

POLIGONOWE POMIARY PARAMETRÓW HYDRAULICZNYCH HYDROSTATYCZNEGO NAPĘDU JAZDY TRANSPORTERA GAŚNIENICOWEGO TUR 500.1

THE EXPERIMENTAL TESTS OF HYDRAULIC PARAMETERS OF HYDROSTATIC TRAVELLING MECHANISM OF CATERPILLAR CONVEYER TUR 500.1

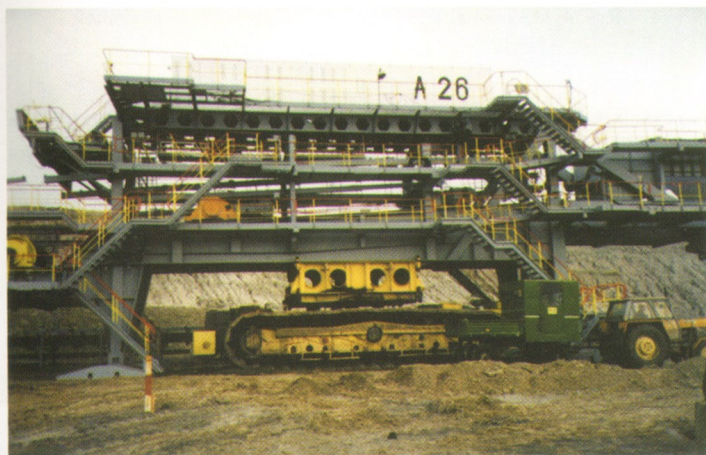
Sławomir Bednarski, Jacek Cink,
Marek Gozdalik, Andrzej Kosucki - Zakład Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych, Politechnika Łódzka

W kopalni węgla brunatnego w Belchatowie podczas eksploatacji transportera gaśnicowego TUR 500.1 wystąpiły nieprawidłowości w pracy mechanizmów napędowych gaśnic, polegające na okresowych spadkach ciśnienia w linii niskociśnieniowej, uniemożliwiających rozruch i prowadzących w konsekwencji do zatrzymania układu. Podjęto próbę zdiagnozowania napędu poprzez serie badań poligonowych i powiązanych z nimi badań symulacyjnych hydrostatycznego napędu mechanizmu jazdy transportera. Artykuł ten przedstawia metody i wyniki badań eksperymentalnych dokonanych na pracującej maszynie oraz wynikające z nich wnioski.

In the brown coal strip mine the abnormalities during the work of caterpillar drives took place. Periodical pressure drops in the low pressure line of hydraulic circuit made starting of the mechanism and its work impossible. To determine the reasons of these phenomena the experimental and simulation tests of travelling mechanism hydrostatic drive had been done. In the paper the methods and results of experimental tests of working machine with conclusions are presented.

Wprowadzenie

W kopalni węgla brunatnego w Belchatowie oprócz maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego stosowany jest szereg maszyn pomocniczych. Jedną z nich jest transporter gaśnicowy TUR 500.1 służący do transportu stacji przenośnikowych. Jest to pojazd ciężki o masie około 220 t, posiadający możliwości poruszania się w trudnym terenie kopalni. Jego widok pokazano na rys.1.

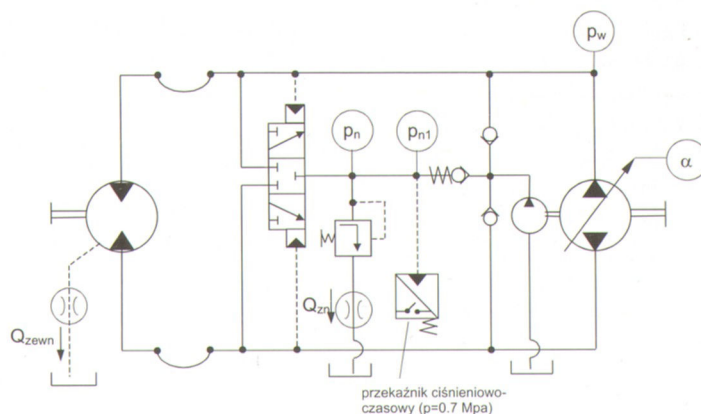


Rys. 1. Transporter gaśnicowy TUR 500.1

Transporter posiada mechanizm hydrauliczny napędu jazdy osobny dla każdej gaśnicy oraz mechanizm hydrauliczny podnoszenia transportowanej stacji przenośnikowej. Oba mechanizmy zasilane są pierwotnym silnikiem spalinowym zaopatrzonym w wielozakresowy regulator prędkości kątowej. Przedmiotem badań był mechanizm jazdy transportera.

Pompa wielotłoczkowa osiowa firmy "Rexroth" A2T250HDGR5G00P o zmiennej wydajności (maksymalna wydajność $Q_p = 390$ l/min) pracuje w obiegu zamkniętym z zespołem czterech połączonych równolegle silników hydraulicznych SOK 400, które poprzez przekładnię obiegową o przełożeniu $i_m = 65$ napędzają koło zabierakowe gaśnicy. Różne konfiguracje połączeń silników hydraulicznych umożliwiają zmianę przełożenia przekładni hydrostatycznej

i jazdę transportera na trzech biegach. Uproszczony schemat hydrauliczny napędu jednej gaśnicy pokazano na rys. 2. Zaznaczono na nim również położenie punktów pomiarowych wielkości mierzonych.



Rys. 2. Uproszczony schemat hydrauliczny napędu gaśnicy z zaznaczeniem punktów pomiarowych

Podczas pracy transportera w ciężkich warunkach wystąpiły nieprawidłowości w pracy mechanizmów napędowych gaśnic. Polegały one na okresowych spadkach ciśnienia w linii niskociśnieniowej uniemożliwiających rozruch i prowadzących w konsekwencji do wyłączenia i zatrzymania układu przez przełącznik ciśnieniowo - czasowy, jeżeli tylko ciśnienie p_{n1} (rys. 2) spadło poniżej wartości 0,7 MPa na czas nie krótszy niż 5 s. Podjęto próbę zdiagnozowania napędu poprzez serie badań poligonowych i powiązanych z nimi badań symulacyjnych. Poniżej omówiona została metodyka oraz przedstawione zostały wyniki badań eksperymentalnych hydrostatycznego napędu mechanizmu jazdy transportera.

Program badań eksperymentalnych

Dla przeprowadzenia badań eksperymentalnych wytypowano wielkości, które powinny być mierzone i rejestrowane, a następnie

ustalono punkty pomiarowe, których rozmieszczenie pokazano na rys. 2.

Wielkościami mierzonymi były:

- p_w - ciśnienie w wysokociśnieniowej gałęzi obwodu,
- p_n - ciśnienie w niskociśnieniowej gałęzi obwodu na wyjściu pompy przepływającej - doładowującej,
- p_{n1} - ciśnienie w niskociśnieniowej gałęzi obwodu w pobliżu przekładnika ciśnieniowo - czasowego,
- Q_{zn} - strumień płuczący,
- Q_{zewn} - strumień przecieków zewnętrznych silników SOK,
- α - kąt wychylenia bloku cylindrów pompy głównej.

Przeprowadzono badania przy jeździe transportera obciążonego i nie obciążonego stacją napędową. Rejestrowano przebiegi czasowe mierzonych wielkości dla lewej i prawej gąsienicy. Wykonano przejazdy na I i II biegu, zarówno w przód jak i w tył. Dokonano również pomiarów w ekstremalnych przypadkach pracy układu, takich jak skręcanie transportera obciążonego stacją na drugim biegu czy najazd transportera na przeszkodę w postaci usypanej przyzmy z piasku. W niektórych przypadkach zbadano ciśnienie w linii niskociśnieniowej w dwóch miejscach (p_n , p_{n1}), aby określić spadek ciśnienia w linii przepływania.

Układ pomiarowy

W skład układu pomiarowego i rejestracyjnego wchodzi:

1. Stacja akwizycji danych składająca się z wielokanałowego elektronicznego urządzenia pomiarowo HBM Spider 8 współpracującego z przenośnym komputerem pomiarowym Pentium II 400 MHz przy pomocy programów służących do rejestracji i obróbki danych Catman® v2.2.

2. Przetworniki pomiarowe:

- pomiar niskiego ciśnienia: tensometryczny czujnik ciśnienia HBM P8AP, zakres pomiarowy 10 MPa, klasa dokładności 0,3,
- pomiar wysokiego ciśnienia: tensometryczny czujnik ciśnienia HBM P8AP, zakres pomiarowy 50 MPa, klasa dokładności 0,3,
- pomiar przepływu: turbinkowe czujniki przepływu PMB 6000, zakres pomiarowy 100 l/min, klasa dokładności 2,
- pomiar kąta wychylenia kołyski pompy: potencjometryczny nadajnik kąta położenia firmy Helipot, liniowość 0,25 %.

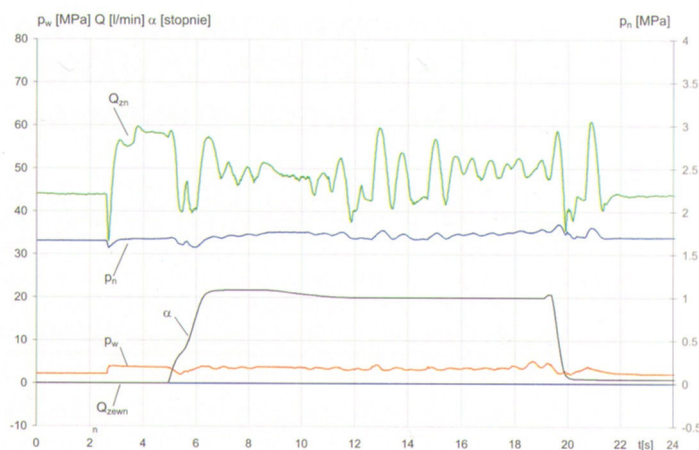
Pomiary przeprowadzono z częstotliwością próbkowania 1200 Hz.

Zarejestrowane podczas badań przebiegi czasowe wartości wielkości pomiarowych zostały zapisane w specjalnej bazie danych, a następnie eksportowane do arkusza kalkulacyjnego Excel i przedstawione w postaci wykresów w funkcji czasu.

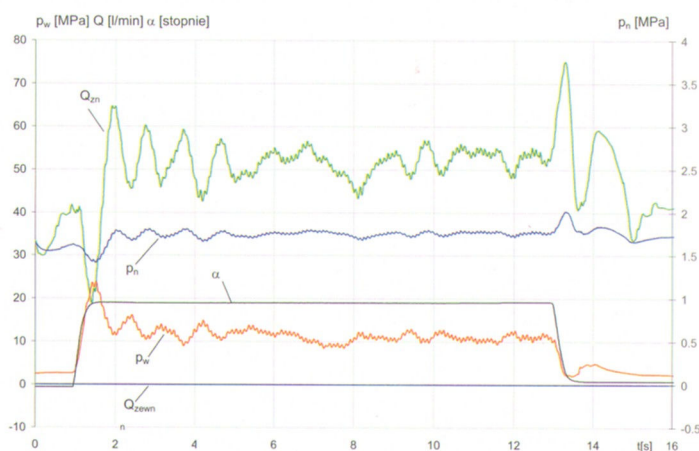
Wyniki badań eksperymentalnych

Poniżej, na rysunkach 3-7 przedstawiono przykładowe wyniki badań eksperymentalnych.

Na rysunkach 3 i 4 zarejestrowano przebiegi ciśnień p_w i p_n , wydatków strumienia płuczącego Q_{zn} i przecieków Q_{zewn} dla lewej gąsienicy i jazdy do przodu odpowiednio dla jazdy na pierwszym i drugim biegu. Prędkość jazdy transportera na I biegu wynosi 0,093 m/s, na II biegu - około dwa razy więcej. Nie ma możliwości zmiany biegów podczas jazdy, można to zrobić jedynie w czasie postoju. Dlatego badania jazdy na pierwszym i drugim biegu są prowadzone osobno. Nie wykonano badań przy jeździe na trzecim, najszybszym biegu. Bieg ten nie jest w ogóle wykorzystywany przez obsługę transportera z uwagi na dużą niestabilność pracy napędu (drgania ciśnienia i prędkości). Przyczyny takiego zachowania układu są przedmiotem innych analiz.

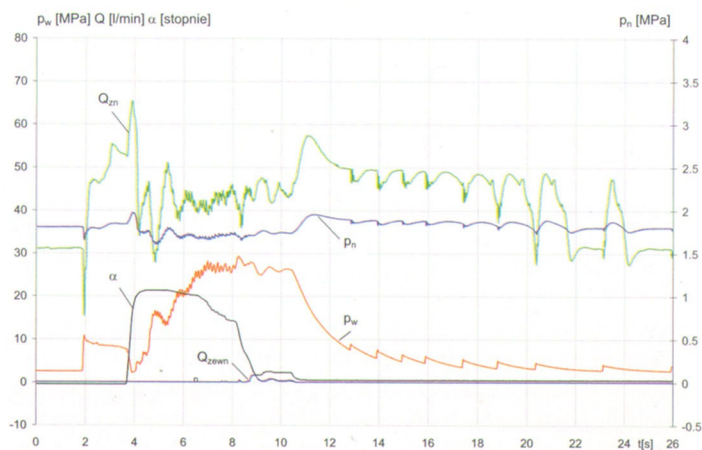


Rys. 3. Badania eksperymentalne napędu lewej gąsienicy. Jazda do przodu na pierwszym biegu



Rys. 4. Badania eksperymentalne napędu lewej gąsienicy. Jazda do przodu na drugim biegu

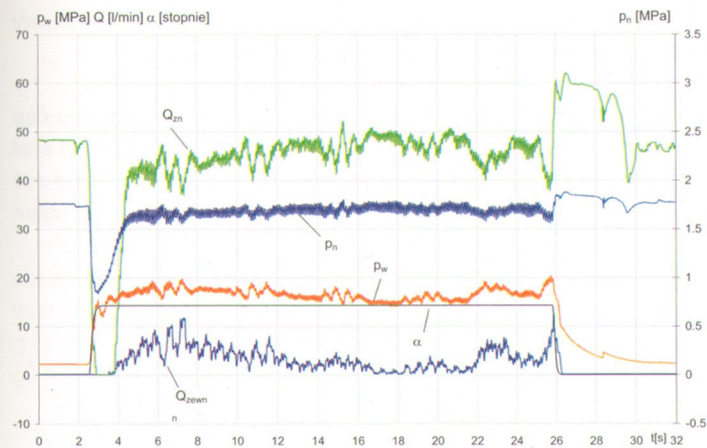
Na rys. 5 pokazano wyniki badań napędu lewej gąsienicy przy skręcenie w prawo podczas jazdy do przodu na drugim biegu. Można zaobserwować znaczący wzrost ciśnienia wysokiego do poziomu 28 MPa. Po około 4 sekundach utrzymywania się wysokiego ciśnienia występuje zjawisko rozszczelnienia silników SOK, co objawia się zauważalnym wzrostem strumienia przecieków zewnętrznych Q_{zewn} . Duże ciśnienie w linii wysokociśnieniowej utrzymuje się jeszcze przez około dwie sekundy po sprowadzeniu wydajności pompy do zera.



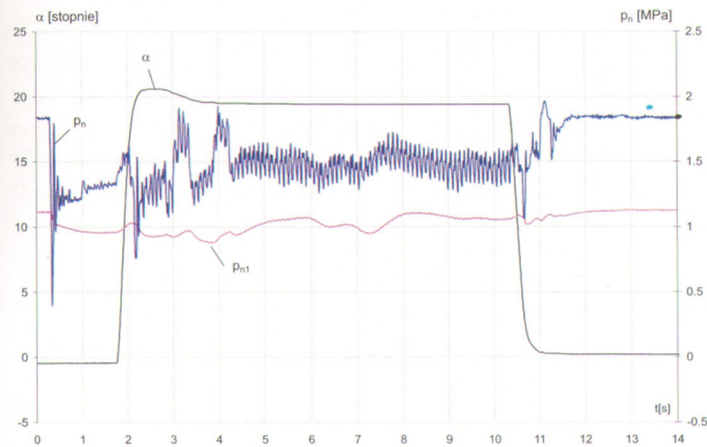
Rys. 5. Badania eksperymentalne napędu lewej gąsienicy. Skręcanie w prawo przy jeździe do przodu na drugim biegu

Rozszczelnienie silników SOK widać wyraźnie przy najjeździe transportera na przeszkodę na drugim biegu. Wyniki badań tego przypadku ruchu dla prawej gaśienicy pokazano na rys. 6. Znaczący wzrost przecieków zewnętrznych Q_{zewn} ma miejsce już przy ciśnieniu około 18 MPa po czasie około 2 sekund, przy czym można zauważyć wyraźną zależność proporcjonalną między przeciekami i ciśnieniem.

Na rys. 7 pokazano wyniki przebiegi ciśnień p_n w linii niskociśnieniowej oraz p_{n1} w innym miejscu tej linii w pobliżu przekaźnika ciśnieniowo - czasowego przy jeździe transportera do przodu na II biegu. Łatwo zauważyć, że w całym ruchu roboczym ciśnienie p_n jest wyższe o około 0,5 MPa od ciśnienia p_{n1} . Zaobserwowano również duże drgania ciśnienia p_n o częstotliwości około 10 Hz podczas ruchu transportera.



Rys. 6. Badania eksperymentalne napędu prawej gaśienicy. Najazd na przeszkodę na drugim biegu



Rys. 7. Badania eksperymentalne napędu lewej gaśienicy. Jazda do przodu na II biegu

Literatura

- [1] Cink J., Tomczyk J., Wolski T., *Hydrostatyczne układy napędowe maszyn roboczych*. WPL, Łódź 1993 r.
- [2] Hagel R., Zakrzewski J., *Miernictwo dynamiczne*. WNT, Warszawa 1984 r.
- [3] *Podręcznik obsługi oprogramowania stacji akwizycji danych*. CATMAN® V2.2 HBM Software. User Manual.
- [4] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1992 r.

Artykuł recenzował doc. dr hab. inż. Wojciech Szepietowski
Rękopis otrzymano 3.07.2002 r. *2385

Podsumowanie

Przeprowadzone badania eksperymentalne upoważniają do sformułowania następujących wniosków.

Przy ciśnieniach roboczych wyższych niż 18 MPa zaobserwowano pojawienie się zwiększonych przecieków zewnętrznych w silnikach hydraulicznych (między linią wysokiego ciśnienia i linią zlewową połączoną ze zbiornikiem), co jest zjawiskiem niekorzystnym, ponieważ przecieki te (w odróżnieniu od przecieków wewnętrznych) muszą być uzupełnione przez pompę doładowującą. Jeżeli ich wartość jest zbyt duża, może wystąpić zjawisko spadku ciśnienia w linii niskociśnieniowej, co w skrajnych przypadkach doprowadza do wyłączenia napędu. Zjawisko to jest spotęgowane spadkiem sprawności wolumetrycznej pompy doładowującej przy wzroście temperatury. Spadki ciśnienia w linii niskociśnieniowej zostały potwierdzone przez obserwacje obsługi, przeprowadzone badania eksperymentalne i symulacyjne. Badania symulacyjne przeprowadzone zostały w Zakładzie Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych Politechniki Łódzkiej w oparciu o opracowany i zweryfikowany model dynamiczny mechanizmu jazdy transportera. Badania te są przedmiotem osobnego opracowania.

Opisane powyżej pojawienie się przecieków zewnętrznych sugeruje, że zastosowane silniki hydrauliczne ulegają rozszczelnieniu przy ciśnieniach większych niż 18 MPa. W połączeniu z faktem, że maksymalne ciśnienie w układzie osiąga wartości rzędu 28 MPa, należy się liczyć z częstym wyłączeniem układu i pogorszeniem jego własności eksploatacyjnych.

Odrębne zagadnienie stanowi zaobserwowany w momentach przeciążenia wzrost ciśnienia do poziomu 28 MPa utrzymujący się przez okres kilku sekund. Zainstalowane zawory ciśnieniowe w obwodzie głównym według dokumentacji posiadają nastawy na poziomie 23 MPa i nie powinny dopuścić do utrzymywania się tak wysokiego ciśnienia przez tak długi okres czasu.

Przeprowadzone badania wykazały, że średnia wartość ciśnienia p_{n2} jest większa od ciśnienia p_{n1} o ok. 0,75 MPa w czasie postoju i 0,5 MPa podczas ruchu transportera. Prowadzi to do wniosku, że w linii niskociśnieniowej panuje ciśnienie wyższe niż to, które podane jest na przekaźnik ciśnieniowo-czasowy. Wyłączenie układu przy nastawie przekaźnika na poziomie 0,7 MPa odbywa się w rzeczywistości przy wyższym o około 0,5 MPa ciśnieniu w linii doładowania.