

BADANIA MECHANIZMU JAZDY TRANSPORTERA GAŚNIENICOWEGO TUR 600

INVESTIGATION OF MECHANISM OF DRIVE CRAWLER TRANSPORTER TUR 600

Zygmunt Domagała, Stefan Wojciech Szepietowski - Poltegor - Instytut IGO, Wrocław

W publikacji przedstawiono utworzony model symulacyjny hydraulicznego układu napędu mechanizmu jazdy transportera. Opisano badania mechanizmu jazdy transportera, przeprowadzone na rzeczywistym obiekcie w warunkach eksploatacyjnych, w oparciu o które dokonano identyfikacji modelu. Następnie omówiono wyniki badań symulacyjnych, przeprowadzonych w środowisku MatLab Simulink, hydraulicznego układu napędu gaśienicy transportera.

Słowa kluczowe: przekładnia hydrostatyczna, hydrostatyczny napęd gaśienicy transportera, modelowanie i symulacja

The created simulating model of hydraulic arrangement of drive crawler mechanism drive transporter in publication was moved. It describe the investigation of mechanism of drive transporter, conducted on real object in exploational conditions, in the support about which the identifiication of model was executed was. It the results of simulating investigations were have talked over was then, the conducted in environment MatLab Simulink, hydraulic arrangement of the crawler' drive transporter.

Key words: hydrostatic transmission, hydrostatic drive of crawler transporter, modelling and simulation

Oznaczenia

B	moduł ściśliwości cieczy
d_1	średnica podziałowa koła napędowego
d_2	średnica podziałowa koła napinającego
f	współczynnik oporu przetaczania gaśienicy
g	przyśpieszenie ziemskie
i_{pp}	przełożenie przekładni planetarnej
I	moment bezwładności elementów ruchomych, zredukowany na oś koła napędzającego, przypadający na jedną gaśienicę
I_s	moment bezwładności silnika hydrostatycznego
m	masa całkowita transportera
M_N	moment wynikający z oporów ruchu po torze prostoliniowym i oporu wiatru
M_p	moment dyspozycyjny na wyjściu z pompy
M_R	moment oporów wewnętrznych gaśienicy
M_s	moment spalinowego silnika napędowego
M_{sk}	moment oporu skrętu gaśienicy
n	obroty silnika
N_p	moc pompy
n_p	obroty pompy
N_s	moc silnika spalinowego
n_{s1}, n_{s2}	obroty odpowiednio silnika 1 i silnika 2
p_t	ciśnienie w instalacji za trójnikiem
p_p	ciśnienie pompy
q_p	wydajność jednostkowa pompy
Q_p	wydajność pompy
Q_{pm}	nominalna wydajność pompy
Q_{s1}, Q_{s2}	ilość cieczy wpływającej odpowiednio do silnika 1 i silnika 2
q_{s1}, q_{s2}	chłonność jednostkowa odpowiednio hydrostatycznego silnika 1 i silnika 2
Q_{zb}	ilość cieczy wypływającej przez zawór przelewowy
S_w	opór wiatru
V_0	objętość przewodów między pompą a trójnikiem
V_1, V_2	objętość przewodów od trójnika odpowiednio do silnika 1 i silnika 2
Δ_{pp}	różnica ciśnień dla pompy
ϵ_p	parametr nastawy wydajności pompy
$\epsilon_{s1}, \epsilon_{s2}$	parametr nastawy chłonności odpowiednio silnika 1 i silnika 2
η_{vol}	sprawność objętościowa pompy

1. lepkość i moduł sprężystości cieczy nie zmieniają się w czasie pracy układu,
2. pomiędzy powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche,
3. nie występują odkształcenia przewodów i elementów hydraulicznych,
4. pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie,
5. sprawność przeniesienia napędu między silnikiem spalinowym a pompą wynosi 100%.
6. ciśnienie na linii zlewowej ma wartość stałą,
7. przyjęto 100% synchronizację ruchu hydraulicznych silników, napędzających gaśienicę,
8. Wartości poszczególnych sprawności nie ulegają zmianie podczas pracy układu.

Model matematyczny napędu jazdy definiują następujące zależności:

Charakterystyki silnika spalinowego Cummis, w przedziale obrotów $n = 700 \div 2100$ obr./min, można opisać następującymi równaniami:

- moment silnika:

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

- moc silnika:

$$N_s = -0,0001 n^2 + 0,5239 n - 206,42 \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

gdzie: n – obroty silnika spalinowego w obr./min, ξ – współczynnik zmniejszający ilość paliwa dostarczanego do pompy wtryskowej.

Przy prostoliniowym ruchu transportera moment siły czynnej równoważony jest przez sumę momentów wynikających z oporów: toczenia się gaśienicy po poziomie jezdnym, oporów tarcia wewnątrz gaśienicy, oporu podnoszenia transportera przy przemieszczaniu się po poziomie pochyłym i oporu wiatru. W modelu symulacyjnym przyjęto następującą zależność określającą wartość momentu tych oporów, przypadającą na jedną gaśienicę, zredukowanego na oś koła napędzającego [3]:

$$M_N = \frac{1}{2} \left[(m g \sin \psi_j + m g f \cos \psi_j + S_w) \frac{d_1}{2} + M_R \frac{d_1}{d_2} \right] \quad (4)$$

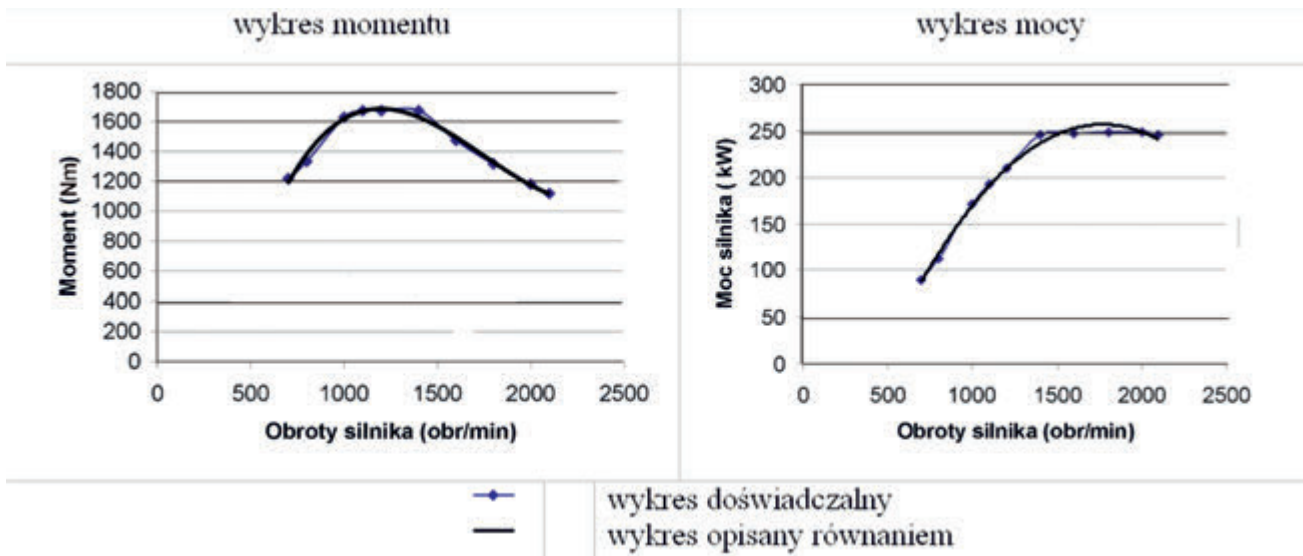
gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, f – współczynnik oporu przetaczania, d_1, d_2 – odpowiednio średnica podziałowa koła napędzającego i napinającego gaśienicę, S_w – siła oporu wiatru, M_R – moment oporów wewnętrznych gaśienicy [3].

Przy jeździe po torze krzywoliniowym dochodzi jeszcze moment oporu skreću gaśienicy M_{sk} . Uwzględniając ten opór równanie momentów przyjmuje postać:

$$M_s = \left(M_N + M_{sk} + I \frac{d\omega}{dt} \right) / i_{pp} \quad (5)$$

gdzie: i_{pp} – przełożenie przekładni planetarnej, ω – prędkość kątowa koła napędzającego, I – połowa momentu bezwładności ruchomych elementów transportera zredukowana na oś koła napędzającego.

W modelu przyjęto przybliżoną wartość momentu I , opisaną zależnością:



Rys. 2 Wykresy momentu i mocy silnika Cummins

Nie jest znana pełna charakterystyka silnika. Dlatego przyjęto założenie, że jej zmiany są proporcjonalne do przebiegu nominalnego. Uwzględnione to zostało poprzez wprowadzenie w równaniu (1) współczynnika ξ .

Moment dyspozycyjny na wyjściu z pompy określa zależność:

$$M_p = \frac{\epsilon_p q_p \Delta p_p \eta_{vol}}{2\pi} \quad (3)$$

gdzie: Δp_p – różnica ciśnień na pompie, ϵ_p – nastawa wydajności pompy, q_p – wydajność jednostkowa pompy, η_{vol} – sprawność objętościowa pompy.

$$I = 2 I_s + \frac{m}{2} d_1^2 \quad (6)$$

gdzie: I_s – moment bezwładności silnika hydrokinetycznego

Chłonność obrotowa silników hydraulicznych Q_s opisana jest zależnością:

$$Q_{si} = \frac{n_{si} q_{si} \epsilon_{si}}{\eta_{vol si}} \quad i = 1, 2 \quad (7)$$

gdzie: n_{si} – obroty i -tego silnika, q_{si} – chłonność jednostkowa hydrostatycznego i -tego silnika, ϵ_{si} – nastawa chłonności i -tego silnika, $\eta_{vol si}$ – sprawność objętościowa i -tego silnika

a prędkości obrotowe silników n_s zależnością:

$$n_{si} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{si}} \frac{q_p}{q_{si}} n_{si} \eta_{vol si} \quad (8)$$

Równania natężenia przepływu po przekształceniu przyjmują postać:

- przepływ między pompą i rozdzielaczem:

$$\frac{dp}{dt} = \left(Q_{pn} - Q_{zb} - G_p \sqrt{p_p - p_1} \right) \frac{B}{V_0} \quad (9)$$

- przepływ między rozdzielaczem a silnikiem hydraulicznym:

$$\frac{dp_1}{dt} = \left(G_p \sqrt{p_p - p_1} - Q_{s1} - Q_{s2} \right) \frac{B}{2V_1} \quad (10)$$

gdzie: B – moduł ściśliwości cieczy, G_p – przewodność rozdzielacza, Q_{s1} , Q_{s2} – ilość cieczy wpływającej odpowiednio do pierwszego i drugiego silnika, Q_{pn} – nominalna wydajność pompy, Q_{zb} – ilość cieczy wypływająca przez zawór przelewowy, p_p , p_1 – ciśnienie odpowiednio pompy i za rozdzielaczem. V_0 – objętość przewodów między pompą a trójnikiem, V_1 – objętość przewodów od rozdzielacza do silnika.



Rys. 3. Transporter TUR 600 podczas badań obciążony stacją napędową C70/5 [2]

Doświadczalne badania mechanizmu jazdy transportera TUR 600

Badania przeprowadzono w warunkach eksploatacyjnych w KWB Bełchatów. Miały one na celu:

- weryfikację założeń upraszczających, przyjętych przy opracowywaniu modelu matematycznego hydraulicznego mechanizmu transportera jazdy,



Punkt nr 5 – pompa lewej gaśienicy Punkt nr 6 – pompa prawej gaśienicy
Rys. 4. Punkty pomiaru ciśnienia w układzie jazdy [2]

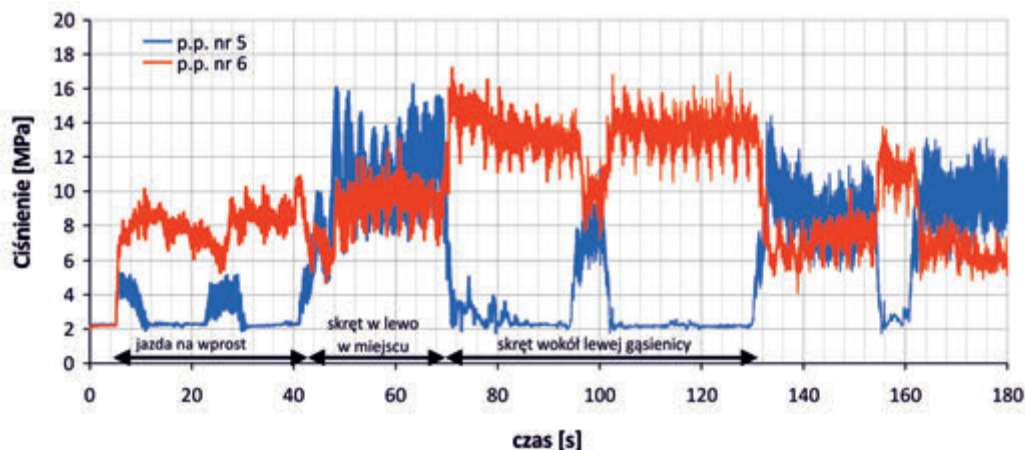
- weryfikację poprawności pracy mechanizmu jazdy.

Jako obciążenie transportera podczas badań wykorzystano stację napędową przenośnika C70/5 o masie 246 Mg (rys. 3).

Pomiary przeprowadził zespół pracowników Politechniki Wrocławskiej w składzie: prof. dr hab. inż. Waław Kollek, dr inż. Tomasz Siwułski, mgr inż. Janusz Rutański, inż. Kazimierz Maga [2].

Pomiar ciśnienia przeprowadzono montując po jednym czujniku ciśnienia na przyłączach każdej pompy. Ze względu na małą możliwość dostępu czujniki można było umieścić tylko w określonych miejscach. W rezultacie, w czasie jazdy transportera rejestrowano ciśnienie na linii tłoczenia tylko w jednej gaśienicy, a w drugiej na ssaniu pompy. Zmiana kierunku jazdy transportera powodowała jednocześnie zmianę linii, na której był umieszczony czujnik ciśnienia dla obu pomp. Punkt pomiarowy nr 5 został umieszczony na pompie lewej gaśienicy i przy jeździe do przodu mierzył ciśnienie na ssaniu. Punkt pomiaru ciśnienia nr 6, umieszczony na pompie prawej gaśienicy, przy jeździe do przodu, mierzył ciśnienie na linii tłoczenia.

Rysunek 5 przedstawia zarejestrowane przebiegi ciśnienia podczas jazdy do przodu i manewrów transportera bez obciążenia. Masa własna transportera wynosiła 230 Mg. Jazda do przodu rozpoczyna się po upływie około 7 s od początku rejestracji i trwa przez 40 s. Średnia wartość ciśnienia tłoczenia wynosiła około 8,5 ÷ 9 MPa, przy prędkości jazdy około 5 m/min. Punkt pomiarowy 5 (kolor niebieski na wykresie rys. 5) mierzy ciśnienie na ssaniu pomp lewej gaśienicy. W tym czasie (około 25 s) operator dokonał niewielkiej korekty kierunku jazdy, przez obrót w miejscu w lewo, poprzez uruchomienie napędu lewej gaśienicy w kierunku jazdy do tyłu, co wywołało wzrost średniej wartości ciśnienia w punkcie 5 (lewa gaśienica) do 4 MPa. Pomiędzy 45 sekundą a 70 sekundą dokonany został obrót w miejscu. Prawa gaśienica przemieszcza się do przodu natomiast lewa do tyłu. W takim przypadku w



Rys. 5. Przebieg ciśnienia w układzie jazdy podczas ruchu transportera bez obciążenia [2]

obu podukładach rejestrowane jest ciśnienie na linii tłoczenia. Ciśnienia w napędzie obu gąsienic nie są jednak takie same. Różnica powstała dlatego, że lewa gąsienica poruszała się po zmarzniętym gruncie natomiast prawa po już wzruszonym przez inne pojazdy.

Po siedemdziesięciu sekundach wyłączony został napęd lewej gąsienicy, co spowodowało trwający do 130 sekundy dalszy obrót transportera w przybliżeniu wokół gąsienicy lewej. Ciśnienie w linii tłoczenia prawej gąsienicy wzrosło do około 14 MPa (rys. 5). W połowie tego okresu na kilka sekund włączony został napęd lewej gąsienicy do tyłu celem zniwelowania nieznacznej jej wleczenia do przodu, co uwidoczniło się krótkotrwałym wzrostem ciśnienia w punkcie 5 (rys. 5).

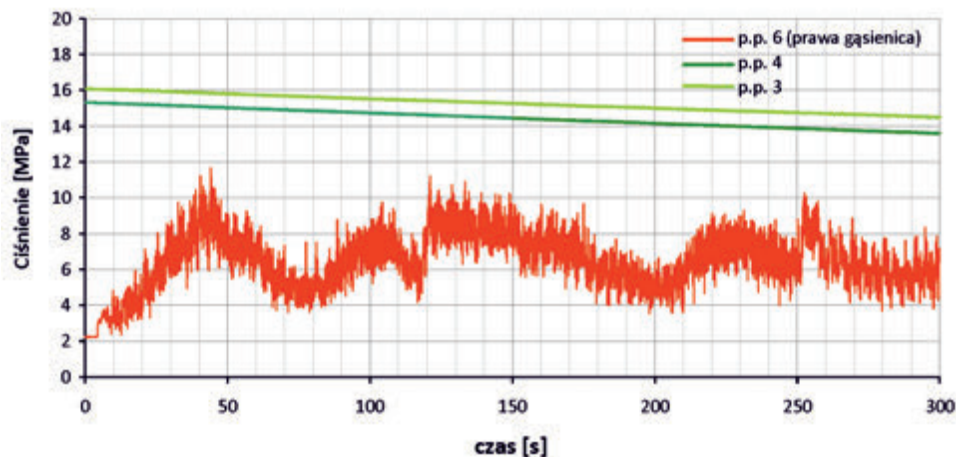
Rysunek 6 przedstawia przebieg ciśnienia w układzie napędowym prawej gąsienicy oraz w obu tylnych siłownikach układu podnoszenia (punkty pomiarowe 3 i 4) podczas jazdy transportera obciążonego stacją C70/5. Transporter poruszał się do przodu w przybliżeniu z prędkością 10 m/min. Przebiegi ciśnień w siłownikach wskazują, że transporter zjeżdża w dół po poziomie o nieznacznie wzrastającym pochyleniu. Potwierdza to trend występujący w przebiegu ciśnienia w układzie jazdy. Dlatego średnia wartość tego ciśnienia jest porównywalna z wartością zarejestrowaną przy jeździe po terenie poziomym transportera nieobciążonego, a wahania średniej wartości ciśnień wywołane są lokalnymi nierównościami poziomu jezdni.

Dominująca wartość gęstości widmowej ciśnienia za

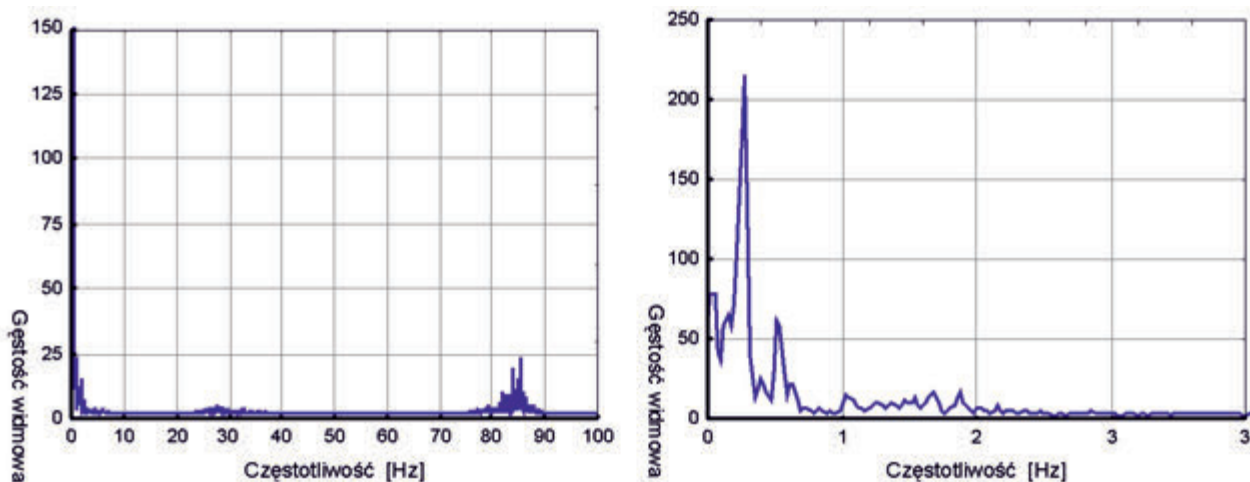
pompą prawej gąsienicy odpowiada częstotliwości 0,27 Hz. W obszarze niskich częstotliwości występują ponadto dwie wartości częstotliwości około 0,01 Hz i 0,53 Hz (rys. 7). Pomiar trwał przez 300 s, dlatego mniejsza z nich, o okresie około 100 s, jest wielkością przybliżoną. Jest ona konsekwencją, wspomnianej już, nierówności poziomu jezdni, po którym poruszał się transporter.

Zgodnie z teorią ruchu gąsienicy [4] w przebiegu chwilowej prędkości przemieszczania się gąsienicowego mechanizmu jazdy występuje pulsacja z częstością ząbienia się kolejnych ogniw z kołem zabierakowym. Nie uwydatnia się to w szybkości jazdy transportera ale w cyklicznej zmianie siły naciągu taśmy gąsienicy. Podziałka łańcucha gąsienicy badanego transportera wynosi 565 mm, co przy jego prędkości podczas badań, wynoszącej około 10 m/min (według wskazań na panelu operatorskim), może wywoływać pulsację obciążenia gąsienicy z częstością 0,295 Hz. Widoczna na panelu prędkość transportera jest wartością określaną pośrednio, a więc niedokładną. Zatem, częstotliwość 0,27 Hz, występująca w przebiegach ciśnienia w układzie napędu gąsienicy (uzyskanych z badań), jest częstością przewijania się gąsienicy na kole zabierakowym, a rzeczywista prędkość ruchu transportera wynosiła 9,2 m/min. Natomiast częstotliwość 0,53 Hz jest prawdopodobnie nieco zniekształconą drugą harmoniczną poprzedniej.

W obszarze wyższych częstotliwości największe wartości gęstości widmowej odnoszą się do częstotliwości 84 Hz oraz



Rys.6. Przebiegi ciśnień podczas jazdy transportera obciążonego stacją C70/5 [2]



Rys. 7. Gęstość widmowa mocy przebiegu ciśnienia za pompą prawej gąsienicy, przy poruszaniu się transportera obciążonego stacją C70/5

85 Hz. Można przypuszczać, że wynikają one z pracy układu hydraulicznego napędu gaśienic. W przebiegu gęstości widmowej (rys. 7) można jeszcze wyodrębnić częstotliwość około 38 Hz, o nieznacznie wyodrębniającej się wartości gęstości widmowej.

Badania symulacyjne mechanizmu jazdy transportera TUR 600

Do budowy modelu i symulacji pracy mechanizmu jazdy transportera wykorzystano środowisko obliczeniowe Matlab-Simulink. Identyfikacja doświadczalna modelu wykazała, że prawidłowo odzwierciedla on przebiegi badanych wielkości, korekty wymagały tylko wartości dwóch parametrów: obrotów pompy i ciśnienia na linii zlewowej.

czerwonym.

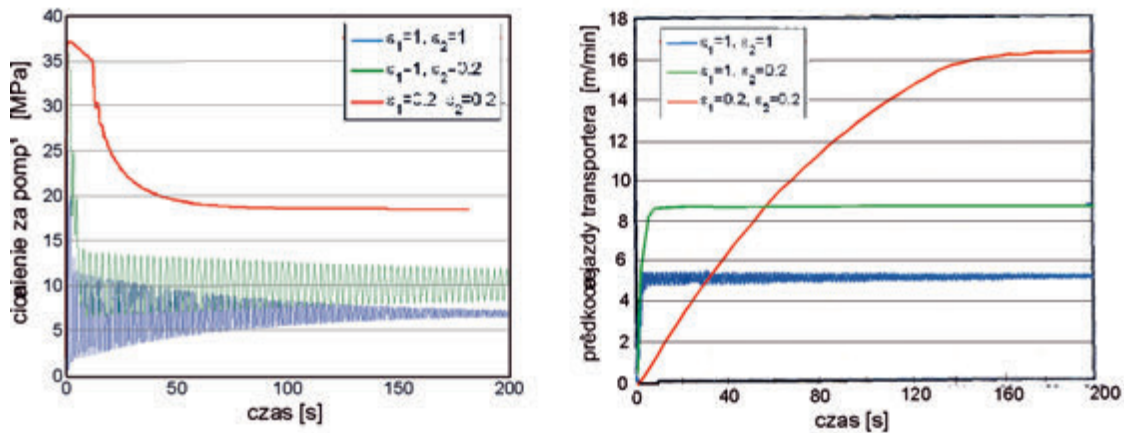
Badania obejmowały przemieszczanie się nieobciążonego transportera TUR 600 i z maksymalnie dopuszczalnym obciążeniem, wynoszącym 600 Mg w różnych warunkach terenowych. Na rysunku 8 przedstawione są rezultaty badań symulacyjnych jazdy nieobciążonego transportera pod wiatr (wiejący z prędkością 20 m/min) po poziomej utwardzonej drodze polnej, a więc przy najmniejszych oporach przewijania gaśienicy ($f = 0,06$). Nastawy silników hydraulicznych przed uruchomieniem kolejnej symulacji odpowiadały trzem rodzajom prędkości (tab. 1). Z otrzymanych przebiegów wynika, że transporter uzyskuje założone przez projektanta wartości. Z porównania otrzymanego z symulacji przebiegu ciśnienia przy nastawach $\varepsilon_{s1} = \varepsilon_{s2} = 1$ (rys. 8) z przebiegiem doświadczalnym przy jeździe na wprost (rys. 5) można zauważyć, że średnie

Tab. 2. Wartości podstawowych parametrów przyjęte do badań symulacyjnych

Lp	grupa param.	parametr	symbol	wartość	jednostka		
1	2	3	4	5	6	7	
1	parametry układu hydraulicznego	pompa	maksymalna wydajność objętościowa pompy	q_p	250	cm ³ /obr	
2			minimalna wydajność objętościowa pompy	q_{pm}	52,6	cm ³ /obr	
3			ciśnienie nominalne pompy	p_{pn}	40	MPa	
4			moc pompy	N_p	248/2	kW	
5			sprawność pompy	η_{vol}	0,948		
6		silnik	chłonność jednostkowa silnika hydrostatycznego	q_s	500	cm ³ /obr	
7			maksymalny moment silnika hydrostatycznego	M_{sh}	2785	Nm	
8			sprawność silnika hydrostatycznego	η_{vols}	0,98		
9			moment bezwładności silnika hydrostatycznego	I_s	0,178	g/m ²	
10		moduł ściśliwości cieczy			B	1,5E9	N/m ²
11		współczynnik wzmocnienia zaworu przelew.			k	1,3e9	m ⁵ /sN
12		przewodność trójnika			G_t	0,000051	m ⁵ /sN
13		ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego			p_z	35	MPa
14		objętość przewodu od pompy do trójnika			V_0	0,01224	m ³
15		objętość przewodu od trójnika do silnika 1			V_1	0,00879	m ³
16		objętość przewodu od trójnika do silnika 2			V_2	0,00879	m ³
17		ciśnienie na zlewie silnika hydrostatycznego			p_{zl}	2,4	MPa
18	parametry transport.	obroty silnika spalinowego		N	1800	obr/min	
19		masa transportera		m	230	Mg	
20		średnica podziałowa koła napędzającego gaśienicy		d_1	1828	mm	
21		średnica podziałowa koła napinającego gaśienicy		d_2	1640	mm	
22		przełożenie przekładni napędu gaśienicy		i_{pp}	400		

W oparciu o charakterystykę silnika Cummins przyjęto pierwotnie, że jego obroty wynoszą 1450 obr/ min (maksymalna wartość momentu rys. 2). Podczas gdy z badań wynikało, że sterownik silnika ustawiony jest na nominalną wartość obrotów, wynoszącą 1800 obr./min i utrzymuje ją niezależnie od obciążenia. Projektant założył w obliczeniach konstrukcyjnych, że ciśnienie na linii zlewowej powinno wynosić 1 MPa [3]. Natomiast z badań wynika, że rzeczywista jego wartość wynosi 2,4 MPa. Przyjęte do symulacji wartości parametrów modelu przedstawia tabela 2. Wartości skorygowane w oparciu o badania doświadczalne wyróżniono w tej tabeli kolorem

wartości ciśnień są podobne – około 8,5÷9 MPa. Wynika to przede wszystkim z faktu, że w modelu matematycznym napędu nie uwzględniono zmian obciążenia wynikających z przewijania się gaśienicy na wieloboku koła zabierakowego, jak i występujących w warunkach rzeczywistych, losowych nierówności terenu jezdny. W przebiegu symulacyjnym ciśnienia jest jedna, słabo tłumiona częstotliwość 0,76 Hz. Częstotliwość ta zmniejsza się (0,34 Hz) po obniżeniu chłonności jednego z silników i zupełnie zanika po zmniejszeniu chłonności obu silników. Powtarza się to z dużym podobieństwem i przy innych obciążeniach mechanizmu jazdy (pochylenie terenu, obciążenie



Rys. 8 Symulacja przemieszczania się nieobciążonego transportera przy różnych nastawach chłonności silników hydraulicznych po torze poziomym

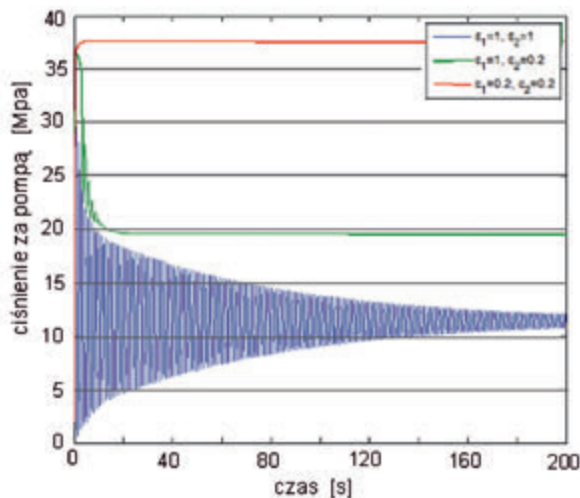
stacją transportera). Można przypuszczać, że jej źródłem przede wszystkim jest sam sposób całkowania równań ale w pewnym stopniu i właściwości dynamiczne napędu. W takim przypadku odbiciem tej częstotliwości mogła by być częstotliwość 0,53 Hz, występująca w przebiegu doświadczalnym.

Na rysunku 9 przedstawione są wyniki symulacji jazdy nieobciążonego transportera pod górę o maksymalnie dopuszczalnym nachyleniu - 10 stopni kątowych i tych samych warunkach terenowych jak i przy symulacji jazdy transportera po drodze poziomej. Jazda po takim poziomie powoduje obciążenie koła zabierakowego gaśienicy momentem 580 kNm. Z porównania rysunków 8 i 9 wynika, że pokonanie zwiększonego obciążenia

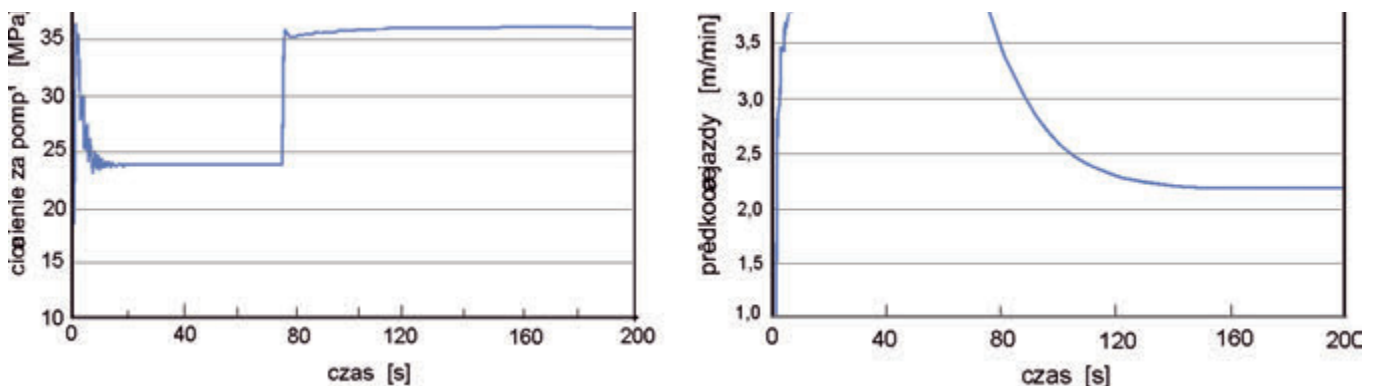
powoduje wzrost ciśnienia w układzie hydraulicznym napędu gaśienicy. Wzrost ten jest na tyle mały, że regulacja stałej mocy nie spowodowała zmiany nastawy pompy i transporter przemieszcza się z prędkościami takimi samymi jak i po drodze poziomej. Przy trzeciej prędkości ciśnienie pompy jest bliskie otwarciu zaworu bezpieczeństwa. Dlatego w gorszych warunkach terenowych, powodujących zwiększenie oporu przetaczania gaśienicy, mogą wystąpić trudności jazdy transportera z tą prędkością.

Na rysunku 10 przedstawiono przebiegi symulacyjne napędu gaśienicy transportera obciążonego maksymalnie dopuszczalną masą 600 Mg. Transporter porusza się pod wiatr po poziomym torze o najgorszych warunkach jezdnych, dla których współczynnik oporu przewijania $f = 0,2$. Początkowo mechanizm napędu gaśienicy pracuje w trybie pracy manewrowej, przy nastawach silników hydraulicznych $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 1$. Symulacyjna wartość prędkości przemieszczania się transportera (rys. 10) wynosi 4 m/min, co odpowiada wartości zakładanej przez projektanta (tab. 1).

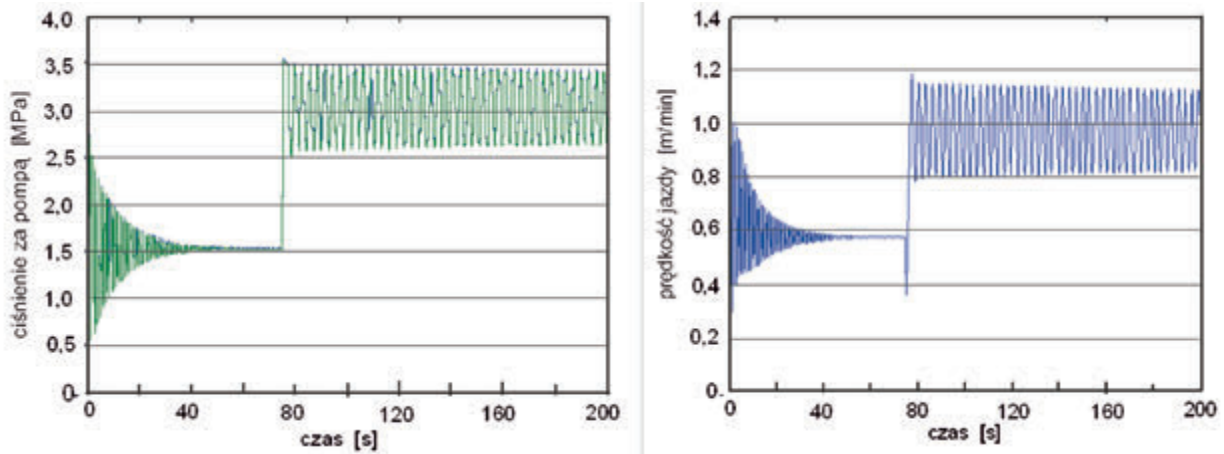
Po upływie około 75 s została zasymulowana zmiana nastawy jednego z silników ($\epsilon_1 = 1$; $\epsilon_2 = 0,2$), mechanizm napędu gaśienicy przeszedł w tryb pracy transportowej (tab. 1). Moment, jaki należy przyłożyć do wału koła napędowego, pozostał taki sam, zatem zmiana nastawy silnika spowodowała konieczność zwiększenia ciśnienia medium doprowadzanego do silnika. Osiągnęło ono wartość powodującą niewielkie otwarcie zaworu bezpieczeństwa, przez który zaczęła wypływać część medium tłoczonego przez pompę. W rezultacie przestawienie jednego z silników spowodowało spadek prędkości jazdy transportera do 2 m/min (rys. 10). Zatem, przy takim obciążeniu transporter może swobodnie poruszać się tylko z prędkością manewrową.



Rys. 9. Symulacja jazdy nieobciążonego transportera pod górę po terenie wznoszącym się pod kątem 10°



Rys. 10. Symulacja przemieszczania się transportera, obciążonego masą 600 Mg, pod wiatr po torze poziomym o największych oporach przetaczania ($f = 0,2$)



Rys. 11. Symulacja przemieszczania się obciążonego transportera przy maksymalnym momencie na kole napędowym gąsienicy $M_{max} = 2261,3$ kNm i chłonności silników $q_{s1} = 1000$ cm³/obr., $q_{s2} = 500$ cm³/obr.

Z opracowania „Poltegor Projekt” [1] wynika, że przy powyższych warunkach i jeździe pod górę o dopuszczalnym nachyleniu 10 stopni kątowych oraz ze skretem występuje maksymalny moment obciążający koło napędowe jednej gąsienicy w wysokości 2261,3 kNm. Z badań symulacyjnych wynika, że moc zainstalowanego na transporterze silnika spalinowego nie wystarcza, aby transporter mógł ruszyć z miejsca [5]. Aby można było pokonać taką wartość oporu ruchu należałoby wprowadzić którąś z poniższych zmian:

- zwiększyć moc silnika napędowego,
- zwiększyć przełożenie przekładni planetarnej napędu gąsienicy,
- zwiększyć chłonność silników hydraulicznych.

W przypadku istniejącego już transportera najrozsądniejsze jest zwiększenie chłonności jednego z dwóch silników napędzających gąsienicę. W badaniach przyjęto silnik tego samego typu co istniejące – A6VM1000, lecz o dwa razy większej chłonności $q_s = 1000$ cm³/obr. Na rysunku 11 przedstawiono uzyskane z symulacji przebiegi. Podczas symulacji po 80 sekundach od jej uruchomienia dokonano skokowego przesterowania chłonności silnika 2 (na mniejszą chłonności). Z przedstawionych przebiegów wynika, że w najtrudniejszych warunkach transporter może poruszać z dwiema prędkościami. Wprawdzie prędkości są niewielkie, ale takie warunki występują dość rzadko i tylko lokalnie. Wystarcza aby transporter w takim przypadku w ogóle mógł poruszać się. Po zmniejszeniu się obciążenia regulacja stałej mocy pompy zwiększy prędkość poruszania się transportera.

Jak wynika z rysunku 11, po przesterowaniu silnika ciśnienie pompy osiąga wartość niewiele mniejszą od nastawy zaworu bezpieczeństwa. Przy tak dobranych silnikach przeste-

rowanie obu na chłonność 500 cm³/obr. umożliwia osiągnięcie założonej prędkości jazdy transportera bez obciążenia. Zatem proponowane rozwiązanie jest zadowalające.

Wnioski

1. Opracowany model hydraulicznego układu napędu gąsienicy transportera poprawnie odwzorowuje właściwości tego napędu. Może on być wykorzystywany do badań symulacyjnych, weryfikujących poprawność zastosowanych rozwiązań w fazie projektowania napędu.
2. Przeprowadzone badania wykazały, że układ napędowy gąsienicowego mechanizmu jazdy transportera działa poprawnie i spełnia założenia projektowe ale przy obciążeniu mniejszym od maksymalnie dopuszczalnej. Maksymalne obciążenie mechanizmu jazdy pojawia się podczas skretnego transportera obciążonego ładunkiem o masie 600 Mg przemieszczającego się jednocześnie pod wiatr i pod górę oraz po drodze o najgorszych warunkach jezdnych i o maksymalnie dopuszczalnym pochyleniu 10 stopni kątowych. Taki zbieg najgorszych warunków może nigdy nie wystąpić. Niemniej jednak gdyby to nastąpiło to moc silnika spalinowego, zainstalowanego na badanym transporterze, będzie niewystarczająca dla pokonania takiego oporu. W przypadku istniejącego transportera najprostszym rozwiązaniem, usuwającym tę niedogodność, byłoby zastąpienie jedne z dwóch silników hydraulicznych w napędzie każdej z gąsienic silnikiem o dwukrotnie większej chłonności od istniejących.

Pracę wykonano w ramach projektu rozwojowego UDA-POIG 01.03.01-00-430/08-00 współfinansowanego ze środków Unijnych

Literatura

- [1] Projekt Techniczno Roboczy transportera TUR 600. Nr proj. 3030. 1480.301, Poltrgot Projekt 2004
- [2] Kollek i inni, *Pomiary ciśnień w wybranych punktach hydraulicznych układów jazdy i podnoszenia transportera TUR 600 podczas podnoszenia i przemieszczania ładunku. praca nie publik.* Poltegor-Institut, nr arch. 6257/IGO Wrocław 2011
- [3] Pieczonka K.: *Inżynieria maszyn roboczych.* Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007
- [4] Burdziński Z., *Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego.* Wydaw. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972