

# WYMIANA SILNIKÓW HYDRAULICZNEGO NAPĘDU JAZDY TRANSPORTERA GĄSIENICOWEGO TUR 500.1

## HYDRAULIC DRIVE MOTORS REPLACEMENT OF CATERPILLAR TRANSPORTER TUR 500.1

Jacek Cink, Marek Gozdzalik, Andrzej Kosucki - Katedra Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania, Politechnika Łódzka

*W hydrostatycznym napędzie mechanizmu jazdy transportera gąsienicowego TUR 500.1 stwierdzono nieprawidłowości, których przyczyną była utrata szczelności silników hydraulicznych SOK 400. Po przeprowadzonej analizie jako zamienniki wytypowano silniki MSE 1110 firmy POCLAIN. Z uwagi na ograniczoną przestrzeń zabudowy wykorzystano jedynie części hydrauliczne silników, tzw. hydrobazy, pozostałe elementy wykonano we własnym zakresie. Wykonano również nowe połączenia hydrauliczne silników. Przeprowadzone badania eksperymentalne wykazały prawidłową pracę mechanizmów jazdy obu gąsienic.*

*During the work of hydrostatic travelling mechanism of caterpillar transporter TUR 500.1 some problems appeared. They came from leakage of hydraulic motors SOK 400. As a result of analysis the POCLAIN motors MSE 1110 were chosen to replace previous motors. The building space was limited and due to this the hydraulic parts of motors only, called hydro basis were used. The other elements were done by the authors as well as the new hydraulic joints of motors. The experimental tests confirmed the proper work of travelling mechanisms of both caterpillars.*

### Wstęp

Transporter gąsienicowy TUR 500.1 służy do transportu stacji przenośnikowych na terenie kopalni. Jego widok pokazano na fotografii 1. Z powodu nieprawidłowości w pracy mechanizmów napędowych gąsienic, jakie wystąpiły podczas pracy w ciężkich warunkach terenowych kopalni, wykonane zostały badania eksperymentalne i symulacyjne mające na celu ustalenie przyczyny złej pracy układu. Zadanie zostało zrealizowane przez zespół pracowników Katedry Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej.



Fot.1. Transporter gąsienicowy TUR 500.1

Z przeprowadzonej analizy pracy układu wynika, że główną przyczyną nieprawidłowej pracy układu były przecieki, zarówno zewnętrzne, jak i wewnętrzne (między linią wysokiego i niskiego ciśnienia) posiadające swe źródło głównie w nieszczelnościach silników hydraulicznych.

Stwierdzono, że zastosowane silniki pracowały na pierwszym biegu przy prędkości kątowej na granicy gwałtownego spadku sprawności wolumetrycznej.

Szczególnie niekorzystne okazały się, pojawiające się przy ciśnieniach roboczych wyższych niż 18 MPa, przecieki ze-

wnętrzne w silnikach hydraulicznych (między linią wysokiego ciśnienia i linią zlewową połączoną ze zbiornikiem), ponieważ przecieki te (w odróżnieniu od przecieków wewnętrznych) muszą być uzupełnione przez pompę doładowującą. Ich wartość okazała się na tyle duża, że wystąpiło zjawisko spadku ciśnienia w linii niskociśnieniowej, co w skrajnych przypadkach doprowadzało do wyłączenia napędu.

Ustalono, że zastosowane silniki hydrauliczne SOK 400 ulegają rozszczelnieniu przy ciśnieniach większych niż 18 MPa. W połączeniu z faktem, że maksymalne ciśnienie w układzie osiąga wartości rzędu 28 MPa, prowadzi to do częstego wyłączania układu i pogorszenia jego własności eksploatacyjnych.

Zasugerowano, że należy rozważyć możliwość zamiany promieniowo krzywkowych silników SOK 400 na jednostki promieniowo-tłokowe wolnobieżne o lepszej szczelności. Z przeprowadzonego wówczas rozpoznania wynikało, że taka zamiana jest technicznie możliwa.

### Rozwiązanie dotychczasowe

Transporter posiada mechanizm hydrauliczny napędu jazdy osobny dla każdej gąsienicy oraz mechanizm hydrauliczny podnoszenia transportowanej stacji przenośnikowej. Oba mechanizmy zasilane są pierwotnym silnikiem spalinowym zaopatrzonym w wielozakresowy regulator prędkości kątowej. Pompa wielotłoczkowa osiowa firmy „Rexroth” A2T250HD-GR5G00P o zmiennej wydajności (maksymalna wydajność jednostkowa  $q_{pmax} = 38.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ ) pracuje w obiegu zamkniętym z zespołem czterech połączonych równolegle silników hydraulicznych SOK 400, które poprzez przekładnię obiegową o przełożeniu  $im = 65$  napędzają koło zabierakowe gąsienicy.

Dzięki możliwości wyłączenia połowy komór roboczych w silnikach SOK 400 i zmniejszenia ich chłonności jednostkowej o połowę uzyskuje się drugi, dwa razy szybszy bieg. Dodatkowo konstruktor przewidział możliwość szeregowego łączenia par silników hydraulicznych, co miało w założeniu skutkować uzyskaniem trzeciego, najszybszego biegu. Jednak na skutek

wad konstrukcyjnych w budowie układu hydraulicznego jazda na trzecim biegu okazała się niemożliwa.

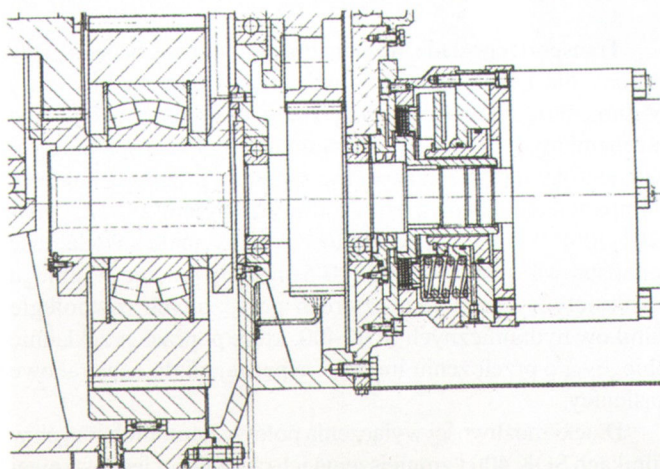
W tej sytuacji kierownictwo Kopalni podjęło decyzję o zastąpieniu dotychczas-sowych silników SOK400 – innymi silnikami.

### Analiza warunków zastosowania innych silników hydraulicznych

Silniki hydrauliczne, które mogłyby być zastosowane w miejsce obecnych SOK 400 musiały spełniać jednocześnie szereg kryteriów wynikających z ograniczeń w postaci istniejącej już części mechanicznej i układu hydraulicznego.

Nowy silnik powinien posiadać chłonność możliwie zbliżoną do dotychczasowego, aby zapewnić wymagany do napędu jazdy moment napędowy przy ciśnieniach dostosowanych do istniejącej instalacji hydraulicznej oraz aby dla wydajności istniejącej pompy głównej uzyskać prędkości jazdy nie mniejsze niż w układzie oryginalnym. Ostre kryteria dotyczyły przebiegu charakterystyk sprawności wolumetrycznej w funkcji ciśnienia i prędkości, jak również spadku momentu dyspozycyjnego silnika hydrostatycznego przy zerowej prędkości w momencie ruszania pod obciążeniem. Ze względu na to, że transporter musi posiadać możliwość jazdy z różnymi poziomami prędkości dla warunków obciążenia stacją przenośników oraz jazdy bez obciążenia, zaproponowany silnik powinien posiadać możliwość skokowej zmiany chłonności jednostkowej w celu uzyskania drugiego bądź trzeciego biegu, a sterowanie zmianą chłonności powinno być możliwe z wykorzystaniem istniejącego układu sterowania hydraulicznego.

Kluczowym kryterium były jednak gabaryty zewnętrzne wynikające z ograniczonej przestrzeni zabudowy oraz warunki zamocowania i przeniesienia napędu tak, aby nie wprowadzać zbyt dużych zmian w istniejącej konstrukcji przekładni obiegowej (rys. 1). Rozpatrywano dwa warianty: pierwszy - z zastosowaniem silnika wyposażonego w hamulec postojowy oraz drugi - z pozostawieniem oryginalnych hamulców i zastosowanie silnika pozbawionego tej opcji. W obu przypadkach konieczne było wykonanie elementów w postaci łącznika do połączenia korpusu silnika z korpusem przekładni (wersja 1) lub z korpusem hamulca (wersja 2) oraz sprzęgła dla obu przypadków.



Rys. 1. Fragment części mechanicznej napędu jazdy

Poniżej przedstawione zostały kryteria, jakie powinny spełniać silniki hydrauliczne, które mogłyby być zastosowane

w miejsce obecnych SOK 400. Wzięto pod rozwagę następujące wymagania:

1. Rozmiary silnika oraz rozmiary wolnej przestrzeni dla jego zabudowy.
2. Warunki przeniesienia napędu tak, aby nie wprowadzać zbyt dużych zmian w istniejącej konstrukcji przekładni obiegowej.
3. Moment napędowy rozwijany przez silnik przy ciśnieniach dostosowanych do istniejącej instalacji hydraulicznej.
4. Obniżenie momentu napędowego przy zerowej prędkości w momencie ruszania pod obciążeniem.
5. Możliwość zmiany chłonności jednostkowej w celu uzyskania drugiego biegu.
6. Sposób sterowania zmianą chłonności jednostkowej silnika
7. Sprawność wolumetryczną i ciśnieniowo - mechaniczną silnika.
8. Możliwość ingerencji w budowę silnika i dokonania zmian konstrukcyjnych.
9. Możliwość zakupu wybranych elementów, a niekoniecznie całego kompletnego silnika.
10. Trwałość silnika.
11. Warunki gwarancji, w szczególności przy samodzielnym wykonaniu przeróbek.
12. Dostępność i zakres danych technicznych możliwych do uzyskania od producenta.
13. Fachowość, dyspozycyjność oraz gotowość służb technicznych producenta do współpracy.
14. Cenę silnika.
15. Termin dostawy silnika.

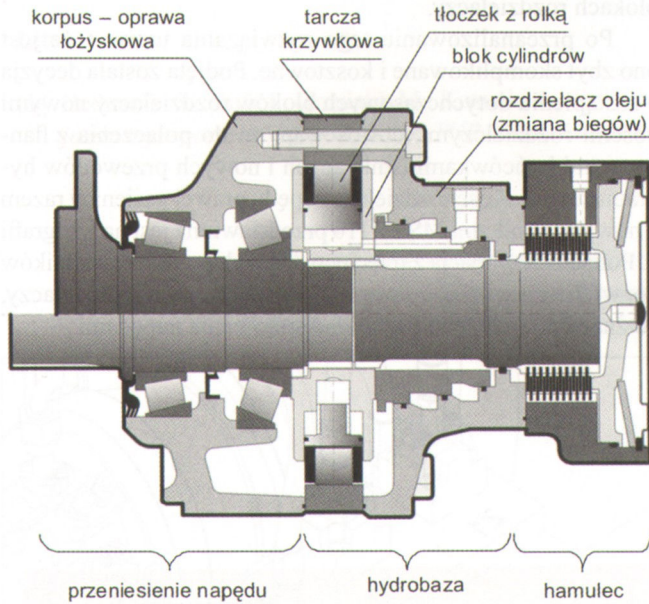
Rozważono zastosowanie hydraulicznych silników wolnobieżnych następujących producentów: Bosch – Rexroth, Poclairn Hydraulics, Rotary Power, Eaton, Hydroster, IMD Antriebstechnik & Hydraulik GmbH, Fairfield oraz Sun Hydraulik. Po dokonaniu analizy uwzględniającej podane wyżej kryteria stwierdzono, że poza zmodernizowaną i produkowaną obecnie przez firmę HYDROSTER wersją silnika SOK nie ma silnika hydrostatycznego w wykonaniu standardowym, który można bezpośrednio zastosować w napędzie tak, aby zmieścił się w wolnej przestrzeni zabudowy.

### Dobór i adaptacja silników hydraulicznych

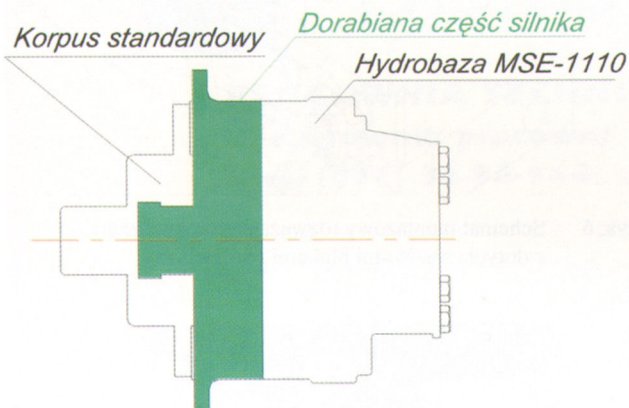
Alternatywą dla silnika SOK w tej sytuacji stało się znalezienie jednostki hydraulicznej umożliwiającej dozwoloną przez producenta ingerencję w konstrukcję jej korpusu. Warunek ten spełnił jedynie wolnobieżny dwubiegowy silnik wielotłoczkowy promieniowy z krzywką wewnętrzną MSE 1110 firmy POCLAIN. Modułowa budowa silników (rys. 2) z technicznego punktu widzenia umożliwia zmianę wybranego modułu, w naszym przypadku zespołu przeniesienia napędu, bez ingerencji w konstrukcję pozostałych. Jednym z ważnych elementów, które obok innych zalet przesądziły o wyborze tego silnika, była właśnie możliwość zakupu wybranych elementów silnika tworzących tzw. hydrobazę. Pozostałe elementy służące do mocowania i przeniesienia napędu mogły zostać wykonane we własnym zakresie według własnego projektu w uzgodnieniu z wytwórcą.

Ostatecznie zdecydowano się na tańszy i prostszy wariant drugi, tj. pozostawienie istniejących hamulców. Ograniczona wolna przestrzeń w kierunku osiowym narzucała konieczność

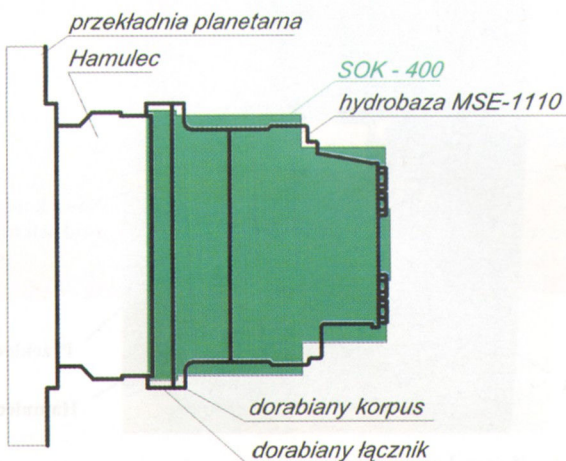
skrócenia długości całkowitej silnika Poclairn MSE 1110 oraz wykluczała możliwość zastosowania dodatkowego sprzęgła, powiększającego w efekcie dystans między hamulcem a silnikiem. Konieczne stało się wykonanie własnego zespołu przeniesienia napędu - korpusu z łożyskowaniem w wersji skróconej oraz nowego wału silnika hydrostatycznego dopasowanego z jednej strony do otworu w hamulcu, a z drugiej do hydrobazy.



Rys. 2. Modułowa budowa silnika MSE

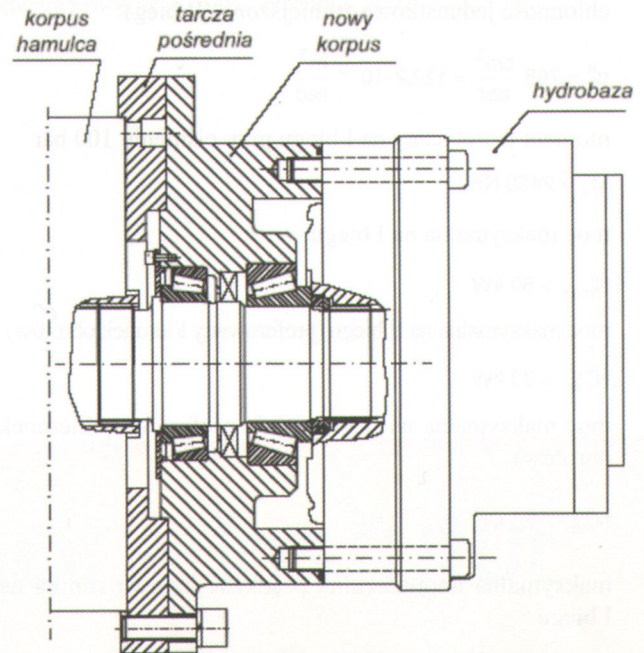


Rys. 3. Zakres zmian konstrukcji silnika

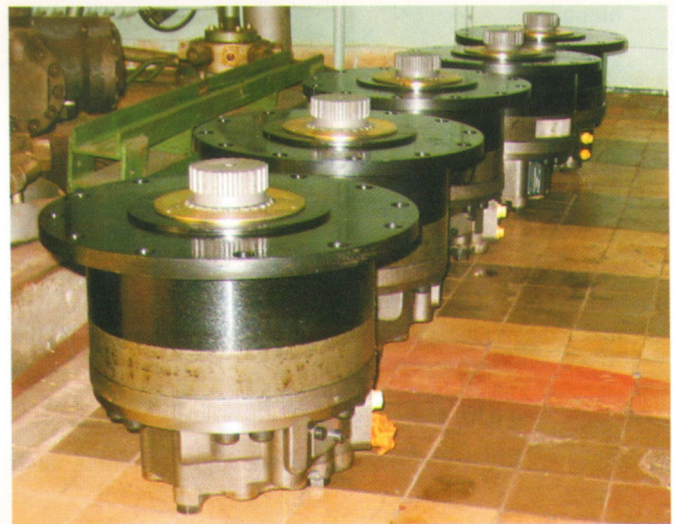


Rys. 4. Szkic sytuacyjny zabudowy silnika

Konstrukcja łożyskowania wału napędowego silników POCLAIN przeznaczona jest do zastosowań w mechanizmach jazdy z bezpośrednim mocowaniem koła jezdnego z przejściem zewnętrznych sił promieniowych i osiowych. W naszym przypadku brak takiego obciążenia oraz niższy poziom ciśnienia maksymalnego w układzie w stosunku do wartości katalogowych silnika pozwoliły na „odchudzenie” zaprojektowanego łożyskowania i tym samym skrócenie korpusu (rys. 3). Ze względów montażowych wprowadzono element pośredni w postaci tarczy łączącej korpus silnika i hamulca (rys. 4 i 5).



Rys. 5. Silnik MSE-1110 po adaptacji do napędu transportera



Fot. 2. Zmontowane silniki MSE-1110 po przeróbce

Opisany tok postępowania był niezbędny w celu dopasowania wytypowanego nowego silnika do istniejących elementów reduktorów transportera TUR 500.1 przy, jak się okazało, uniknięciu przeróbek po stronie części mechanicznej napędu. Należy podkreślić, że adaptacja silnika do potrzeb napędu transportera wymagała fachowej wiedzy z zakresu konstrukcji jednostek hydrostatycznych, a w procesie wytwa-

rzania dorabianych części i w czasie montażu konieczne było stosowanie odpowiednich technologii oraz zachowanie ostrego reżimu wymagań producenta włącznie z etapem badań w czasie pierwszego uruchomienia.

Zmontowane silniki MSE -1110 po przeróbce przedstawia fotografia 2.

Parametry wytypowanego silnika są następujące:

- chłonność jednostkowa maksymalna (I bieg)

$$q_s^I = 1536 \frac{\text{cm}^3}{\text{obr}} = 244,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rad}}$$

- chłonność jednostkowa zmniejszona (II bieg)

$$q_s^{II} = 768 \frac{\text{cm}^3}{\text{obr}} = 122,2 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rad}}$$

- moment teoretyczny na I biegu przy ciśnieniu 100 bar

$$M_s = 2450 \text{ Nm}$$

- moc maksymalna na I biegu

$$N_{\text{max}}^I = 50 \text{ kW}$$

- moc maksymalna na II biegu (preferowany kierunek obrotów)

$$N_{\text{max}}^{IIp} = 33 \text{ kW}$$

- moc maksymalna na II biegu (nie preferowany kierunek obrotów)

$$N_{\text{max}}^{IIn} = 25 \text{ kW}$$

- maksymalna dopuszczalna prędkość kątowna silnika na I biegu

$$\omega_{\text{max}}^I = 140 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

- maksymalna dopuszczalna prędkość kątowna silnika na II biegu

$$\omega_{\text{max}}^{II} = 180 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

- ciśnienie maksymalne dopuszczalne

$$p_{\text{max}} = 400 \text{ bar}$$

Wybrane cechy mechanizmu jazdy z nowymi silnikami podano poniżej:

- maksymalna rzeczywista prędkość kątowna silnika na I biegu

$$\omega_{\text{max}}^I = 62,98 \frac{\text{ob}}{\text{mi}}$$

- maksymalna rzeczywista prędkość kątowna silnika na II biegu

$$\omega_{\text{max}}^{II} = 125,95 \frac{\text{ob}}{\text{mi}}$$

- maksymalna rzeczywista prędkość transportera na I biegu

$$v_{\text{max}}^I = 0,40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

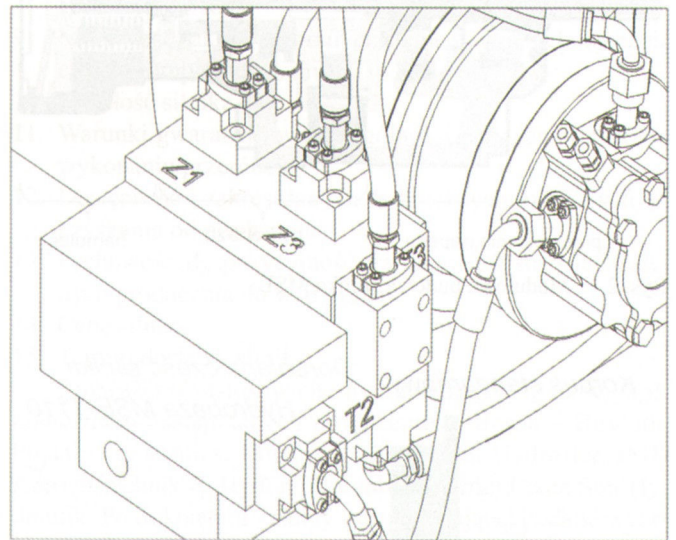
- maksymalna rzeczywista prędkość transportera na II biegu

$$v_{\text{max}}^{II} = 0,80 \frac{\text{kr}}{\text{h}}$$

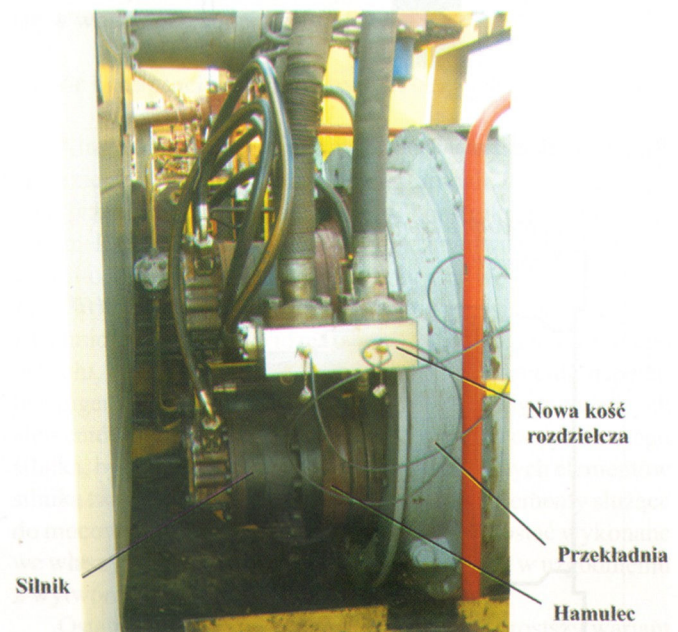
Początkowo rozważano wykorzystanie istniejących bloków rozdzielaczy. Schemat montażowy rozważanego rozwiązania pokazano na rysunku 6.

Pojawiły się jednak problemy przy połączeniu przewodów giętkich 3/4" z blokami rozdzielaczy. Niezbędne byłoby zastosowanie kości pośrednich, prostych i kątowych, umożliwiające połączenie flanszowych końcówek przewodów z gniazdami w blokach rozdzielaczy.

Po przeanalizowaniu tego rozwiązania uznano, że jest ono zbyt skomplikowane i kosztowne. Podjęta została decyzja o zastąpieniu dotychczasowych bloków rozdzielaczy nowymi kośćmi rozdzielczymi, dostosowanymi do połączenia z flanszowymi końcówkami istniejących i nowych przewodów hydraulicznych. Kość rozdzielcza napędu prawej gąsienicy razem z nowymi silnikami MSE-1110 przedstawiona jest na fotografii 3. Ponadto rezygnacja z trzeciego, najszybszego biegu silników pozwoliła na wyeliminowanie z układu szeregu rozdzielaczy, co znacznie uprościło cały układ sterowania napędami.



Rys. 6. Schemat montażowy rozważanego rozwiązania z dotychczasowymi blokami rozdzielaczy



Fot. 3. Zainstalowane silniki

## Podsumowanie

Przeprowadzone badania eksperymentalne wykazały prawidłową pracę mechanizmów jazdy obu gaśnic oraz zmniejszenie przecieków zewnętrznych z korpusów silników hydraulicznych do wartości nierejestrowalnych przez zasto-

sowane urządzenia pomiarowe, jak również zmniejszenie średnich i maksymalnych ciśnień w liniach wysokociśnieniowych.

Napędy hydrauliczne obu gaśnic pracowały stabilnie. Nie zauważono przecieków w połączeniach hydraulicznych. Temperatura pracy silników nie przekraczała 40°C.

## Literatura

- [1] Bednarski S., Cink J., Gozdzalik M., Kosucki A., *Poligonowe pomiary parametrów hydraulicznych hydrostatycznego napędu jazdy transportera gaśnicowego TUR 500.1*. Górnictwo Odkrywkowe nr 4, 2002. Wrocław 2002

Artykuł recenzowali prof. dr inż. Waldemar Kołkiewicz  
dr inż. Jerzy Alenowicz  
Rękopis otrzymano 29.05.2007 r. \*2924



# polteqor – instytut

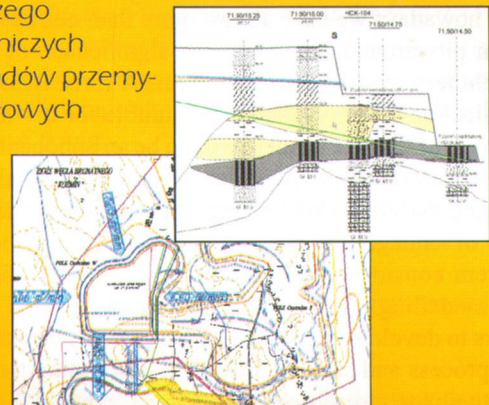
## PRACOWNIA TECHNOLOGII GÓRNICZEJ NB - 1

Kierownik pracowni - dr inż. Andrzej Pomorski  
tel. (071) 34-88-164, e-mail: [pomorski@igo.wroc.pl](mailto:pomorski@igo.wroc.pl)

Zespół prowadzi prace: naukowo-badawcze, aplikacyjne i usługowe.

- Badania geotechniczne gruntów i skał analizy geotechniczne i wyznaczanie stateczności skarp i zboczy
- Tworzenie w technice cyfrowej modeli wytypowanych parametrów technologicznych kopalni dla potrzeb efektywnego planowania i projektowania ruchu zakładu górniczego
- Projekty zagospodarowania złóż oraz plany ruchu zakładów górniczych
- Prace studialne i projektowe eksploatacji złóż, składowania odpadów przemysłowych (w tym popiołów), oceny i obliczenia zasobów przemysłowych
- Zakładanie i prowadzenie baz danych geologiczno-technologicznych złóż surowców skalnych.
- Raporty oddziaływania przedsięwzięć inwestycyjnych na środowisko
- Tworzenie i prowadzenie map cyfrowych dla obszarów i terenów górniczych

Projekty obejmują kompleksowe zagospodarowanie całych złóż lub poszczególnych elementów technologicznych kopalni.



Przykłady prac graficznych wykonywanych na podkładach mapowych (rastrowych lub wektorowych) w technice cyfrowej z zastosowaniem oprogramowania MicroStation, AutoCad, GeoStar i GeoPlan.