

DYNAMIC MODEL WITH REACTION NODES OF TRACKED AGRICULTURAL TRACTOR

Zahid A. Godzajew

*Federalne Badawcze Centrum Budowy Maszyn
ul. NATI 13, 142322 Moskwa – Nowy Byt, Rosja
tel.: 096 7277016, fax: 095 2571938
e-mail: godj@tsr.ru*

**Michail W. Liaszenko, Wiktor W. Szechowcow,
Wladimir P. Szewczuk, Nikolay S. Sokolow-Dobriew**

*Wolgogradzki Uniwersytet Techniczny
Prospekt Lenina 28, 400066 Wolgograd, Rosja
tel.: 8442 236948
e-mail: shehovtsov@vstu.ru*

Bogusław Michałowski

*Wojskowa Akademia Techniczna
Wydział Mechaniczny
Gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa
tel.: +48 22 6837346, fax: +48 22 6837370
e-mail: b.michalowski@wme.wat.edu.pl*

Abstract

In the paper there were described assumptions and methodology of building the mathematical model of the transmission system of tracked agricultural tractor. There was presented model including 34 mass elements jointed by elasto-damping elements. As a result of calculations were estimated parameters of those elements basing on measurements of real object as well as were formulated differential equations of movement taking into account the underslung working equipment. As well were described the method of modelling transmission components, especially taking into consideration reaction moments between elements transmitting power and the chassis of the tractor. There was presented the way of defining the course of engine torque and estimated the main harmonics, with ultimate influence on dynamic loads of transmission. In the range of examination of the transmission operating loads, model takes into account the inputting changes of clutch friction torque during switching it on and off. Model gives ability to analyze the dynamic loads of transmission system depending on clutch slide. Model also allows existing clearances, what gives the possibility of analysis of abrasive wear influence on functioning of the transmission. Model enables the simulation of turning mechanism brakes operation during manoeuvring movement of the tractor.

Keywords: tracked tractor, transmission system, mathematical model, dynamic loads

MODEL DYNAMICZNY Z OGNIWAMI REAKCYJNYMI UKŁADU NAPĘDOWEGO CIĄGNIKA GAŚNIENICOWEGO

Streszczenie

W pracy opisano założenia i metodykę budowy modelu matematycznego układu napędowego ciągnika gaśnicowego. Zaprezentowano model zawierający 34 masy skupione połączone elementami sprężysto-tłumiącymi. W wyniku badań eksperymentalnych określono parametry poszczególnych elementów na podstawie pomiarów obiektu

rzeczywistego i sformułowano równania ruchu ciągnika z uwzględnieniem podwieszanego osprzętu roboczego. Opisano sposób modelowania podzespołów, ze szczególnym uwzględnieniem momentów reakcyjnych występujących między podzespołami przenoszącymi moment obrotowy a ramą ciągnika. Przedstawiono sposób określenia przebiegu momentu obrotowego silnika i określono podstawowe harmoniczne, mające największy wpływ na obciążenia dynamiczne układu napędowego. W zakresie badania obciążenia eksploatacyjnego układu napędowego model uwzględnia możliwość wprowadzania zmiany momentu tarcia sprzęgła przy jego włączaniu i wyłączaniu. Można za jego pomocą analizować wpływ sposobu włączania sprzęgła na obciążenia dynamiczne elementów układu napędowego. Model uwzględnia również występowanie luzów, co pozwala na analizę wpływu zużycia elementów na działanie układu. Model umożliwia też symulację pracy hamulców mechanizmu skrętu podczas krzywoliniowego ruchu ciągnika.

Słowa kluczowe: ciągnik gąsienicowy, układ napędowy, model matematyczny, obciążenia dynamiczne

1. Wprowadzenie

Postęp w budowie ciągników gąsienicowych charakteryzuje się stałym wzrostem wymagań dotyczących zarówno wskaźników funkcjonalnych (wydajność, uniwersalność, szybkobieżność, dynamika), jak i użytkowych (niezawodność, trwałość, wibroaktywność). Jedne, jak i drugie wskaźniki zależą od obciążenia i jakości konstrukcji zespołów układu napędowego, bezpośrednio zaangażowanych w proces przenoszenia napędu od silnika do pędnika gąsienicowego.

Obciążenie układu napędowego w eksploatacji ma charakter dynamiczny i jest wynikiem oddziaływania wzbudzeń (wymuszeń) tak zewnętrznych, jak i wewnętrznych. Jako podstawowe spośród wymuszeń zewnętrznych powszechnie uznaje się fluktuację siły uciągu i momentu obrotowego silnika, wzbudzenia od drgań ciągnika na zawieszeniu oraz dla ciągników gąsienicowych – od nierównomierności przewijania gąsienicy a także oddziaływania systemu sterowania. Za podstawowe wymuszenia wewnętrzne uznaje się kinematyczne i siłowe zakłócenia powstające w czasie pracy kół zębatych, niewspółosiowość wałów, nierównomierność ruchu obrotowego wału z przegubami krzyżakowymi, odkształcenia i przesunięcia obudów mechanizmów.

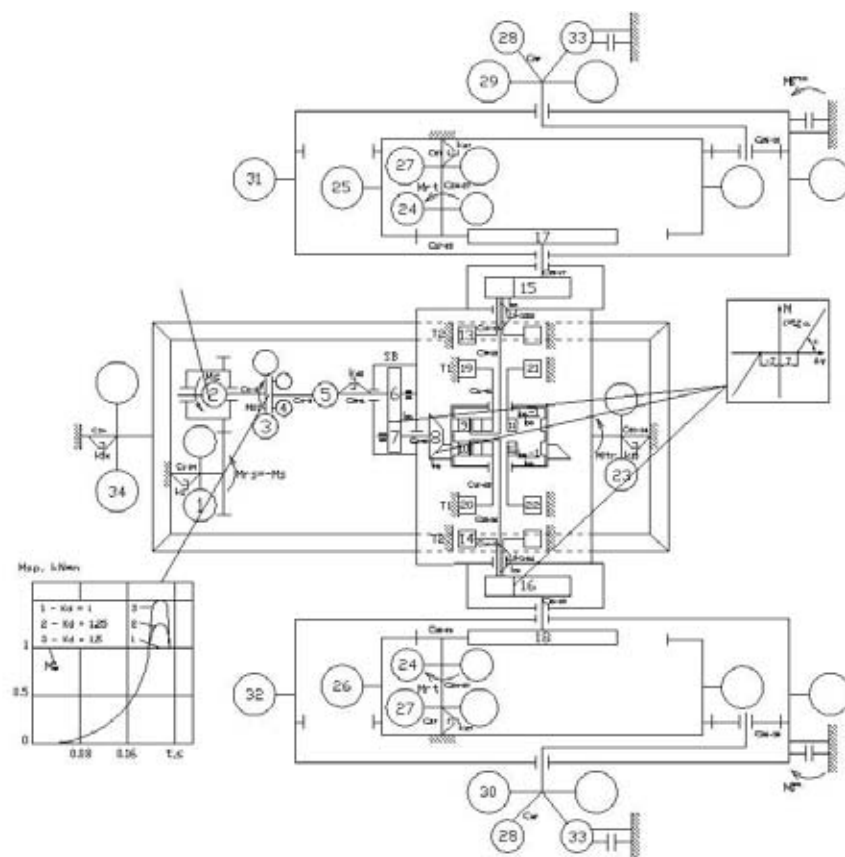
Na obciążenie układu napędowego w wyniku działania zbioru wymuszeń eksploatacyjnych decydujący wpływ ma prawidłowy dobór parametrów bezwładności sprężystości i tłumienia jego elementów. Celowe kształtowanie tych parametrów, zapewniające pożądane obciążenia eksploatacyjne, umożliwia na etapie projektowania budowa i badanie modelu, którego właściwości dynamiczne powinny być w realnie osiągalnym stopniu adekwatne właściwościom dynamicznym rzeczywistego układu napędowego.

Na każdym etapie rozwoju modelowania badacze budowali modele, zmierzające do osiągnięcia kompromisu pomiędzy ich złożonością a możliwościami techniki obliczeniowej. Obecnie problem możliwości techniki obliczeniowej przy rozwiązywaniu podstawowych zagadnień analizy obciążenia dynamicznego układów napędowych praktycznie nie istnieje (jeśli zagadnienie nie jest rozwiązywane na podstawie analizy modelu z elementów skończonych). Obecnie buduje się i bada modele, składające się ze 100 i więcej mas skupionych. Jednakże za najlepszy, optymalny jest uznawany maksymalnie prosty model, zapewniający otrzymanie jakościowo i ilościowo wiarygodnych wyników badań.

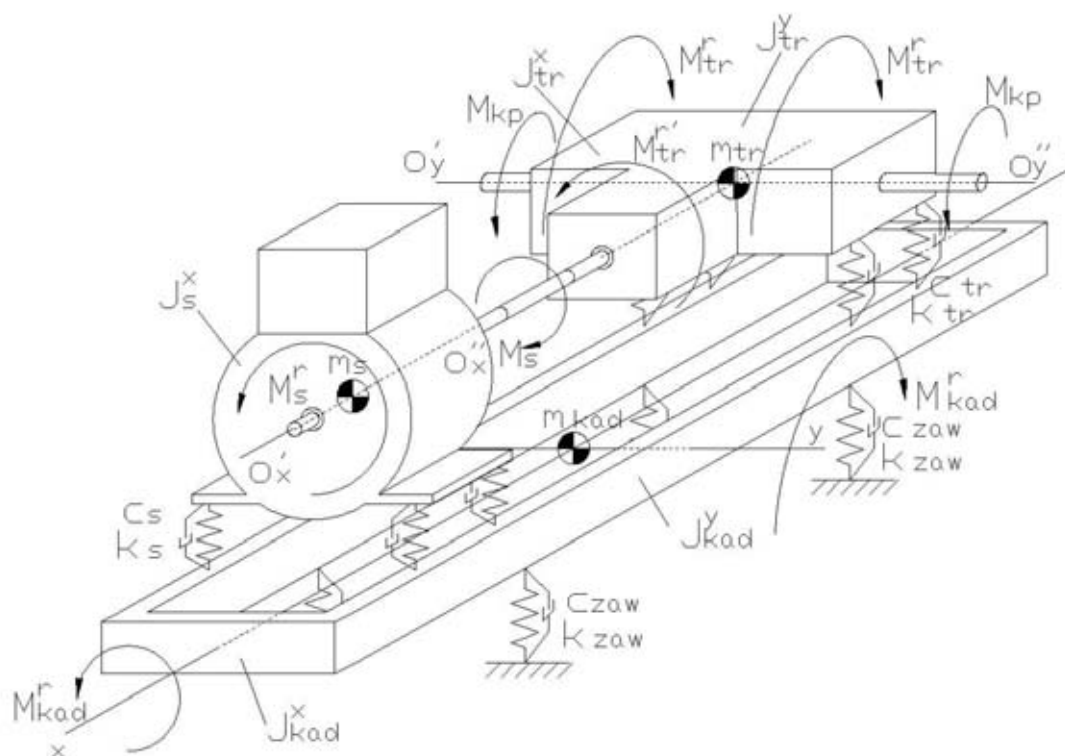
2. Budowa modelu dynamicznego układu napędowego

Opracowany przez nasz zespół model dynamiczny układu napędowego ciągnika gąsienicowego produkcji Wołgogradzkiej Fabryki Ciągników, naszym zdaniem odpowiada współczesnym wymaganiom i różni się od innych modeli wysokim stopniem szczegółowości i poprawności opisu matematycznego obiektu badań, a także większą różnorodnością i szerokością wachlarza danych, które można otrzymać na podstawie jego badań.

Model fizyczny ciągnika przedstawiono na rys. 1. Połączenia wszystkich zespołów ciągnika, przekazujących strumień mocy i biorących udział w drganiach wskutek nierównomierności oddziaływania na ich elementy obciążeń eksploatacyjnych, zostały przedstawione na powiększonym przestrzennym schemacie modelu (rys. 2).



Rys. 1. Schemat modelu dynamicznego układu napędowego
 Fig. 1. Scheme of the transmission system dynamic model



Rys. 2. Schemat przestrzenny modelu dynamicznego układu napędowego
 Fig. 2. Spatial scheme of the transmission system dynamic model

Model składa się z 34 mas skupionych połączonych łącznikami sprężystymi i tłumiącymi. Wartości parametrów dynamicznych jego elementów przedstawiono w tabeli 1. Wartości te zostały obliczone za pomocą metody opisanej w [1] i sprowadzone do osi koła napędowego.

Tab. 1. Obliczone wartości parametrów dynamicznych elementów modelu układu napędowego
 Tab. 1. Calculated dynamic parameters of transmission system elements

Oznaczenie elementu	Nazwa elementu	Wartość
1	2	3
Momenty bezwładności mas skupionych [Nm ²]		
I_1	Silnik względem osi podłużnej	13333
I_2	Wał korbowy ze sprowadzonymi wartościami mas korbowodów i tłoków	6,75
I_3	Koło zamachowe z napędzającymi elementami sprzęgła	20,25
I_4	Napędzane elementy sprzęgła	7,67
I_5	Przedni przegub wału napędowego	0,19
I_6	Napędzające elementy skrzyni biegów	0,62
I_7	Napędzane elementy skrzyni biegów	1,41
I_8	Przekładnia główna i epicyklu planetarnego mech. skrzętu	8,47
I_9, I_{10}	Satelity i jarzmo planetarnego mechanizmu skrzętu	0,57
I_{11}, I_{12}	Koło słoneczne planetarnego mechanizmu skrzętu	0,04
I_{13}, I_{14}	Koło ciągnowe taśmowego hamulca zasadniczego	4,87
I_{15}, I_{16}	Zwolnica	17,98
I_{17}, I_{18}	Koło napędowe	57,54
$I_{19}, I_{20}, I_{21}, I_{22}$	Koło ciągnowe hamulca koła słonecznego planetarnego mechanizmu skrzętu	2,63
I_{23}	Kadłub zespołu napędowego względem osi wzdłużnej	2084
I_{24}	Kadłub zespołu napędowego względem osi poprzecznej	2470
I_{25}, I_{26}	Gąsienica i wirujące elementy układu bieżnego sprowadzone do osi koła napędowego	393,3
I_{27}	Kadłub ciągnika względem osi poprzecznej	158000
I_{28}	Osprzęt roboczy względem osi koła napędowego	76600
I_{29}, I_{30}	Połowa masy ciągnika poruszającej się ruchem postępowym względem osi koła napędowego	48875
I_{31}, I_{32}	Elementy oporowej powierzchni gąsienicy łącznie z gruntem podczas poślizgu	372
I_{33}	Kadłub ciągnika względem osi pionowej	125000
I_{34}	Kadłub ciągnika względem osi podłużnej	88000
Współczynniki sztywności skrętnej elementów [Nm/rad]		
c_{1-34}	Silnik i rama przy drganiach wzdłużno-kątowych	46336
c_{2-3}	Wał korbowy silnika	2500000
c_{3-4}	Sprzęgło	9900
c_{4-5}	Sprzęgło i wał napędowy	325000
c_{5-6}	Wał napędowy	6580
c_{6-7}	Skrzynia biegów	33850
c_{7-8}	Skrzynia biegów i przekładnia główna	1587550
c_{8-9}, c_{8-10}	Epicykl i jarzmo planetarnego mechanizmu skrzętu	1094340
c_{8-11}, c_{8-12}	Epicykl i koło słoneczne	1380295
c_{11-21}, c_{12-22}	Koło słoneczne i koło hamulca przekładni planetarnej	249723
c_{9-15}, c_{10-16}	Wał mostu napędowego	60600
c_{13-15}, c_{14-16}	Napędzający wał zwolnicy i koło ciągnowe hamulca zasadniczego	7290000
c_{15-17}, c_{16-18}	Zwolnica i koło napędowe	6370000
c_{17-25}, c_{18-26}	Napędowy odcinek gąsienicy sprowadzony do osi koła napędowego	120000000

1	2	3
c ₂₃₋₃₄	Kadłub zespołu napędowego przy drganiach wzdłużno-kątowych sprowadzony do osi koła napędowego	1819453
c ₂₄₋₂₇	Kadłub zespołu napędowego przy drganiach poprzeczno-kątowych, sprowadzony do osi wału napędzającego skrzyni biegów	1419521
c ₂₇	Zawieszenie ciągnika przy drganiach poprzeczno-kątowych sprowadzone do osi koła napędowego	487654
c ₂₅₋₃₁ , c ₂₆₋₃₂	Grunt pod powierzchnią oporową gaśienicy w płaszczyźnie poziomej sprowadzony do osi koła napędowego	według zależności*)
c _{osprz}	Osprzętu roboczego i ciągnika sprowadzonego do osi koła napędowego	19455
c ₃₄	Zawieszenie przy wzdłużno-kątowych drganiach kadłuba ciągnika sprowadzone do osi koła napędowego	381763

*) nośność gruntu q_s jest zależna od deformacji przesunięcia h_{dp} i sumarycznej deformacji h :
 $q_s = h \times q_0 / h_{dp}$ [2, 3], gdzie q_0 – średnia wartość nacisków pomiędzy gaśienicą a gruntem.

3. Model matematyczny układu napędowego

Model dynamiczny opisuje stan systemu dynamicznego układu napędowego w określonym momencie czasu. Do badania jego ruchu powinny być wyznaczone zależności, według których ten stan się zmienia. Najczęściej tym systemem zależność jest układ równań różniczkowych. Do budowy modelu matematycznego, opisującego charakter wzajemnego oddziaływania elementów układu napędowego, wykorzystano równania Lagrange'a II rodzaju:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_i} = P_i, \quad (1)$$

gdzie: T, Π, Φ – energia kinetyczna, potencjalna i dyssypacji,
 P_i – wektor uogólnionych wymuszeń zewnętrznych.

Na ich podstawie otrzymano układ równań różniczkowych, opisujący charakter współdziałania elementów układu napędowego. Poniżej przedstawiono przykładowe równania dla pięciu mas:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1 \dot{\varphi}_1 + c_{1-34}(\varphi_1 - \varphi_{34}) = -M_{rs}, \quad (2)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_2 \dot{\varphi}_2 + c_{2-3}(\varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_1) = M_s \quad (3)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 + k_3 \dot{\varphi}_3 + c_{3-4}(\varphi_3 - \varphi_4) - c_{2-3}(\varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_1) = 0, \text{ przy } c_{3-4}(\varphi_3 - \varphi_4) < M_{sp} \quad (4)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 + k_3 \dot{\varphi}_3 + M_{sp} - c_{2-3}(\varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_1) = 0, \text{ przy } c_{3-4}(\varphi_3 - \varphi_4) > M_{sp} \quad (4)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 + k_4 \dot{\varphi}_4 + c_{4-5}(\varphi_4 - \varphi_5) - c_{3-4}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0, \text{ przy } c_{3-4}(\varphi_3 - \varphi_4) < M_{sp} \quad (5)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 + k_4 \dot{\varphi}_4 + c_{4-5}(\varphi_4 - \varphi_5) - M_{sp} = 0, \text{ przy } c_{3-4}(\varphi_3 - \varphi_4) > M_{sp} \quad (5)$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 + k_5 \dot{\varphi}_5 + c_{5-6}(\varphi_5 - \varphi_6) - c_{4-5}(\varphi_4 - \varphi_5) + c_{\Sigma(5-8)}(\varphi_5 - \varphi_8 i_{(5-8)} - \varphi_{23}(1 - i_{(5-8)})) = 0, \quad (6)$$

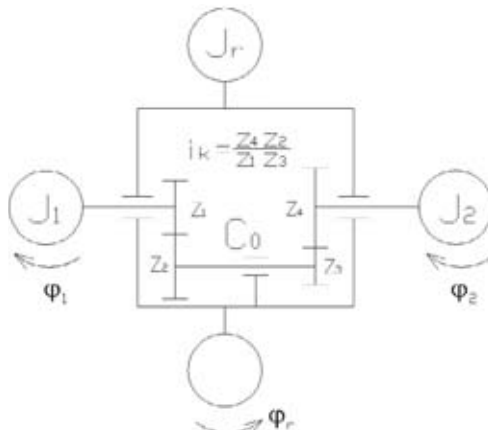
gdzie: J_i - momenty bezwładności mas skupionych,
 c_{i-j} - sztywność skrętna ich sprężystych łączników,
 k_i - współczynniki tłumienia drgań mas,
 $\varphi_i, \dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i$ - przemieszczenia, szybkości i przyspieszenia mas w ruchu drganiowym.

4. Opis elementów modelu

4.1. Opis ogniwi reakcyjnych

Wiadomo, że na kadłuby zespołów, transformujących lub po prostu przekazujących moment obrotowy, oddziałują momenty reakcyjne, przeciwdziałające momentowi obrotowemu. Przy tym w układzie napędowym poszczególne części lub odcinki układu wałów tworzą z kadłubami

ogniwa z łącznikami reakcyjnymi, w niektórych publikacjach nazywanymi ogniwami reakcyjnymi [4]. Ich udział w procesie drganiowym wpływa na obciążenie układu napędowego. Przykład procesu budowy równań różniczkowych, opisujących ruch elementów ogniwa reakcyjnych, pokazano na podstawie następującego prostego schematu (rys. 3).



Rys. 3. Schemat systemu z ogniwem reakcyjnym
Fig. 3. Scheme of the system with reaction node

Energię kinetyczną układu wyznacza się na podstawie twierdzenia Königa:

1) Energia kinetyczna masy J_1 : $T_1 = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2$,

2) Energia kinetyczna masy J_2 : $T_2 = \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2$.

Kąt obrotu φ_{z_1} koła zębatego Z_1 jest wyznaczany z równania: $\varphi_{z_1} = \varphi_2 i_k + \varphi_r (1 - i_k)$, lub z równania:

$$\varphi_2 = \varphi_{z_1} \frac{1}{i_k} - \varphi_r \left(\frac{1 - i_k}{i_k} \right) = a \varphi_{z_1} - c \varphi_r,$$

gdzie $i_k = \frac{z_4 z_2}{z_1 z_3}$, $a = \frac{1}{i_k}$, $c = \frac{1 - i_k}{i_k}$, wtedy $T_2 = \frac{1}{2} J_2 (a \dot{\varphi}_{z_1} - c \dot{\varphi}_r)^2$.

3) Energia kinetyczna masy reakcyjnej J_r : $T_r = \frac{1}{2} J_r \dot{\varphi}_r^2$.

Sumaryczna energia kinetyczna systemu:

$$T = T_1 + T_2 + T_r, \text{ albo } T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{a^2}{2} J_2 \dot{\varphi}_{z_1}^2 - ac J_2 \dot{\varphi}_{z_1} \dot{\varphi}_r + \frac{c^2}{2} J_2 \dot{\varphi}_r^2 + \frac{1}{2} J_r \dot{\varphi}_r^2. \quad (7)$$

4) Potencjalna energia systemu: $\Pi = \frac{1}{2} C_0 [\varphi_1 - \varphi_2 i_k - \varphi_r (1 - i_k)]^2$,

gdzie C_0 - sumaryczny współczynnik sztywności skrętnej od masy J_1 do masy J_2 .

Wyznaczając pochodne $\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}$, $\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}$ i podstawiając ich wartość do równań Lagrange'a otrzymuje

się układ równań różniczkowych drugiego rzędu:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_0 \{ \varphi_1 - [\varphi_2 i_k + \varphi_r (1 - i_k)] \} = 0; \\ \frac{1}{i_k} J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_0 \{ \varphi_1 - [\varphi_2 i_k + \varphi_r (1 - i_k)] \} = 0; \\ J_r \ddot{\varphi}_r - \frac{1 - i_k}{i_k} J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_0 (1 - i_k) \times \{ \varphi_1 - [\varphi_2 i_k + \varphi_r (1 - i_k)] \} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Równania te opisują drgania swobodne systemu, przedstawionego na rys. 3. Zasadnicza struktura równań nie zmienia się po wprowadzeniu sił tłumienia. Opracowany model układu napędowego ciągnika gąsienicowego pozwala uwzględniać wpływ na obciążenie układu napędowego drgań silnika w płaszczyźnie wzdluznej na jego zawieszeniu, a także wzdluznych i poprzecznych katowych drgań kadłuba ciągnika na zawieszeniu. W tym celu do modelu wprowadzono pięć dodatkowych ogniów z łącznikami reakcyjnymi.

Pierwsze z nich pozwala uwzględniać drgania silnika na ramie przy oddziaływaniu na jego kadłub momentu reakcyjnego, równoważącego moment obrotowy (na rys. 1 masa 1 z łącznikami). Silnik został przedstawiony za pomocą dwóch mas skupionych – masy kadłuba i masy części mechanizmu korbowego W naszym przypadku ważne są drgania kadłuba silnika odnośnie osi wzdluznej $O_X'-O_X''$ (rys. 2). Moment bezwładności kadłuba silnika względem osi wału korbowego i sztywność jego zawieszenia przy drganiach na ramie została obliczona na podstawie doświadczalnie uzyskanych danych w pracy [5].

Badania eksperymentalne [6] świadczą o tym, że w procesie eksploatacji ciągnika kadłub jego zespołu napędowego wykonuje ruchy drgające względem ramy w płaszczyźnie wzdluznej i poprzecznej. Dlatego kadłub zespołu napędowego został przedstawiony w modelu za pomocą dwóch uczestniczących w tym ruchu mas skupionych. Drugie ogniwo reakcyjne modelu uwzględnia sprzężenie jego drgań w płaszczyźnie poprzecznej z drganiami skrętnymi elementów układu wałów od wału napędzającego skrzyni biegów do przekładni głównej (na rys. 1 masa 23 z łącznikami). Na kadłub oddziałuje moment reakcyjny, skręcający go w ruchu obrotowym względem osi wzdluznej. Wartość tego momentu zależy od przełożenia w skrzyni biegów.

Sprężenie wzdluzno-katowych drgań kadłuba na ramie z drganiami skrętnymi odcinka układu wałów od przekładni głównej do kół napędowych uwzględnia się za pomocą trzeciego ogniwa reakcyjnego (na rys. 1 masa 24 z łącznikami). Moment reakcyjny skręcający kadłub zespołu napędowego względem osi poprzecznej, zależy od przełożenia mechanizmu skreću i zwolnicy, a kat skreću kadłuba przy drganiach – od sumarycznej sztywności zamocowania na ramie.

Sztywność liniowa zamocowania kadłuba zespołu napędowego na ramie [6] została obliczona i sprowadzona do sztywności skrętnej względem osi poprzecznej i podluznej. Zostało przyjęte założenie wstępne, że kadłub zespołu napędowego porusza się w ruchu drganiowym w płaszczyźnie wzdluznej względem osi równoległej do osi koła napędowego i przechodzącej przez środek masy zespołu napędowego, a jego drgania w płaszczyźnie poprzecznej odbywają się względem osi równoległej do osi wałów skrzyni biegów i także przechodzą przez środek masy zespołu napędowego. Wartości momentów bezwładności mas biorących udział w drganiach względem tych osi, zostały obliczone według metody [7] za pomocą programu AutoCad.

Kadłub ciągnika został przedstawiony w modelu za pomocą czterech mas skupionych. Moment bezwładności kadłuba względem osi podluznej jest przedstawiony za pomocą masy 34. Silnik i kadłub zespołu napędowego tworzą z tą masą obwód drganiowy, na który oddziałują siły reakcyjne przy drganiach skrętnych w płaszczyźnie poprzecznej.

Moment bezwładności kadłuba ciągnika przy drganiach wzdluzno-katowych na schemacie modelu jest przedstawiony za pomocą masy 27. Na nią poprzez kadłub zespołu napędowego jest przekazywany moment reakcyjny, obracający kadłub o pewien kat przy drganiach ciągnika we wzdluznej płaszczyźnie pionowej.

Zaletą modelu jest to, że pozwala on wprowadzać nieliniową charakterystykę zawieszenia przy wzdluzno-katowych drganiach ciągnika, którą wyznaczono doświadczalnie w pracy [8].

Poruszająca się ruchem posuwistym masa kadłuba ciągnika została przedstawiona w modelu za pomocą dwóch mas skupionych 29 i 30, które są połączone z obracającymi się elementami układu bieżnego (masy 25 i 26) i gruntem (masy 31 i 32). Rozdział mas wykonano dla modelowania procesów dynamicznych w układzie napędowym ciągnika przy skreću i poślizgu.

Moment bezwładności mas 25 i 26 jest sprowadzonym do osi koła napędowego momentem bezwładności poruszających się ruchem obrotowym i postępowym elementów układu bieżnego, a masy 31 i 32 – momentem bezwładności masy gruntu pod powierzchnią oporową gąsienicy.

Podczas ruchu ciągnika bez poślizgu masy te są nieruchome. Moment przez łącznik jest przekazywany na masy 29 i 30. W przypadku, gdy moment obrotowy silnika przewyższa moment przyцепności część momentu zaczyna być przekazywana na masy 31 i 32, które zaczynają się poruszać.

W modelu dynamicznego został uwzględniony nawieszany osprzęt roboczy ciągnika (masa 28). Osprzęt ten połączony jest z masami 29 i 30, symulującymi rozdzielony burtowo moment bezwładności poruszającej się ruchem posuwistym masy kadłuba ciągnika, a także z masą 27 dla modelowania sprzężenia wzdłużno-kątowych drgań osprzętu w położeniu transportowym z wzdłużno-kątowymi drganiami kadłuba ciągnika. Na skutek tych właściwości model pozwala badać wpływ oporu stawianego przez osprzęt roboczy, jego masy i sztywności połączenia z kadłubem ciągnika na obciążenie układu napędowego przy ustalonych parametrach i podczas skrętów ciągnika. Zależność, według której zmienia się opór stawiany przez osprzęt roboczy, może być uzyskana na podstawie doświadczalnych danych [9], gdzie opór jest przedstawiony za pomocą składowych harmonicznych.

4.2. Opis momentu obrotowego silnika

Jednym z najważniejszych źródeł wzbudzeń dynamicznych w układzie napędowym ciągnika jest silnik. Drgania skrętne wskutek ciągłej fluktuacji jego momentu obrotowego są przyczyną dodatkowego obciążenia dynamicznego części układu napędowego. Drgania te są wywoływane harmonicznymi składowymi momentów sił gazowych i bezwładnościowych elementów układu tłokowo-korbowego.

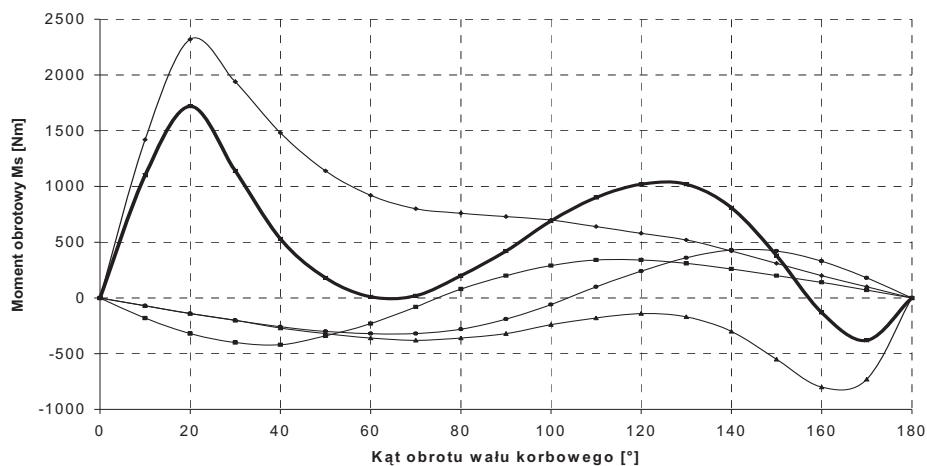
Wzbudzenia od sił ciśnienia gazów w cylindrach są obliczane na podstawie uzyskanych drogą doświadczalną diagramów indykatorowych lub na podstawie obliczenia numerycznego procesu roboczego. Wzbudzenia od sił bezwładności uzyskuje się na podstawie analizy charakterystyk prędkościowych silnika i rozmieszczenia mas układu tłokowo-korbowego [10, 11].

Model uwzględnia wprowadzanie charakterystyki momentu obrotowego różnych silników. Na rys. 4. została przykładowo podana charakterystyka silnika D442-24 ciągników rodziny WT dla nominalnego zakresu prędkości obrotowej $n = 1750$ obr/min (cienkie linie – dla każdego z 4 cylindrów, gruba linia – wypadkowa).

Oddziaływania na układ napędowy nierównomierności pracy silnika są zależą od spektrum momentu obrotowego. Moment silnika jest funkcją cykliczną, która przy rozkładzie w szereg Fouriera przedstawia się spektrum nieciągłym:

$$M_s = M_0 + \sum M_i \sin(\omega_s \cdot t + \psi_s), \quad (9)$$

gdzie: M_0 – średni moment obrotowy silnika, M_i , ω_s , ψ_s – amplituda, częstość i faza i -tej harmonicznej.



Rys. 4. Zależność momentu obrotowego silnika D442-24 od kąta obrotu wału korbowego
Fig. 4. Dependence the of D442-24 engine torque on the drive shaft rotation angle

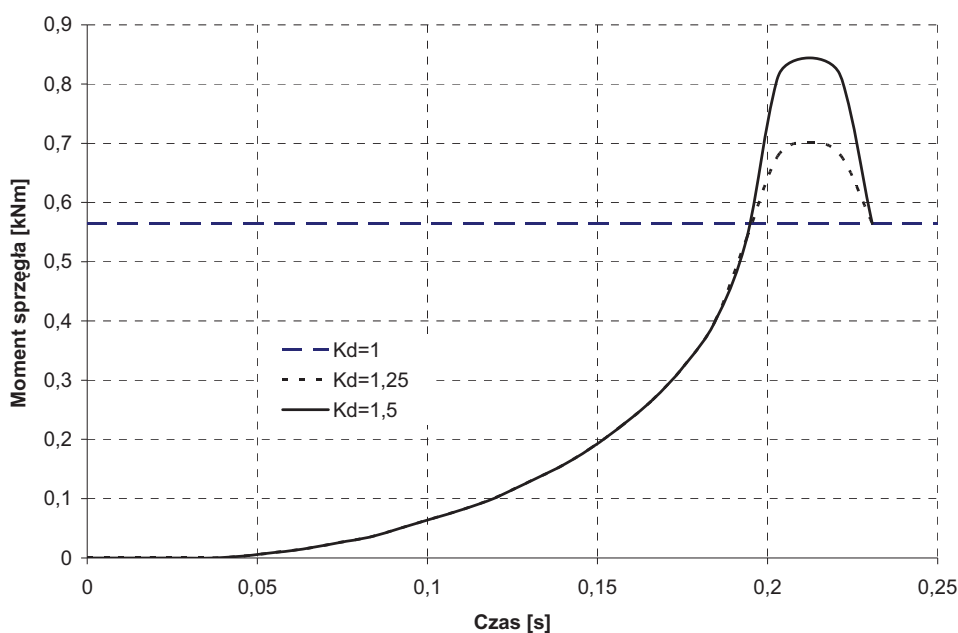
Obliczone składowe harmoniczne momentu obrotowego silnika D442-24 przedstawiono w tabeli 2. Nierównomierność momentu obrotowego silników ciągników wzbudza drgania skrętne najczęściej w przedziale częstotliwości od 15 do 35 Hz, a wyższych i półtorakrotnych harmonicznych – o wielokrotnie wyższych wartościach.

Tab. 2. Obliczone składowe harmoniczne momentu obrotowego silnika D442-24
Tab. 2. Calculated harmonics of D442-24 engine torque

Numer harmonicznej	Amplituda [Nm]	Faza [rad]	Numer harmonicznej	Amplituda [Nm]	Faza [rad]
1.0	183.3	-1.476	7.0	123.0	-1.105
1.5	0.0	0.0	7.5	0.0	0.0
2.0	377.3	0.0	8.0	137.2	-0.401
3.0	227.4	-0.729	9.0	74.4	0.224
4.0	307.7	-0.108	10.0	0.0	0.0
4.5	0.0	0.0	10.5	0.0	0.0
5.0	187.2	0.560	11.0	42.5	1.190
6.0	0.0	0.0	12.0	26.9	1.571

4.3. Opis pracy sprzęgła głównego

Sprzęgło główne jest opisane w modelu za pomocą dwóch mas skupionych. Koło zamachowe silnika i elementy napędzające sprzęgła są przedstawione jako masa 3, elementy napędzane – jako masa 4. Przyjęto założenie, że na zakresach ustalonych elementy cierne sprzęgła pracują jako całość bez poślizgu. Przy badaniu obciążenia eksploatacyjnego układu napędowego model matematyczny uwzględnia możliwość wprowadzania zmiany momentu tarcia sprzęgła przy jego włączaniu i wyłączaniu. Specyfika kształtowania momentu tarcia sprzęgła zależy od tempa włączania: szybkie włączanie – $T_{sp} < 0,25$ s, normalne – $0,25 \text{ s} \leq T_{sp} \leq 1,6$ s, a powolne – $T_{sp} > 1,6$ s. [13]. Przy badaniu obciążenia dynamicznego układu napędowego w zakresach przejściowych najbardziej interesujący jest proces gwałtownego ruszania w ciężkich warunkach drogowych z osprzętem rolniczym w położeniu roboczym. Na podstawie badań numerycznych dynamiki włączania sprzęgła [13] została uzyskana zależność zmiany momentu tarcia dla sprzęgła, pracującego z poślizgiem (rys. 5).



Rys. 5. Przebieg czasowy dynamicznego momentu tarcia sprzęgła ($\kappa_d = M_{sp}^{max} : M_{sp}^{st}$)
Fig. 5. Course of clutch dynamic moment of friction ($\kappa_d = M_{sp}^{max} : M_{sp}^{st}$)

4.4. Opis luzów

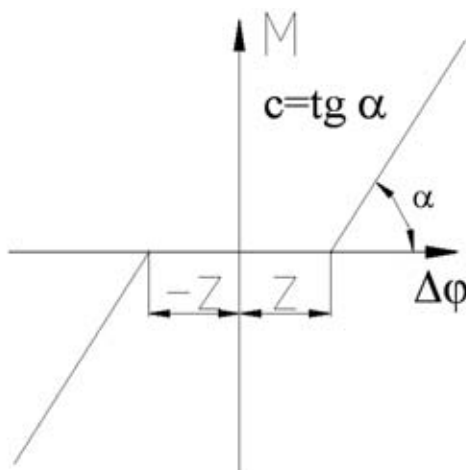
Dla poszczególnych odcinków układu napędowego (skrzynia biegów, przekładnia główna, zwolnica) przewidziana jest możliwość wprowadzania do modelu charakterystyk nieliniowych [12] opisujących luzy, powstające przy zazębaniu się kół zębatych (rys. 6). Dzięki temu model umożliwia przeprowadzenie analizy wpływu stopnia zużycia poszczególnych elementów układu napędowego na jego obciążenie na podstawie analizy charakteru zmian luzów. W planetarnym mechanizmie skrzytę jednocześnie zazębia się kilka satelitów, dlatego wartość luzu na tym odcinku jest znikoma.

Moment od sił sprężystości M_{sp} , działający na odcinku z luzem, opisano następującą zależnością:

$$M_{sp} = \begin{cases} c_{n;n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}i - \varphi_r(1-i) \pm z), & \text{przy } |\varphi_n - \varphi_{n+1}i - \varphi_r(1-i)| \geq z \\ 0, & \text{przy } |\varphi_n - \varphi_{n+1}i - \varphi_r(1-i)| \leq z \end{cases}, \quad (10)$$

gdzie:

- $c_{n;n+1}$ - sztywność odcinka pomiędzy masami, φ_n, φ_{n+1} - kąty obrotu sąsiednich mas,
- φ_r - kąt obrotu masy reakcyjnej, i - przełożenie od masy n do masy $n+1$, z - luz.



Rys. 6. Nieliniowa charakterystyka sprężystości odcinka układu napędowego
Fig. 6. Nonlinear characteristic of transmission section elasticity

4.5. Opis charakterystyk tłumienia

Ocena charakterystyk tłumienia w elementach układu napędowego jest wykonywana na podstawie najbardziej rozpoznanego i prostego modelu tarcia [14].

Ocenę tłumienia na odcinkach układu napędowego najprościej wykonywać za pomocą logarytmicznego dekrementu tłumienia δ . Współczynnik tłumienia b i logarytmiczny dekrement δ są współzależne [14]:

$$b = \frac{\delta}{\pi \times e \times \omega_e}, \quad (11)$$

gdzie:

- e - podatność odcinka układu drgającego, dla którego jest określany współczynnik b ,
- ω_e - częstotliwość procesu drganiowego.

Do oceny właściwości tłumiących układu drgającego według tej zależności należy stosować średnią efektywną dominującą częstotliwość procesu losowego (dla zakresów nierezonansowych) lub częstotliwość własną układu, znajdującą się w przedziale częstotliwości oddziaływań losowych (dla zakresów rezonansowych). Logarytmiczne dekrementy tłumienia poszczególnych odcinków badanego układu napędowego zostały określone drogą doświadczalną na podstawie analizy oscylogramów zanikających drgań swobodnych.

4.6. Opis planetarnego mechanizmu skrzętu

Model umożliwia symulację pracy hamulców planetarnego mechanizmu podczas wykonywania przez ciągnik skrętów. Przyjęto założenie, że moment poślizgu elementów ciernych zmienia się liniowo. Przełożenie mostu napędowego zmienia się przy tym nieliniowo i zależy od momentu poślizgu w elementach ciernych:

$$i_{(8-17)} = \varphi_8 / \varphi_{17}, \text{ przy } M_{\text{hpo}}^{19} \leq c_{11-19} (\varphi_{11} - \varphi_{19}), \quad (12)$$

$$i_{(8-17)} = i_{pg} \cdot i_{ms} \cdot i_{zw}, \text{ przy } M_{\text{hpo}}^{19} > c_{11-19} (\varphi_{11} - \varphi_{19}),$$

$$i_{(8-18)} = \varphi_8 / \varphi_{18}, \text{ przy } M_{\text{hpo}}^{20} \leq c_{12-20} (\varphi_{12} - \varphi_{20}), \quad (13)$$

$$i_{(8-18)} = i_{pg} \cdot i_{ms} \cdot i_{zw}, \text{ przy } M_{\text{hpo}}^{20} > c_{12-20} (\varphi_{12} - \varphi_{20}),$$

gdzie:

- $i_{(8-17)}, i_{(8-18)}$ - przełożenie odcinka układu napędowego pomiędzy przekładnią główną a lewym i prawym kołem napędowym,
- i_{pg} - przełożenie przekładni głównej,
- i_{ms} - przełożenie wewnętrzne mechanizmu planetarnego,
- i_{zw} - przełożenie zwolnicy,
- φ_8 - kąt obrotu napędzającego koła zębatego przekładni głównej,
- $\varphi_{17}, \varphi_{18}$ - kąty obrotu kół napędowych,
- $\varphi_{11}, \varphi_{12}$ - kąty obrotu słonecznych kół zębatych mechanizmu skrzętu,
- $\varphi_{19}, \varphi_{20}$ - kąty obrotu kół ciągnowych hamulców taśmowych,
- $M_{\text{hpo}19}, M_{\text{hpo}20}$ - momenty poślizgu hamulców taśmowych,
- c_{11-19}, c_{12-20} - sztywność odcinka pomiędzy słonecznym kołem zębatym a kołem ciągnowym hamulca taśmowego.

5. Podsumowanie

Opracowany model dynamiczny układu napędowego ciągnika gąsienicowego rodziny WT, w odróżnieniu od modeli poprzedników, zapewnia możliwość badania obciążenia elementów układu napędowego przy różnych zakresach eksploatacyjnych, uwzględnia, pojawiające się w wyniku działania momentów reakcyjnych, drgania kadłuba silnika na jego podporach, przemieszczenia kadłuba zespołu napędowego i kadłuba ciągnika w poprzecznej i wzdłużnej płaszczyznach i przemieszczenia osprzętu roboczego w płaszczyźnie wzdłużnej. Pozwala to o wiele dokładniej odzwierciedlać warunki eksploatacyjnego obciążenia dynamicznego elementów układu napędowego.

Literatura

- [1] Szechowcow, W. W., *Analiz i sintez dinamiczeskich charakteristik awtotraktornych siłowych pieredacz i sredstw dla ich ispytanija*, Monografia izdatielstwowo RPK „Politechnik”, Wołgograd, 2004.
- [2] Agieńkin, J. S., *Wieżdiechodnyje i kombinowannyje dwiżiteli (teoria i rasczot)*, Maszynostrojenije, Moskwa, 1972.
- [3] Babkow, W. F., Bezruk, W. M., *Osnovy gruntowiedenija i miechaniki gruntow*, Wysszaja Szkoła, Moskwa, 1976.
- [4] Semienow, W. M., Ankinowicz, G. G., Kowaliewa, T. W., Bielajew, W. M., *Dinamiczeskoje sistemy s reaktiwnymi elementami*, Awtomobilnaja promysliennost, Nr 2, 1975.
- [5] Ignatienko, W. I., *Issledowanije nizkoczastotnych kolebanij dwigatelja gusienicznowo traktora*, Dissertacja kand. techn. nauk, Wołgograd, 1968.

- [6] *Razrabotka metodiki uskorennyh stendowych ispytanij transmisij i sowierszenstwowanije transmisij traktorow WgTZ na jejo osnowie*, Otczot o NIR/ Wołgogr. Politechn. In-t (WołgPI), ruk. I. W. Chodes – Nr GR 018300225339. Wołgograd, 1984.
- [7] Rossołowski A. W., *AutoCAD 2002, 2002LT, 2000. Sprawocznik komand*, KUDIC-OBRAZ, Moskwa, 2002.
- [8] Liaszenko, M. W., Pobiedin, A. W., *Optimalizacja uprugo-dissipatiwnej charakteristiki podwieski tiagowo-transportnych sriedstw*, Materiały międzynarodowej nauczno-technicznej konferencji „MOTOAUTO’ 97, Wołgograd, 1997.
- [9] Sznajdman, M. A., *Dinamika siłowych faktorow i pokazatelej skorostnowo režima selskochziajstwiennych agregatow w usłowiach ekspluatacji i metodika ich issliedowanija (na primiere agregatow s gusienicznym traktorem DT-75M)*, Dissertacja kand. techn. nauk, Wołgograd, 1978.
- [10] Grigiriew, E. A., *Periodiczeskije i słuczajnyje siły diejstwujuszczije w porszniewom dwigatiele*, Maszynostrojenije, Moskwa, 2002.
- [11] Kolczin, A. I., Demidow, W. P., *Raszczot awtomobilnych i traktornych dwigatielej: Uczob posobie dla wuzow*, Wysszaja szkoła, Moskwa 1980.
- [12] Taratorkin, I. A., *Prognozirowanije wibronagrużennosti dotransformatornoj zony transmisij transportnych maszin i sintez gasitelej krutilnych kolebanij*, Dissertacja kand. techn. nauk, Kurgan, 2003.
- [13] Kirszin, W. G., *Snizenije dinamiczeskich nagruzok w sistemie „dwigatiel-transmissja-chodowaja czast” awtomobilej-samoswałow s kolesnoj formuloj 6x4*, Dissertacja kand. techn. nauk, Moskwa, 1984.
- [14] Switaczew, A. I., *Sowerszenstwowanie metodow analiza i sinteza dinamiczeskich swijstw siłowej pieredaczi traktora*, Dissertacja kand. techn. nauk, Krasnijarsk, 1989.