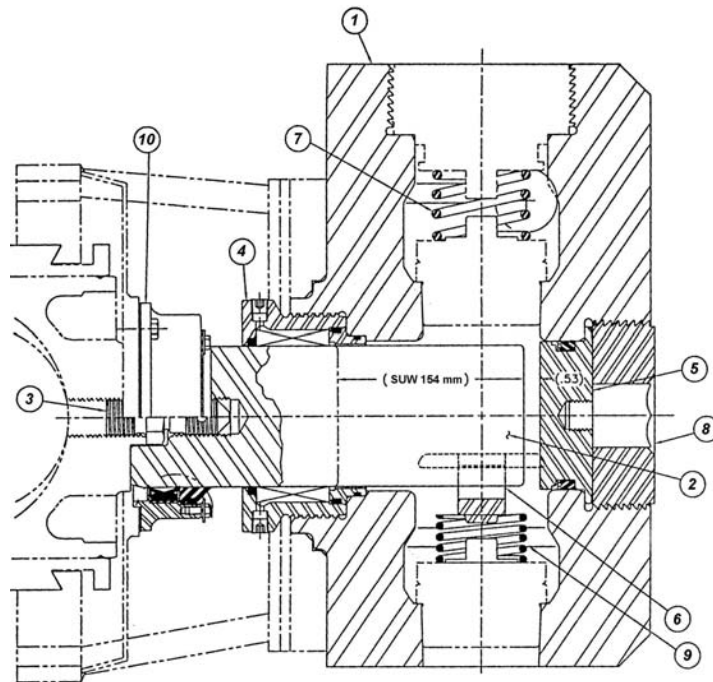
Agregat posiada bardzo złożoną sieć rurociągową/ armaturową i rozbudowany pulpit sterowniczy wymagający znacznego wyszkolenia załogi. Z tego powodu utrudniony jest dostęp do obsługi zaworów wysokiego i niskiego ciśnienia, sterowanych ręcznie lub powietrzem. Z powodu dużego hałasu występuje konieczność pracy w ochronnikach słuchu.

W idealnie działającej pompie ciecz przemieszcza się bez odrywania od powierzchni nurnika/tłoka (rys. 1) i przy nieskończonej małym ruchu nurnika strumień objętości przepływu, czyli wydajność pompy może być określona wzorem

$$dq = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi dt = A \cdot r \cdot \sin \varphi d\varphi \quad (1)$$

gdzie:

- $A$  – pole powierzchni przekroju tłoka/cylindra [ $m^2$ ],
- $r$  – promień korby (1/2 długości suwu nurnika) [m],
- $\omega$  – prędkość kątowna układu korbowego,  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  [rad/s],
- $\varphi$  – kąt między promieniem korby a osią cylindra [rad].



**Rys. 1.** Pompa nurnikowa 4,5 TWS 600S: 1 – cylinder, 2 – nur, 3 – trzon, 4 – nakrętka dławika, 5 – pokrywa, 6 – ogranicznik zaworu, 7 – sprężyna wysokoobciążona, 8 – nakrętka pokrywy, 9 – sprężyna, 10 – płyta ochronna

Biorąc pod uwagę, że chwilowa wydajność tłoczenia pompy jest uzależniona od prędkości kątownej układu korbowego, jak również od stosunku promienia korby ( $r$ ) do długości korbowa ( $l$ ), wzór powyższy (1) odnoszący się do jednego cylindra ma postać [1]

$$Q_t = A \cdot r \cdot \omega \cdot (\sin \varphi \pm \frac{r}{2l} \sin 2\varphi) \quad [m^3/s] \quad (2)$$

Określenie chwilowej wydajności tłoczenia pompy trzycylindrowej wymaga sumowania wydajności wszystkich trzech cylindrów przy ich wzajemnym przesunięciu w fazie ruchu co  $2\pi/3$  ( $120^\circ$ ). Dzięki temu wahania strumienia objętości przepływu w kolektorze tłoczącym są mniejsze.

Nierównomierność tłoczenia pompy nurnikowej/tłokowej jest charakteryzowana przez współczynnik nierównomierności tłoczenia

$$\delta = \frac{Q_{t \max} - Q_{t \min}}{Q_{tsr}} \quad (3)$$

gdzie  $Q_{t \max}$ ,  $Q_{t \min}$ ,  $Q_{tsr}$  – maksymalny, minimalny i średni chwilowy strumień objętości tłoczenia pompy w czasie jednego obrotu wału korbowego.

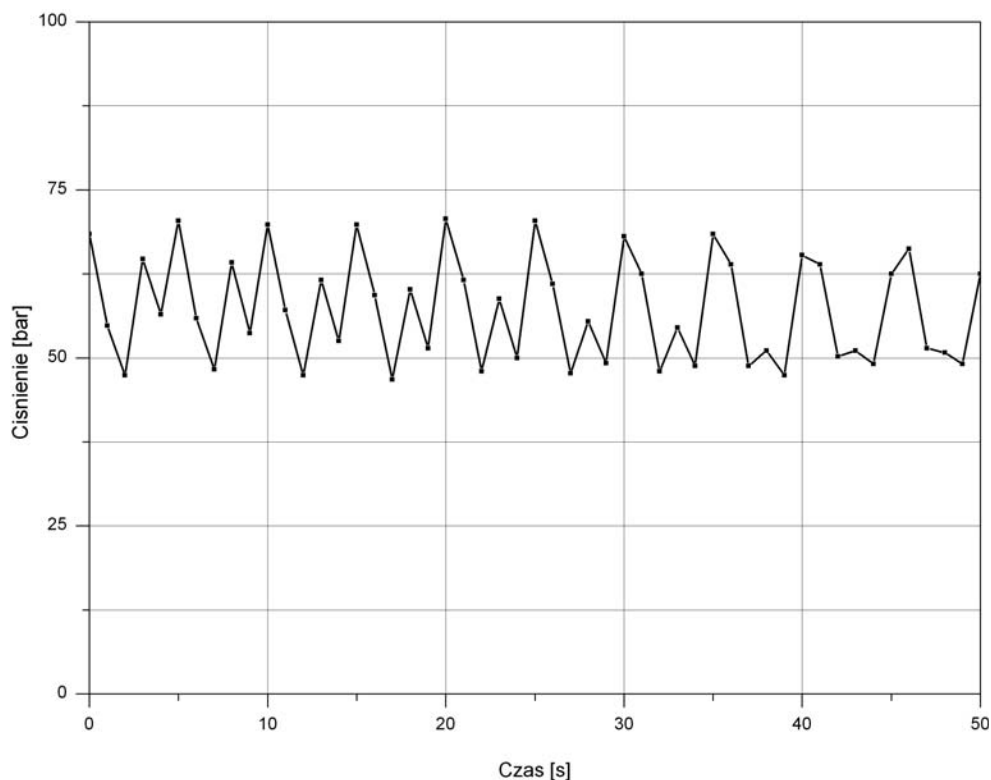
Współczynnik nierównomierności tłoczenia pompy jednocylindrowej pojedynczego działania wynosi 3,14; pompy jednocylindrowej dwustronnego działania – 1,57, a współczynnik nierównomierności  $\delta$  tłoczenia pompy trzycylindrowej Triplex jednostronnego działania wynosi 0,23 (+0,065 – 0,165) i jest około dwa razy mniejszy niż dla pompy dwucylindrowej Duplex dwustronnego działania. Zależy on, jak widać, zawsze od stosunku  $r/l$ . A zatem dynamika pracy pomp wyporowych nurnikowych w znacznym stopniu zależy od stosunku promienia korby ( $r$ ) do długości korbowodu ( $l$ ). Zmniejszenie długości suwu ( $2r$ ) to ograniczenie obciążeń dynamicznych układu (siła działająca na nurnik i trzon może wynosić ok. 500 kN), ale także i wydajności tłoczenia. Jeżeli jest możliwość i wykorzystana się zwiększenie prędkości obrotowej, wydajność tłoczenia nie zostaje w większym stopniu ograniczona. Pompy trzycylindrowe triplex o krótkich suwach nurów i małej pojemności skokowej z powodu dużej liczby suwów na minutę wymagają bardzo dokładnego doładowania pompą zasilającą.

### 3. WIBRACJE HYDRAULICZNE W UKŁADZIE POMPY

Pulsacje przepływu wynikające z natury działania pomp tłokowych cechują się amplitudą zależną od współczynnika napełnienia cylindrów i od zawartości gazu w przetłaczanym medium. Negatywnie oddziałują na elementy napędu, zarówno na część mechaniczną, jak i na część hydrauliczną, w tym uszczelnienia, zawory, czujniki, wskaźniki i rejestratory mechaniczne aparatury kontrolno-pomiarowej.

Zaczyn cementowy przetłaczany jest zasadniczo na krótszej i mniej złożonej drodze rurociągowej do otworu niż np. płuczka podczas wiercenia, z tego względu oraz z uwagi na mniej niekorzystne oddziaływanie wibracji w zaczynie cementowym na zacementowanie rur okładzinowych niż wibracji w płuczce wiertniczej na eksploatację urządzeń i proces wiercenia są one przedmiotem zainteresowania w mniejszym stopniu. Na rysunku 2 przedstawiono wykres zmian ciśnienia podczas zatłaczania zaczynu cementowego przy cementowaniu kolumny rur okładzinowych 9 5/8" w otworze CG9. Widoczne duże wibracje od 46,8 do 70,7 barów to skutek m.in. napowietrzonego zaczynu cementowego.

Jednym z istotnych czynników wpływających na powstawanie wibracji w układzie wysokociśnieniowym jest jakość doładowania pompy trzycylindrowej. Za małe ciśnienie zaczynu cementowego po stronie ssącej pompy trzycylindrowej wywołuje w niej niedobór cieczy i w następstwie tego zjawisko kawitacji wewnątrz pompy. Zjawisko to może mieć swoje źródło także w złej pracy pompy wirowej doładowującej, powodując tłoczenie par gazowych do układu pompowego.



**Rys. 2.** Wibracje hydrauliczne podczas tłoczenia zaczynu cementowego

Ogólniej – gdy dopływ do wlotu ssania staje się mniejszy niż strumień objętości tłoczenia, powstaje zjawisko kawitacji. W przypadku dwóch pomp wirowych powinno się unikać łączenia szeregowego pomp przed pompą triplex, gdyż trudno jest uzyskać jednakową wydajność obydwu pomp. Kawitacja może wystąpić w takim układzie zwłaszcza w pompie pierwszej, bardziej oddalonej od pompy trzycylindrowej. Rozprzestrzenienie się kawitacji w całym układzie jest wówczas nieuchronnym następstwem. Jeżeli pompa pierwsza ma większą prędkość obrotową niż pompa mniej oddalona od pompy trzycylindrowej, to może powodować podnoszenie zaworów ssących pompy. Zbyt mała wysokość ciśnienia dopływu oraz duże straty ciśnienia w rurociągu ssawnym z powodu za małej średnicy rurociągu, wielu kolan, dużej długości, zwiększonej gęstości cieczy, uszkodzenia kosza ssawnego i za dużej prędkości ssania są częstymi przyczynami kawitacji [2]. Układ rurociągów niskiego ciśnienia obejmujący kolektor, system zarabiania zaczynu z pompą recyrkulacyjną, pompę doładowującą pompy nurnikowe, itp. powinien być zwarty bez nadmiernej ilości kolan i zmian kierunku. Pompa doładowująca powinna być stosunkowo nisko, aby pracowała pod zalaniem. Przy wystarczająco dużym ciśnieniu pompy doładowującej (3÷4 barów) drgania hydrauliczne są ograniczone, nawet przy zawartości gazu od 4 do 5% w tłoczonym medium [3]. Kolan, zaworów itp. nie należy stosować w odległości mniejszej niż dwie długości średnic rurociągu ssawnego.

Jednym ze sposobów ograniczenia wibracji hydraulicznych jest możliwość zastosowania kompensatora tłoczenia lub ssania. W przypadku płuczki wiertniczej w zasadzie nieściślej pulsacje przepływu negatywnie oddziałujące na wszystkie uszczelnienia są ograniczane zawsze przez kompensatory hydrauliczno-gazowe. W okresach, gdy chwilowy strumień objętości przepływu przewyższa średni, umożliwia sprężenie gazu w nim znajdującego się i zwiększenie objętości cieczy znajdującej się w jego przestrzeni. W chwili, gdy wydajność przepływu jest mniejsza niż średnia, objętość cieczy w kompensatorze zmniejsza się, dlatego prędkość przepływu jest stosunkowo równomierna. Im mniejsze są wahania ciśnienia (drgania hydrauliczne) w kompensatorze, tym bardziej równomierne jest ciśnienie zaczynu w rurociągu. Kompensator powinien mieć odpowiednią objętość sprężonego azotu.

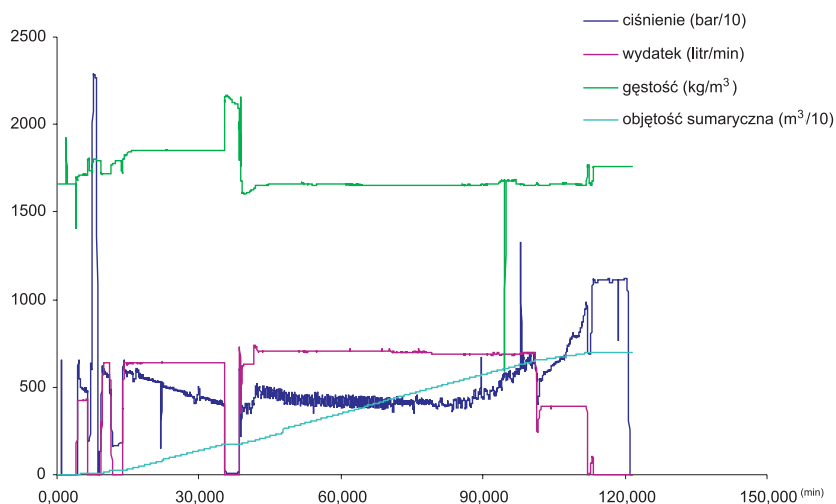
Stopień nierównomierności ciśnienia w kompensatorze określa się współczynnikiem

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{sr}} \quad (4)$$

gdzie:  $P_{\max}$ ,  $P_{\min}$ ,  $P_{sr}$  – maksymalne, minimalne i średnie ciśnienie w kompensatorze w czasie jednego obrotu wału korbowego.

Stopień ten powinien wynosić od 0,07 do 0,12 [3] w przypadku pomp tłokowych płuczkowych, natomiast w przypadku pomp nurnikowych cementacyjnych można przyjąć, że jego maksymalna wartość nie powinna przekraczać 0,02 do 0,05. Im większa moc pompy, tym większy jest dopuszczalny współczynnik nierównomierności ruchu.

Nierównomierność tłoczenia cieczy i wywołana tym pulsacja ciśnienia w przewodzie tłoczącym powoduje uszkodzenia w układzie wysokiego ciśnienia i inne trudności. Dlatego dbałość o racjonalną eksploatację, dokładne rozpoznanie przez obsługę zależności między czynnikami wpływającymi na powstawanie wibracji pozwala na bardziej stabilne prowadzenie operacji cementowania (rys. 3).



Rys. 3. Przebieg cementowania kolumny rur okładzinowych 7'' w otworze CW4

Bardzo istotnym elementem w eksploatacji maszyn, w tym pomp wporowych, jest poszukiwanie uszkodzeń w oparciu o obserwację objawów i/lub pomiary parametrów pracy, jakości oleju w obiegu oraz widma drgań.

Niektóre objawy i przyczyny uszkodzeń części hydraulicznej roboczej pomp nurnikowych zestawiono [6] poniżej.

- Przecieki uszczelnień elementów hydraulicznych mogą być spowodowane przez:
  - niewłaściwie zamontowane lub uszkodzone uszczelnienie,
  - niedokładnie oczyszczoną lub uszkodzoną powierzchnię styku z uszczelnieniem przed jego montażem,
  - niewłaściwie dociągniętą część uszczelnianą.
- Przeciek przez uszczelnienie nurnika może być spowodowany:
  - niewłaściwie dociągniętą nakrętką uszczelnienia,
  - zużytym/uszkodzonym lub niewłaściwie zamontowanym uszczelnieniem,
  - niedokładnie oczyszczoną lub uszkodzoną/skorodowaną powierzchnią styku z uszczelnieniem,
  - zastosowanym uszczelnieniem nieodpowiadającym przetłaczanej cieczy.
- Drgania lub udary hydrauliczne powstają na skutek:
  - dostawania się powietrza do systemu doładowania poprzez poluzowane, zużyte lub uszkodzone połączenia, w tym także pompy doładowującej;
  - obecności gazu lub pary w tłoczonym cieczy;
  - niewystarczającej wydajności lub ciśnienie zasilania;
  - zużycia lub złamania sprężyny zaworowej, zaworu lub ogranicznika ruchu zaworu;
  - niewłaściwego doładowania lub nieskutecznego kompensatora ssania.
- Mała wydajność tłoczenia/niestabilna praca pompy może być wynikiem:
  - zużycia lub uszkodzenia zaworu/zespołu zaworu,
  - niewystarczającej wydajności przepływu lub ciśnienia doładowania,
  - obecności powietrza, gazu lub pary w przetłaczanej cieczy,
  - niewłaściwie doładowanego lub nieskutecznego kompensatora ssania,
  - pozostawiania we wspólnej fazie ruchu co najmniej dwóch lub więcej pomp doładowywanych przez wspólną pompę zasilającą.

Poza wymienionymi trudnościami w części hydraulicznej/roboczej pompy mogą także występować uszkodzenia w części napędowej, związane z działaniem układu smarowania ciśnieniowego, jego chłodzenia, oczyszczania i uszczelnienia.

#### 4. PODSUMOWANIE

Aby racjonalnie eksploatować pompy oraz agregat cementacyjny, należy opracować i postępować wg programu eksploatacji zawierającego opis czynności wykonywanych z określoną częstotliwością odniesioną do godzin pracy i/lub kalendarzowych przy uwzględnieniu warunków użytkowania.

Pompa doładowująca pompę trzycylindrową powinna być dobrana tak, aby jej wydajność była większa niż maksymalna wydajność tłoczenia pompy triplex przy maksymalnej

prędkości obrotowej układu korbowego. Powinna dysponować odpowiednią wysokością ssania lub pracować „pod zalaniem”, aby uniknąć kawitacji.

Szkolenie załogi w zakresie eksploatacyjnych możliwości ograniczenia niekorzystnych zjawisk w układzie pomp wyporowych i wirowych ma pełne ekonomiczne uzasadnienie.

## LITERATURA

- [1] Bagramow R.A.: *Burovyje maszyny i komplekсы*. Moskwa, Nedra 1988
- [2] Bednarz S., Urba R.: *Znaczenie sprawności działania pomp wirowych w eksploatacji obiegów płuczkowych urządzeń wiertniczych*. 8 Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Nowe Metody i Technologie w Geologii Naftowej, Wiertnictwie, Eksploatacji i Gazownictwie”, Kraków 1997
- [3] Ilskij A.L. et al.: *Rasczet i konstruirowanie burovovo oborudovania*. Moskwa, Nedra 1985
- [4] Kroken W. et al.: *Tide flow: A low rate density driven cementing technique for highly deviated wells*. Dilling Conference Proceedings IADC/SPE, New Orleans 12–15 March 1996
- [5] Kristin S., Bednarz S.: *New types of pumps for pressing liquid and paste wastes to the rock environment*. 9th International Mining Conference, Koszice 1997
- [6] Well Service Plunger Pump SPM 4.5 TWS 600S. Fort Worth 1998