

O istocie zasilania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych

Streszczenie: W artykule przedstawiono w skrócie istotę wiercenia obrotowo-udarowego oraz wyszczególniono podstawowe parametry determinujące optymalną prędkość wiercenia. Zaprezentowano funkcjonowanie układu hydraulicznego opartego o zasilanie pompą o zmiennym wydatku oraz sterowanie z użyciem rozdzielaczy proporcjonalnych. Opisano sterowanie układu roboczego wozu wiertniczego oparte o zasilanie pompami o stałej wydajności oraz o zasilanie pompami o zmiennej wydajności.

Słowa kluczowe: górnictwo, wiercenie, hydraulika, sterowanie.

A matter supply and control of hydraulic rotary-impact drills

Summary: The article outlined the essence of a rotary-impact drilling and detailed basic parameters determining the optimum drilling speed. Function of the variable hydraulic pump system and hydraulic control with the proportional direction valves have been presented. The control systems of the drill truck with the constant and variable pumps have been described.

Keywords: mining, drilling, hydraulic, control.

1. Wprowadzenie

Zagadnienie automatyzacji procesu wiercenia wiertarką obrotowo-udarową sprowadza się do rozwiązania problemów w ściśle ze sobą współistniejących obszarach:

I. Dobór głównych parametrów mechanizmów wchodzących w skład roboczego układu wierzącego, tj.:

1. *mechanizmu udarowego:*

- energii uderzenia,
- liczby uderzeń,

2. *mechanizmu obrotów:*

- momentu obrotowego,

- liczby obrotów,
3. *mechanizmu posuwu*:
- siły docisku,
 - prędkości posuwu.
- II. Dobór i wybór odpowiedniego układu sterowania uwzględniającego związki fizyczne pomiędzy poszczególnymi parametrami roboczego układu wiercącego w aspekcie fizycznych właściwości skały.

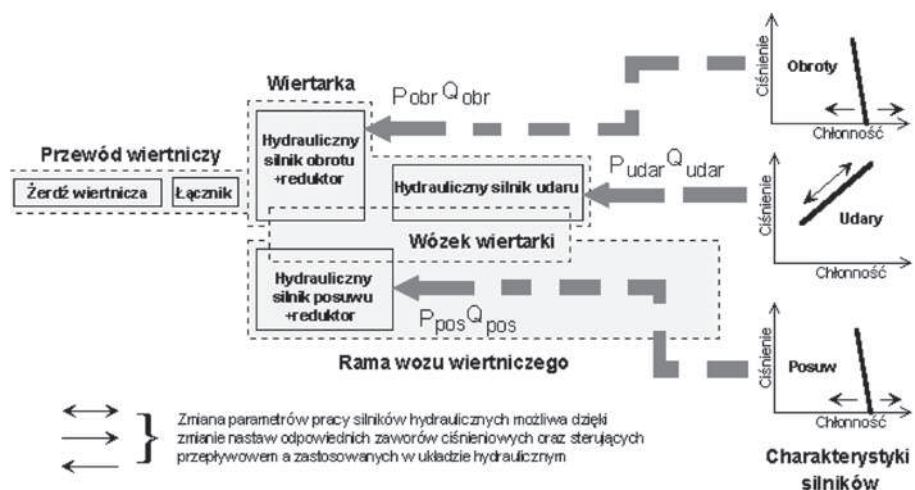
Na rysunku 1 w sposób schematyczny zaprezentowano funkcjonowanie całego układu wiercącego, na który składają się napędy poszczególnych mechanizmów układu roboczego wozu, rama wiertnicza oraz przewód wiertniczy. Aby nie komplikować opisu, zrezygnowano z umieszczenia na rysunku 1 bloku sterowania, jakkolwiek zostały zasygnalizowane charakterystyki silników biorących bezpośredni udział w procesie wiercenia.

Wiercenie otworu w skale (strzałowego, kotwiącego itd.) jest procesem permanentnego odstawiania dna otworu wiertniczego w całości skalnej. Aby taki proces miał miejsce, powinna być zachowana stałość parametrów pracy układu roboczego wozu wiertniczego (Marianowski, 2012). Dotyczy to przede wszystkim takich wielkości, jak:

- liczba uderzeń (częstotliwość) mechanizmu udarowego,
- liczba obrotów mechanizmu obrotów,
- prędkość posuwu mechanizmu docisku.

Właściwy ich dobór a później utrzymywanie stałej ich wartości i relacji pomiędzy nimi gwarantują sukces w postaci przewidywalnych, ale i powtarzalnych czasów odwiercenia otworu. Innymi słowy, znaczący wpływ na prawidłową pracę układu roboczego wozu ma stabilność jego parametrów kinematycznych, która przekłada się na konieczność zapewnienia poszczególnym mechanizmom stałego wydatku oleju (Dhiel, 1979; Ecklind, 2005).

Rys. 1. Idea funkcjonowania układu wiercącego wyposażonego w hydrauliczną wiertarkę obrotowo-udarową oraz hydrauliczny mechanizm posuwu (Marianowski, 2007)



Zapewnienie stałych parametrów kinematycznych mechanizmom uderu, obrotów oraz posuwu było możliwe dzięki szerokiemu zastosowaniu zaworów różnicowych sprzężonych z rozdzielaczami linią LS (*Load Sensing*). Istotą tych układów są rozdzielacze dławiące specjalnej konstrukcji, które oprócz swej podstawowej funkcji, czyli sterowania kierunkiem przepływu, pełnią również rolę zaworów sterujących natężeniem przepływu (Stryczek, 1984). W obudowę tych rozdzielaczy wbudowane są dwu- lub trójdrogowe regulatory przepływu, które realizują zasadę dławienia czynnego. Polega to na tym, że zawory różnicowe regulatorów (tzw. zawory kompensacyjne) samoczynnie regulują natężenie przepływu strumienia oleju w zależności od wartości spadku ciśnienia na rozdzielaczu, który jest zadawany poprzez odpowiednie ustawienie jego suwaka sterującego.

2. Zasada funkcjonowania pompy zmiennego wydatku

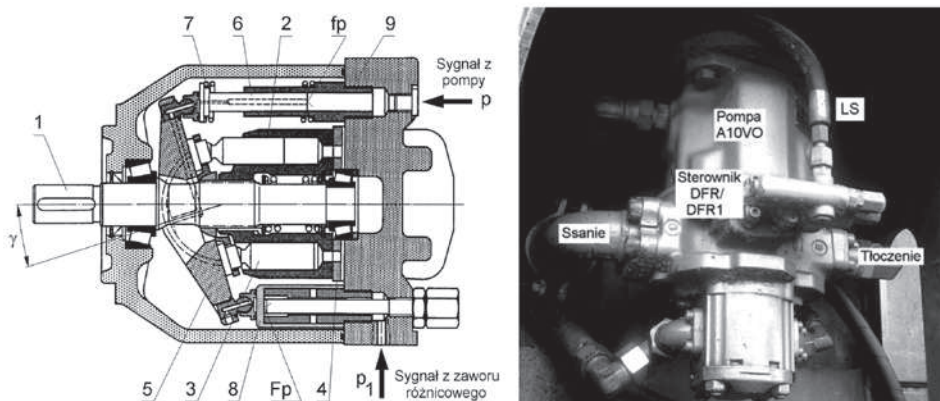
Opis zasady działania pompy zmiennego wydatku z regulatorem wydajności oparto o konstrukcję pompy A10VO, której przekrój widoczny jest na rysunku 2. Pompa składa się z dwóch podstawowych jednostek:

- jednostki zmiennego wydatku,
- jednostki sterującej.

Głównymi elementami pompy są: osadzony na łożyskowanym wale napędowym (1) wirnik (2) z siedmioma tłoczkami (3), tarcza rozrządu (4), niewirująca wychylna tarcza (5), nurnik (6) ze sprężyną (7), ruchomy cylinder (8) oraz korpus pompy (9).

Przekrój jednostki generującej wydatek Q_g (rys. 2) w sposób jasny i wyraźny definiuje fakt, że wydatek ten wynika z wzajemnej relacji: nurnika (6) ze sprężyną (7) oraz usytuowanego po przeciwnej stronie wirnika pompy ruchomego cylindra (8), co przejawia się w wychyleniu tarczy (5) pompy o kąt γ , będący argumentem w nastawie ϵ_g pompy wg relacji:

Rys. 2. Pompa A10VO wchodząca w skład napędu układu roboczego wozu wierzącego SWW 1/1 HT – przekrój (Sandvik TAMROCK Corp, 2000) i widok



Źródło: opracowanie własne.

$$Q_g = V_{jg} \times \varepsilon_g \times n_g, \quad (1)$$

gdzie:

$$\varepsilon_g = \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma_{MAX}},$$

zaś użyte we wzorze symbole oznaczają:

γ_{MAX} – maksymalne wychylenie tarczy pompy,

V_{jg} – wydatek jednostkowy pompy,

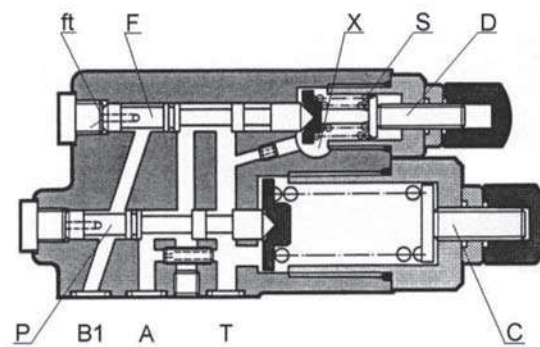
n_g – liczba obrotów wału napędowego generatora,

f_p – powierzchnia czołowa nurnika 6,

F_p – powierzchnia czołowa cylindra 8.

Z jednostką zmiennego wydatku (rys. 2) jest integralnie związana jednostka sterująca (rys. 3).

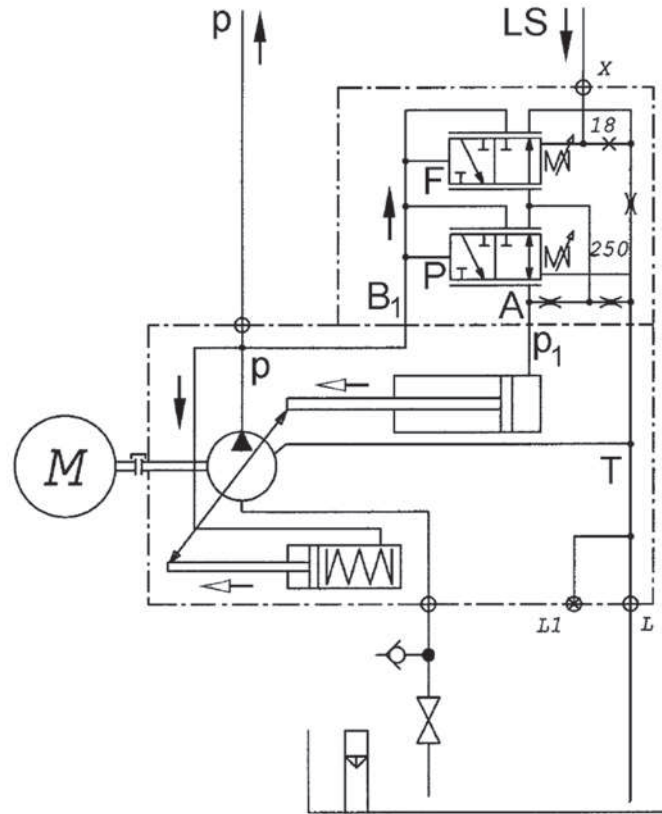
Rys. 3. Sterownik (jednostka sterująca) pompy typu A10VO (Sandvik TAMROCK Corp., 2000), gdzie: F – tłoczek sterownika wydatku, P – tłoczek sterownika ciśnienia, X – wejście sygnału LS, S – sprężyna, C, D – śruby regulacyjne



Na rysunku 4 przedstawiono uproszczony schematyczny układ funkcjonowania pompy o zmiennej wydajności i sprzężonego z nią systemem LS, a także przekrój jednostki sterującej, w skład której wchodzi zawór różnicowy będący sterownikiem wydajności pompy oraz zawór ciśnienia będący sterownikiem (ogranicznikiem) ciśnienia pracy pompy.

Jednostka sterująca wychyleniem tarczy pompy jest jej integralną częścią, jakkolwiek sterowniki wydatku i ciśnienia są w niej wyraźnie oddzielone. Linia B1 w jednostce sterującej odpowiada za system ciśnienia. Poprzez system kanałów w bloku tej jednostki ciśnienie z linii zasilania przekazywane jest na lewą stronę tłoczków sterujących, decydując o ich położeniu. Linią A obciążany jest siłownik tarczy decydujący o kącie jej nachylenia. Linią T z całym szeregiem kanałów łączy wnętrze pompy z linią splywu do zbiornika. Szczegółowy opis działania sterowników zawierają artykuły (Marianowski, 2009; Pluta, Podsiadło, Sapiński, 2002).

Rys. 4. Usytuowanie sterownika pompy w jej układzie funkcjonalno-hydraulicznym (Marianowski, 2009b)



Dostosowanie układu napędowego do wymagań urządzenia wierzącego sprowadza się zatem do takiej zmiany nastawy ϵ_g wydajności pompy, aby odpowiadała ona chłonności zastosowanych silników:

- silnika obrotu – w mechanizmie posuwu oraz
- silnika tłokowego posuwisto-zwrotnego – w mechanizmie udaru.

3. Sterowanie pompą za pośrednictwem sygnału ls

3.1. Związek nastawy ϵ pompy z ciśnieniem P_1

Nastawa ϵ pompy wynika z kąta γ nachylenia jej tarczy decydującego o skoku tłoczków a tym samym o wydajności pompy. Nachylenie tarczy pompy jest wynikiem działania na nią:

- momentu $M(p)$ od tłoczka 6,
- momentu $M(\text{sprężyny})$ od sprężyny 7,
- momentu $M(P_1)$ od tłoka 8,
- momentu $M(\text{tłoczków})$ oddziaływania tłoczków 3 wirującego cylindra 2.

Równowagę tarczy (rys. 5) sprowadzić można więc do równania równowagi momentów:

$$M(P1) + M(\text{tloczków}) - M(p) - M(\text{sprężyny}) = 0, \quad (2)$$

gdzie:

$$M(P1) = P1 \times L \times \frac{\pi \times d_1^2}{4}, \quad (2a)$$

$$M(\text{tloczków}) = \frac{p \times f \times R_p}{2 \times \cos^2 \gamma}, \quad (2b)$$

$$M(p) = p \times L \times \frac{\pi \times d_p^2}{4}, \quad (2c)$$

$$M(\text{sprężyny}) = (x_0 + x_{\max} - x) \times k_{\text{spr}} \times L, \quad (2d)$$

zaś użyte we wzorze symbole oznaczają:

d_1 – średnica tłoka 8 (rys. 2),

d_p – średnica tłoczka 6 (rys. 2),

f – powierzchnia tłoczka tłoczącego olej,

R_p – promień okręgu, na którym rozstawione są tłoczki,

x_0 – ugięcie montażowe sprężyny 7 (rys. 2),

x_{\max} – maksymalne ugięcie sprężyny 7 (rys. 2),

x – bieżące ugięcie sprężyny 7 (rys. 2).

Pozostałe oznaczenia – jak na rysunku 5.

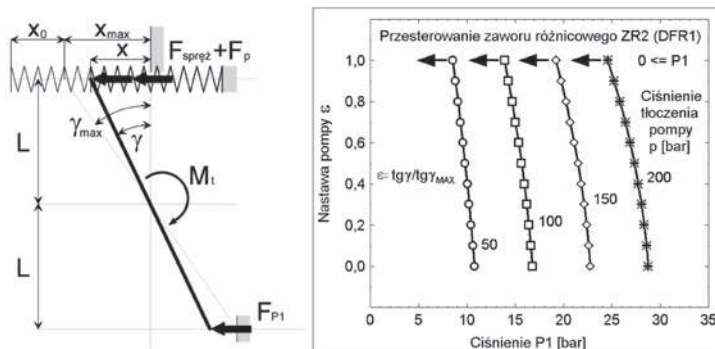
Wykonując odpowiednie przekształcenia, otrzymano zależność (3) umożliwiającą określenie ciśnienia $P1$ zmieniającego wychylenie tarczy pompy.

$$P1 = A - B \times \varepsilon - p \times \left(\frac{C}{\cos^2 \gamma} - D \right), \quad (3)$$

gdzie:

A, B, C, D – stałe.

Rys. 5. Schemat obciążenia tarczy pompy oraz rezultaty obliczeń (3) (Marianowski, 2007)



Nietrudno zauważyć (rys. 5), że układ wychylania tarczy, a tym samym zmiana wydatku pompy, jest konstrukcją niezwykle czułą na zmianę ciśnienia P_1 podawanego przez sterownik wydatku pompy. Związek (3) jest prawie liniowy. Niewielka nieliniowość wynika z obecności wyrażenia $C/\cos^2\gamma$.

3.2. Włączenie pompy

Przed włączeniem pompy (rys. 2) tarcza 5 pod działaniem sprężyny 7 wychylona jest do maksimum ustalonego konstrukcyjnie długością ruchomego cylindra 8, zaś wszystkie odbiorniki są odcięte od źródła zasilania, co oznacza, że sygnał $LS = 0$. Z chwilą włączenia wału napędowego 1 w układzie zasilania następuje gwałtowny wzrost ciśnienia powodujący przesterowanie tłoczka F zaworu różnicowego 1 wydatku pompy do pozycji połączenia linii zasilania B1 z linią A. Zawór różnicowy 1 pełni w tej chwili niejako rolę zaworu dołączającego. Olej o ciśnieniu p nastawionym przez zawór różnicowy 1 działa nie tylko na powierzchnię tłoczną cylindra 8, ale i na powierzchnię przeciwległego nurnika 6 ze sprężyną 7. Powstała w ten sposób różnica momentów obraca tarczę pompy w kierunku minimalnego jej wychylenia γ_{MIN} również ustalonego konstrukcyjnie, ale tym razem wymiarami nurnika 6.

Aby opisana sytuacja mogła mieć miejsce, czyli aby wychylenie tarczy pompy $\gamma_{MAX} \Rightarrow \gamma_{MIN}$, musi być spełniony podstawowy warunek:

$$F_p \times p \geq f_p \times p + K_p \times (x_{MAX} + x_0), \quad (4)$$

gdzie:

K_p – stała sprężyny 7,

x_{MAX} – maksymalne ugięcie sprężyny 7,

x_0 – wstępne ugięcie sprężyny 7.

Nierówność (4) pozwala wyznaczyć wielkość minimalnego ciśnienia p_{MIN} związanego z nastawą zaworu różnicowego 1:

$$p_{MIN} \geq \frac{K_p \times (x_{MAX} + x_0) \times \frac{1}{f_p}}{\frac{F_p}{f_p} - 1}, \quad (5)$$

gdzie licznik ułamka (5) reprezentuje siłę sprężyny (7), przypadającą na jednostkę powierzchni nurnika (6), a mianownik podaje informację, jaka powinna być relacja pomiędzy powierzchniami F_p i f_p tłoków działających na tarczę pompy, aby ciśnienie p_{MIN} nastawy sterownika wydatku było możliwie małe i adekwatne do minimalnego ciśnienia sterowania. Iloraz (5) wyznacza jednocześnie fakt konieczności pójścia przez konstruktora na kompromis pomiędzy wymiarami sprężyny a wymiarami odpowiednich tłoków. Z jednej strony sprężyna musi zapewnić możliwość szybkiego, ale i elastycznego pokonywania oporów ruchu tarczy, a z drugiej – odpowiednio dobrane wymiary siłowników muszą zapewnić pewne i jednoznaczne pozycjonowanie tarczy podczas zmiennych warunków

pracy pompy. Dla pomp klasy A10Vo stała sprężyny wynosi $K_p = 35 \text{ N/cm}$, natomiast iloraz odpowiednich powierzchni wynosi $F_p/f_p = 4,1$. Ciśnienie p_{MIN} przyjmuje wartości rzędu 12÷22 bar.

3.2. Włączenie odbiornika przy pracującej pompie

Celem wyjaśnienia roli, którą pełni zawór różnicowy 1 w połączeniu z sygnałem X linii LS i jakie muszą być jego cechy, przedstawiono dwie hipotetyczne sytuacje.

Sygnal $X = 0$, nastawa zaworu różnicowego p_{MIN}

Włączenie odbiornika może przejawiać się dwiema odpowiedziami pompy:

- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p < p_{MIN}$ wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 cofając się pod działaniem sprężyny S otworzy połączenie A z T i ciśnienie p działające wraz ze sprężyną 7 na nurnik 6 wychyli tarczę pompy o kąt γ_{MAX} ustawiając pompę w pozycji maksymalnego wydatku,
- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p = p_{MIN}$ wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 pod działaniem ciśnienia p uginając sprężynę S zamknie połączenie A z T a otworzy połączenie B1 z A. Ciśnienie p działając teraz na dno powierzchni cylindra 8, zmniejszy wychylenie tarczy pompy do kąta γ_{MIN} , ustawiając pompę w pozycji minimalnego wydatku.

Zawór różnicowy ciśnienia pełni w tym przypadku niejako rolę zaworu odłączającego pompę od źródła zasilania reagującego na przekroczenie ciśnienia nastawy sterownika wydajności.

Sygnal $X > 0$, nastawa zaworu różnicowego p_{MIN}

Włączenie odbiornika również może przejawiać się podobnymi jw. dwiema odpowiedziami pompy:

- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p < p_{MIN} + X$, wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 cofając się pod działaniem sprężyny S otworzy połączenie A z T i ciśnienie p działające wraz ze sprężyną 7 na nurnik 6 wychyli tarczę pompy o kąt γ_{MAX} , ustawiając pompę w pozycji maksymalnego wydatku,
- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p = p_{MIN} + X$, wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 pod działaniem ciśnienia p uginając sprężynę S zamknie połączenie A z T a otworzy połączenie B1 z A. Ciśnienie p działając teraz na dno powierzchni cylindra 8 zmniejszy wychylenie tarczy pompy do kąta γ_{MIN} , ustawiając pompę w pozycji minimalnego wydatku.

3.3. Zastosowanie rozdzielaczy proporcjonalnych do sterowania strumieniami oleju generowanymi przez pompę

Zastosowanie pomp o zmiennej wydajności z układami sterowania LS wymaga zastosowania rozdzielaczy tzw. proporcjonalnych. Zastosowanie tego rodzaju elementów hydrauliki pozwala na uzyskanie bardzo dużej sprawności układu pod względem energetycznym (brak straty objętościowej, minimalna strata hydrauliczna) (Pluta, Podsiadło, Sapiński, 2002; Stryczek, 1984). Do grupy tych elementów zaliczyć należy również zawory dołączające, pełniące rolę rozdzielaczy.

Idea rozdzielacza proporcjonalnego sprowadza się do wykorzystania zaworu różnicowego do sterowania spadkiem ciśnienia na rozdzielaczu, a dokładniej, na utrzymaniu stałego spadku ciśnienia między jego wejściem a wyjściem. Pozwala to na uzyskanie proporcjonalności pomiędzy drogą X_R wymuszonego przemieszczenia suwaka rozdzielacza a wydatkiem oleju Q , dostarczanego przez rozdzielacz do odbiornika, co ogólnie przedstawiono na rysunku 8.

Omawianą proporcjonalność można uzyskać na wiele sposobów (6)(7)(8):

- przez zastosowanie joysticka układu elektrohydraulicznego

$$\alpha \propto \Delta V \propto p_j \propto X_R \propto Q, \quad (6)$$

- przez zastosowanie joysticka układu hydraulicznego

$$\alpha \propto U \propto p_j \propto X_R \propto Q, \quad (7)$$

- przez bezpośrednie użycie rozdzielacza hydraulicznego

$$\alpha \propto X_R \propto Q, \quad (8)$$

gdzie:

α – wychylenie dźwigni joysticka,

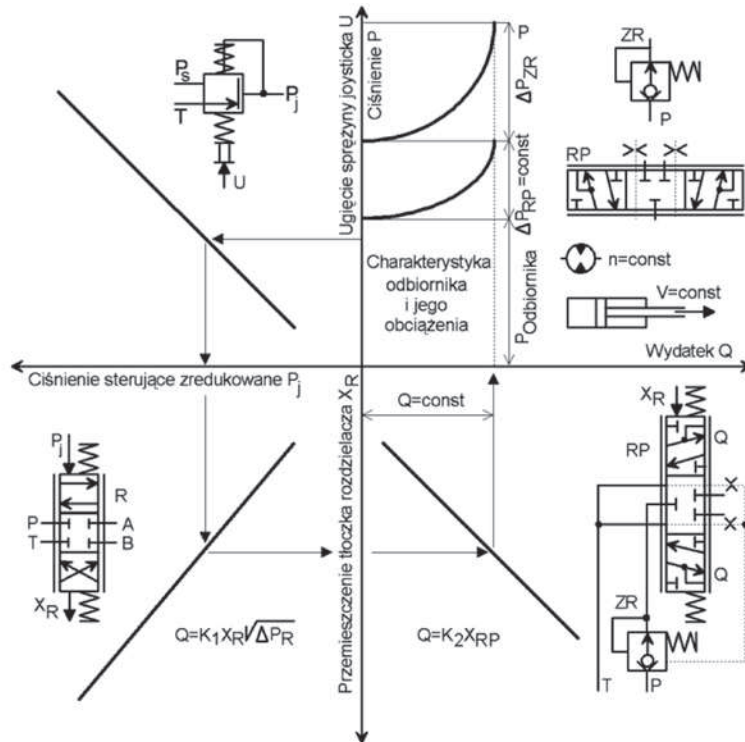
ΔV – spadek napięcia na sterowniku,

p_j – ciśnienie sterujące zredukowane.

Ze zrozumiałych względów zarówno na rozdzielaczu, jak i na połączonym z nim szeregowo zaworze różnicowym występują konieczne konstrukcyjne spadki ciśnienia, które decydują o wspomnianej wyżej sprawności energetycznej. Skłania to konstruktorów do minimalizacji tych ciśnień.

We współczesnych rozdzielaczach proporcjonalnych nie przekraczają one wartości ok. 8 bar.

Rys. 6. Zasada proporcjonalności dla układu joystick-zawór różnicowy-rozdzielacz. Oznaczenia: P – zasilanie, T – sphyw, P_S – zasilanie układu sterowania, ZR – zawór różnicowy, RP – rozdzielacz proporcjonalny, ΔP_R – spadek ciśnienia na rozdzielaczu zwykłym, ΔP_{RP} – spadek ciśnienia na rozdzielaczu proporcjonalnym, ΔP_{ZR} – spadek ciśnienia na zaworze różnicowym (Marianowski, 2009b)



4. Przykład układu roboczego wozu wiertniczego

Hydrauliczny układ roboczy THC500 (SWW-1/1 HT) (rys. 12) składa się z pięciu głównych podukładów (Marianowski, 2002a; Marianowski, 2002b; Marianowski 2007; Marianowski, 2004):

- układu mechanizmu udarowego (kompensator 2 – zawór różnicowy),
- układu mechanizmu posuwu (kompensator 22 – zawór różnicowy),
- układu mechanizmu obrotu (kompensator 52 – zawór różnicowy),
- układu sterowania,
- układu sterowania (LS) pompą o zmiennej wydajności.

Praktycznie w skład układu sterowania wchodzi 4 bloki zaworowe, tj.:

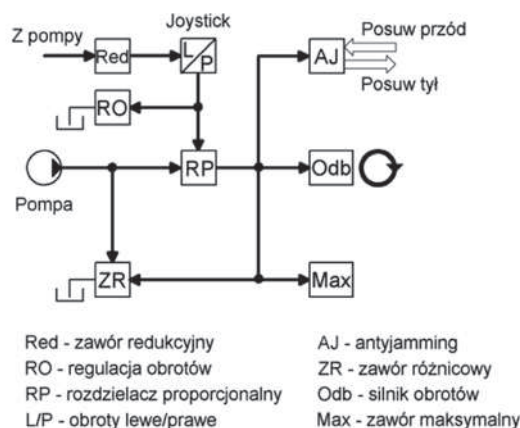
- blok sterowania i kontroli udarami wiertarki i jej posuwem,
- blok antyzakleszczeniowy oraz sterowania automatyką powrotu wiertarki,
- blok sterowania prędkością i kierunkiem obrotów wiertarki,
- blok sterowania wysięgnikiem.

Omawiane układy proporcjonalnego zasilania i sterowania składają się z następujących komponentów:

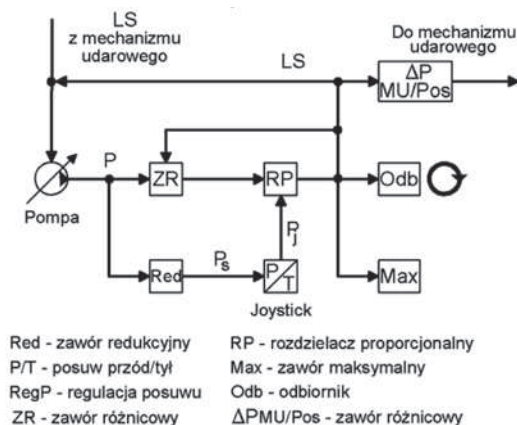
1. Mechanizm udarowy: zawór różnicowy 2 – zawór dołączający 3 – dławik 9 – zawory uwalniające ciśnienie 6, 7 – gniazdo LS 10.
2. Mechanizm posuwu: zawór różnicowy 22 – rozdzielacz 23 – zawory uwalniające ciśnienie 24, 25 – gniazda LS 26, 42, 10,
3. Mechanizm obrotów: zawór różnicowy 52 – rozdzielacz 53 – zawór utrzymujący maksymalne ciśnienie 55.

Na rysunkach 7, 8 i 9 przedstawiono w układzie funkcjonalnym pracę mechanizmu udarowego, mechanizmu posuwu wiertarki oraz mechanizmu obrotów. Natomiast na rysunkach 10 oraz 11 przedstawiono schematycznie w funkcji ciśnienie–chłonność funkcjonowanie mechanizmu udarowego oraz mechanizmu posuwu wiertarki.

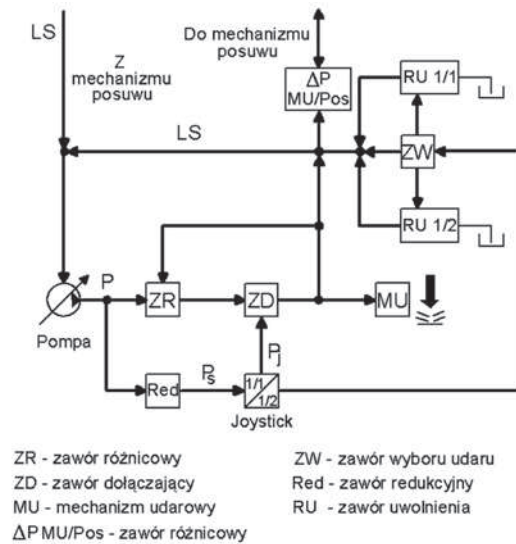
Rys. 7. Funkcjonowanie układu zasilania i sterowania mechanizmu obrotów hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej (Marianowski, 2009b)



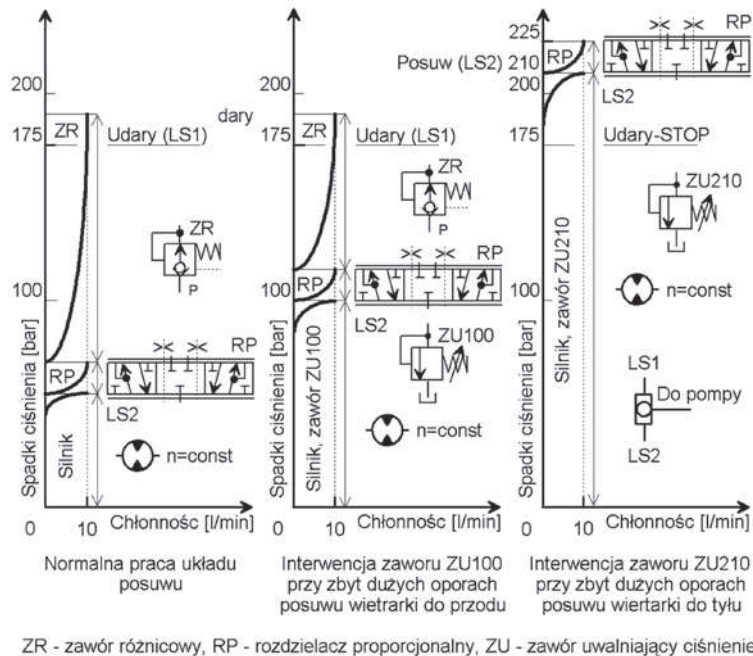
Rys. 8. Funkcjonowanie układu zasilania i sterowania mechanizmu posuwu hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej (Marianowski, 2009b)



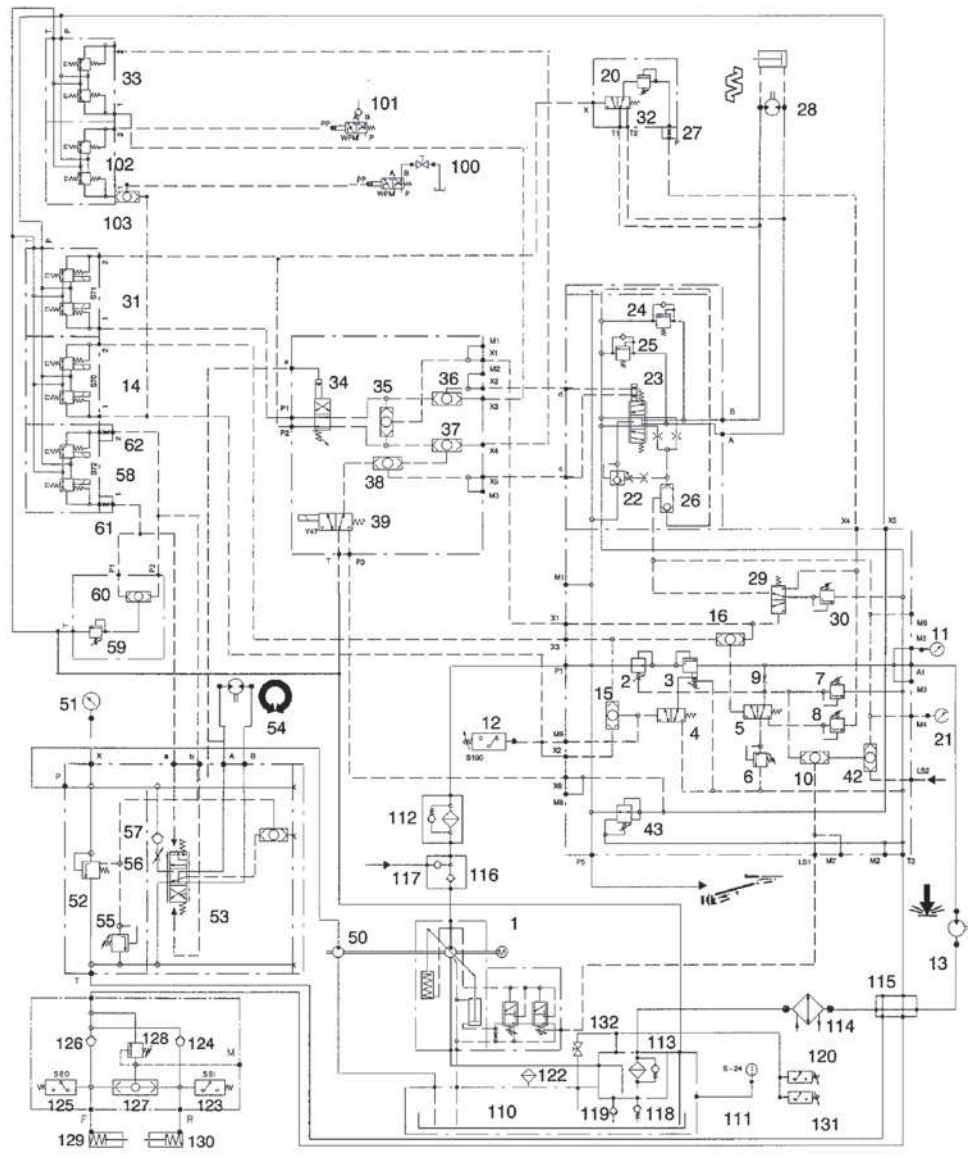
Rys. 9. Funkcjonowanie układu zasilania i sterowania mechanizmu uderzeń hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej (Marianowski, 2009b)



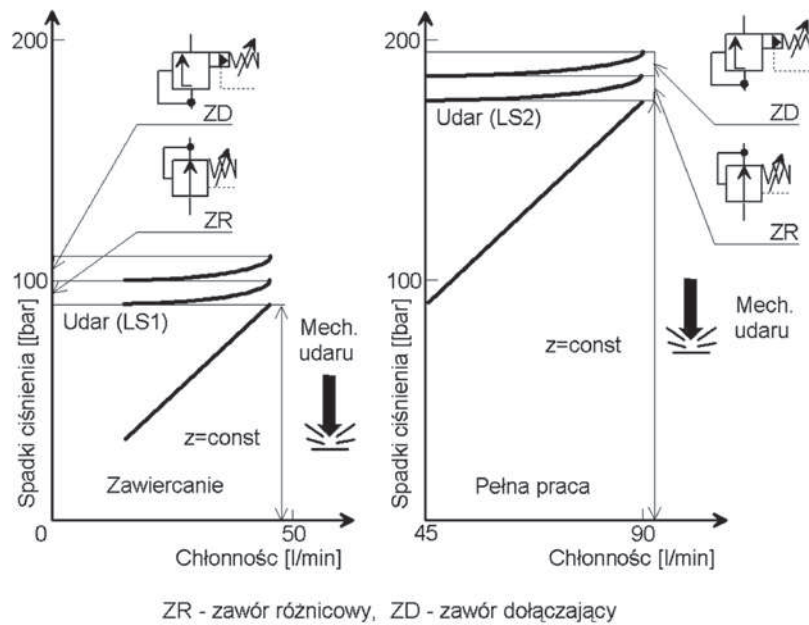
Rys. 10. Wykorzystanie zaworu różnicowego ZR (22) do sterowania mechanizmem posuwu wiertarki podczas wiercenia. Prędkość wiercenia 0,05 m/s, czyli ok. 3 m/min. Gdy ma miejsce interwencja zaworu ZU210 (24) podczas cofania wiertarki z zakleszczoną koronką, zawór różnicowy jest całkowicie otwarty, stąd jego pominięcie na rysunku (Marianowski, 2009a)



Rys. 12. Pełny schemat układu hydraulicznego układu roboczego THC500 wozu wiertniczego SWW-1/1 HT (Marianowski, 2002; Marianowski, 2007; Marianowski, 2004) (Sandvik TAMROCK Corp., 2000)



Rys. 11. Wykorzystanie zaworu różnicowego ZR (2) do sterowania mechanizmem uderu wiertarki podczas wiercenia. Zmianę parametrów tego mechanizmu otrzymuje się poprzez włączanie odpowiednich zaworów (6) lub (7) zaworów uwalniających ciśnienie (Marianowski, 2009a)



5. Podsumowanie

W wielu współczesnych maszynach i urządzeniach górniczych napędy hydrostatyczne są jedyną możliwością napędu ich różnych mechanizmów i zespołów. Ze względu na rosnące wymagania odnośnie do energooszczędności, poziomu hałasu, dokładności i niezawodności działania, a także wzrostu zainstalowanych mocy istnieje pilne zapotrzebowanie na nowe rozwiązania układów hydraulicznych. Zamieszczone wyżej rozważania wskazują, że układy hydrauliczne z zastosowaniem sterowania z adaptacją ciśnienia od obciążenia (LS) znalazły swoje właściwe miejsce w maszynach wierzących.

Literatura

1. Diehl G. W., *Automatisierung und Optimierung der Bohrparameter beim hydraulischen Bohren*, „Tamrock News” 1979, R. 11, z. 2, s. 22–27.
2. Eklind M., *Percussive Rock Drilling. Underground Mining Equipment*, Atlas Copco. SE-70191, Örebro, Sweden 2005, s. 5–15.
3. Marianowski J. (2002a), *Analiza i badania w zakresie funkcjonowania hydrauliczno-elektrycznego układu sterowania posuwem wiertarek typu HL 510B pracujących na samojezdnych wozach wierzących SWW 1/1 HT WIR i opracowanie procedur regulacji w/w układu posuwu*, AGH Kraków, Umowa nr 5.5.130.90 [niepublikowane].
4. Marianowski J. (2002b), *O skutkach poprawiania High Technology w elektrohydraulicznych układach sterowania pracą samojezdnych wozów wiertniczych*, „Napędy i Sterowania Hydrauliczne” – Konferencja Naukowo-Techniczna, Wrocław, 22–24.05.2002, s. 104–108.
5. Marianowski J., *Podstawy funkcjonowania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych*, „Maszyny Górnicze” 2007, nr 25, z. 1 (109), s. 21–27.
6. Marianowski J. (2004), *Analiza i badania właściwych nastaw regulacyjnych układu automatyki i roboczego układu wiercenia 2 szt. wozów wierzących typu SWW 1/1 HT oraz MONOMATIC HS 105L celem określenia sposobu przywrócenia w/w maszyn do pełnej sprawności technicznej*, AGH Kraków, Umowa 5.5.130.410 [niepublikowane].
7. Marianowski J. (2009a), *Podstawy zasilania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych*, [w:] *Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych. Monografia*, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2009, s. 183–196.
8. Marianowski J. (2009b), *Zasilanie i sterowanie pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych*, „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2009. Krajowy sektor w warunkach turbulentnego rynku” – Międzynarodowa Konferencja naukowo-techniczna: Wrocław, 7–9 października, Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich – SIMP Wrocław: Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP, s. 370–381.
9. Marianowski J., *Transmisja energii uderzenia wzdłuż przewodu wiertniczego podczas wiercenia obrotowo-udarowego*, [w:] „Rozprawy, Monografie” (248), Wydawnictwa AGH, Kraków 2012.
10. Pluta J., Podsiadło A., Sapiński B., *Energooszczędne układy hydrauliczne*, II Międzynarodowa Konferencja: „Techniki Urabiania 2002. Materiały Konferencyjne”, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Kraków-Krynica, wrzesień 2002, s. 569–581.
11. Sandvik TAMROCK Corp., *Service Manual Component Set Spare Parts Manual*, S/N K 2012, Tampere, Finlandia 2000.
12. Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*, WNT, Warszawa 1984.

