

# Modelowanie i symulacja hydrostatycznego napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR 600

Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Waldemar Sradomski

## 1. Wprowadzenie

Transporter gąsienicowy o specjalnej konstrukcji przeznaczony jest do przemieszczania w trudnych warunkach terenowych kopalni odkrywkowej, stacji napędowych przenośników taśmowych o szerokościach taśm do 2500 mm. Stacje napędowe, jak i inne przewożone konstrukcje, są gabarytowo wielokrotnie większe od konstrukcji transporterów, zaś nośność transportera jest prawie trzykrotnie większa od ciężaru jego konstrukcji. Widok transportera przedstawia rys. 1. Transporter wyposażony jest w dwie grupy napędów hydraulicznych ściśle związanych z realizowanymi funkcjami. Są to napędy związane z gąsienicowym mechanizmem jazdy oraz napędy ruchów roboczych platformy, na której przewożone są stacje napędowe i elementy konstrukcyjne przenośników. Pierwotnym źródłem energii dla napędów hydrostatycznych jest wysokoprężny silnik spalinowy, który przez przekładnię rozdzielczą napędza zespoły pomp hydraulicznych.

Do napędu jazdy dla każdej gąsienicy zastosowano po dwa silniki hydrostatyczne o zmiennej chłonności, zabudowane na przekładni planetarnej koła zabierakowego. W skład napędu hydrostatycznego wchodzi wielotłoczkowa pompa o zmiennej wydajności i przemiennym kierunku tłoczenia oraz dwa silniki hydrauliczne o zmiennej chłonności, połączone równolegle do obwodu linii zasilającej. Zmiana wydajności i kierunku przepływu pompy dokonywana jest przez zawór proporcjonalny. Pompa wyposażona jest w regulator stałej mocy. Silniki hydrauliczne wyposażone są w zawory maksymalnego momentu.

Układ hydrauliczny napędu gąsienicy transportera jest typową przekładnią hydrostatyczną, zawierającą pompę o zmiennej wydajności i silniki o zmiennej chłonności (rys. 2).

Przekładnie, w których zarówno parametr nastawy pompy  $\epsilon_p$ , jak i parametr nastawy silnika  $\epsilon_s$ , mogą być zmieniane, są sterowane sekwencyjnie lub równocześnie. Przy sterowaniu równoczesnym  $\epsilon_p$ ,  $\epsilon_s$  obu jednostek, zmiana dokonywana jest jednocześnie, według określonego programu. Przy sterowaniu sekwencyjnym korzysta się najpierw z zakresu zmienności nastawy pompy  $\epsilon_p$ , a następnie z parametru nastawy silnika  $\epsilon_s$ .

Przy założeniu, że sprawność przekładni nie może spaść poniżej  $\eta = 0,8$ , sekwencyjny system sterowania przekładni pozwala na uzyskanie najszerszego zakresu regulacji. Uzyskana rozpiętość przełożenia dynamicznego  $i_{rd}$  i kinematycznego  $i_{rk}$  wynosi 6–7, w odróżnieniu do sterowania tylko przez zmianę parametru pompy, gdzie maksymalna rozpiętość przełożenia wynosi 4,5.

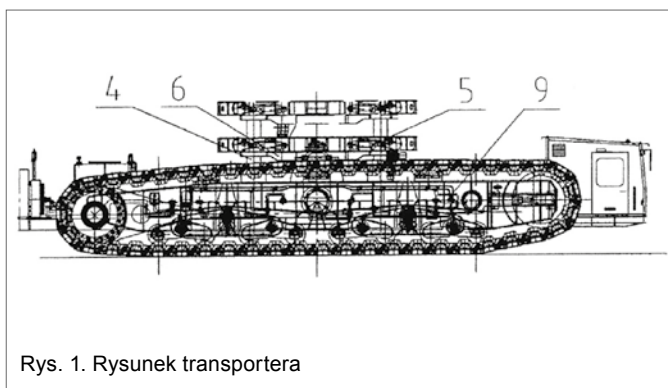
Układ ten umożliwia uzyskanie 3 wartości prędkości napędu gąsienicy. Rozdzielacz sterujący, ustawiony w położeniu przed-

**Streszczenie:** Użytkowanie w kopalniach górnictwa odkrywkowego transporterów gąsienicowych, przenoszących elementy konstrukcyjne o znacznym ciężarze po drogach o różnych rodzajach podłoża i nachyleniach, wymaga określenia ich właściwości i możliwości. Ze względu na brak możliwości badań eksperymentalnych, po analizie działania tego układu przyjęto szereg – ze względu na początkowy charakter badań – dość istotnych założeń upraszczających. Na tej podstawie opracowano model matematyczny układu napędu jazdy złożonego z: silnika spalinowego, dwóch przekładni hydrostatycznych złożonych z pomp i silników o zmiennej objętości jednostkowej oraz mechanizmu jazdy transportera gąsienicowego. Przedstawiono wyniki wstępnych badań symulacyjnych i ich analizę.

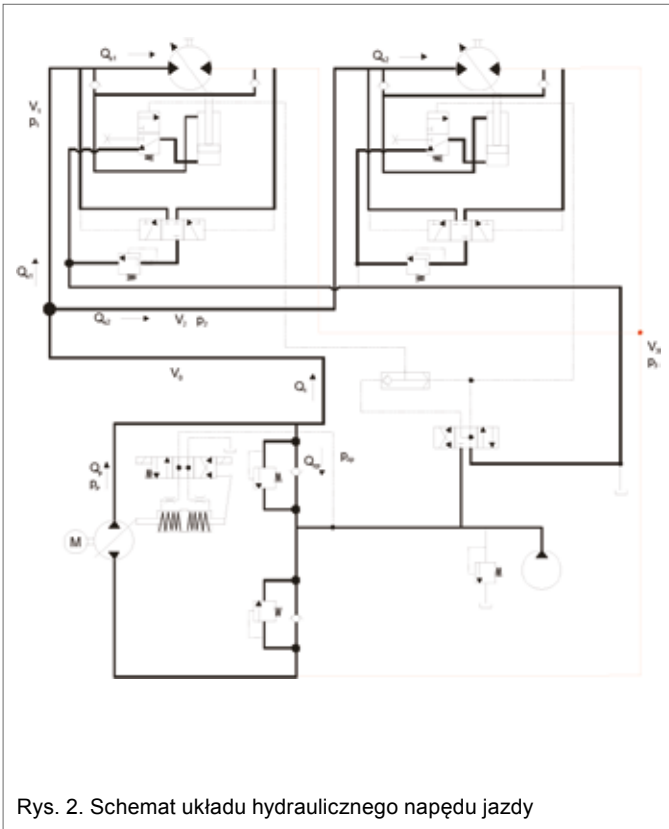
**Słowa kluczowe:** transporter gąsienicowy, hydrostatyczny napęd jazdy.

## 🇬🇧 A MATHEMATICAL MODEL AND SIMULATION OF THE DRIVING SYSTEM OF THE CONVEYOR CATERPILLAR TUR 600

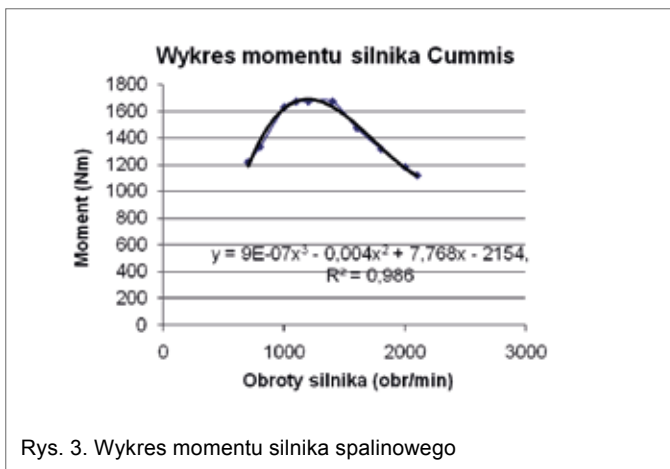
**Abstract:** Used in surface mining conveyor caterpillar face barriers and limitations in cases of driving on roads laden with significant slopes and different soil types. To overcome these difficulties in the system should be mechanical-electronic drive control process to minimize its disadvantages. Realizing this idea requires knowledge of physical phenomena occurring in such systems. Because of there is no possibility of carrying out experimental research, a mathematical model of driving system was design and then the simulation model. Based on this simulation study drew conclusions aimed at improving the driving control system.



Rys. 1. Rysunek transportera



Rys. 2. Schemat układu hydraulicznego napędu jazdy



Rys. 3. Wykres momentu silnika spalinowego

stawionym na rysunku 2, powoduje, że silniki przestawione są na maksymalną chłonność, tym samym dla określonej nastawy pompy obroty silników są najmniejsze przy największym momencie obrotowym. Drugi zakres obrotów uzyskuje się, gdy rozdzielacz sterujący (rys. 2) przestawi się w położenie odpowiadające równoległemu przepływowi przez rozdzielacz. Wtedy jeden z silników zostaje przestawiony na minimalną chłonność. Trzeci zakres obrotów uzyskuje się, gdy oba rozdzielacze przestawione są w położenie odpowiadające równoległemu przepływowi przez rozdzielacz, co umożliwi największą prędkość obrotową silników przy najmniejszym momencie rozwijanym przez silniki.

Biorąc pod uwagę rozmiary transportera oraz jego przydatność w kopalniach węgla brunatnego, niezbędna jest znajomość zjawisk dynamicznych towarzyszących przemieszcza-

niu się maszyny wraz z obciążeniem. Na podstawie uzyskanych wyników można udoskonalić algorytmy sterowania pracą transportera tym bardziej, że występuje zjawisko ograniczonej mocy zespołu: silnik spalinowy – pompy hydrauliczne. Aby uzyskać zamierzony wynik, należałoby przeprowadzić badania eksperymentalne.

Wysokie koszty tych badań i trudności techniczne ich prowadzenia spowodowały wzrost zainteresowania metodami analitycznymi. Niniejsza praca prezentuje metodę analityczną wyznaczania wartości obciążenia napędu gaśienicy w oparciu o dyskretny model matematyczny.

## 2. Model matematyczny hydraulicznego napędu jazdy transportera

### 2.1. Założenia upraszczające

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością. Dla hydraulicznego napędu jazdy zostały przyjęte następujące założenia upraszczające:

- ciśnienie w układzie jest zawsze wyższe od ciśnienia atmosferycznego;
- przyjęto, że gęstość, lepkość i moduł sprężystości cieczy nie zmieniają się w czasie pracy układu;
- założono, że pomiędzy powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche;
- założono, że w układzie nie występuje kawitacja;
- pominięto odkształcenia przewodów i elementów hydraulicznych;
- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie;
- sprawność przeniesienia napędu pomiędzy silnikiem spalinowym a pompą wynosi 100%;
- ciśnienie w linii zlewowej ma wartość stałą  $p_3 = \text{const.}$ ;
- ze względu na wstępny, rozpoznawczy charakter badań przyjęto stałe wartości sprawności;
- masy ruchome transportera i ładunku zredukowano do osi koła napędowego.

### 2.2. Równania matematyczne opisujące przyjęty model

#### • Równania momentów silnik spalinowy – pompa

Na podstawie otrzymanych danych określono, że silnik spalinowy Cummis charakteryzuje się momentem przedstawionym na rys. 3. Moment silnika w przedziale obrotów  $n = 700\text{--}2100$  ilustruje równanie

$$M_s = (9 \cdot 10^{-7} \cdot n^3 - 0,0049n^2 + 7,7684n - 2154)\xi \quad (1)$$

gdzie:

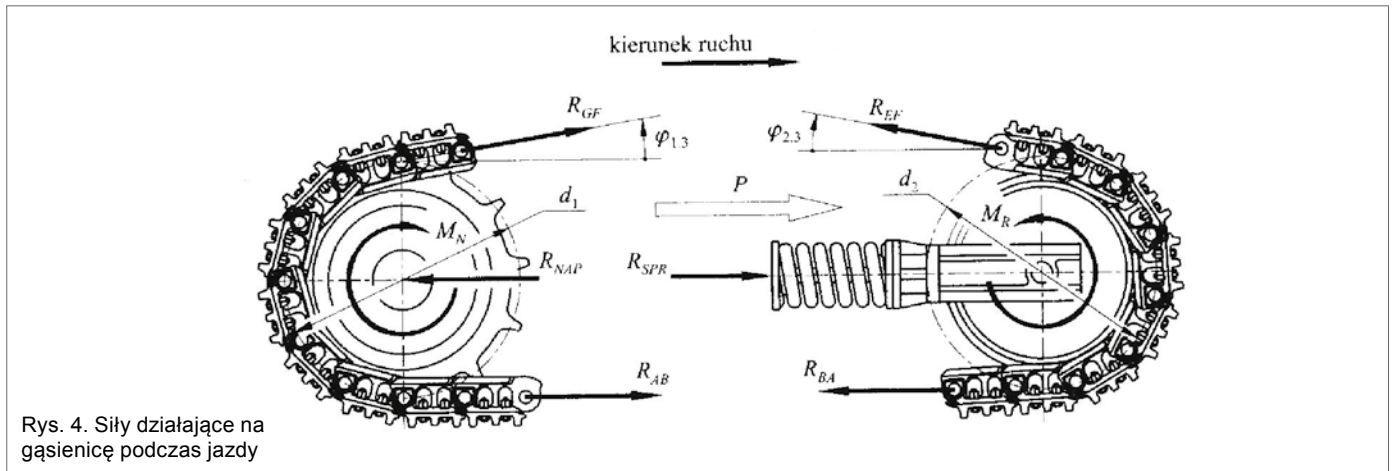
$\xi$  – proporcjonalny współczynnik zmniejszający ilość dostarczanego paliwa do pompy wtryskowej.

Moment dyspozycyjny na wyjściu z pompy określony jest następującą zależnością:

$$M_p = \frac{\varepsilon_p \cdot q_p \cdot \Delta p_p}{2\pi} \eta_{vol} \quad [\text{Nm}] \quad (2)$$

gdzie:

- $\varepsilon_p$  – nastawa wydajności pompy;
- $q_p$  – wydajność jednostkowa pompy  $\text{cm}^3/\text{obrót}$ ;
- $\eta_{vol}$  – sprawność objętościowa pompy;
- $\Delta p_p$  – różnica ciśnień [MPa].



Rys. 4. Siły działające na gąsienicę podczas jazdy

**• Równania momentów hydrostatycznego silnika obrotowego**

Równanie momentów przyjmuje następującą postać:

$$M_s = (M_N + I \frac{d\omega}{dt} + M_{sk} + M_w) / i \quad (3)$$

gdzie:

- $M_s$  – moment obrotowy na wyjściu z silnika obrotowego;
- $M_N$  – moment wynikający z oporów ruchu gąsienicy;

$I \frac{d\omega}{dt}$  – moment bezwładności elementów ruchomych;

$M_w$  – moment wynikający z parcia wiatru;

$M_{sk}$  – moment oporu skrętu gąsienicy;

$i$  – przełożenie przekładni planetarnej.

Jazda jest typowym stanem gąsienicowego układu jezdnego transportera. W celu ujawnienia wszystkich sił działających na ten układ należy z niego wyodrębnić dwa fragmenty związane z kołem napędzającym i z kołem napinającym gąsienicę.

W czasie jazdy czynna siła napędzająca, wynikająca z działania układu napędowego, jest równoważona przez opory ruchu i składowe siły ciężkości. Jeżeli dodatkowo transporter porusza się po pochyłym podłożu, to wartość niezbędnego momentu na mechanizmie jednej gąsienicy, zredukowanej do osi koła napędowego, wynosi:

$$M_N = \frac{1}{2} \left[ (mg \sin \psi + R_o) \frac{d_1}{2} + M_R \frac{d_1}{d_2} \right] \quad (4)$$

Siłę oporu ruchu  $R_o$  oblicza się jako iloczyn siły ciężkości transportera i współczynnika  $f$  oporu ruchu.

$$R_o = mgf \cos \psi \quad (5)$$

Zakłada się, że  $M_R$  przyjmuje wartość 10%  $M_N$  (na podstawie [4]).

**• Skręcanie gąsienicy**

W czasie zmiany wzdłużnej płaszczyzny przetaczania się gąsienicy, np. podczas jazdy po torze krzywoliniowym lub w czasie skrętu w miejscu, na styku gąsienicy z podłożem występują opory tarcia, a na podłożu miękkim również opory ścinania

i bocznego spychania gruntu. Opory te zależą od chwilowego promienia obrotu, czyli promienia skrętu gąsienicy.

W obliczeniach całkowitego momentu oporu skrętu wyróżnia się dwie podstawowe składowe:  $M_t$  – moment oporu tarcia gąsienicy o podłoże i  $M_c$  – moment ścinania lub zgniotu gruntu bocznymi krawędziami gąsienicy, czyli:

$$M_{sk} = M_t + M_c \quad (6)$$

**• Równania natężenia przepływu**

– pompa – trójnik przed hydraulicznymi silnikami obrotowymi

$$Q_{pn} = Q_{zb} + \frac{V_0}{B} \cdot \frac{dp_p}{dt} + G_p \sqrt{p_p - p_1} \quad (7)$$

gdzie:

$Q_{pn}$  – wydajność pompy;

$\frac{V_0}{B} \cdot \frac{dp_p}{dt}$  – przepływ wywołany ściśliwością cieczy;

$V_0$  – objętość przewodów pomiędzy pompą a trójnikiem;

$B$  – moduł ściśliwości cieczy;

$Q_{zb}$  – ilość cieczy wypływająca przez zawór przelewowy;

$G_p \sqrt{p_p - p_1}$  – ilość cieczy wpływająca do silników obrotowych.

– równania przepływu trójnik – hydrauliczne silniki obrotowe

$$G_p \sqrt{p_p - p_1} = Q_{s1} + Q_{s2} + \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{V_2}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (8)$$

gdzie:

$Q_{s1}$  – ilość cieczy wpływająca do silnika nr 1;

$Q_{s2}$  – ilość cieczy wpływająca do silnika nr 2;

$\frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt}$  – przepływ wywołany ściśliwością cieczy w przewodzie doprowadzającym ciecz do silnika nr 1;

$\frac{V_2}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt}$  – przepływ wywołany ściśliwością cieczy w przewodzie doprowadzającym ciecz do silnika nr 2.

Chłonność silników obrotowych opisana jest następującymi zależnościami:

$$Q_{s1} = \frac{n_{s1} \cdot q_{s1} \cdot \varepsilon_{s1}}{\eta_{vols1}} \quad (9)$$

$$Q_{s2} = \frac{n_{s1} \cdot q_{s2} \cdot \varepsilon_{s2}}{\eta_{vols2}} \quad (10)$$

gdzie:

- $n_{s1}$  – obroty silnika hydraulicznego;
- $q_{s1}, q_{s2}$  – chłonności jednostkowe silników;
- $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – parametry nastaw silników;
- $\eta_{vols1}, \eta_{vols2}$  – sprawności objętościowe silników.

Prędkości obrotowe silników wynoszą odpowiednio:

$$n_{s1} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{s1}} \cdot \frac{q_p}{q_s} \cdot n_g \cdot \eta_{vol1} \quad (11)$$

$$n_{s2} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{s2}} \cdot \frac{q_p}{q_s} \cdot n_g \cdot \eta_{vol2} \quad (12)$$

### 3. Model symulacyjny

Do zamodelowania równań użyto oprogramowania komputerowego firmy The MathWorks o nazwie MATLAB z pakietem Simulink. Oprogramowanie Simulink jest interaktywnym pakietem przystosowanym do modelowania, symulacji oraz analizy dynamicznej układów ciągłych, dyskretnych oraz mieszanych. Modele matematyczne budowane są w postaci schematów blokowych, co daje nam przejrzysty układ modelu. Dodatkową zaletą pakietu Simulink jest bogaty zbiór bibliotek z operacjami matematycznymi, ułatwiający pracę z modelem. Istotną zaletą jest możliwość przedstawienia wykresów kilku zależności w jednym oknie, co umożliwia obserwację kilku parametrów modelu w jednym czasie.

Zastosowanie oprogramowania komputerowego pozwala na szybkie rozwiązywanie równań różniczkowych metodami numerycznymi. Skraca to znacząco czas rozwiązywania problemu oraz umożliwia dokonywanie różnych zmian w celu optymalizacji modelu.

Pakiet Simulink daje nam do dyspozycji kilkanaście różnych metod całkowania numerycznego.

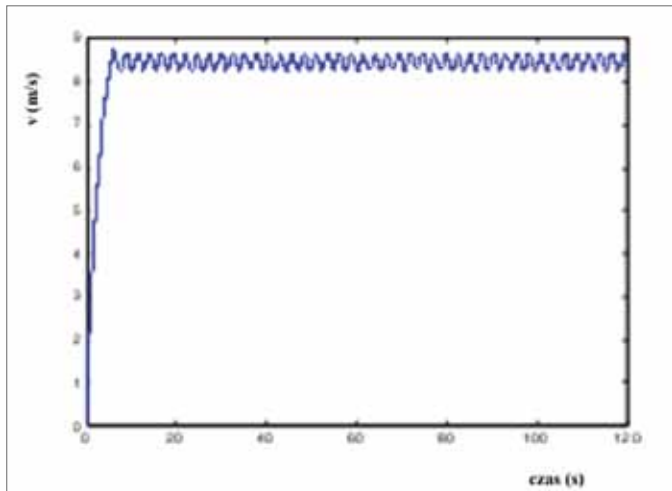
### 4. Wyniki wstępnych badań symulacyjnych

Na rys. 5–8 przedstawiono przykładowe wyniki badań symulacyjnych.

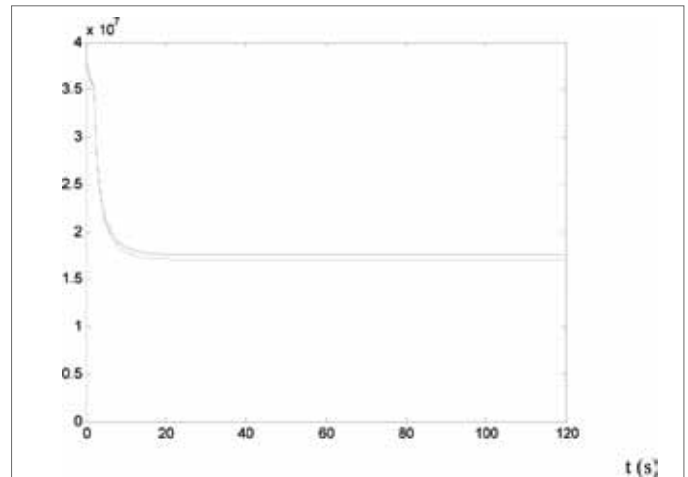
### 5. Wnioski końcowe

Na podstawie wstępnych badań symulacyjnych można wysnuć następujące wnioski:

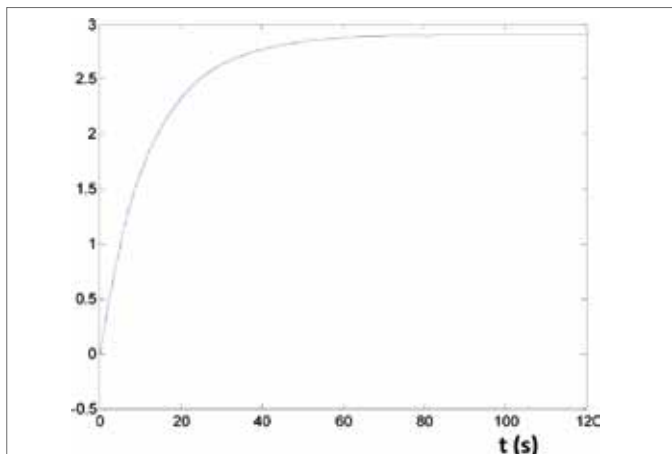
1. Badania wykazały, że transporter może poruszać się jedynie dwiema prędkościami.
2. Przy jeździe pod górę (max. 11°) transporter może poruszać się jedynie z jedną minimalną prędkością.



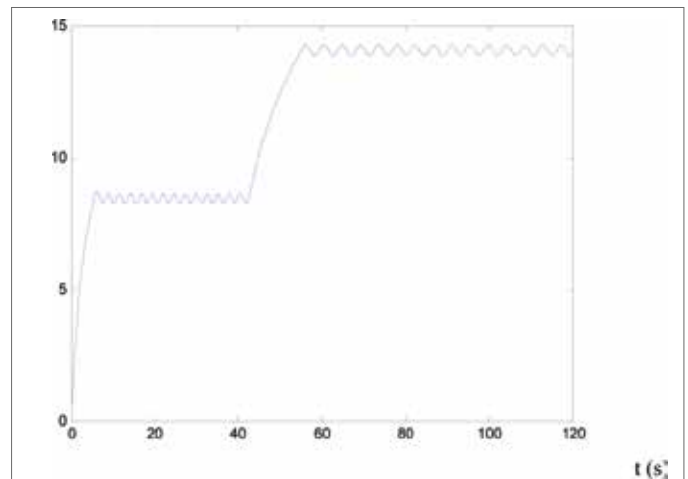
Rys. 5. Wykres prędkości transportera obciążonego momentem  $M_n = 242\,100\text{ Nm}$  po terenie płaskim



Rys. 7. Przebiegi ciśnień  $p_p$  i  $p_s$  (Pa) dla jazdy transportera pod górę



Rys. 6. Wykres prędkości ruchu transportera (m/min) pod górę o nachyleniu  $11^\circ$  obciążonego maksymalnym momentem  $M_n = 2\,128\,600\text{ Nm}$



Rys. 8. Zmiana prędkości w m/min poruszania się transportera (zmiana  $\epsilon_{s1}$ )

3. Zasadniczą przeszkodą w uzyskaniu zakładanych parametrów ruchu transportera jest źle dobrany silnik spalinowy, który w wysokich przedziałach obrotów posiada zbyt niski moment napędowy.

Wydaje się, że prace należy dalej kontynuować, a w szczególności w zakresie sterowania przekładnią hydrostatyczną. W obecnej sytuacji wydajność pompy wykorzystywana jest jedynie w 60%. Należy więc zaproponować nowy algorytm sterowania omawianą przekładnią, aby częściowo wyeliminować niedoskonałość napędu.

Artykuł zrealizowano w ramach projektu UDA-POiG 01.03.01-00-430/08-00. Program Operacyjny Innowacyjny Gospodarka 2007–2013, Projekt 1, Działanie 1.3.

## 6. Literatura

[1] BRACH I., TYRO G.: *Maszyny ciągnikowe do robót ziemnych*. WNT, Warszawa 1986.  
 [2] DOMAGAŁA Z.: *Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej*. „Maszyny Górnicze”, 2009.  
 [3] DAJNIAK H.: *Ciągniki. Teoria ruchu i konstruowanie*. WkiŁ, Warszawa 1985.

[4] DUDCZAK A.: *Koparki. Teoria i projektowanie*. PWN, Warszawa 2000.  
 [5] GARBACIK A.: *Studium projektowania układów hydraulicznych*. Wyd. Ossolineum, Wrocław 1997.  
 [6] KOLLEK W.: *Podstawy projektowania napędów i sterowań hydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.  
 [7] PIĄTKIEWICZ A., SOBOLSKI R.: *Dźwignice*. Tom II. WNT, Warszawa 1978.  
 [8] PIECZONKA K.: *Inżynieria maszyn roboczych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.  
 [9] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1992.  
 [10] SZYDELSKI Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych*. WNT, Warszawa 1980.  
 [11] Katalogi firmy REXROTH.

dr inż. Henryk Chrostowski;  
 dr inż. Zygmunt Domagała;  
 dr inż. Waldemar Sradomski