

Jerzy ŻEBROWSKI, Zbigniew ŻEBROWSKI

Instytut Maszyn i Urządzeń Rolniczych ART w Olsztynie
Instytut Pojazdów Politechniki Warszawskiej

MODEL MECHANIZMU SKRĘTU POJAZDU GĄSIENICOWEGO Z PODWÓJNYM
DOPROWADZENIEM MOCY

Streszczenie. W pracy przedstawiono model mechanizmu skrętu pojazdu gąsienicowego z podwójnym doprowadzeniem mocy. Podano przyjęte założenia dotyczące pojazdu gąsienicowego. Mechanizm taki umożliwia częściowe odzyskanie energii traconej przy skręcie (występuje moc krążąca) jak również poprawia zwrotność pojazdu.

MODEL OF A DOUBLY POWERED TURN MECHANISM OF CRAWLER CHAIN TRUCK

Summary. The paper presents a model of turn mechanism of a doubly powered crawler chain truck. A set of initial assumptions for this truck is formulated. The mechanism under discussion makes it possible to recuperate apart of energy dissipated at turn (a circulated power is existing). Moreover, this mechanism improves the manageability of the truck.

МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО ПОЕЗДА С ДВОЙНОМ
ДОВЕДЕНИЕМ МОШНОСТИ

Резюме. В работе представлена модель механизма поворота гусеничного поезда с двойным доведением мощности. Составлено принятые предположения, касающейся анализируемого поезда. Анализируемый механизм позволяет отискать часть мощности теряемой при повороте (существует циркулируемая мощность). Кроме того, этот механизм улучшает маневренность целого поезда.

1. WSTĘP

W ostatnich latach jednym z podstawowych kryteriów konstruowania i sto-

sowania różnego rodzaju rozwiązań technicznych jest oszczędność energii. Zagadnienie to nabrało także istotnego znaczenia w budowie układów napędowych pojazdów gąsienicowych zarówno cywilnych, jak i wojskowych.

Zmiana kierunku ruchu pojazdu gąsienicowego odbywa się poprzez zmianę prędkości obwodowych gąsienic, na skutek zmiany momentów obrotowych przyłożonych do kół napędzających gąsienice. W najczęściej spotykanych warunkach skrętu jedna z gąsienic musi być hamowana, często ze znaczną siłą. W najprostszych rozwiązaniach mechanizmów skrętu energia ta tracona jest bezpowrotnie w hamulcach. W szybkich bądź ciężkich pojazdach straty te są znaczne. Aby tego uniknąć, stosuje się obecnie mechanizmy wykorzystujące energię odbieraną z gąsienicy zabieganej i przekazywanie jej do gąsienicy zabieganej [1,3]. Wówczas silnik pojazdu dostarcza moc do pokonania oporów ruchu przy skręcie, pomniejszoną o moc odbieraną z gąsienicy zabieganej. Rozwiązanie takie nie tylko umożliwia oszczędność energii, ale również poprawia manewrowość pojazdu (aż do uzyskania promienia skrętu równego zero).

Generalnie w literaturze omawiającej te zagadnienia brak jest wyczerpującej analizy przepływu mocy, a jedynie w licznych publikacjach (artykułach, czasopismach i materiałach informacyjnych firm), m.in. [4 - 11], są zamieszczane fragmentaryczne opisy i schematy układów. Autorzy niniejszego opracowania postanowili zbudować model takiego układu z mocą krążącą, w którym odzyskuje się częściowo moc traconą przy skręcie pojazdu. Model taki pozwala na dokonanie analizy przepływu mocy przez poszczególne elementy mechanizmu skrętu w zależności od promienia skrętu.

2. MODEL MECHANIZMU SKRĘTU POJAZDU GĄSIENICOWEGO Z PODWÓJNYM DOPROWADZENIEM MOCY

W celu dokonania analizy przepływu mocy przyjęto następujące założenia dotyczące pojazdu gąsienicowego oraz uproszczenia pozwalające zbudować model mechanizmu skrętu z podwójnym doprowadzeniem mocy: pojazd nie ciągnie przyczepy, ani nie ma zawieszonoego narzędzia; porusza się po terenie poziomym; pominięto siły oporów powietrza; pojazd porusza się ze stałą prędkością; środek ciężkości pojazdu pokrywa się z przecięciem osi symetrii podłużnej i poprzecznej śladów przylegania gąsienic do gruntu; wypadkowa poprzecznej

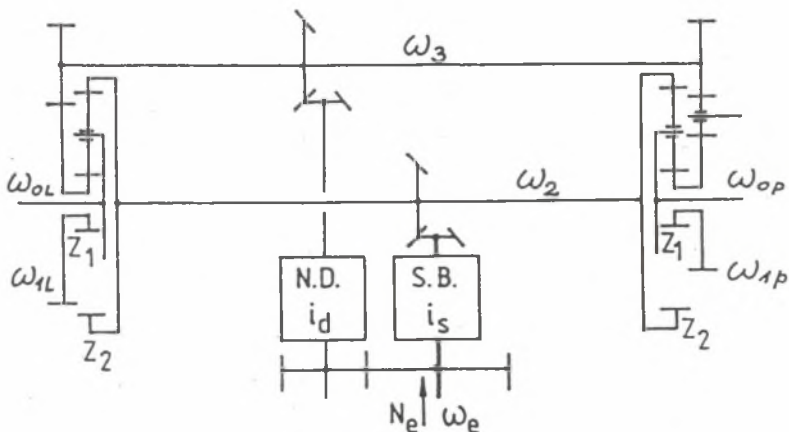
reakcji gruntu działająca na gaśnice pokrywa się z poprzeczną osią symetrii śladu przylegania gaśnic do gruntu; pominięto poślizg pomiędzy gaśnicą a gruntem; pominięto straty przepływu mocy przez układ napędowy, co nie zmienia jakościowego charakteru przepływu mocy; pominięto występujące w rzeczywistym układzie powiązania z dodatkowymi napędami, co również nie zmienia jakościowego charakteru przepływu mocy przez mechanizm skrętu.

Po przyjęciu powyższych założeń dotyczących układu napędowego, schemat kinematyczny, zwany np. przez [2] modelem fizycznym, przedstawiono na rys.1. Układ ten składa się z następujących podzespołów:

- lewego i prawego sumującego szeregu planetarnego,
- skrzynki przekładniowej (SB) o przełożeniu (i_s) doprowadzającej moc na koła koronowe szeregów planetarnych,
- napęd dopełniający (ND) wraz z mechanizmem różnicowym doprowadzającym moc na koła słoneczne sumujących szeregów planetarnych.

Na rys.1 oznaczono:

- z_1, z_2 - liczby zębów kół zębatach,
- ω_{1l}, ω_{1p} - prędkości kątowne kół słonecznych lewego i prawego szeregu planetarnego,
- ω_{ol}, ω_{op} - prędkości kątowne jarzm lewego i prawego szeregu planetarnego,
- ω_2 - prędkość kątowna kół koronowych,
- ω_e - prędkość kątowna wału korbowego silnika.



Rys.1. Model fizyczny rozpatrywanego układu

Fig.1. A physical model of the mechanism under analysis

$$i_{12}^0 = -\frac{z_2}{z_1} ; \quad i_s = \frac{\omega_e}{\omega_2} ; \quad i_{d1} = \frac{\omega_2}{\omega_{11}} ; \quad (1,2,3)$$

$$i_{dp} = \frac{\omega_2}{\omega_{1p}} ; \quad i_{u1} = \frac{\omega_e}{\omega_{11}} = i_s \cdot i_{d1} ; \quad i_{up} = i_s \cdot i_{dp} ; \quad (4,5,6)$$

gdzie: i_{12}^0 - przełożenie wewnętrzne szeregu planetarnego; i_s - przełożenie pomiędzy silnikiem a kołami koronowymi szeregów planetarnych; i_{d1} - przełożenie pomiędzy kołem koronowym a słonecznym lewego szeregu planetarnego; i_{dp} - przełożenie pomiędzy kołem koronowym a słonecznym prawego szeregu planetarnego; i_{u1} - przełożenie pomiędzy wałem korbowym silnika a kołem słonecznym lewego szeregu planetarnego; i_{up} - przełożenie pomiędzy wałem korbowym silnika a kołem słonecznym prawego szeregu planetarnego.

Ze względu na konieczne cechy mechanizmu różnicowego musi być spełniony warunek $i_{d1} = -i_{dp}$. Biorąc pod uwagę zmianę promienia skrętu pojazdu w przedziale od nieskończoności (jazda na wprost) do zera (skręt "w miejscu"), można uzyskać pełen obraz przepływu mocy przez układ.

3. CHARAKTERYSTYCZNE PROMIENIE SKRĘTU

Aby wyznaczyć charakterystyczne przedziały zmian promienia skrętu, należy wziąć pod uwagę zarówno kwestię współpracy gąsienicy z gruntem, jak i charakterystyczne cechy zamodelowanego układu napędowego [3].

3.1. Wyznaczenie przedziałów promienia skrętu, dla których siła napędowa gąsienicy zabieganej (Pnp) będzie: większa, równa zero oraz mniejsza od zera

Na podstawie wcześniej przyjętych założeń, wypadkowy moment oporów skrętu (M_{ow}) wyraża się zależnością [1]:

$$M_{ow} = \frac{G \cdot \mu_s \cdot L}{4} ; \quad \mu_s = \frac{4 \cdot \mu_{smax}}{3,5 + \frac{R}{B}} \quad (7,8)$$

gdzie: G - ciężar pojazdu; L - długość czynna gaśienicy; μ_s - współczynnik oporów skrętu [1] wyrażający się wzorem empirycznym (8); μ_{smax} - maksymalny współczynnik oporów skrętu przy $R=B$ [1]; R - promień skrętu; B - rozstaw gaśienic.

Natomiast siła oporów ruchu pojazdu (P_{ow}) jest wyrażona zależnością (9):

$$P_{ow} = f_g \cdot G \quad (9)$$

gdzie: f_g - współczynnik oporu toczenia gaśienic po gruncie.

Z warunków równowagi sił i momentów działających na pojazd podczas skrętu oraz zależności (7,8) wyznaczono siłę napędową gaśienicy zabieganej:

$$P_{np} = 0,5 \cdot P_{ow} - \frac{M_{ow}}{B} = G \left(0,5 \cdot f_g - \frac{\mu_{smax} \cdot L}{3,5 \cdot B + R} \right) \quad (10)$$

Na podstawie równania (10) wyznaczono przedziały zmian promienia skrętu (R) w zależności od siły (P_{np}). I tak:

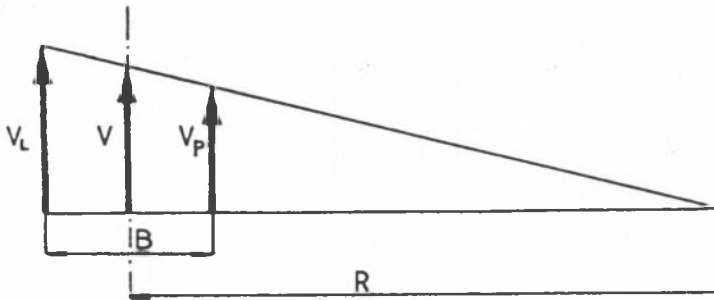
$$P_{np} > 0 \quad \text{dla} \quad R > \frac{\mu_{smax} \cdot L}{0,5 \cdot f_g} - 3,5 \cdot B \quad (11)$$

$$P_{np} = 0 \quad \text{dla} \quad R = \frac{\mu_{smax} \cdot L}{0,5 \cdot f_g} - 3,5 \cdot B \quad (12)$$

$$P_{np} < 0 \quad \text{dla} \quad R < \frac{\mu_{smax} \cdot L}{0,5 \cdot f_g} - 3,5 \cdot B \quad (13)$$

Wartość ujemna (P_{np}) oznacza, że gaśienica jest hamowana.

Następnie wyznaczono przełożenie mechanizmu skrętu (i_{ms}), jakie musi wystąpić, aby można było uzyskać określone zależnościami (11)-(13) przedziały zmian promienia skrętu.



Rys. 2. Plan prędkości pojazdu przy skręcie
Fig. 2. The velocity plan of the vehicle at turn

Z rys. 2 wynika, że:

$$i_{ms} = \frac{\omega_{o1}}{\omega_{op}} = \frac{V_1}{V_p} = \frac{R+0,5B}{R-0,5B} ; \quad \frac{R}{B} = 0,5 \frac{i_{ms} + 1}{i_{ms} - 1} \quad (14, 15)$$

gdzie: V_1 - prędkość obwodowa gaśienicy zabiegającej; V_p - prędkość obwodowa gaśienicy zabieganej

stad:

$$P_{np} > 0 \quad \text{gdy} \quad i_{ms} < \frac{\mu_{smax} L - 1,5 f_g B}{\mu_{smax} L - 2 f_g B} \quad (16)$$

$$P_{np} = 0 \quad \text{gdy} \quad i_{ms} = \frac{\mu_{smax} L - 1,5 f_g B}{\mu_{smax} L - 2 f_g B} \quad (17)$$

$$P_{np} < 0 \quad \text{gdy} \quad i_{ms} > \frac{\mu_{smax} L - 1,5 f_g B}{\mu_{smax} L - 2 f_g B} \quad (18)$$

Przełożenie mechanizmu skrótu wyrażono także w funkcji przełożenia wewnętrznego sumującego szeregu planetarnego i przełożenia (i_{d1}):

$$i_{12}^0 = \frac{\omega_{11} - \omega_{01}}{\omega_{21} - \omega_{01}} ; \quad i_{ms} = \frac{i_{12}^0 \cdot i_{d1} - 1}{i_{12}^0 \cdot i_{d1} + 1} \quad (19, 20)$$

Na podstawie powyższych zależności wyznaczyć można charakterystyczne przedziały zmian promienia skrętu i dokonać analizy przepływu mocy przez mechanizm w zależności od promienia skrętu.

4. WNIOSKI

1. Zamodelowany mechanizm skrętu spełnia warunek oszczędności energii podczas skrętu pojazdu, ponieważ niezależnie od promienia skrętu nie jest tracona moc w mechanizmach ciernych, jak występuje to w układach z pojedynczym doprowadzeniem mocy.
2. Przedstawione zależności pozwalają na dokonanie analizy przepływu mocy bez względu na rodzaj przekładni zastosowanych w strumieniu głównym i dopełniającym.
3. Przedstawione opracowanie jest wstępem do przeprowadzenia analizy przepływu mocy przez tego typu układy napędowe.

LITERATURA

- [1] Burdziński Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. WKŁ, Warszawa 1972.
- [2] Cannon R.H.: Dynamika układów fizycznych. WNT, Warszawa 1973.
- [3] Chodkowski A.W.: Konstrukcja i obliczanie szybkobieżnych pojazdów gąsienicowych. WKŁ, Warszawa 1990.
- [4] Hilmes R.: Dreissig Jahre Kampfpanzerentwicklung. Soldat u. Technik 2/82.
- [5,6] Soldat u. Technik 2/83; 2/85.
- [7] Schreier F.: Kampfpanzer der Gegenwart. Internationale Wehrrevue 3/72
- [8] Renk: Spezialiste für Spezialgetriebe. Wehrtechnik 2/81.
- [9] Prospekt CAT CHALLENGER 65 f-my Caterpillar (AEHQ 7020 8/88).
- [10] Prospekty f-my ZF AG: Automatisches ZF-Lenk-Schalt-Getriebe: LSG 1500; LSG 2000; LSG 3000.
- [11] Materiały informacyjne firm: FFG/Teves; MTU; ZF na temat LSG 1000.

Recenzent: Doc. dr hab. Andrzej Buchacz

Wpłynęło do Redakcji dnia 20. 11. 1992.

Abstract

The paper presents a model of doubly powered turn mechanism of crawler chain truck. A set of initial assumptions for this truck is formulated. The mechanism under discussion makes it possible to recuperate a part of energy dissipated at turn (a circulated power is existing). Moreover, this mechanism improves the manegebility of the truck. Kinematical relations for particular components of a planetary gear of this mechanism are also given (1)-(6). A model of a mechanism of this kind is shown in Fig.1. Draving force P_{np} for interior crawler chain is evaluated (10). On the basis (1)-(10) ranges of turn radiuce R are expressed in versus to P_{np} . Relations between interior transmission ratio of planetary gear, transmission ratio i_{d1} and transmission ratio of the turn mechanism are described by (20). The essential conclusions are written at the end of the paper.