

## ПРО ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕХАНІЗМІ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ З ГІДРООБ'ЄМНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ

Шатохін В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.М.,  
Харківський національний університет будівництва та архітектури

*Анотація.* Розроблено математичні моделі повороту гусеничної машини. До механізму повороту включено гідрооб'ємну передачу і диференціальні редуктори. Їх введення поліпшує технічні характеристики об'єкта (керованість, маневреність, рухливість), знижує стомлюваність водія. Моделі дозволяють визначити параметри гідромашин і диференціальних редукторів, що забезпечують поворот об'єкта з необхідною швидкістю.

*Ключеві слова:* гідрооб'ємна передача, диференціальний механізм, механізм повороту, гусенична машина.

### Вступ

У вітчизняному і закордонному транспортному машинобудуванні має місце стійка тенденція щодо створення високоефективних двигунів і трансмісій для колісних і гусеничних машин з використанням гідрооб'ємних передач (ГОП). Їхнім достоїнством є, насамперед, можливість плавного змінювання передатного відношення між джерелом і споживачем потужності, можливість розширення зони стійкої роботи турбопоршневих дизелів за допомогою введення гідрооб'ємних машин (ГОМ) у привод компресора. Включення ГОП разом із диференціальними редукторами до механізму повороту гусеничної машини (ГМ) не тільки поліпшує технічні характеристики машини (керованість, маневреність, рухливість) і знижує стомлюваність водія, але й надає йому нових якісних властивостей (наприклад, можливість повороту з будь-яким фіксованим радіусом). Методи дослідження динамічних навантажень у силових передачах із зазначеними пристроями розроблені недостатньо.

### Аналіз публікацій

За нашого часу в більшості робіт динамічні розрахунки здійснюються окремо для трансмісії та процесів повороту; за наявності в силовому ланцюзі ГОП не враховується вплив пружності з'єднувальних валів і сервопривода на розвиток динамічних процесів. У статтях [1, 2] розроблені моделі для проектування й оцінки ефективності трактора з гідромеханічною трансмісією, що включає гідромашини, систему керування похилою шайбою і планетарною передачею; запропоновано динамічну модель трактора, що вра-

ховує силу тяги, опір руху і відбір потужності. Аналізу особливостей передачі потужності гідромеханічною трансмісією сільськогосподарських тракторів присвячені статті [3, 4]. У роботі [5] проведено теоретичні й експериментальні дослідження впливу зміни потужності ГОП на обертальний момент; запропоновано метод, що дозволяє забезпечити раціональний закон змінювання потужності. Динамічні моделі многопотоккових безступінчастих передач із ГОП розглядаються в роботах [6, 7].

У статті [8] задача збільшення ефективності гідромеханічної передачі формулюється як задача глобальної оптимізації, змінними в якій є параметри гідромашин і передатні відношення звичайних і планетарних передач. Проблема оптимізації розв'язується з використанням алгоритму рою частинок, ефективного для виключення локальних мінімумів. Роботи [9, 10] присвячені задачі багатоцільової оптимізації, метою якої є не тільки ефективність гідромеханічної передачі, але і мінімізація габаритів коробки передач. Оптимізація в паретовій множині компромісів здійснюється за допомогою алгоритму рою частинок.

Елементи динамічних розрахунків у теорії повороту гусеничних машин розглядаються в монографії [11] і статті [12]. Деякі моделі повороту гусеничної машини, які дозволяють досліджувати динамічні процеси у двигуні, трансмісії з диференціальними механізмами і ГОП, рухомої частини як цілісної системи, розглянуті в монографії [13].

При використанні ГОП як пристрою, що забезпечує поворот об'єкта, необхідно брати до уваги, що гранична величина кутової

швидкості повороту найчастіше обмежується не стільки потужністю двигуна, скільки потужністю, що віддається ГОП. Поворот на підвищених передачах призводить до підвищення тиску рідини і спрацюванню перепускних клапанів. У цьому випадку привод не забезпечує необхідного радіуса повороту об'єкта. Відсутність відповідних математичних моделей повороту утруднює проведення досліджень з вибору необхідних параметрів привода і гідромашин.

### Мета і постановка завдання

Метою роботи є створення математичних моделей повороту транспортного засобу для визначення параметрів гідромашин і диференціальних редукторів, що забезпечують необхідну кутову швидкість повороту.

Для досягнення поставленої мети повинні бути розв'язані такі задачі: побудувати модель процесів повороту у формі системи диференціальних рівнянь, що враховує двигун, диференціальні механізми, регульовану і нерегульовану гідромашини, споживачі потужності; встановити характер впливу параметрів диференціальних редукторів і різних схем їхнього компонування на кінематичні характеристики повороту; здобути зв'язок між відносним радіусом повороту і кутом відхилення шайби гідронасоса; встановити залежність тиску в нагнітальній порожнині від характерного об'єму гідромашин; дослідити вплив встановлювання подвійного сателіта на параметри повороту і моменти в гідромоторах; провести розрахунково-експериментальні дослідження динамічних процесів у процесі повороту транспортного засобу.

### Математичні моделі перехідних режимів у механізмі повороту гусеничної машини з ГОП

Кінематична схема силової передачі із двигуном типу 6ТД показана на рис. 1 без низькочастотного контуру привода до турбіни і компресора. Її відмінною рисою є наявність гідрооб'ємної передачі механізму повороту (ГОП МП) і двох диференціальних редукторів. На схемі показано випускний вал двигуна, диференціальні механізми, регульовану (насос) і нерегульовану (мотор) гідромашини, споживачі потужності, шестірні та пружні безінерційні елементи з коефіцієнтами жорсткості  $c_i$  ( $i=1,4$ ). Без втрати інформації про зміну середніх значень характеристик руху і процесів у гідромашинах цілком виправдано з'єднувальні вали вважати абсо-

лютно жорсткими, що істотно спрощує розрахункове дослідження. Як узагальнені координати приймемо різницю тисків  $\Delta p$  у магістралях ГОП і кути повороту:  $\vartheta_{\text{кв}}$  – колінчастого вала,  $\vartheta_{\text{м}}$  – нерегульованої гідромашини.

Після виконання стандартних дій зі складання рівнянь Лагранжа, знайдені диференціальні рівняння руху системи

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\vartheta}_{\text{кв}} + I_0 \ddot{\vartheta}_{\text{м}} &= M_{\text{дв}} - (M_{\text{л}} + M_{\text{п}}) \alpha_1 + i_4 M_{\text{жн}}; \\ I_0 \ddot{\vartheta}_{\text{кв}} + I_2 \ddot{\vartheta}_{\text{м}} &= M_{\text{жм}} + \alpha_2 (i_2 M_{\text{л}} - i_0 M_{\text{п}}); \\ k_{\text{упр}} \frac{d(\Delta p)}{dt} + k_{\text{п}} \Delta p + q_{\text{н}} e_{\text{н}} i_4 \dot{\vartheta}_{\text{кв}} + q_{\text{м}} e_{\text{м}} \dot{\vartheta}_{\text{м}} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\text{де } I_1 = I_{\text{п.в.}} + I_{\text{в.в.}} + I_{\text{г.п.}} + 2I_{\text{вод}} + I_{z_4} + i_5^2 I_{z_6} +$$

$$+ i_4^2 (I_{z_7} + I_{\text{н}}) + \alpha_1^2 (2I_{z_1} + I_{\text{л.п.}} + I_{\text{п.п.}});$$

$$I_0 = \alpha_1 \alpha_2 [i_0 (I_{z_1} + I_{\text{п.п.}}) - i_2 (I_{z_1} + I_{\text{л.п.}})];$$

$$I_2 = I_{\text{м}} + I_{z_8} + i_3^2 (I_{z_9} + I_{z_5} + I_{z_{10}}) + i_2^2 I_{z_3} + i_1^2 I_{z_{11z_5}} +$$

$$+ i_0^2 I_{z_3} + \alpha_2^2 [i_2^2 (I_{z_1} + I_{\text{л.п.}}) + i_0^2 (I_{z_1} + I_{\text{п.п.}})];$$

$I_{\text{п.в.}}$ ,  $I_{\text{в.в.}}$ ,  $I_{\text{г.п.}}$ ,  $I_{\text{вод}}$ ,  $I_{\text{н}}$ ,  $I_{\text{м}}$ ,  $I_{z_k}$ ,  $I_{\text{л.п.}}$ ,  $I_{\text{п.п.}}$  – моменти інерції відповідно впускного і випускного колінчастих валів, головної передачі, водила диференціального механізму, гідронасоса, гідромотора, шестерні із кількістю зубців  $z_k$ , лівого і правого споживачів потужності;  $\alpha_1 = 1 + \alpha_2$ ;  $\alpha_2 = \frac{z_3}{z_1}$ ;  $i_0 = i_1 \frac{z_5}{z_3}$ ;

$$i_1 = i_3 \frac{z_{10}}{z_{11}}; i_2 = i_3 \frac{z_5}{z_3}; i_3 = \frac{z_8}{z_9}; i_4 = \frac{z_4}{z_7} - \text{передат-$$

ні відношення;  $M_{\text{дв}}$  – момент двигуна;  $M_{\text{жн}}$ ,  $M_{\text{жм}}$  – моменти, що діють на насос і мотор із боку рідини;  $M_{\text{л}}$  і  $M_{\text{п}}$  – моменти опору на епіциклічних шестернях лівого і правого диференціальних механізмів.

У табл. 1 показані кількості зубців шестерень. Третє рівняння системи (1) зображує собою рівняння нерозривності потоку рідини в магістралях гідрооб'ємних машин [14]. Вирази для моментів, що діють на вали гідромашин із боку рідини, мають вигляд [7, 14]

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{жн}} &= q_{\text{н}} e_{\text{н}} \Delta p - k_{\text{гн}} \dot{\vartheta}_{\text{н}}, \\ M_{\text{жм}} &= q_{\text{м}} e_{\text{м}} \Delta p - k_{\text{гм}} \dot{\vartheta}_{\text{м}}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $k_{упр}$ ,  $k_{п}$ ,  $q_{н}$ ,  $q_{м}$ ,  $k_{гн}$ ,  $k_{гм}$  – характеристики ГОП;

$e_{н} = \text{tg}\gamma_{н} / \text{tg}\gamma_{н\max}$ ,  $e_{м} = \text{tg}\gamma_{м} / \text{tg}\gamma_{м\max}$  – параметри керування продуктивністю насоса і мотора;

$\gamma_{н\max} = \gamma_{м\max} = 18^\circ$  – максимальні кути нахилу шайб насоса і мотора ( $-\gamma_{н\max} \leq \gamma_{н} \leq \gamma_{н\max}$ ).

В об'єктових умовах значення  $M_{л}$  і  $M_{п}$  визначаються величинами моментів сил опору, зведених до лівої та правої ведучих зірочок

$$M_{л} = R_{в.к.} \frac{F_{л}}{i_k}; M_{п} = R_{в.к.} \frac{F_{п}}{i_k}, \quad (3)$$

де  $R_{в.к.}$  – радіус ведучих зірочок;  $F_{л}$ ,  $F_{п}$  – сили опору на лівій та правій гусеницях;  $i_k = \omega_e / \omega_{в.к.}$  – передатні відношення від епіциклу диференціального редуктора до ведучої зірочки на  $k$ -й передачі.

Під час проведення досліджень головна увага була приділена аналізу стаціонарного повороту – визначенню радіуса повороту і тиску в магістралях за заданого кута нахилу шайби і швидкості руху об'єкта.

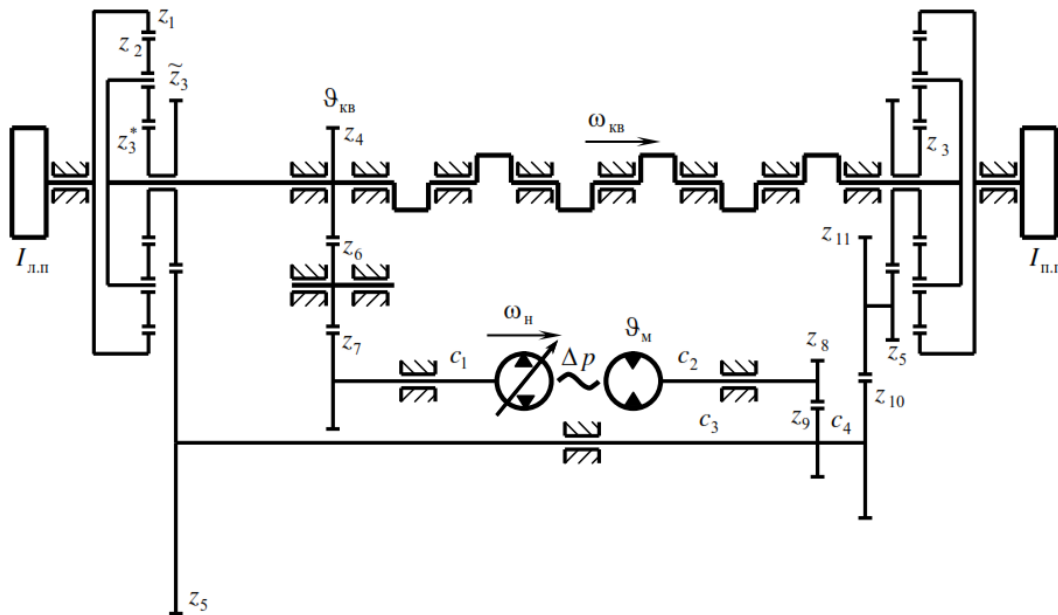


Рис. 1. Кінематична схема механізму повороту з ГОП

Таблиця 1 – Кількість зубців шестерень

	Позначення шестерень										
	$z_1$	$z_3^* = z_3$	$\tilde{z}_3$	$z_4$	$z_5$	$z_6$	$z_7$	$z_8$	$z_9$	$z_{10}$	$z_{11}$
Кількість зубців	89	25	76	40	24	21	36	54	33	19	19

Цей підхід обумовлений відсутністю достовірної інформації про залежності сил, що діють на ведучі зірочки, від швидкості руху, характеристик ґрунту, радіуса повороту, а також про вигляд функції  $M_{дв}(t)$ . У силу останньої обставини перше рівняння системи (1) для дослідження стаціонарного повороту не використовується, а із двох інших, поклавши похідні рівними нулю, дістанемо

$$\left. \begin{aligned} M_{жм} + \alpha_2 \frac{R_{в.к.}}{i_k} (i_2 F_{л} - i_0 F_{п}) &= 0, \\ k_{п} \Delta p + q_{н} e_{н} i_4 \dot{\vartheta}_{кв} + q_{м} e_{м} \dot{\vartheta}_{м} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

З першого рівняння (4) впливає відомий факт: ті ж самі сили опору під час руху на різних передачах по-різному навантажують ГОП. Оскільки за збільшення порядкового номера  $k$  передачі падає значення передатного відношення  $i_k$ , навантаженість магістралей гідромашин буде зростати.

Дослідимо залежність радіуса повороту об'єкта від кута нахилу шайби регульованої гідромашини, нехтуючи втратою рідини в магістралях. Відповідно до кінематичної схеми приводу (рис. 1) кутова швидкість гідронасоса  $\omega_{н} = i_4 \omega_{кв}$ . На підставі зроблених

припущень із другого рівняння системи (4) за значення  $e_m = 1$  знайдемо кутові швидкості відповідно гідромотора, лівої сонячної шестерні, правої сонячної шестерні

$$\omega_m = -e_n i_4 \omega_{кв}; \quad (5)$$

$$\omega_{z_3^*} = i_2 \omega_m; \quad (6)$$

$$\omega_{z_3} = -i_0 \omega_m. \quad (7)$$

Кутова швидкість епіциклічних шестерень пов'язана з кутовими швидкостями колінчастого вала і сонячної шестерні виразом

$$\omega_3 = \alpha_1 \omega_{кв} - \alpha_2 \omega_c. \quad (8)$$

З урахуванням цього дістанемо для лівого і правого епіциклів

$$\omega_{3л} = (\alpha_1 + \beta) \omega_{кв}; \quad \omega_{3п} = (\alpha_1 - \beta) \omega_{кв}, \quad (9)$$

де  $\beta = \alpha_2 e_n i_4 i_2$ .

Поділивши знайдені вирази на передатне відношення коробки передач  $i_k$ , дістанемо кутові швидкості ведучих зірочок. Далі визначимо швидкості лівої та правої гусениць  $v_{л}$  і  $v_{п}$ , а кутову швидкість повороту корпусу об'єкта знайдемо за формулою

$$\omega_{п} = \frac{v_{л} - v_{п}}{B} = \frac{2\beta R_{в.к.}}{i_k B} \omega_{кв}, \quad (10)$$

де  $B$  – ширина колії.

Відносну величину радіуса повороту об'єкта визначимо з виразу

$$\frac{R_{п}}{B} = \frac{1}{B} \left( \frac{v_{л}}{\omega_{п}} - \frac{B}{2} \right) = \frac{\alpha_1}{2\beta}, \quad (11)$$

де  $R_{п}$  – радіус повороту об'єкта (графік показаний на рис. 2).

Для оцінки вірогідності побудованої моделі визначимо тиск у магістралях і момент, який передається ГОП, за експериментально відомими значеннями частот обертання колінчастого вала  $n_{кв} = 1800 \text{ хв}^{-1}$  і сонячної шестерні  $n_c = 900 \text{ хв}^{-1}$ . Під час руху по піску кутові швидкості гідронасоса і гідромотора відповідно

$$\omega_n = i_4 \pi n_{кв} / 30 = 209,4 \text{ рад/с};$$

$$\omega_m = -i_2 \pi n_c / 30 = -182,5 \text{ рад/с}.$$

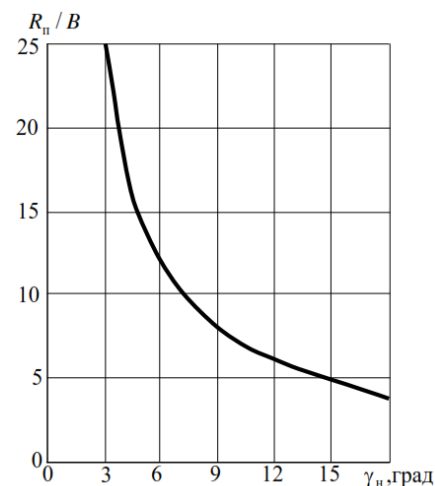


Рис. 2. Залежність відносного радіуса повороту від кута нахилу шайби

Значення конструктивних параметрів гідромашин взято такими

$$k_{п} = 1,6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5 \text{ Н}^{-1} \text{ с}^{-1}, \quad q_n = q_m = 1,61 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

$$k_{гн} = k_{гм} = 0,288 \text{ Нмс}.$$

Використані передатні відношення:  $i_0 = i_2 = 0,517$ ;  $i_4 = 1,111$ ;  $\alpha_1 = 1,281$ ;  $\alpha_2 = 0,281$ .

Для значень параметрів керування  $e_n = e_m = 1$  з рівняння нерозривності системи (1) дістанемо

$$\Delta p = -\frac{q_n}{k_{п}} (\omega_n + \omega_m) = -27,1 \text{ МПа}.$$

За даними експерименту тиск мав значення 23,5 МПа. Момент, який передається ГОП, досяг величини

$$|M_{жм}| = |q_m e_m \Delta p - k_{гм} \omega_m| = 383,86 \text{ Нм}.$$

Під час руху по дерену  $\omega_n = 186,15 \text{ рад/с}$ ;  $\omega_m = 152,05 \text{ рад/с}$ , тоді  $\Delta p = -34,3 \text{ МПа}$ . У цьому випадку експериментальне значення тиску 39,2 МПа. ГОП передає момент  $|M_{жм}| = 508,6 \text{ Нм}$ . У такий спосіб в обох розглянутих випадках експериментальні й розрахункові значення тиску є досить близькими.

Припустивши, що момент опору  $M_c$  руху на бортах залишається сталим при русі на  $k$ -й і  $k+1$ -й передачах

$$M_c = \frac{i_k}{\alpha_2 i_2} M_{жм}^{(k)} = \frac{i_{k+1}}{\alpha_2 i_2} M_{жм}^{(k+1)}, \quad (12)$$

дістанемо зв'язок між моментами, що характеризують навантаженість ГОП

$$M_{\text{жм}}^{(k+1)} = \frac{i_k}{i_{k+1}} M_{\text{жм}}^{(k)}, \quad (13)$$

яке булґ відзначена вище.

### Оптимізація схеми ГОП під час повороту гусеничної машини

Під час руху об'єкта на підвищених передачах навантаженість гідромашин відповідно до виразу (12) зростає, що приводить до підвищення тиску рідини і спрацьовуванню перепускних клапанів. У цьому випадку привод не забезпечує необхідного радіуса повороту

об'єкта. Експерименти з поворотами на підвищених передачах виявили у вихідній конструкції закиди тиску в нагнітальній магістралі. У результаті спрацьовування перепускного клапана (розрахований на тиск  $p_{\text{max}} = 50 \text{ МПа}$ ), поворот істотно сповільнювався, а радіус повороту значно збільшувався. Орган керування переміщався в цьому випадку з нейтрального у крайнє положення, що відповідає відхиленню шайби насоса від  $\gamma_{\text{н}} = 0^\circ$  до  $\gamma_{\text{нmax}}$ .

На рис. 3 показана осцилограма із записами параметрів системи під час повороту вправо на четвертій передачі.

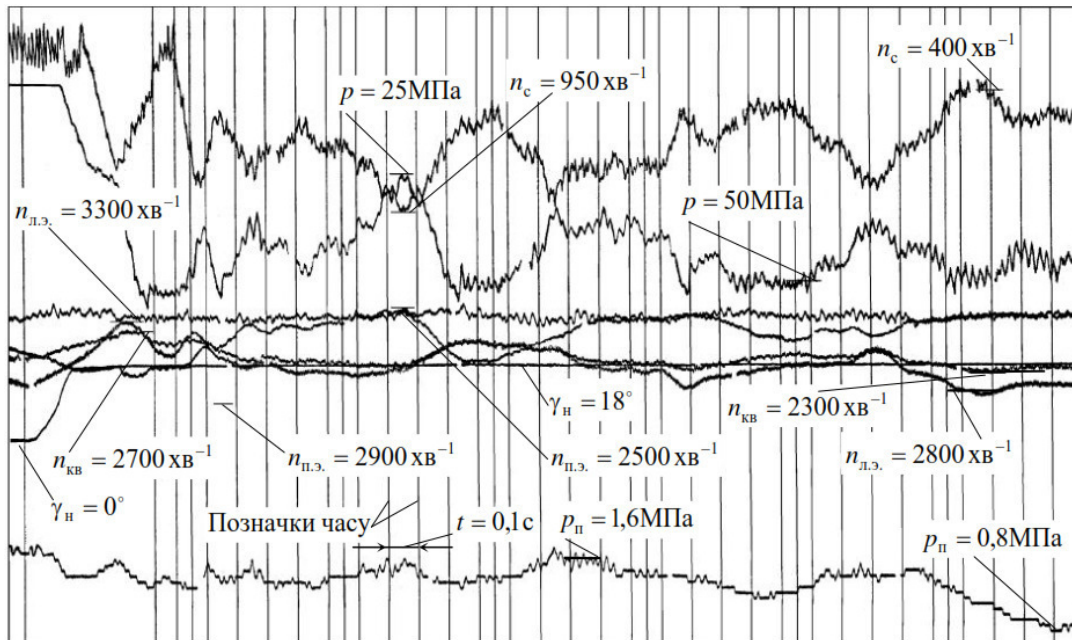


Рис. 3. Поворот вправо на четвертій передачі

Усунути цей недолік можна шляхом збільшення характерних об'ємів гідромашин  $q_{\text{н}}$ ,  $q_{\text{м}}$  і зміни компоновки механічної частини привода. У першому випадку момент сил опору, зведений до гідромотора, визначимо за аналогією з (12) з першого співвідношення (4)

$$M_{\text{с}}^{(м)} = \frac{\alpha_2 R_{\text{в.к.}} (i_2 F_{\text{л}} - i_0 F_{\text{п}})}{i_k}. \quad (14)$$

Цей момент і кутову швидкість вала  $\omega_{\text{кв}}$  вважаємо постійними. Оцінимо вплив параметра  $q = q_{\text{н}} = q_{\text{м}}$  на величину тиску  $\Delta p$ . З цією метою із другого рівняння (4) знайдемо швидкість гідромотора

$$\omega_{\text{м}} = -\frac{k_{\text{п}} \Delta p}{q} - i_4 \omega_{\text{кв}} \quad (15)$$

і підставимо в перше рівняння. Тоді, з урахуванням виразу для  $M_{\text{жм}}$  з (2), різницю тисків у магістралях визначимо зі співвідношення

$$\Delta p = -\frac{q (k_{\text{гм}} i_4 \omega_{\text{кв}} + M_{\text{с}}^{(м)})}{q^2 + k_{\text{гм}} k_{\text{п}}}. \quad (16)$$

Позначимо номінальні значення характерного об'єму через  $q_0$  і різницю тисків через  $\Delta p^*$ , а нове значення  $q$  запишемо у вигляді  $q = x q_0$ . Відносний вплив  $q$  на  $\Delta p$  можна оцінити за допомогою виразу

$$\frac{\Delta p}{\Delta p^*} = \frac{q(q_0^2 + k_{\Gamma M} k_{\Pi})}{(q^2 + k_{\Gamma M} k_{\Pi})q_0} = \frac{x(q_0^2 + k_{\Gamma M} k_{\Pi})}{x^2 q_0^2 + k_{\Gamma M} k_{\Pi}}. \quad (17)$$

Графік цієї функції для зазначених вище значень номінальних параметрів гідромашин показано на рис. 4.

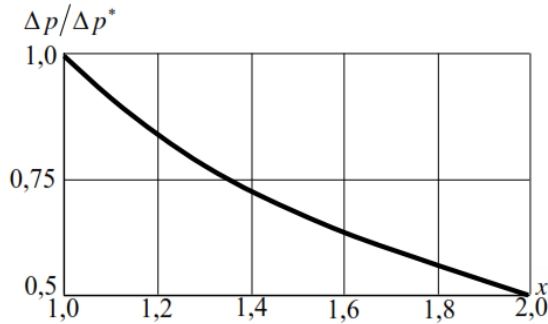


Рис. 4. Зміна тиску за зростання характерного об'єму

З нього випливає, що, наприклад, за збільшення значення  $q$  на 20 % ( $x=1,2$ )  $\Delta p$  зменшується на 14,2 %.

Інша можливість поліпшення характеристик повороту пов'язана зі зміною компоновки механічної частини привода. На рис. 5 показано фрагмент конструкції, в якій сателіти диференціальних механізмів є подвійними:  $z_2=21$ ,  $\tilde{z}_2=33$ . Крім того, змінені кількості зубців наступних шестерень:  $z_1=87$ ,  $z_3=30$ ,  $z_8=52$ . Знайдемо передатне відношення  $i_{m,\Pi} = \omega_m / \omega_{\Pi}$  для вихідного и нового варіантів.

У першому випадку, нехтуючи втратами в магістралях гідросистеми, виразимо кутову швидкість вала через швидкість гідромотора (див. (5))  $\omega_{\text{кв}} = -\omega_m / i_4$ . Значення  $e_n$  взято рівним одиниці.

Швидкості епіциклічних шестерень на підставі (9)

$$\omega_{\text{эл}} = -\left(\frac{\alpha_1}{i_4} + \frac{\alpha_2}{i_2}\right)\omega_m; \quad \omega_{\text{эл}} = -\left(\frac{\alpha_1}{i_4} - \frac{\alpha_2}{i_0}\right)\omega_m.$$

Знак «мінус» у цих виразах відображає обернення колінчастого вала і гідромотора в протилежних напрямках. Надалі його опускаємо.

На підставі формули (10) кутова швидкість корпусу об'єкта

$$\omega_{\Pi} = \frac{2\alpha_2 i_2 R_{\text{в.к.}}}{i_k B} \omega_m,$$

тому шукане передатне відношення

$$i_{m,\Pi} = \frac{\omega_m}{\omega_{\Pi}} = \frac{i_k B}{2\alpha_2 i_2 R_{\text{в.к.}}}. \quad (18)$$

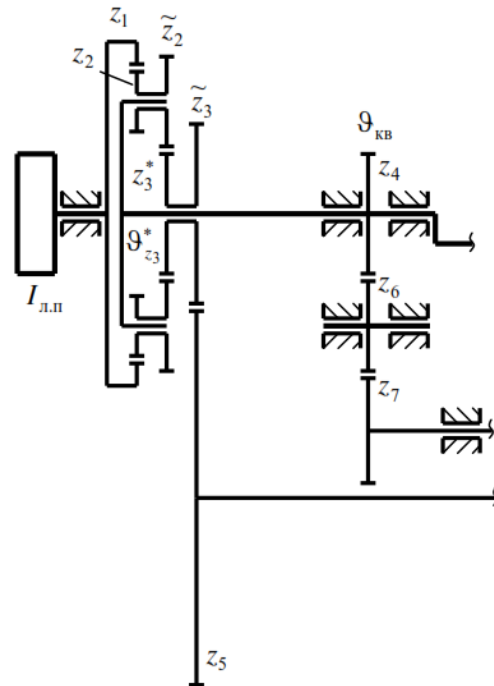


Рис. 5. Схема з подвійним сателітом

Вважаючи  $i_k=10$ , дістанемо  $i_{m,\Pi}=241,14$ .

У другому випадку формула для обчислення параметра  $\tilde{\alpha}_2$  стає іншою:  $\tilde{\alpha}_2 = z_2 z_3^* / z_1 \tilde{z}_2$  (рис. 5). При попередньому  $i_k$  на підставі (18) маємо  $\tilde{i}_{m,\Pi}=321,17$ .

Ефект від застосування редуктора з подвійним сателітом характеризується відношенням

$$\frac{\tilde{i}_{m,\Pi}}{i_{m,\Pi}} = \frac{i_2 \alpha_2}{\tilde{i}_2 \tilde{\alpha}_2} = 1,332.$$

Таким чином, застосування другої схеми приводить до зменшення кутової швидкості повороту корпусу і збільшення радіуса повороту. Зведений до гідромотора момент сил опору при цьому зменшується.

Так, при русі по дерену для вихідної схеми  $\omega_{\Pi} = 0,6306$  рад/с;  $R_{\Pi} = 13,6$  м;

$M_{\text{жм}} = 508,6 \text{ Нм}$ ; для схеми з подвійним сателітом  $\tilde{\omega}_{\text{п}} = 0,4914 \text{ рад/с}$ ;  $\tilde{R}_{\text{п}} = 16,62 \text{ м}$ ;  $\tilde{M}_{\text{жм}} = 411,4 \text{ Нм}$ . У другому випадку радіус повороту збільшився приблизно на 20% і настільки ж зменшився момент гідромотора.

З наведених досліджень можна зробити висновок про те, що для досягнення заданого радіуса повороту при русі на підвищених передачах необхідно збільшити характерний об'єм гідромашин, чого не можна зробити за рахунок зміни механічної частини приводу.

### Висновки

Розроблено математичні моделі повороту транспортного засобу для визначення параметрів гідромашин і диференціальних редукторів, що забезпечують необхідну кутову швидкість повороту.

Побудовано модель процесів повороту, що враховує двигун, диференціальні механізми, регульовану і нерегульовану гідромашину, споживачі потужності.

Встановлено характер впливу параметрів диференціальних редукторів і різних схем їхнього компонування на кінематичні характеристики повороту.

Здобуто зв'язок між відносним радіусом повороту і кутом нахилу шайби гідронасоса.

Встановлено залежність тиску в нагнітаючій порожнині від характерного об'єму гідромашин.

Досліджено вплив встановлення подвійного сателіта на параметри повороту і моменти в гідромоторах.

Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень динамічних процесів при повороті транспортного засобу.

Викладений перспективний підхід при розробці і удосконалюванні аналогічних конструкцій.

### Література

1. Choi S.H. Modeling and simulation for a tractor equipped with hydro-mechanical transmission / S.H. Choi, H.J. Kim, S.H. Ahn et al. // *Journal of Biosystems Engineering*. – 2013. – Vol. 38, no. 3. – P. 171–179.
2. Bottiglione F. Infinitely variable transmissions in neutral gear: torque ratio and power re-circulation / F. Bottiglione, S. De Pinto, G. Mantriota // *Mechanism and Machine Theory*. – 2014. – no. 74. – P. 285–298.
3. Park Y.J. Analysis and verification of power transmission characteristics of the hydromechanical transmission for agricultural tractors / Y.J. Park, S.C. Kim, J.G. Kim // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2016. – Vol. 30. – P. 5063–5072.
4. Wei C. Theoretical and experimental investigation of speed ratio follow-up control system on geometric type hydro-mechanical transmission / C. Wei, S. Yuan, J. Hu, W. Song // *Journal of Mechanical Engineering*. – 2011. – Vol. 47, no. 16. – P. 101–105.
5. Shujun Y. Full power shift method of hydro-mechanical transmission and power transition characteristics / Y. Shujun, B. Yong, F. Chengyuan // *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. – 2018. – Vol. 34, no. 5. – P. 63–72.
6. Zhang M. Modeling and control simulation for the multi-range hydro-mechanical CVT. Key Engineering Materials / M. Zhang, Z. Zhou // *Journal of Mechanical Engineering*. – 2014. – Vol. 621. – P. 462–469.
7. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром / Е.С. Кисточкин // *Машиноведение*. – 1978. – № 5. – С. 32–36.
8. Macor A. Optimization of hydro-mechanical power split transmissions / A. Macor, A. Rossetti // *Mechanism and Machine Theory*. – 2011. – Vol. 46, no. 12. – P. 1901–1919.
9. Rossetti A. Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions / A. Rossetti, A. Macor // *Mechanism and Machine Theory*. – 2013. – Vol. 62, no. 12. – P. 112–128.
10. Rossetti A. Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions / A. Rossetti, A. Macor, M. Scamporrè // *International Journal of Fluid Power*. – 2017. – Vol. 18. – P. 123–134.
11. Гуськов В.В. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Онейко – М.: Машиностроение, 1984. – 316 с.
12. Linares P. Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts / P. Linares, V. Méndez, H. Catalán // *Journal of Terramechanics*. – 2010. – Vol. 47, no. 5. – P. 323–335.



13. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
14. Пасынков Р.М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок / Р.М. Пасынков, М.М. Гайцгори // Вестник машиностроения. – 1967. – № 10. – С. 48–51.

### References

1. Choi, S.H., & Kim, H.J., & Ahn S.H. et al. (2013). Modeling and simulation for a tractor equipped with hydro-mechanical transmission. *Journal of Biosystems Engineering*, 38 (3), 171-179.
2. Bottiglione, F., & De Pinto, S., & Mantriota, G. (2014) Infinitely variable transmissions in neutral gear: torque ratio and power recirculation. *Mechanism and Machine Theory*, 74, 285-298.
3. Park, Y.J., & Kim, S.C., & Kim, J.G. (2016). Analysis and verification of power transmission characteristics of the hydromechanical transmission for agricultural tractors. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30, 5063-5072.
4. Wei, C., & Yuan, S., & Hu, J., & Song, W. (2011). Theoretical and experimental investigation of speed ratio follow-up control system on geometric type hydro-mechanical transmission. *Journal of Mechanical Engineering*, 47 (16), 101-105.
5. Shujun, Y., & Yong, B., & Chengyuan, F. (2018). Full power shift method of hydro-mechanical transmission and power transition characteristics. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 34 (5), 63-72.
6. Zhang, M., & Zhou, Z. (2014). Modeling and control simulation for the multi-range hydro-mechanical CVT. *Key Engineering Materials*. *Journal of Mechanical Engineering*, 621, 462-469.
7. Kistochkin, E.S. (1978). Dinamicheskaya model mnogopotoknyih besstupenchatyih pere-dach s gidroob'emnyim reguliruyuschim konturom [Dynamic model of multistream stepless transmission with a hydrovolumetric control loop]. *Mashinovedenie - Machine Science*, 5, 32-36 [in Russian].
8. Macor, A., & Rossetti, A. (2011). Optimization of hydro-mechanical power split transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 46 (12), 1901-1919.
9. Rossetti, A., & Macor, A. (2013). Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 62 (12), 112-128.
10. Rossetti, A., & Macor, A., & Scamperle, M. (2017). Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions. *International Journal of Fluid Power*, 18, 123-134.
11. Guskov, V.V., & Oneyko, A.F. (1984). *Teoriya povorota gusenichnyih mashin [Turn theory of tracked vehicles]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
12. Linares, P., & Méndez, V., & Catalán, H. (2010). Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts. *Journal of Terramechanics*, 47 (5), 323-335.
13. Shatohin, V.M. (2008). *Analiz i parametricheskiy sintez nelineynyih silovyih peredach mashin [Analysis and parametric synthesis of nonlinear power transmission of machines]*. Kharkov: NTU «KhPI» [in Russian].
14. Pasyinkov, R.M., & Gaytsgori M.M. (1967). Raschet gidroob'emnyih transmissiy s uchetom dinamicheskikh nagruzok [Calculation of hydrovolumetric transmissions by taking into account dynamic loads]. *Vestnik mashinostroeniya - Machine-Building Bulletin*, 10, 48-51 [in Russian].

**Шатохін Володимир Михайлович, д.т.н., проф., завідувач кафедри теоретичної механіки, +38 099-461-89-67, shatokhinvlm@gmail.com,**

**Гранько Борис Федорович, доц., доц. кафедри теоретичної механіки, +38 095-94-87-300, b.granko@i.ua,**

**Соболь Володимир Миколайович, к.т.н., доц. кафедри теоретичної механіки, +38 095-779-09-10, sobol\_vn@ukr.net, Харківський національний університет будівництва та архітектури, 61002, Україна, м. Харків, вул. Сумська, 40.**



## ON DYNAMIC LOADS REDUCTION IN THE SWINGING MECHANISM OF A TRACKED VEHICLE WITH HYDROVOLUMETRIC TRANSMISSION

Shatokhin V., Granko B., Sobol V.,  
Kharkiv National University of Civil Engineering  
and Architecture

**Abstract. Problem.** In the modern transport engineering industry there is a stable tendency to develop highly efficient engines and transmissions for wheeled and tracked vehicles by using hydrovolumetric transmissions (HVT). The adding of HVT together with differential reduction gears in the swinging mechanism of a tracked vehicle not only improves the technical characteristics of a vehicle (controllability, maneuverability, mobility) and reduce the driver fatigue, but also gives it the new quality properties. The methods for studying dynamic loads in power transmissions of mentioned above devices are not currently sufficiently developed. **Goal.** Development of the mathematical models of vehicle turning for parameters determining hydromachines and differential reduction gears that provides a required rotation angular velocity. Solution of the following problems: the model creation of the turning processes in the form of a system of differential equations that takes into account the engine, differential mechanisms, regulated and unregulated hydromachines, power consumers; studying the influence of differential reduction gear parameters and different schemes of their joining on the kinematical rotation characteristics; carrying out calculational and experimental studies of dynamic processes at the vehicle turning. **Methodology.** It is proposed to use differential equations of motion in the Lagrange's form for studying dynamic processes of turning. The turning angles of the crankshaft, unregulated hydromachine and the pressure difference in the main lines of HVT are used as the generalized coordinates. **Results.** Mathematical models of the vehicle turning for parameters determining of hydromachines and differential reduction gears that provides a required rotation angular velocity are developed. The character of influence of differential reduction gear parameters and different schemes of their joining on the kinematical rotation characteristics is studied. Interdependence between the relative

turning radius and the tilt angle of the hydraulic pump swash plate are given. The dependence of a pressure in the high-pressure pump chamber on the characteristic volume of hydromachines is studied. The influence of installation of a double pinion on the turning parameters and moments in the hydraulic motors is studied. **Originality.** The developed models of the vehicle turning show an increasing effect of the fluid pressure and the operation of the relief valves when driving on higher gears takes a place, which leads to a slower turn and a significant increase in its radius. It is shown that elimination of this disadvantage is possible by increasing the characteristic volumes of hydromachines and changing in the joining of the drive mechanical part. **Practical value.** The carried out researches have shown that the increase in the characteristic volume of hydromachines is more effective than changes in the drive mechanical part for obtaining a necessary turning radius when driving on higher gears. The proposed approach is perspective in the development and improvement of similar designs.

**Key words:** hydrovolumetric transmission, differential mechanism, swinging mechanism, tracked vehicle.

## О СНИЖЕНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МЕХАНИЗМЕ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Шатохин В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.Н.,  
Харьковский национальный университет  
строительства и архитектуры

**Аннотация.** Разработаны математические модели поворота гусеничной машины. В механизм поворота включены гидрообъемная передача и дифференциальные редукторы. Их введение улучшает технические характеристики объекта (управляемость, маневренность, подвижность), снижает утомляемость водителя. Модели позволяют определить параметры гидромашин и редукторов, обеспечивающие поворот объекта с необходимой скоростью.

**Ключевые слова:** гидрообъемная передача, дифференциальный механизм, механизм поворота, гусеничная машина.