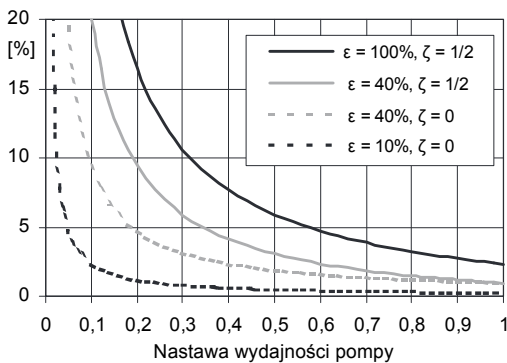


Można złagodzić przebieg omawianego zjawiska, stosując ciecz o podwyższonym module odkształcenia objętościowego  $K$ , np. ciecze trudnopalne typu HFC, dla których wartość  $K$  sięga 3500 MPa [2]. Wiąże się to jednak z wieloma ograniczeniami technicznymi i ekonomicznymi, a poziom strat objętościowych przy niskiej nastawie wydajności i wysokim ciśnieniu pozostanie duży. Zastosowanie cieczy o module  $K$  ok. 10000 MPa rozwiązałyby problem, ale jedynymi znanymi cieczami spełniającymi ten warunek są ciekłe metale, np. rtęć, nienadające się z różnych względów do tej roli.

Pozostaje możliwość zredukowania objętości przestrzeni martwej. Przedstawione wyniki analiz wskazują, że celem konstruktora powinno być zarówno zredukowanie początkowej objętości tej przestrzeni  $V_m$ , jak i współczynnika korelacji  $\zeta$ . Pierwszym z postulatów w praktyce zajmuje się wielu producentów, natomiast drugi pozostaje wciąż nieznanym (rys. 6).



Rys. 6. Porównanie spadku sprawności w różnych typach pomp

Z porównania dwóch przebiegów „ $\epsilon = 40\%$ ,  $\zeta = 1/2$ ” i „ $\epsilon = 40\%$ ,  $\zeta = 0$ ”, różniących się tylko wartością współczynnika korelacji  $\zeta$ , widać, że drugi z nich dla małych nastaw wydajności przyjmuje dwukrotnie niższe wartości. Praktyczne wykonanie takiego mechanizmu wymaga przenie-

sienia osi obrotu tarczy oporowej z punktu A do B (rys. 2). Zmiana powoduje jednak gwałtowny wzrost momentu działającego na mechanizm obrotu tarczy i wymaga przeprojektowania mechanizmu sterowania wydajnością [8].

Ostatni z pokazanych na rys. 6 przebiegów  $\epsilon = 10\%$ ,  $\zeta = 0$  ilustruje przypadek pompy z rozrządem krzywkowym. W pompie objętość przestrzeni martwej zredukowano do ok. 10% objętości skokowej. Co więcej, z analiz sposobów sterowania jej wydajnością wynika niezależność  $V_m$  od nastawy wydajności [7]. Obecnie w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej trwają prace nad projektem badawczym prototypu takiej pompy. Powodzenie tego projektu oznaczałoby daleko idącą redukcję strat objętościowych, wywołanych ściśliwością cieczy roboczej.

#### LITERATURA

- [1] Baum H.: Increasing the load stiffness of hydraulic piston drives. [w:] 3 Internat. Fluid Power Conference, Aachen 2002.
- [2] Ivantysyn J., Ivantysyn M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren. Konstruktion und Berechnung. Vogel Buchverlag 1993.
- [3] Manring N., Zhang Y.: The improved volumetric efficiency of an axial piston pump utilizing a trapped volume design. Journal of Dynamic Systems, Sept. 2001.
- [4] Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT, Warszawa 1998.
- [5] Osiecki L.: Badanie zjawisk zachodzących w zespole tłoczek – stopka hydrostatyczna – dławik śrubowy maszyny wielotłoczkowej osiowej. Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, Rozprawa doktorska 1999.
- [6] Osiecki L.: Volume efficiency loss in axial pumps caused by working fluid compressibility. Hydraulika a Pneumatyka 1/2002, str. 10–13, Żilina 2002.
- [7] Osiecki L.: Mechanizmy rozrządu hydraulicznych maszyn wielotłoczkowych osiowych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, seria Monografie nr 72, Gdańsk 2006.
- [8] Pawelec M.: Projekt pompy wielotłoczkowej osiowej ze zredukowaną przestrzenią martwą. Praca dyplomowa. Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2004.
- [9] Szydelski Z.: Pojazdy samochodowe. Napęd i sterowanie hydrauliczne. WKiŁ, Warszawa 1993, s. 566.

JACEK CINK  
MAREK GOZDALIK  
ANDRZEJ KOSUCKI

## Modernizacja układu hydraulicznego napędu jazdy transportera gaśnicowego

### Wprowadzenie

W kopalni węgla brunatnego w Bełchatowie, oprócz maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, wykorzystuje się wiele maszyn pomocniczych. Jedną z nich jest

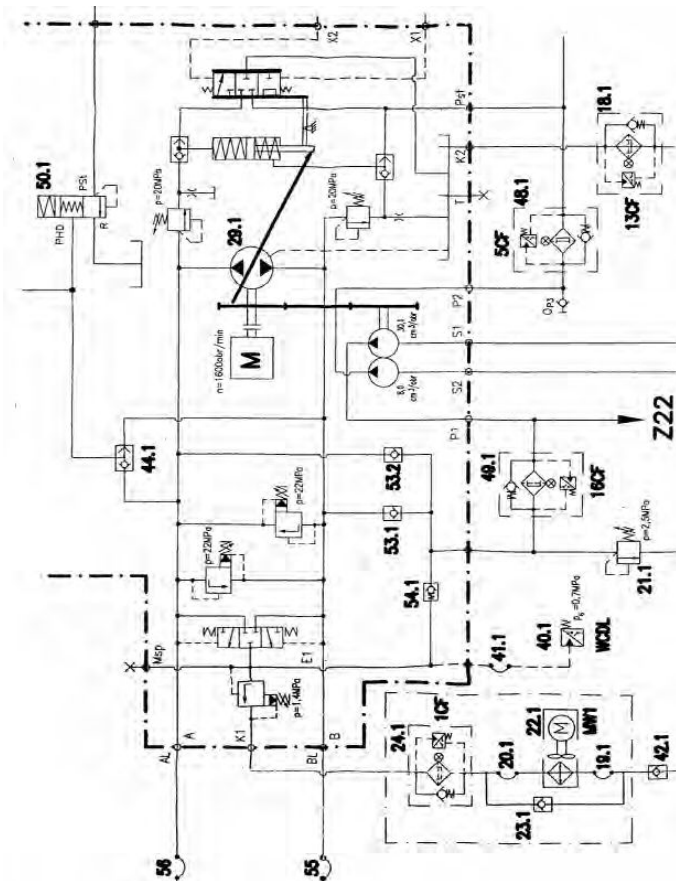
transporter gaśnicowy TUR 500.1 służący do przenoszenia stacji napędowych przenośników taśmowych (rys. 1). Jest to pojazd o masie własnej ok. 220 t z hydraulicznym mechanizmem jazdy oddzielnym dla prawej i lewej gaśnicy oraz hydrostatycznym układem podnoszenia, zakleszczania i obrotu transportowanej stacji przenośnikowej. Koło zabierakowe gaśnicy jest napędzane za pomocą czterech połączonych równolegle wolnobieżnych silników hy-

Prof. Jacek Cink, dr inż. Marek Gozdzalik i dr inż. Andrzej Kosucki są pracownikami Katedry Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej.

draulicznych SOK 400 przez przekładnię obiegową o przełożeniu  $i_m = 65$ . Silniki pracują w układzie zamkniętym z pompą wielotłoczkową osiową o zmiennej wydajności jednostkowej A2T250HDGR5G00P (rys. 2).



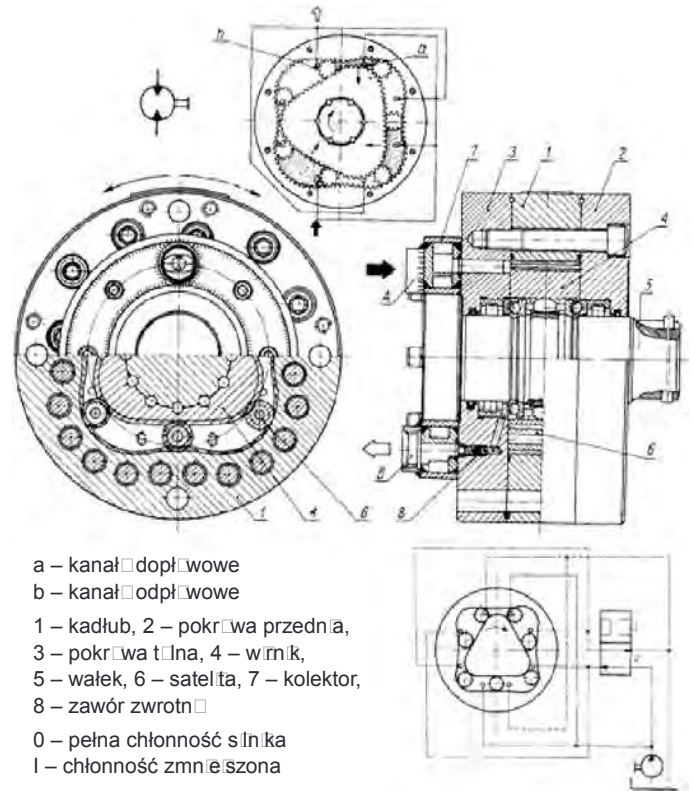
Rys. 1. Transporter gaśnicowy TUR 500.1 ze stacją



Rys. 2. Fragment układu hydraulicznego napędu jednej gaśnicy (bez silników).

Wolnobieżny silnik SOK (autorstwa inż. B. Sieniawskiego) jest konstrukcją obiegowo-krzywkową z satelitami oddzielającymi komory ssące i tłoczne, które jednocześnie spełniają funkcję rozrządu, przysłaniając albo odsłaniając otwory odpływowe i dopływowe (rys. 3). Dzięki możliwości wyłączenia połowy komór roboczych w silnikach SOK 400 i zmniejszenia ich chłonności jednostkowej o połowę, uzyskuje się drugi, dwukrotnie szybszy bieg mecha-

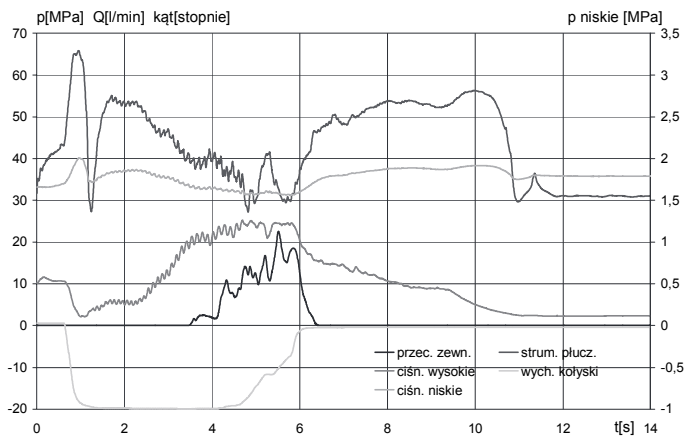
nizmu jazdy. Dodatkowo, konstruktor napędu jazdy transportera przewidział możliwość szeregowego łączenia par silników hydraulicznych, co w założeniu oznaczało uzyskanie biegu trzeciego, najszybszego. Na skutek błędu w konstrukcji układu hydraulicznego jazda na trzecim biegu okazała się jednak niemożliwa.



Rys. 3. Schemat konstrukcyjny silnika obiegowo-krzywkowego SOK; zasada działania silnika dwubiegowego [3], [4]

Podczas długotrwałej pracy transportera przy dużym obciążeniu i wysokiej temperaturze otoczenia dochodziło do nieprawidłowości w pracy układów hydrostatycznych napędów jazdy. Polegało to na okresowych spadkach ciśnienia w linii niskociśnieniowej, prowadzących w konsekwencji do wyłączenia i zatrzymania układu przez przekładnik ciśnieniowo-czasowy, jeżeli ciśnienie doładowania spadło poniżej wartości 0,7 MPa na czas nie krótszy niż 5 s. Wykonane badania i pomiary na zlecenie kopalni przez zespół pracowników Katedry Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej [1], [2] wykazały, że główną przyczyną nieprawidłowej pracy układu były przecieki, mające źródło głównie w nieszczelnościach silników hydraulicznych SOK 400. Silniki pracowały na pierwszym biegu przy zbyt małej prędkości kątowej, na granicy gwałtownego spadku sprawności wolumetrycznej. Niekorzystne zwłaszcza były pojawiające się przy ciśnieniach roboczych ponad 18 MPa (rozruch, zakręcanie, najazd na przeszkodę), przecieki zewnętrzne w silnikach hydraulicznych (między linią wysokiego ciśnienia i linią zlewową połączoną ze zbiornikiem). Tego typu przecieki w odróżnieniu od przecieków wewnętrznych (między linią wysokiego i niskiego ciśnienia) muszą być uzupełnione przez pompę

doładowującą. Na rysunku 4 przedstawiono przykładowy przebieg z badań eksperymentalnych, na którym widać gwałtowny wzrost przecieków zewnętrznych silników SOK na skutek wzrostu ciśnienia powyżej 20 MPa oraz towarzyszące przeciekom chwilowe obniżenie ciśnienia doładowania, w wyniku zmniejszenia wartości strumienia płuczącego. Maksymalne ciśnienie w układzie osiąga często wartość maksymalną ok. 28 MPa, zatem dochodziło do częstego wyłączania układu bez możliwości ponownego uruchomienia i pogorszenia jego właściwości eksploatacyjnych.



Rys. 4. Badania eksperymentalne przed modernizacją; napęd lewej gąsienicy – skręt do tyłu na drugim biegu [2]: licząc linie na wykresie od góry: 1 – strumień płuczący układu doładowania, 2 – ciśnienie doładowania (prawa skala), 3 – ciśnienie w linii wysokociśnieniowej (lewa skala), 4 – sumaryczne przecieki zewnętrzne czterech silników, 5 – sterowanie pompy w stopniach wychylenia tarczy

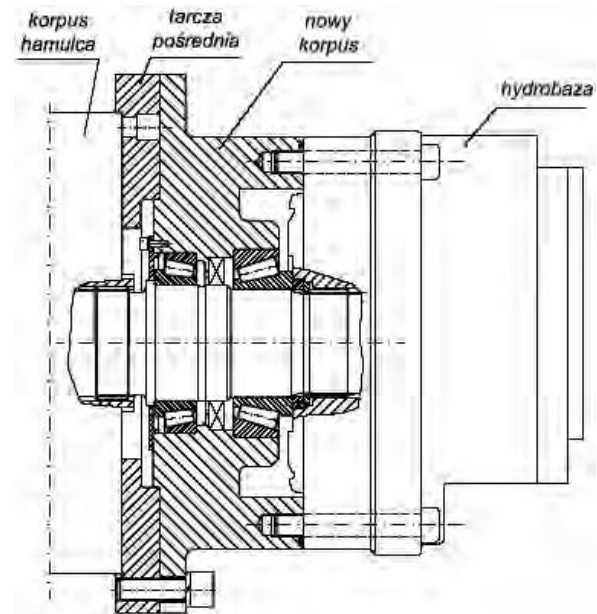
Próby regeneracji i wymiana wyeksploatowanych silników na nowe nie przyniosły oczekiwanych rezultatów. Zastąpiono w tej sytuacji opisywane silniki nowoczesnymi jednostkami wolnobieżnymi promieniowo-tłokowymi o parametrach roboczych i trwałości odpowiadających obowiązującym standardom współczesnych układów hydraulicznych.

### Wymiana silników

Nowe silniki zaprojektowano i wykonano w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej na podstawie dostarczonej przez firmę POCLAIN tzw. hydrobazy. Do napędu transportera nie udało się wykorzystać silników oryginalnych. Ze względu na ich wymiary, zaistniała konieczność dostosowania tej konstrukcji do istniejących elementów napędu, m.in. reduktora i hamulców. Silnik MSE 11-1 po adaptacji do napędu transportera pokazano na rys. 5.

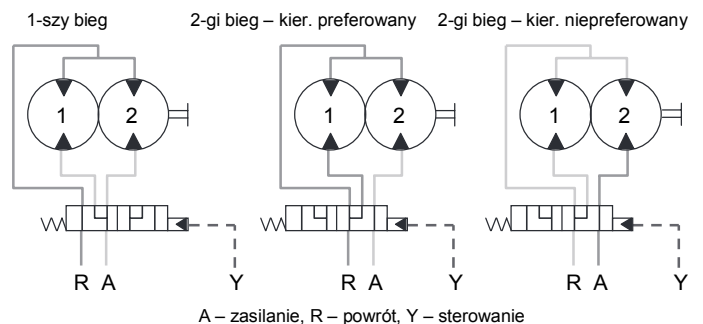
W nowej konstrukcji mechanizmu jazdy przewidziano możliwość poruszania się do przodu na dwóch biegach: pierwszym – wolnym z możliwością rozwinięcia maksymalnego momentu napędowego oraz drugim – z około dwukrotnie większą prędkością z ograniczonym momentem napędowym. Po zainstalowaniu nowych silników, sterowanie biegami jest inne niż w układzie z silnikami SOK.

W korpusie rozdzielacza oleju znajduje się sterowany ciśnieniem rozdzielacz suwakowy, do skokowej zmiany chłonności jednostkowej silnika, co jest możliwe dzięki wewnętrznemu łączeniu komór roboczych z zasilaniem i powrotem (rys. 6).



Rys. 5. Silnik MSE 11-1 po adaptacji do napędu transportera

Jeżeli gniazdo sterujące „Y” jest połączone ze zbiornikiem, to silnik pracuje przy nominalnej chłonności na pierwszym biegu, do jazdy wolniejszej; po doprowadzeniu ciśnienia sterującego uzyskuje się drugi, szybszy bieg przy zmniejszonej chłonności.

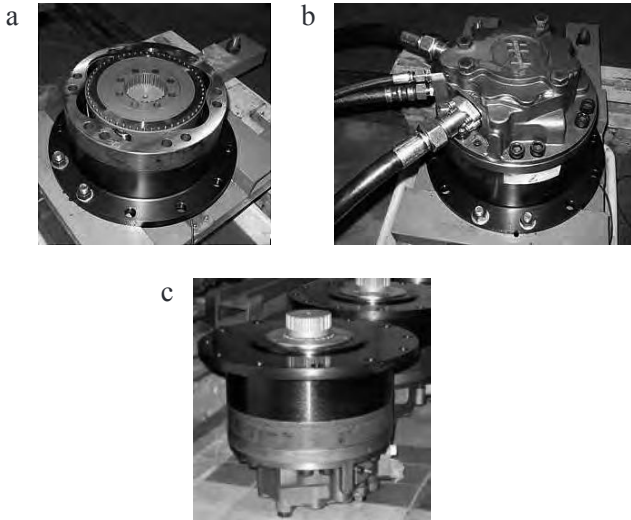


Rys. 6. Układ połączeń komór roboczych dla pierwszego i drugiego biegu silnika MSE

Na drugim biegu następuje wyłączenie części (połowy) komór silnika przez zwarcie ich wejść i wyjść z przewodem niskiego albo wysokiego ciśnienia, w zależności od kierunku wirowania. Ten drugi przypadek nie jest korzystny, powoduje wzrost strat wewnętrznych, szybsze zużycie silnika i niebezpieczeństwo jego przegrzania. Dlatego silniki dwubiegowe są oznaczone jako prawe albo lewe, na co należy zwrócić uwagę przed podłączeniem do układu. Zamiana silnika z lewego na prawy lub odwrotnie jest możliwa po obróceniu tulei rozdzielacza w drugie oznaczone położenie, ale wymaga to demontażu hydrobazy. Symetryczna budowa sprawia, że dla biegu pierwszego obydwie

kierunki wirowania są jednakowo uprzywilejowane i nie zachodzi różnica w sprawności eksploatacyjnej silnika.

Silniki zmontowano w Laboratorium Katedry Maszyn Roboczych Napędów i Sterowania, zgodnie z opracowaną przez zespół pracowników katedry technologią, uzgodnioną z producentem hydrobaz – firmą POCLAIN. Kompletnie jednostki zostały zalane olejem, odpowietrzone i przepłukane, by usunąć ewentualne zanieczyszczenia montażowe, następnie dotarte wstępnie i sprawdzone na stanowisku doświadczalnym.



Rys. 7. Silnik MSE11-1: a – zmontowany częściowo bez rozdzielacza oleju, b – pierwsze uruchomienie na stanowisku badawczym, c – zmontowany (widok od strony wału napędowego)

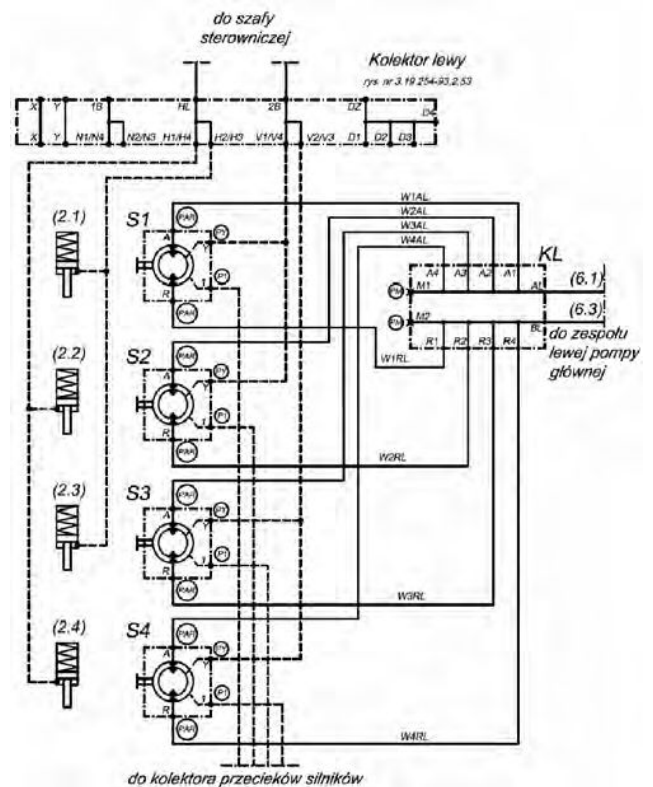
### Podłączenie silników do układu hydraulicznego

Podłączenie nowych silników do istniejącego układu wymagało wymiany wszystkich przewodów głównych, sterownia biegami i odprowadzania przecieków, poza obwodem sterowania hamulcami, którego nie zmieniono. Do odprowadzenia przecieków zastosowano, jak poprzednio, przewody sztywne o takiej samej średnicy; tak też postąpiono z przewodami sterowania biegami. Sposób sterowania biegami silników Poclain pozwolił na uproszczenie dotychczasowego układu połączeń hydraulicznych.

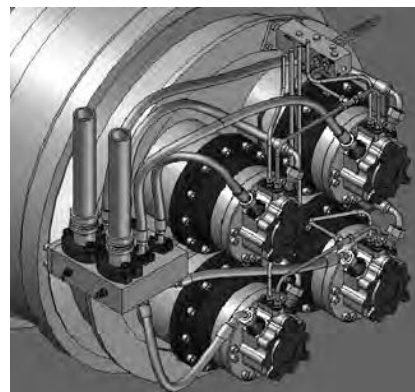
Po obliczeniach pojemności hydraulicznych i badaniach symulacyjnych pracy układu [1], zastąpiono główne przewody sztywne przewodami elastycznymi. Ze względu na ograniczoną przestrzeń montażową, minimalne promienie gięcia przewodów elastycznych wynosiły 200 mm, co wykluczyło zastosowanie elastycznych przewodów całowych, wśród wysokociśnieniowych przewodów wielkości 3/4" warunek ten spełniały tylko wyroby firmy Parker.

Specyficzną cechą dwubiegowych silników MSE wielkości 11 są gniazda przyłączeniowe o nieproporcjonalnie małej wielkości (1/2") w zestawieniu z chłonnością silnika i związanego z tym przepływu dla obrotów maksymalnych. Konstruktor silnika był zmuszony zredukować wielkość otworu, w porównaniu z wersją jednobiegową, ze

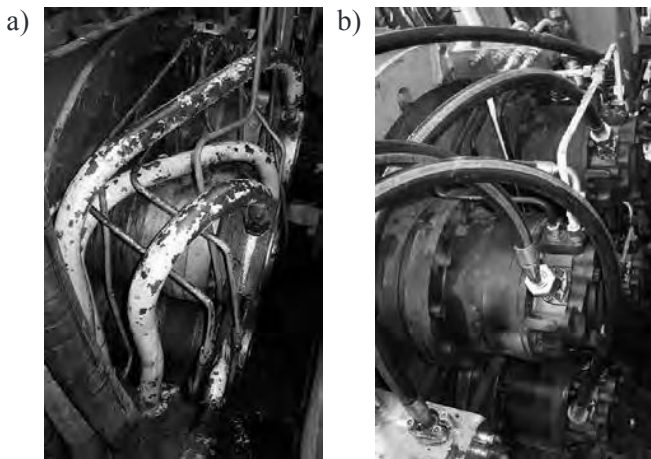
względu na umieszczenie pomiędzy kanałami rozdzielacza zmiany biegów. Najmniejszy do zaakceptowania, ze względu na straty ciśnienia przepływu, przewód 3/4" o średnicy wewnętrznej 19 mm nie miał możliwości bezpośredniego połączenia z silnikiem. Zaszła konieczność wykonania specjalnych złączek redukcyjnych. Niezależnie od zastosowanej średnicy przewodów, należy się pogodzić z miejscowymi spadkami ciśnienia na wlocie i wylocie z silnika. Zmniejszenie przekroju przewodów głównych, w porównaniu z poprzednim rozwiązaniem, wymusiło dodatkowe redukcje na blokach rozdzielaczy. Ze względu na brak biegu trzeciego, istniejące rozdzielacze stały się zbędne. Wykonano nowe elementy rozdzielcze, dostosowane do połączenia z łanszowymi końcówkami istniejących i nowych przewodów hydraulicznych. Podobnie postąpiono z kolektorem rozdzielczym przewodów sterowania i przecieków zewnętrznych.



Rys. 8. Schemat połączeń silników po modernizacji (napęd lewej strony)



Rys. 9. Projekt montażowy połączenia silników po modernizacji



Rys. 10. Zabudowa silników napędu lewej gąsienicy: a – przed modernizacją, b – po modernizacji

### Badania poligonowe zmodernizowanego napędu

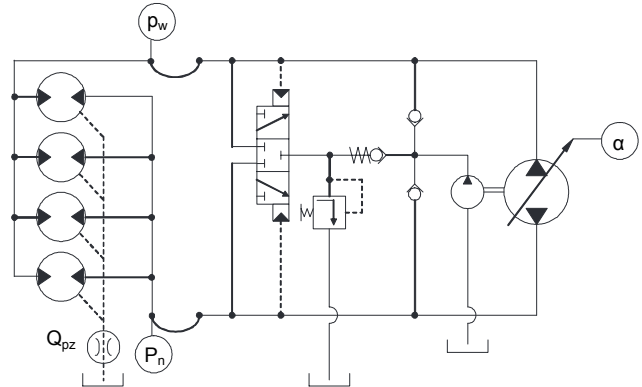
Badania napędu mechanizmu jazdy transportera z nowymi silnikami miały na celu sprawdzenie poprawności jego działania i ustalenie najkorzystniejszych nastaw zaworów w układzie hydraulicznym. Potwierdzenia wymagała w próbie poligonowej, przy pełnym obciążeniu, sprawność całkowita, zwłaszcza wolumetryczna, nowych silników, która zgodnie z danymi katalogowymi fabrycznej, oryginalnej konstrukcji (dla założonych warunków obciążenia i prędkości) powinna wynosić powyżej 0,98. Nowe silniki hydrauliczne mają mniejszą o ok. 4% chłonność jednostkową, natomiast wzrost prędkości jazdy maszyny z nowym napędem wynosił odpowiednio do 9% na pierwszym biegu i do 25% na biegu drugim, co wynika nie tylko z mniejszych chłonności, ale i lepszej sprawności objętościowej. Z mniejszą chłonnością jednostkową nowych silników wiąże się też niewielki, bo niwelowany przez lepszą sprawność mechaniczno-hydrauliczną, nieistotny dla pracy układu, wzrost ciśnień w linii wysokociśnieniowej. W tabeli podano parametry silników przed- i po modernizacji.

Podczas badań mierzono i rejestrowano przebiegi czasowe istotnych wielkości fizycznych w układzie hydraulicznym mechanizmu jazdy. Do pomiarów wykorzystano osmiokanałową stację akwizycji danych Spider 8 z prze-

TABELA. Porównanie parametrów „starych” i „nowych” silników

Parametr	Jednostka	SOK 400		MSE11-1	
		1. bieg	2. bieg	1. bieg	2. bieg
Chłonność jednostkowa	m <sup>3</sup> /rad	1600 254,7 · 10 <sup>6</sup>	800 127,4 · 10 <sup>6</sup>	1536 244,5 · 10 <sup>6</sup>	768 122,2 · 10 <sup>6</sup>
Ciśnienie nominalne	MPa	16	16	–	–
Ciśnienie maksymalne	MPa	25	25	40	40
Prędkość max/nom/min	obr/min	250 / 160 / 3	250 / 160 / 10	140 / – / –	180 / – / –
Prędkość rzeczywista dla maks. wydajności pompy (transporter obciążony, jazda na wprost po płaskim terenie)	obr/min	61	101	63	126

nośnym komputerem pomiarowym i nowoczesne przetworniki pomiarowe: tensometryczne czujniki ciśnienia, turbinkowe czujniki przepływu oraz potencjometryczny nadajnik obrotowy do pomiaru kąta wychylenia tarczy pompy. Uproszczony schemat hydrauliczny napędu jednej gąsienicy i rozmieszczenie punktów pomiarowych pokazano na rys. 11.

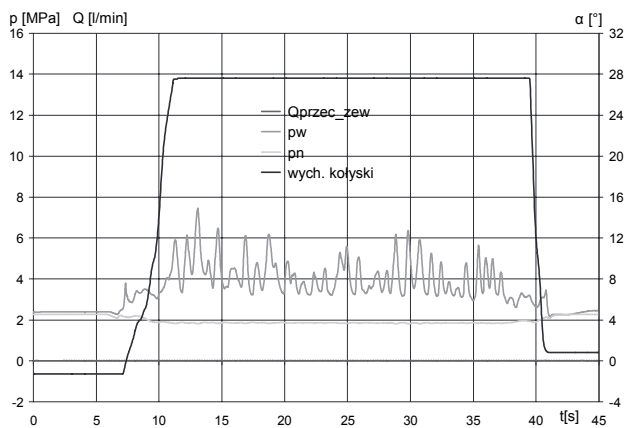


Rys. 11. Uproszczony schemat napędu jazdy jednej gąsienicy z rozmieszczeniem punktów pomiarowych:  $p_w$  – ciśnienie w gałęzi wysokociśnieniowej,  $p_n$  – ciśnienie w gałęzi niskociśnieniowej,  $Q_{pz}$  – sumaryczny strumień przecieków zewnętrznych silników,  $\alpha$  – kąt wychylenia bloku cylindrów pompy głównej

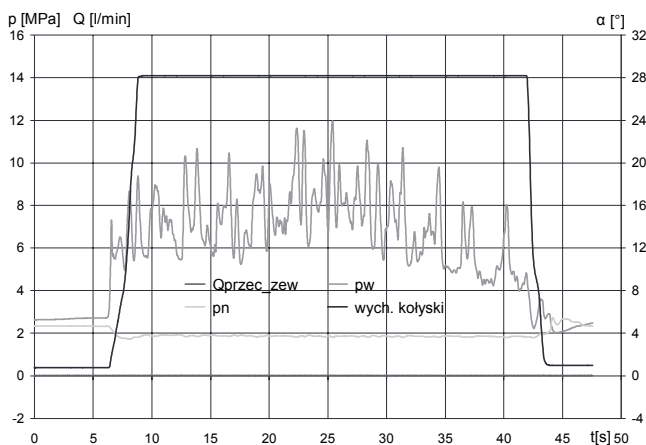
Podczas badań mechanizmu jazdy transporter był obciążony stacją napędową. Rejestrowano przebiegi czasowe mierzonych wielkości lewej i prawej strony napędu. Wykonano kilka serii przejazdów z włączonymi biegami: pierwszym i drugim – jazda w przód i pierwszym – jazda do tyłu. Przykładowe przebiegi eksperymentalne pokazujące wysterowanie pompy głównej, ciśnienia w gałęzi wysokociśnieniowej i niskociśnieniowej oraz sumaryczne przecieki zewnętrzne pokazano na rys. 12, rys. 13 i rys. 14.

Podczas jazdy transportera obciążonego ciężarem stacji napędowej przenośnika, średnie ciśnienie w linii wysokociśnieniowej napędu hydraulicznego lewej i prawej gąsienicy wynosiło: od 3 do 5 MPa – bieg I (jazda do przodu i do tyłu) oraz od 8 do 9 MPa – bieg II (jazda tylko do przodu). Natomiast maksymalne ciśnienia osiągały wartości: od 6 do 7 MPa – bieg I (jazda do przodu i do tyłu), od 11 do 12 MPa – bieg II (jazda tylko do przodu). Najwyższe ciśnienia w linii wysokociśnieniowej są rejestrowane podczas manewrów, zwłaszcza podczas skrętu w miejscu

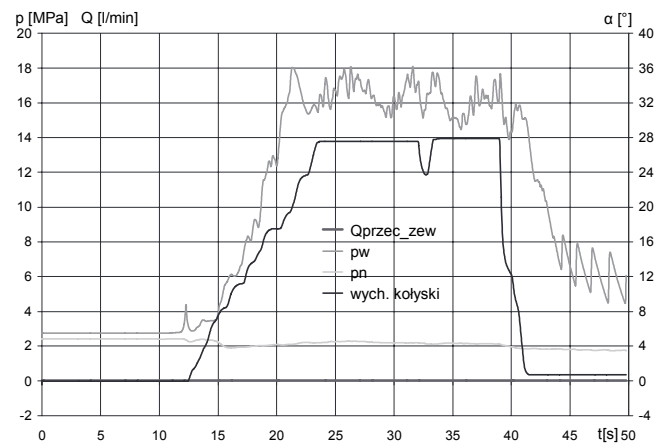
(na pierwszym biegu). Jeśli napęd dotyczył jednej gąsienicy, to ciśnienie maksymalne osiągało wartość 18 MPa.



Rys. 12. Badania eksperymentalne po modernizacji; napęd lewej gąsienicy – jazda ze stacją na pierwszym biegu



Rys. 13. Badania eksperymentalne po modernizacji; napęd lewej gąsienicy – jazda ze stacją na drugim biegu



Rys. 14. Badania eksperymentalne po modernizacji; napęd lewej gąsienicy – zakręcanie w miejscu ze stacją na pierwszym biegu

Badania eksperymentalne potwierdziły prawidłową pracę mechanizmów jazdy obu gąsienic. Zastosowane mierniki przepływu nie były w stanie zarejestrować przecieków zewnętrznych z korpusów silników hydraulicznych. Napędy hydrauliczne obu gąsienic pracowały stabilnie. Nie zauważono przecieków w połączeniach hydraulicznych. Temperatura pracy silników nie przekraczała 40°C.

#### LITERATURA

- [1] Bednarski S., Cink J., Gozdalik M., Kosucki A.: Badania symulacyjne hydraulicznego mechanizmu jazdy transportera gąsienicowego TUR.500.1. *Hydraulika i Pneumatyka*, z. 4/2002.
- [2] Bednarski S., Cink J., Gozdalik M., Kosucki A.: Poligonowe pomiary parametrów hydraulicznych hydrostatycznego napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR.500.1. *Górnictwo Odkrywkowe*, 4/2002.
- [3] Ivantysyn J., Ivantysynova M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren*. Vogel Fachbuch, Würzburg 1993.
- [4] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1992.
- [5] Katalogi firmy Poclair: *Silniki hydrostatyczne MS11-MSE11*.

BOHUSLAV PAVLOK

## Computer simulation of the dynamic behaviour of the automatic gauge control (AGC) system on the rolling mill quarto

### Introduction

Improvement of the shape quality of heavy plates processed on the hot rolling mills is nowadays ensured by the implementation of the automatic gauge control systems (AGC). The main objective of the thesis was the formulation of the mathematical and simulation system of AGC installed at the heavy plate mill quarto. The simulation model enables the engineers to optimise the parameters of

the newly designed systems, especially from the point of their dynamic behaviour.

### Automatic gauge control systems (AGC) applied at hot plate mill

Overview of the automatic gauge control systems (AGC) installed at hot plate mill quarto [2] is given in Fig.1. The system coordinates the topside electromechanical screw – down and bottom side hydraulic cylinder adjustment. The slab enters the rolling gap the width of which is adjusted according to calculated values. The electro-hydraulic AGC

Bohuslav Pavlok, doc. Ing., CSc., VŠB – Technická Univerzita Ostrava; e-mail: bohuslav.pavlok@vsb.cz