

УДК 629.114.026

Д.Є. Хаустов

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

ВИКОРИСТАННЯ ДОДАТКОВОГО ПОТОКУ ПОТУЖНОСТІ У ГІДРООБ'ЄМНОМУ МЕХАНІЗМІ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

Автором запропоновано структурну схему гідрооб'ємно-механічної трансмісії з гідрооб'ємним механізмом повороту, який включає гідронасос, гідромотор та гідромуфту. Наявність гідромуфти надає можливість включення третього додаткового потоку потужності. Розглядається вплив допоміжного потоку потужності на процеси, які характеризують умови роботи гідромашин і трансмісії в цілому, та доцільність його використання на гусеничних машинах. Проведене моделювання надає можливість зробити висновки щодо доцільності включення додаткового потоку у механізм повороту, що веде до зменшення моменту на валу гідромотора і очікуваного зменшення тиску у магістралі.

Ключові слова: гідрооб'ємний механізм повороту, безступінчастий механізм повороту, гідрооб'ємно-механічна трансмісія.

Вступ

Фактично усі бойові танки та бойові машини піхоти Сухопутних військ провідних країн світу оснащені безступінчастими трансмісіями. Перспективність використання безступінчастих трансмісій обумовлена істотними їх перевагами у порівнянні з механічними. До переваг гідрооб'ємних механізмів повороту (ГОМП), які входять до складу гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ), відносяться [1 – 3]:

- використання ГОМП у складі ГОМТ підвищує рухомість гусеничних машин у порівнянні з механічною ступінчастою трансмісією, тому що забезпечується можливість зміни в широких інтервалах тягового зусилля на ведучих колесах машини при достатньо малих зусиллях на органах керування, які може забезпечити механік-водій;

- ГОМП забезпечує плавне регулювання передавального співвідношення від двигуна до ведучих коліс, а саме безступінчасте регулювання швидкості і радіуса повороту машини, що істотно підвищує рухомість і ергономічність машини;

- використання ГОМП веде до скорочення витрати палива внаслідок скорочення втрат кінетичної енергії машини при криволінійному русі.

В той же час використання ГОМП має ряд недоліків: високий тиск в магістралі, незадовільні масово-габаритні показники гідромашин. Моторно-трансмісійне відділення сучасних вітчизняних танків має обмежений заброневий простір, що в свою чергу ставить задачу знаходження компромісу між достатньою потужністю для здійснення повороту (розвороту) бойової гусеничної машини для встановлених гідромашин та їх масо-габаритними показниками.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні є цілий ряд робіт, які присвячені методиці синтезу схем планетарних ступінчастих механічних з використанням розрахунково-графічних підходів

[4, 5], але данні методики не враховують увесь спектр питання створення оптимальної схеми ГОМТ, а також і ГОМП. Доцільно звернути також увагу на роботи [6 – 10] в яких пропонується принципи формування схем нових ГОМТ і ГОМП.

В настоячий час не створено оптимальної методики синтезу нових ГОМТ, що в свою чергу залишає відкритим питання о виборі найбільш раціональних схемних рішень і відповідно конструктивних параметрів перспективних ГОМП і ГОМТ.

Мета статті. Метою дослідження є розроблення на основі отриманих даних при імітаційному моделюванні збуреного руху гусеничної машини з ГОМП [11] і експериментальних дослідженнях, схеми ГОМТ, яка забезпечує покращення рухомості гусеничної машини, а також зменшує навантаження на елементи ГОМП.

Виклад основного матеріалу дослідження

В роботі [11] представлена кінематична схема ГОМТ, що має в механізмі повороту гідрооб'ємну передачу (рис. 1).

К.к.д. гідрооб'ємної передачі характеризується об'ємним і гідромеханічним [7]. Об'ємний к.к.д. гідрооб'ємної передачі (ГОП) визначається в основному двома видами втрат: витоком рідини в магістралі високого тиску через зазори; втратами на стиснення рідини.

У той час як гідромеханічний к.к.д. ГОП в основному визначається трьома видами втрат:

- механічними, що виникають у підшипниках, у парі поршень - циліндр та в інших рухомих з'єднаннях;
- гідравлічними, що виникають при русі рідини по каналам;

- втратами допоміжного привода, що взаємопов'язаний з приводами насоса підпитки і інших механізмів передачі.

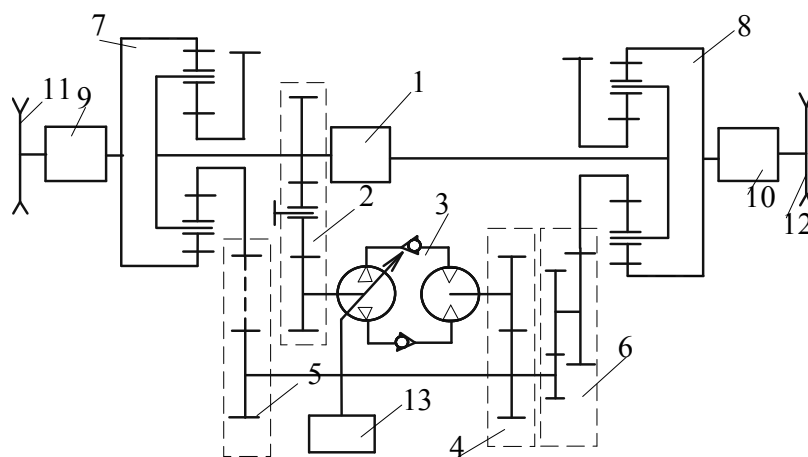


Рис. 1. Кінематична схема двопоточного ГОМП: 1 – двигун; 2, 4, 5, 6-редуктори; 3 – ГОП; 7, 8 – диференціальні механізми; 9, 10-бортові коробки передач; 11, 12-ведучі колеса

Наявність перелічених втрат веде до зниження загального к.к.д. гідروпередачі і ставить задачу для вибору оптимального об'єму гідромашин для кожної окремо взятої трансмісії. В [12] було вирішено завдання щодо вибору оптимального розміру гідромашини ГОМП. В магістралі високого тиску ГОМП спостерігалися автоколивання (рис. 2, а). Вибір оптимального типорозміру ГОМП призвів до їх зникнення (рис. 2, б). Однак, аналізуючи рис. 2, б, можливо зроби висновок, що тиск в магістралі високого

тиску ГОМП, не дивлячись на зникнення коливань, знаходиться на досить високому рівні, особливо при вході в поворот, що пояснюється збільшенням навантаженням на валу гідромотора при вході в поворот.

Цей процес є не бажаним і може повторюватися при зовнішніх збуреннях під час руху місцевістю з важкими умовами для руху, що у свою чергу буде вести до зниження кінематичного і силового к.к.д. гідропередачі внаслідок вищезазначених видів втрат.

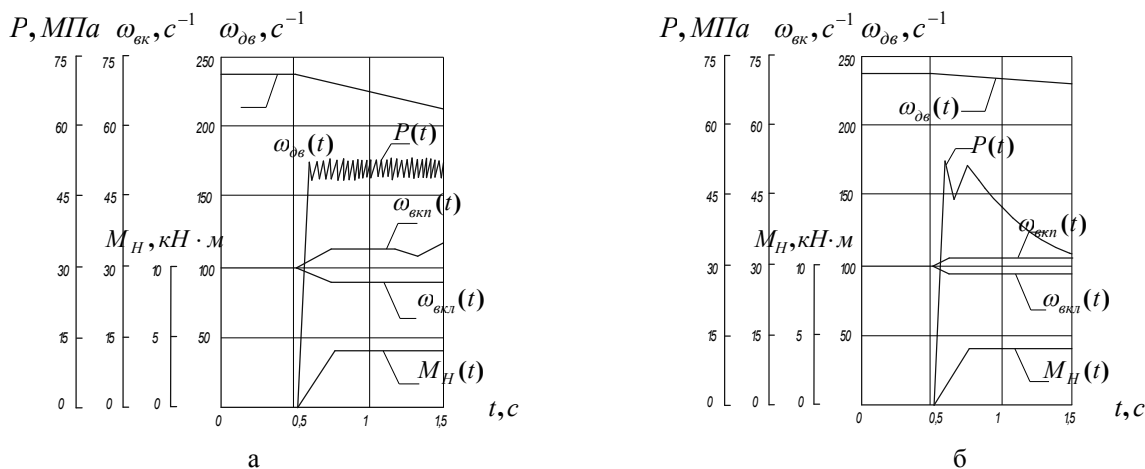


Рис. 2. Процеси, що виникають в механізмі повороту при використанні гідромашин типу «Зауер» за типорозміром № 23 (а) та № 25 (б)

Аналізуючи залежності кінематичного та силового к.к.д. аксіально-поршневих «Зауер» (рис. 3) [13], можливо зроби висновок, що при незначному керуючому впливі на шайбу гідронасоса кінематичний к.к.д. не перевищує 0,955 (рис. 3, а), а силовий - 0,85 (рис. 3, б), причому зі збільшенням частоти обертання кінематичний к.к.д. збільшується, а силовий - зменшується. Зі збільшенням куту нахилу шайби $\beta(t) \geq 0,7$ відбувається різке збільшення механічних втрат і зносу циліндрів внаслідок значного перекоосу поршнів, тому загальний к.к.д. гідромашин

зменшується. Аналогічний процес відбувається і при малих значеннях $\beta(t) \leq 0,3$, через що відбувається збільшення механічних втрат і настає самогальмування гідромотору.

Аналізуючи залежності к.к.д. гідромашин (рис. 3, в, г) від тиску в магістралі високого тиску, можливо легко помітити, що зі збільшенням тиску в магістралях ГОП кінематичний к.к.д. знижується (рис. 6), а силовий к.к.д. збільшується (рис. 3, г).

Збільшення різниці тисків в магістралях веде до зниження кінематичного та збільшення силового

к.к.д. як гідромотора так і гідронасосу. Аналіз рис. 3, г фактично дає можливість зробити висновок, що при керуючому впливі $\beta(t) \geq 0,7$ збільшується тиск в магістралі високого тиску, що веде до зменшення загального к.к.д гідромашин.

На основі аналізу схем двопоточних трансмісій з диференціальним механізмом (ДМ) на виході і вході та трьох поточної схеми з двома трьохланцюговими ДМ можна зробити висновок, що данні трансмісії спроможні реалізувати увесь спектр необ-

хідного діапазону регулювання, проте перемикання передач буде вести до розриву потоку потужності і підвищеного перенавантаження на фрикційні елементи. До того ж габаритні розміри гідромашин залишаються досить великими, а к.к.д – низьким. Найбільш оптимальними є гідрооб'ємно-механічні трансмісії, які забезпечують реалізацію всього діапазону регулювання без розриву потоку потужності. На рис. 4 представлена одна з структурних схем комбінованого двохпоточного ГОМП с ДМ.

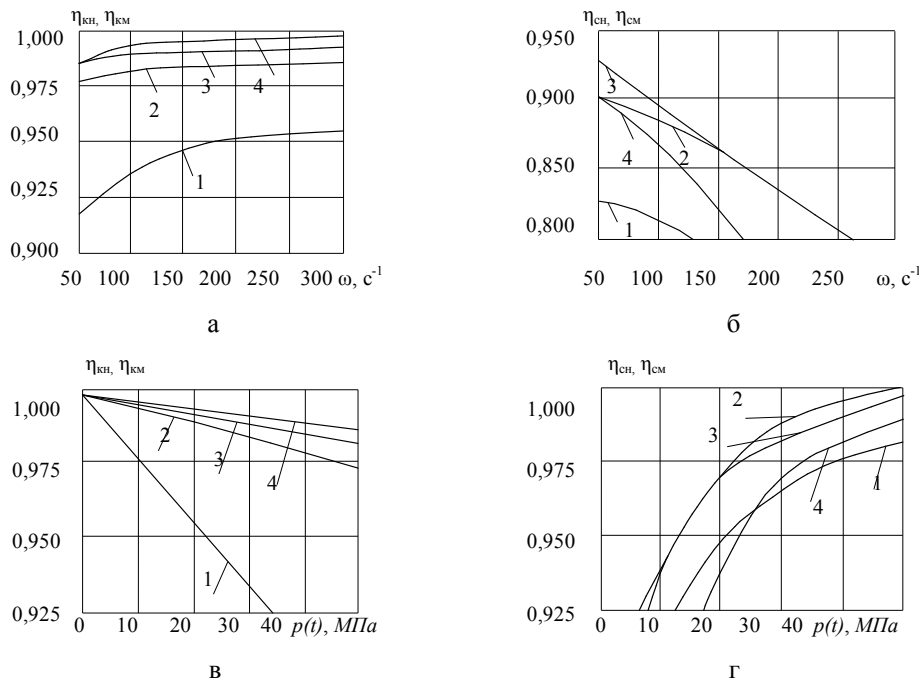


Рис. 3. Кінематичний (а, в) та силовий (б, г) к.к.д. аксіально-поршневих гідромашин типу «Зауер» при $p = 20$ МПа (а, б) або $\omega = 300$ с⁻¹ (в, г): 1 – $\eta_{кн}$ при $\beta = 0,3$; 2 – $\eta_{кн}$ при $\beta = 0,7$; 3 – $\eta_{кн}$ при $\beta = 1$; 4 – $\eta_{см}$

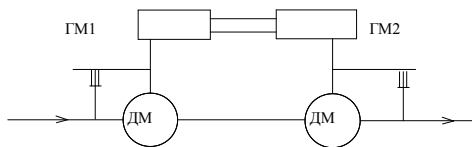


Рис. 4. Структурна схема комбінованого ГОМП

Обмеження функцій ГОП в механізмі повороту може дати істотне зменшення настановної потужності гідромашин.

Схеми ГОМП з обмеженими факторами гідропередачі повинні включати в себе відповідні фрикційні елементи або гідромуфти, при цьому передбачається відключення ГОП при обумовлених режимах роботи трансмісії.

В роботі [13] отримана залежність, яка відображає різницю тисків $\Delta p(t)$ в магістралях низького та високого тиску ГОП:

$$\Delta p(t) = \frac{2\pi}{V_M} M_H \eta_{см}^{-\sin g(\beta)}, \quad (1)$$

де V_M – об'єм гідромотора; M_H – навантаження на

валу гідромотора; $\eta_{см}^{-\sin g(\beta)}$ – силовий к.к.д. гідромотора.

Різниця тисків в магістралях залежить від силового к.к.д. мотора, навантаження на валу мотора і робочого об'єму мотора, а для нерегульованого гідромотора $V_M = \text{const}$. Для зменшення різниці тисків в магістралях необхідно зменшити навантаження на валу гідромотора. Зниження тиску призведе до збільшення кінематичного к.к.д., а зниження силового к.к.д. доцільно компенсувати додатковим потоком потужності (рис. 5). Дана схема не передбачає відключення ГОП, що передбачається в роботі [9], при обумовлених режимах роботи трансмісії. Включення додаткового потоку потужності становить своєю метою зменшення навантаження, що поступає на вал гідромотору.

Для забезпечення включення третього потоку по своїй зовнішній характеристиці найбільш підходить гідромуфта, особливою якої є залежність крутних моментів робочих коліс і к.к.д. від передавального співвідношення при постійній частоті обертання ведучого валу.

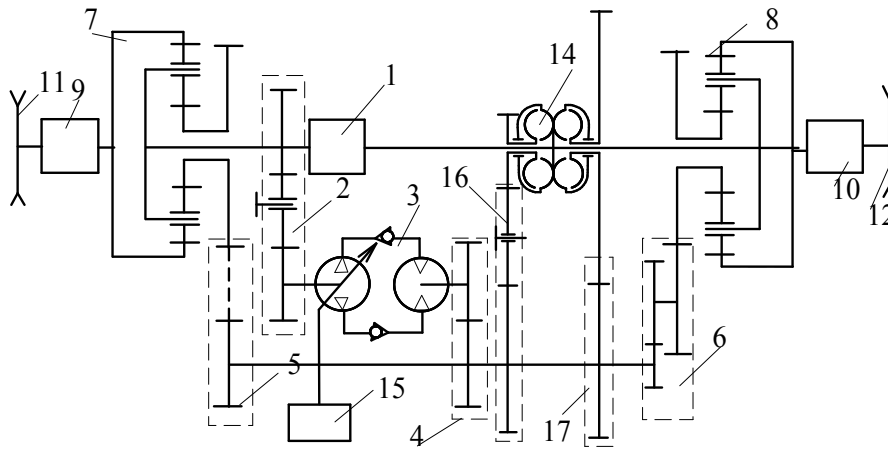


Рис. 5. Кінематична схема двопоточного ГОМП з додатковим потоком потужності:
 1 – двигун; 2, 4, 5, 6 – редуктори; 3 – ГОП; 7, 8 – диференціальні механізми;
 9, 10 – бортові коробки передач; 11, 12 – ведучі колеса

Включення додаткового потоку потужності здійснюється шляхом заповнення робочого об'єму гідромуфти турбінним маслом при спрацюванні обмежувального клапану. Обмежувальний клапан спрацьовує при досягненні обумовленого тиску в магістралі високого тиску $p_{Г\max}(t)$. Завдяки включенню третього потоку потужності момент на валу гідромотора при збільшенні навантаження буде зменшений, а отже тиск в магістралі високого тиску буде зменшуватися. Завдяки третьому потоку потужності момент на валу гідромотора при збільшенні навантаження буде зменшений, а отже тиск в магістралі буде також зменшуватися.

Використання в третьому потоці потужності жорсткого зв'язку може привести до небажаного стрибку кутової швидкості на ведучих колесах при повороті. Гідромуфта же характеризується високою пристосовуваністю і нежорстким зв'язком, що сприятливо при об'єднанні двох потоків потужності, що поступають з гідромотора і гідромуфти. Крутні моменти на веденому і ведучому валах гідромуфти рівні між собою за умови відсутності дискових втрат і втрат у підшипниках, а її к.к.д. визначають виразом:

$$\eta_{ГМ} = \frac{n_2}{n_1} = i_{ГМ}, \quad (2)$$

де $n_1, n_2, i_{ГМ}$ – кількість обертів ведучого валу, веденого валу, передавального співвідношення гідромуфти відповідно.

Таким чином, к.к.д. гідромуфти прямо пропорційний її передавальному співвідношенню. Залежність величини к.к.д. гідромуфти від передавального співвідношення носить фактично лінійний характер. Починаючи з достатньо високого передавального співвідношення к.к.д. гідромуфти продовжує зростати майже до одиниці. Це є також сприятливим фактором для використання гідромуфти, тому що її включення буде здійснюватися при досить високій

частоті обертання двигуна і відповідно момент, що буде передаватися, буде досить істотним, що призведе до значного розвантаження гідронаосу.

Криволінійний рух гусеничної машини описується наступною системою рівнянь [14]:

$$J_1 \dot{\omega}_1(t) = M_{1Д} - M_{1Н}; \quad (3)$$

$$\dot{\psi}(t) = \frac{r}{B} [i_{КП}(t) - i_{КЛ}(t)] \omega_1(t); \quad (4)$$

$$\dot{y}(t) = 0,5r [i_{КП}(t) - i_{КЛ}(t)] \omega_1(t) \sin \psi(t); \quad (5)$$

$$M_{1Н} = \left[\begin{aligned} & \left(J_2/4 + J_n \cdot r^2/B^2 \right) i_{СП}(t) + \\ & + \left(J_2/4 - J_n \cdot r^2/B^2 \right) i_{СЛ}(t) \end{aligned} \right] i_{КП}(t) \times \\ \times \dot{\omega}_1(t) + \left[\begin{aligned} & \left(J_2/4 - J_n \cdot r^2/B^2 \right) i_{СП}(t) + \\ & + \left(J_2/4 + J_n \cdot r^2/B^2 \right) i_{СЛ}(t) \end{aligned} \right] \times \\ \times i_{КЛ}(t) \cdot \dot{\omega}_1(t) + M_{СП} i_{СП}(t) + \\ + M_{СЛ} i_{СЛ}(t) + M_C [i_{СП}(t) - i_{СЛ}(t)];$$

$$M_{СП}(t) = \frac{G}{2} f \cdot r \cdot \left[\frac{1 + V(t)\dot{\psi}(t)}{gB} \right]; \quad (7)$$

$$M_{СЛ}(t) = \frac{G}{2} f \cdot r \cdot \left[\frac{1 - V(t)\dot{\psi}(t)}{gB} \right]; \quad (8)$$

$$M_C(t) = \mu_{\max} \frac{GzB |\dot{\psi}(t)|}{4[0,85B |\dot{\psi}(t)| + 0,3V(t)]}; \quad (9)$$

$$V(t) = 0,5r [i_{КП}(t) + i_{КЛ}(t)] \omega_1(t), \quad (10)$$

де $\omega_1(t)$ – кутова швидкість вала двигуна внутрішнього згорання;

$\psi(t)$ – кут повороту транспортного засобу відносно вертикальної вісі, що проходить через центр мас;

$y(t)$ – бокове зміщення центра мас транспортного засобу;

$i_{КП}(t), i_{КЛ}(t)$ – кінематичні передавального співвідношення трансмісії по правому и лівому борту ВГМ;

$M_{1Д}$ – крутний момент, що розвиває двигун внутрішнього згорання;

$M_{1Н}$ – момент навантаження на валу двигуна;

J_1 – приведений до колінчастого валу момент інерції рухомих частин двигуна внутрішнього згорання і пов'язаних с ними елементів трансмісії;

r – радіус ведучого колеса;

B – ширина колії транспортного засобу;

$i_{СП}(t), i_{СЛ}(t)$ – силові передавального співвідношення трансмісії по правому и лівому бортам транспортного засобу;

J_2 – момент інерції мас, що поступово рухаються, транспортного засобу;

$J_{п}$ – момент інерції транспортного засобу відносно вертикальної вісі, що проходить через центр мас;

$M_{СП}, M_{СЛ}$ – моменти опору руху по правому и лівому бортам;

M_C – момент опору повороту;

G – вага транспортного засобу;

z – довжина опорної вітки гусеничного рушія;

f – коефіцієнт опору руху;

μ_{max} – коефіцієнт опору повороту;

$V(t)$ – швидкість руху центра мас;

L – відстань центра мас підресореної частини корпусу від поверхні ґрунту.

Момент навантаження на валу гідромотору [16], що описується залежністю:

$$M_H(t) = i_K^i i_{ПС}^i i_4 i_5 (\eta_K^i \eta_{ПС} \eta_4 \eta_5) \times [M_{2НП}(t) - M_{2НЛ}(t)], \quad (11)$$

де $M_{2НП}(t), M_{2НЛ}(t)$ - тягові моменти на ведучих колесах ВГМ.

Крутні моменти насоса и турбіни визначаються рівняннями [15]:

$$M_{НК} = \lambda_H \omega_H^2 D^5; \quad (12)$$

$$M_{ТК} = \lambda_T \omega_H^2 D^5, \quad (13)$$

де λ_H, λ_T - коефіцієнти моментів насоса и турбіни; ω_H - кутова швидкість насосного колеса; D - активний діаметр круга циркуляції.

В [16] під силовим к.к.д. гідронасоса розуміють гідромеханічний к.к.д., який у свою чергу дорівнює добутку гідромеханічного и механічного к.к.д. гідромашини. Для спрощення розрахунків не будемо враховувати втрати в магістралях, тому отримуємо:

$$\Delta p = \frac{2\pi}{V_M} M_{НГМ} \eta_{МГМ}; \quad (14)$$

Згідно [17] маємо:

$$\eta_{МГМ} = 1/1 + \frac{N_{ТР}}{N_i}; \quad (15)$$

$$\frac{N_{ТР}}{N_i} = \frac{1}{e} \left[\frac{k_{ж} \cdot (\mu v \bar{\omega} / \Delta p) \cdot (1 + c_{ж} e^2) + k_{п}}{(\Delta p (1 + k_{п} v \bar{\omega})) + k_c / (1 + k_c v \bar{\omega})} \right]; \quad (16)$$

$$\Delta p = \frac{2\pi \cdot M_{НГМ}}{\left(\left(V_M + \frac{V_M k_c}{e(1 + k_c v \bar{\omega})} \right) + \frac{V_M k_{ж} \mu v \bar{\omega}}{e} \times \right) \times (1 + c_{ж} e^2) + V_M k_{п} / (e(1 + k_{п} v \bar{\omega}))}, \quad (17)$$

де $k_{ж}, c_{ж}, k_c, c_c, k_{п}, c_{п}$ – коефіцієнти пропорційності,

$v = D\omega_{ГМmax}$ – характерна швидкість гідромашини;

$\bar{\omega} = \omega / \omega_{ГМmax}$ – відносна частота обертання,

$N_{ТР}, N_i$ – потужність втрат на тертя і індикаторна потужність.

При постійній частоті обертання вала гідромашини різниця перепаду тисків в магістралі Δp залежить від моменту навантаження на валу гідронасоса $M_{НГМ}$. При досягненні $r_{Гmax}(t)$ відбувається включення гідромурфи, що веде до припливу додаткового позитивного потоку потужності на вал гідромотора. Тоді вираз (17) приймає вигляд:

$$\Delta p = \frac{2\pi \cdot (M_{НГМ} - M_{ТК})}{\left(\left(V_M + \frac{V_M k_c}{e(1 + k_c v \bar{\omega})} \right) + \frac{V_M k_{ж} \mu v \bar{\omega}}{e} \times \right) \times (1 + c_{ж} e^2) + V_M k_{п} / (e(1 + k_{п} v \bar{\omega}))}. \quad (18)$$

На рис. 6 представлені графіки, отримані при моделюванні процесів сталого повороту важкої гусеничної машини.

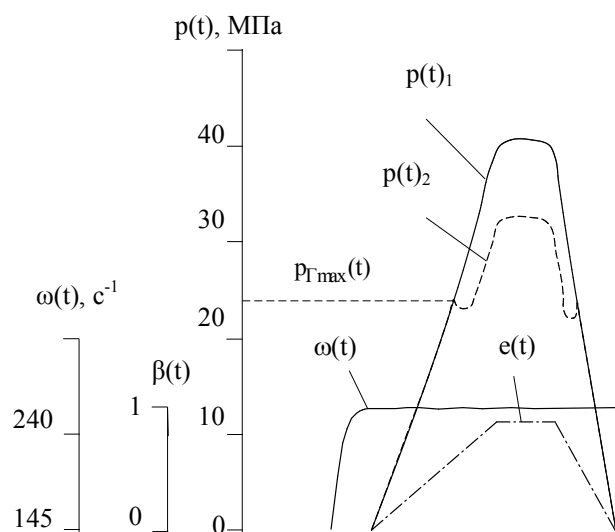


Рис. 6. Залежність тиску в магістралі високого тиску від навантаження на валу гідромашини «Зауер»

Графіки рис. 7 виражають залежність тиску в магістралі ГОП від величини навантаження на валу гідромотора без додаткового потоку потужності $p(t)1$ і при включенні додаткового потоку потужності $p(t)2$ при досягненні тиску $p_{\Gamma_{\max}}(t)$.

Висновки

Запропонована схема трансмісії і математична модель до неї дає можливість зробити висновок, що використання третього додаткового потоку потужності в двопоточному механізмі повороту при підвищених навантаженнях дає можливість зменшення тиску в магістралі високого тиску і навантаження на елементи ГОП. При цій схемі можливо досягнути мінімально потужності гідромашин, а отже і найменшої їх ваги і габаритів.

Список літератури

1. Александров Е.Е. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин / Е.Е. Александров, М.Д. Борисяк, Я.В. Грота и др. – Х.: ХГПУ, 1995. – 175 с.
2. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга, И.Б. Матвеев // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение», 2003. – №4. – С. 3-19.
3. Rolf Hilmes «Kampfpanzer» (Die Entwicklungen der Nachkriegszeit) - Verlag «Soldat und Technik im Umschau». - Frankfurt am Main, 1991 – 180 s.
4. Иваненко П.Н. Автоматизация выбора схем планетарных коробок передач / П.Н. Иваненко, Ю.А. Сушков, А.Д. Ваицец –Л.: Машиностроение, 1974. – 234 с.
5. Сушков Ю.А. Графы зубчатых механизмов / Ю.А. Сушков. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
6. Бабаев О.М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Кисточкин Е.С. –Л.: Машиностроение, 1987. –326 с.
7. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.

8. Самородов В.Б. Общая постановка задачи параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение, 2002. – № 1. – С. 144–150.

9. Theodor Icken Lenkgetriebe in gepanzerten Kettenfahrzeugen // Soldat und Technik, 1968. – S. 14–18.

10. Самородов В.Б. Комплексный подход в автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, А.В. Науменко, В.А. Постный // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение», 2002. – №10. – Т. I. – С. 3–16.

11. Александров Е.Е. Имитационное моделирование возмущенного движения ГМ с гидрообъемным механизмом поворота / Е.Е. Александров, Д.Е. Хаустов // Вестник НТУ «ХПИ», 2005. – Вып. 37. – С. 19-28.

12. Александров Е.Е. О рациональном выборе рабочих объемов гидромашин механизма поворота гусеничной машины / Александров Е.Е., Хаустов Д.Е. // Вісник НТУ «ХПИ» «Автомобиле- та тракторобудування». – 2005. – № 13. – С. 35-40.

13. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко и др. – Харьков. – 2001. – 640 с.

14. Александров Е.Е. О влиянии колебаний подрессоренных масс корпуса на динамику криволинейного движения транспортного средства // Прочностные и динамические характеристики машин и конструкций. – Пермь, 1985. – С. 63-71.

15. Лapidус В.И. Гидравлические трансмиссии автомобилей / В.И. Лapidус, В.А. Петров. – М.: Машигиз, 1957. – 384 с.

16. Александров Е.Е. Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич. –Х.: ХГПУ, 1997. – 185 с.

17. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередач / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельхозмашины. – 1979. – № 9. – С. 10-11.

Надійшла до редколегії 15.02.2016

Рецензент: д-р техн. наук, ст. наук. співр. М.Ю. Яковлев, Національна академія Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ПОТОКА МОЩНОСТИ В ГИДРООБЪЕМНОМ МЕХАНИЗМЕ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Д.Е. Хаустов

Автором предложена структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии с гидрообъемным механизмом поворота, который включает гидронасос, гидромотор и гидромуфту. Наличие гидромуфты предоставляет возможность включения третьего дополнительного потока мощности. Рассматривается влияние вспомогательного потока мощности на процессы, которые характеризуют условия работы гидромашин и трансмиссии в целом и целесообразность его использования на гусеничных машинах. Проведенное моделирование предоставляет возможность сделать вывод о целесообразности включения дополнительного потока в механизм поворота, который ведет к уменьшению момента на валу гидромотора и ожидаемого уменьшения давления в магістралі.

Ключевые слова: гидрообъемный механизм поворота, бесступенчатый механизм поворота, гидрообъемно-механическая трансмиссия.

THE ADDITIONAL POWER FLOW IN HYDROSTATIC STEERING SYSTEM OF THE TRACKED VEHICLE

D.Ye. Haustov

The author has suggested the structure scheme of hydrostatic-mechanical transmission with hydrostatic steering system, which includes a hydraulic pump, a hydraulic motor and a hydraulic clutch. The hydraulic clutch allows the third additional power flow inclusion. An analysis is conducted regarding the influence of additional power flow on the processes that characterize the work condition of hydraulic machines and the transmission in general and its efficient use in tracked vehicles. The results of simulation allows to conclude that including the additional flow to the steering system is advisable, it leads to torque reducing on hydraulic motor shaft and it gives the expected pressure reduction in mainline.

Keywords: hydrostatic steering system, continuously variable steering system, hydrostatic-mechanical transmission.