

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.225

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2026.112.0.56

АНАЛІЗ ТРАНСМІСІЙ З ОБ'ЄМНИМ ГІДРОПРИВОДОМ ДЛЯ  
НАВАНТАЖУВАЧІВ І ТРАКТОРІВ

Аврунін Г. А., Білан І. В., Мороз І. І., Нікітін С. А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** Розглянуто застосування об'ємних гідроприводів у трансмісіях навантажувачів і тракторів. Проаналізовано сучасні досягнення у сфері створення двопотокових гідромеханічних трансмісій і з гідромотор-колесами. Розрахунки тягово-швидкісних характеристик трансмісій дали змогу зробити висновок щодо перспективності використання радіальнопоршневих гідромотор-колес. Продемонстровано, що для мобільних машин з максимальною швидкістю до 60 км/год можливе застосування радіальнопоршневих гідромотор-колес у безредукторному варіанті.

**Ключові слова:** навантажувач, трактор, трансмісія, об'ємний гідропривод, аксіальнопоршневий насос, радіальнопоршневе гідромотор-колесо, тягово-швидкісна характеристика, крутний момент, потужність, частота обертання, перепад тисків.

**Вступ**

Об'ємний гідропривод широко застосовується в тракторах і навантажувачах. Практично всі навісні пристрої працюють за допомогою гідропривода, є також приклади застосування гідроприводних трансмісій у навантажувачах.

Трансмісії на основі гідроприводів забезпечують високі тягові характеристики й безступеневу зміну швидкості транспортного засобу, мають автоматизовані протибуксувальні пристрої для забезпечення функціонування у важких дорожніх умовах.

Для проведення аналізу можливостей застосування в трансмісіях гідромотор-колес обрано насамперед колісні навантажувачі закордонного й вітчизняного виробництва моделей H20-Linde, Weidemann-9080 і T-156Б, а також трактор ХТЗ-17021 як базову модель для будівельно-дорожніх машин та інших транспортно-технологічних засобів [1–7].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій**

У працях [1; 2] розглянуто принцип роботи й технічні характеристики гідроприводної трансмісії вилкового навантажувача моделі H20 фірми Linde з максимальним тяговим зусиллям 14 кН з двома провідними колесами, на маточинах яких установлені аксіальнопоршневі гідромотори з постійним робочим об'ємом і планетарними редукторами. За допомогою аксіальнопоршневого насоса з регульованим робочим об'ємом здійснюється

безступенева зміна швидкості навантажувача. Фронтальний навантажувач моделі Weideman-9080 з тяговим зусиллям понад 60 кН має гідравлічну принципову схему трансмісії, що обертає два провідних мости й забезпечує швидкість до 40 км/год. У трансмісії використовується аксіальнопоршневий регульований гідромотор, який обертає планетарний редуктор з двома вихідними карданними валами мостів [3; 4]. Аксіальнопоршневі гідромотори працюють у комплексі з планетарними редукторами для підвищення крутного моменту.

Водночас високомоментні радіальнопоршневі гідромотори задовольняють вимоги щодо створення необхідних крутних моментів практично для всіх тракторів і навантажувачів за тяговим зусиллям, але мають обмеження щодо максимальної частоти обертання [5; 6].

Однак постійні роботи конструкторів для підвищення частоти обертання радіальнопоршневих гідромоторів відкривають перспективу проведення дослідницьких робіт зі створення нових гідроприводних трансмісій.

Радіальнопоршневі гідромотори багаточислової дії також мають системи регулювання робочого об'єму із суттєвими перевагами щодо енергозбереження порівняно з аксіальнопоршневими конструкціями регулювання [7]. Регулювання робочого об'єму радіальнопоршневих гідромоторів можливе тільки ступінчасте з кількістю ступенів від 2 до 4 [5–7].

Такий недолік компенсується одночасним безступінчастим регулюванням аксіальнопоршневого насоса й ступінчастим регулюванням радіальнопоршневого гідромотора. Такі режими можна аналізувати за допомогою математичних моделей функціонування гідроприводів із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини [8; 9] і побудови розрахункових блоків у пакеті прикладних програм *VisSim*.

Розв'язання диференціальних рівнянь дають змогу визначати швидкість транспортного засобу й тиску робочої рідини в гідросистемі трансмісії в повному діапазоні тяговошвидкісної характеристики [10].

На рис. 1 запропоновано вилковий навантажувач H20-Linde, а на рис. 2 – гідравлічну принципову схему його трансмісії з гідромотор-колесами аксіальнопоршневого типу й планетарними редукторами. Трансмісія містить насос Н і два гідромотори Мл і Мпр

приводів провідних коліс лівого та правого бортів.

Аксіальнопоршневий насос Н з похилим диском і гідростатичними підп'ятниками опор поршнів на похилий диск має регульований робочий об'єм унаслідок зміни кута похилого диска.



Рис. 1. Вилковий навантажувач H20-Linde

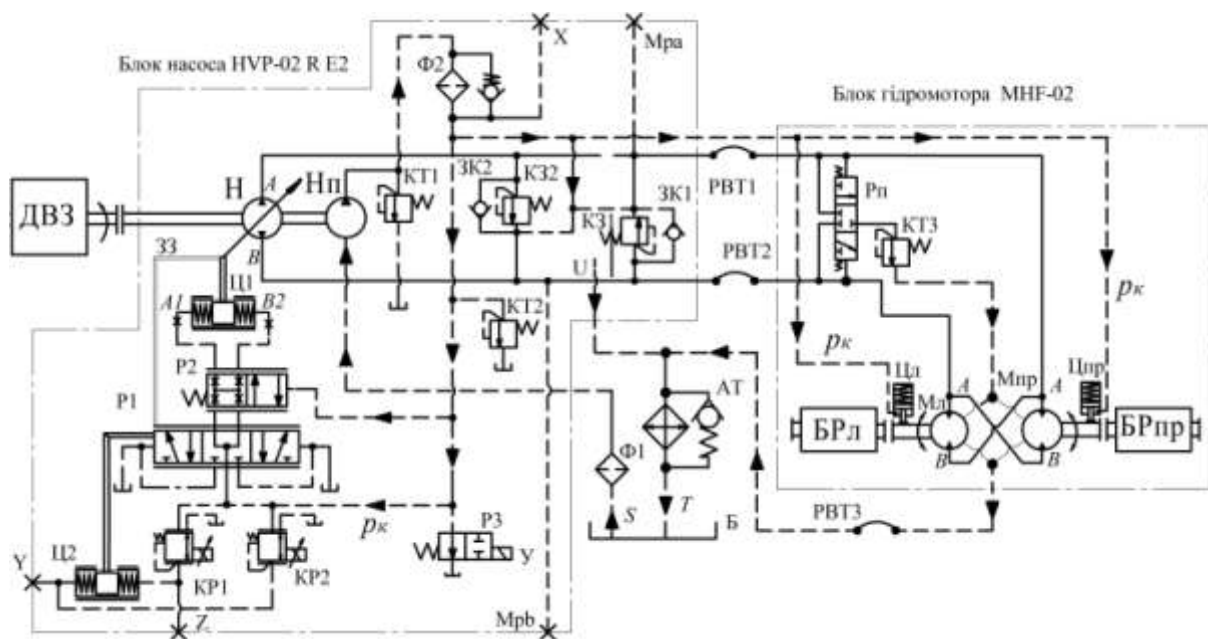


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема гідропривода трансмісії вилкового навантажувача H20-Linde з електропропорційним регулятором насоса й системою безпеки РСО

Насос приводиться в обертання приводним двигуном ДВЗ. Насос Н і гідромотори Мл і Мпр з'єднані за допомогою рукавів високого тиску РВТ1 і РВТ2. Насос і гідромотори працюють у замкненому ланцюгу циркуляції робочої рідини, тому застосований насос підживлення Нп на загальному валу. Насос підживлення Нп всмоктує робочу рідину з бака Б крізь фільтр Ф1 і нагнітає до фільтра Ф2 й редукційних клапанів КР1 і КР2 системи управління насосом, а також до зворотних клапанів КЗ1 і КЗ2 антикавітацій-

ного захисту. Значення тиску  $p_k$  керування й захисту від кавітації підтримується клапанами тиску КТ1 і КТ2. Для захисту від перевантажень в основних магістралях гідропривода А-А і В-В встановлені запобіжні клапани ЗК1 і ЗК2.

Для зміни кута похилого диска насоса застосовано гідроциліндри Ц1 і Ц2, гідророзподільник Р1 і два редукційні клапани КР1 і КР2 з пропорційним електромагнітним управлінням. За допомогою редукційних

клапанів переміщується поршень гідроциліндра Ц1, який зі свого боку переміщує пропорційний гідророзподільник Р1. Гідророзподільник Р1 подає робочу рідину в порожнини гідроциліндра Ц2 через гідророзподільник безпеки Р2, поршень гідроциліндра Ц2 переміщується і змінює кут нахилу похилого диска насоса Н. Живлення робочої рідини для переміщення гідроциліндрів Ц1 і Ц2 і гідророзподільників Р1 та Р2 забезпечується насосом підживлення Нп, а значення тиску налаштовується клапаном тиску КТ2.

Механічний зворотний зв'язок ЗЗ між гідророзподільником Р1 і штоком гідроциліндра Ц2, тобто положенням похилого диска насоса Н, забезпечує точність керування робочим об'ємом насоса Н і його подачею до гідромоторів Мл та Мпр. Гідророзподільник Р1 пропорційного типу, чотирипровідний, у нейтральному положенні всі отвори об'єднані між собою, що дає змогу похилому диску автоматично встановлюватись у нейтральному положенні за відсутності сигналів керування на редукційних клапанах КР1 і КР2.

Під час роботи трансмісії оператор за допомогою двох педалей, які є фактично потенціометрами, подає електричні сигнали на редукційні клапани КР1 або КР2, і здійснюється зміна напрямку й швидкості руху навантажувача. Тобто оператор навантажувача виконує його переміщення й реверсування за допомогою двох педалей, а гальмування здійснюється педаллю, розташованою між цими двома педалями на підлозі кабіни.

У системі управління встановлені також гідророзподільник безпеки Р2 з гідравлічним керуванням і гідророзподільник Р3 з електромагнітним керуванням. Гідророзподільник Р2 є двопозиційним чотирипровідним, і внаслідок підводу тиску до правого торця його золотника останній зміщується ліворуч. Як наслідок, витрата оливи до гідроциліндра Ц2 суттєво збільшується, оскільки в каналах золотника немає дроселів супротиву течії оливи. За відсутності електроживлення на магніті У гідророзподільника Р3 золотник останнього за допомогою пружини зміщується праворуч і займає положення згідно з рисунком. У цьому разі живлення оливи до редукційних клапанів не підводиться, і завдяки дроселям у золотнику й об'єднанню каналів у такому положенні похилий диск насоса повільно займає нейтральне положення й навантажувач зупиняється. Така система забезпечує зупинку навантажувача за відсутності електроживлення згідно з EN ISO

13849. Ця система регулювання відключенням тиску має назву РСО. Спеціальні елементи керування виконують функції керування крутним моментом або регулювання тиску. Управління з відсіканням тиску (РСО) зменшує витрату насоса, коли досягається тиск відключення. Для контролю тиску в основних магістралях передбачено різьбові отвори Мра і Мрб, для тиску в лініях управління гідроциліндра Ц1 – різьбові отвори У і Z. Для контролю роботи фільтра Ф2 передбачено різьбовий отвір Х. До оливоохолоджувача АТ робоча рідина потрапляє двома способами: з корпусу насоса Н крізь отвір U; з корпусів гідромоторів Мл та Мпр через рукав високого тиску РВТЗ.

Фронтальний навантажувач *Weidemann-9080* (рис. 3) призначений для роботи з важкими вантажами на великих підприємствах, складах і силосних сховищах.



Рис. 3. Навантажувач *Weideman-9080* з трансмісією на базі аксіальнопоршневого регульованого гідромотора, редуктора й двох карданих валів

Усі сільськогосподарські та колісні навантажувачі *Weidemann* оснащені двома підйомними гідроциліндрами, що дає змогу забезпечити оптимальний розподіл навантаження на важелі вантажу. Крім того, весь вантажний пристрій стає більш стійким. Розмір підйомних гідроциліндрів обирається під розмір машини. Маневреність навантажувача забезпечується таким чином, що за умови кута розвороту  $40^\circ$  радіус розвороту шин становить 4,9 м, внутрішній радіус повороту машини в цьому разі становитиме не більше ніж 2,45 м. Для досягнення таких параметрів навантажувачі оснащені шарнірним зчленуванням і віссю, яка може коливатися, що також сприяє оптимізації тягового зусилля.

Маса навантажувача *Weideman-9080* в стандартній комплектації становить 10720 кг, маси на ківші досягають 5290 кг за умови прямого розташування машини, 4657 кг – під час повороту, 4624 кг – на захоплення піддо-

нів і 4071 кг – для піддонів в умовах повороту. Навісне обладнання навантажувача: ківш об'ємом 2,9 м<sup>3</sup> та польотні вила. На навантажувачі встановлено міст моделі PA1900. Швидкість руху навантажувача становить до 40 км/год. Трансмісія використовує об'ємний гідропривод із приводним механізмом із карданними валами. Гідропривод функціонує за допомогою роздавальної коробки й карданних валів, напрямку руху обирається джойстиком, є також можливість повного блокування диференціала передньої та задньої осі.

Навантажувач оснащений турбодизельним двигуном *Deutz* TCD3.6S5 з робочим об'ємом 3621 см<sup>3</sup>, потужністю 100 кВт і максимальною частотою обертання 2300 хв<sup>-1</sup>. Є опція навантажувача з двигуном *Deutz* TCD4.1L4 (робочий об'єм становить 4038 см<sup>3</sup>), який має потужність 115 кВт і також частоту обертання 2300 хв<sup>-1</sup>.

Ручне регулювання кількості використовуваної оливи здійснюється за допомогою системи керування *Jog Dial*. Така система є доречною в роботі обладнання, для якого не потрібна повна потужність гідропривода. Це дає змогу знизити навантаження на гідропривод і продовжити термін його служби. У гідроприводі навантажувача *Weidemann* встановлюють рукави високого тиску (РВТ) з декількох частин. Для їх заміни не потрібно змінювати весь рукав у гідроприводі, а можна замінити лише необхідну частину, що суттєво прискорює роботу й має економічні переваги. Можливе швидке під'єднання зовнішніх агрегатів до гідросистеми навантажувача навіть за умови роботи двигуна.

Трансмісія *Weideman-9080/9580T* (рис. 4) має аксіальнопоршневий гідромотор з регульованим робочим об'ємом, редуктор і карданні вали для обертання коліс заднього й переднього мостів.



Рис. 4. Аксіальнопоршневий гідромотор із регульованим робочим об'ємом, редуктор і карданні вали трансмісії навантажувача *Weideman-9080*

Гідромотор має максимальний робочий об'єм 370 см<sup>3</sup> і кут нахилу блоку циліндрів 45°. Трансмісія передає повну потужність за умови тиску 25 МПа. За інформацією фірми, така трансмісія є унікальною, забезпечує безступеневу частоту обертання й швидкість навантажувача до 40 км/год. У цьому разі немає потреби в перемиканні передач і не розривається тягове зусилля. Трансмісія є енергоефективною і також забезпечує комфортний режим роботи водія навантажувача. Попередні розрахунки показали, що максимальний теоретичний крутний момент гідромотора 1470 Н.м розвивається внаслідок перепаду тисків 25 МПа і частота обертання досягає 845 хв<sup>-1</sup>.

Фактично частота обертання такого гідромотора може становити 2240 хв<sup>-1</sup> за максимального робочого об'єму та збільшуватись до 2650 хв<sup>-1</sup> у разі мінімального робочого об'єму, якщо взяти гідромотор-аналог, наприклад, моделі А6VM355 фірми *Rexroth Bosch Group* [5].

Колісний сільськогосподарський універсальний одноківшовий фронтальний навантажувач Т-156Б (рис. 5) має вантажопідйомність 3 т. Історію створення навантажувача Т-156 харківськими фахівцями тракторного заводу подано в роботі [11].



Рис. 5. Навантажувач Т-156Б виробництва ХТЗ

Навантажувач Т-156Б обладнаний навісним пристроєм з вантажним обладнанням-ківшом і призначений для навантаження сипких і дрібнокускових матеріалів у транспортні засоби, різні приймальні пристрої та відвали, а також для землерийно-транспортних робіт на ґрунтах 1 та 2-ї категорій у районах з помірним кліматом і за температури не нижчої ніж – 40°С.

Навантажувач Т-156Б має механічну ступінчасту трансмісію з об'ємним гідроприводом для перемикання передач без розриву потужності від ДВЗ до коліс і без використання педалі вимкнення зчеплення (рис. 6) [12].

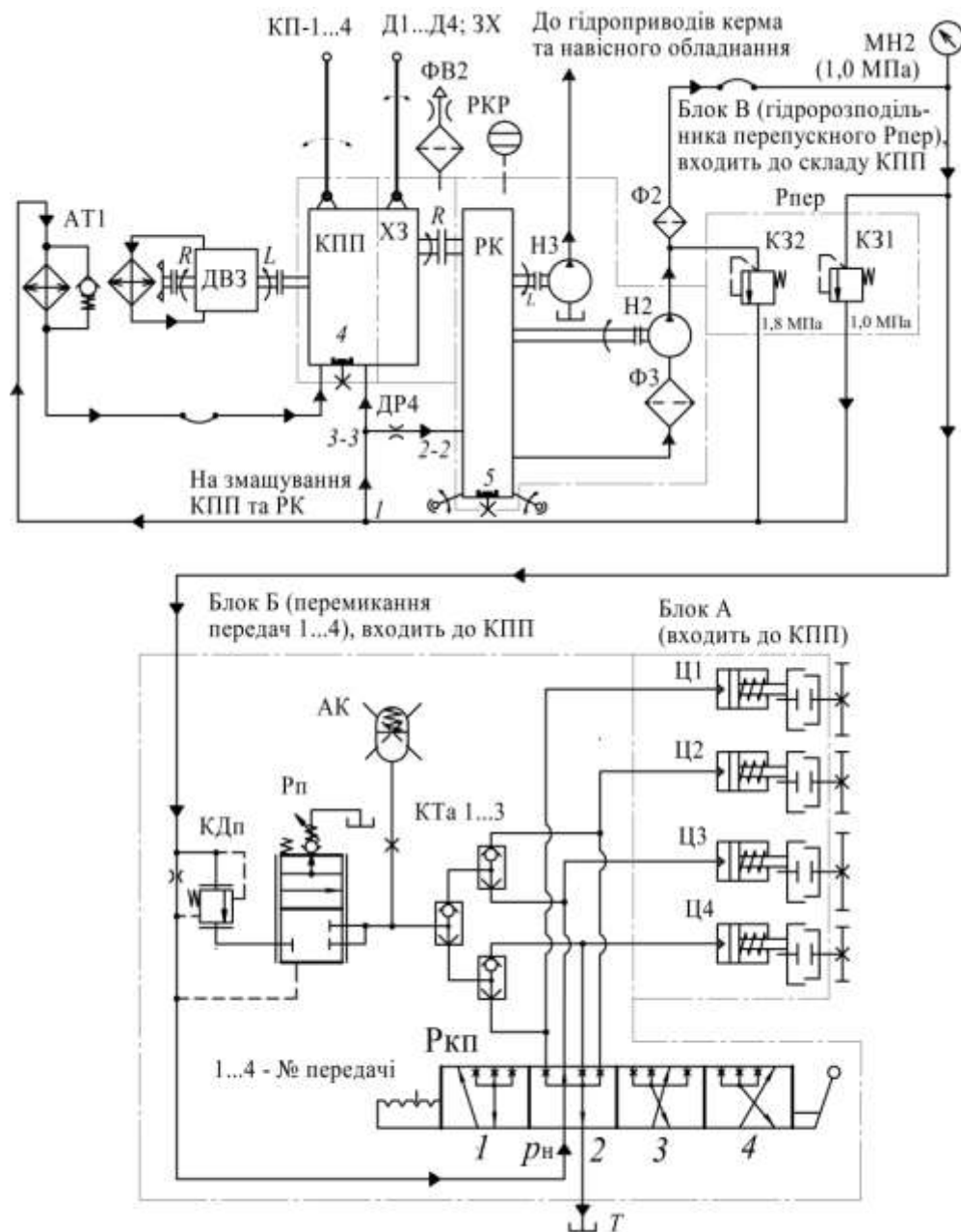


Рис. 6. Гідравлічна принципова схема ступінчастої коробки передач серійних колісних тракторів і навантажувачів ХТЗ

Такий принцип перемикання виконується за допомогою гідророзподільника Ркп поворотного типу з механічним фіксатором на кожній з чотирьох передач. Муфти Ц1...Ц4 є гідравлічними підтискними для замикання необхідних зубчастих зчеплень-передач КПП. Для перемикання передач використовується також гідророзподільник підживлення Рп з пропорційним гідравлічним керуванням, клапан-дільник потоку робочої рідини КДп і три клапани тиску КТа1...КТа3 типу «або» для підведення оливи до гідророзподільника підживлення Рп на будь-якій із чотирьох передач. Раніше, замість гідророзподільника підживлення Рп, застосовувався

пружинний поршневий гідроаккумулятор АК (закреслений на схемі). Важливо наголосити, що гідророзподільник Ркп не має нейтрального положення, тому воно забезпечується перемикачем діапазонів Д1...Д4 й заднього ходу ЗХ на ходозменшувачі (Х3) трансмісії трактора. Вихідні вали роздавальної коробки РК з'єднані з карданими валами й шестеренними насосами: Н2 – змащування й управління трансмісією; Н3 – гідроприводи кермового управління й навісного та зовнішнього обладнання.

Для очищення робочої рідини встановлені всмоктувальний Ф2 і напірний Ф1 фільтри в лінії нагнітання насоса Н2. Блок В, або «роз-

подільник перепускний Рпер», має два клапани тиску: основний КЗ1 з налаштуванням на робочий тиск 1,0 МПа й аварійний КЗ2, налаштований на тиск 1,8 МПа (тиск контролюють манометром МН2). Усі гідравлічні вузли змонтовані всередині або на корпусі коробки передач КПП.

Змащування й охолодження вузлів тертя коробки передач забезпечує олива, яка тече по двох лініях: до оливоохолоджувача АТ1 і в точці 1 у корпус КПП (3–3) і через дросель ДР4 по магістралі 2–2 в корпус коробки РК. Опір потоку оливи на змащення дає оливоохолоджувач АТ1. Точки 4 і 5 є магнітними пробками для затримування металевих частинок в оливі трансмісії. Повітряний фільтр-сапун ФП забезпечує бак Б з атмосферним повітрям. Можливість контролю рівня оливи в баку Б забезпечує прилад РКР.

Більш прогресивною вважають двопотокову трансмісію на основі регульованого об'ємного гідропривода й планетарної коробки передач або тільки планетарного редуктора. Застосування безступінчастого регулювання насоса або обох гідромашин дає змогу створити трансмісію з безступінчастим регулюванням частоти обертання вихідної ланки. Такі трансмісії мають назву ГОМТ (гідромеханічних з об'ємним гідроприводом). Створення вітчизняної ГОМТ є розробкою фахівців НТУ «ХПІ» і «ХТЗ» як суттєвого кроку підвищення технічного рівня колісних тракторів в Україні [12].

Трактор ХТЗ з ГОМТ був виготовлений 2014 р. з використанням гідромашини підприємства «Гідросила» з регульованим за робочим об'ємом насосом і гідромотором з постійним робочим об'ємом.

На рис. 7 подано моноблокову двопотокову трансмісію колісного трактора ХТЗ.



Рис. 7. Двопотокова об'ємно-гідромеханічна трансмісія колісного трактора ХТЗ

На рис. 8 зображено кінематичну схему ГОМТ трактора, в якій ДВЗ приводить в обертання аксіальнопоршневий насос Н з регульованим робочим об'ємом. Трансмісія містить гідромотор М, муфти гідравлічні підтискні 1 і 2 насоса та гідромотора відповідно, планетарний механізм 3 вхідного редуктора, роздавальна коробка 4, основна передача заднього моста 5 і кінцева передача 6. На схемі також подано вал відбору потужності ВВП, передавальні відношення  $i_1 \dots i_9$ , передач вхідного редуктора, ходозменшувача, роздавальної коробки, основної та кінцевої передач і конструктивний параметр планетарної передачі  $k$ .

На рис. 9 продемонстровано гідравлічну принципову схему вдосконаленої трансмісії ГОМТ2-НТУ «ХПІ» з аксіальнопоршневими гідромашинами «Гідросила» – насосом Н з регульованим робочим об'ємом і гідромотором М з постійним робочим об'ємом, а також системами їх функціонування.

У ГОМТ2 не використовуються гідравлічні підтискні муфти, що суттєво спрощує її конструкцію. ДВЗ трактора забезпечує передачу потужності через трансмісію таким чином: один потік через насос Н і гідромотор М; другий через планетарну коробку передач ПКП, ходозменшувач ХЗ і далі через роздавальну коробку РК на карданні вали приводів коліс.

Гідропривод містить основний насос Н із вмонтованим насосом підживлення Нп і гідромотор М, запобіжний клапан насоса підживлення й зворотні (антикавітаційні) клапани системи підживлення, а також запобіжні клапани основних магістралей і промивальний гідророзподільник місцевого охолодження (блок КЗ і Рпр). Насос Н з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М з постійним робочим об'ємом сполучені один з одним гумовими рукавами високого тиску.

Функціонування гідросистеми ГОМТ2 забезпечується за допомогою: всмоктувального фільтра Ф1 з моновакуумметром МН1; оливоохолоджувача АТ2; установлених у гідробак Б термометра Т1, приладу рівня робочої рідини РКР1, заливного фільтра оливи ФЗГ й повітряного фільтра (сапуна) ФВ1.

Система змащування нагнітає оливу насосом Н2 крізь фільтр Ф2 по трубопроводу, який розгалужується в точці 1 на дві частини: до оливоохолоджувача АТ1 і до вузлів тертя й коробки РК (лінія 2–2) і планетарної коробки передач ПКП (лінія 3–3).

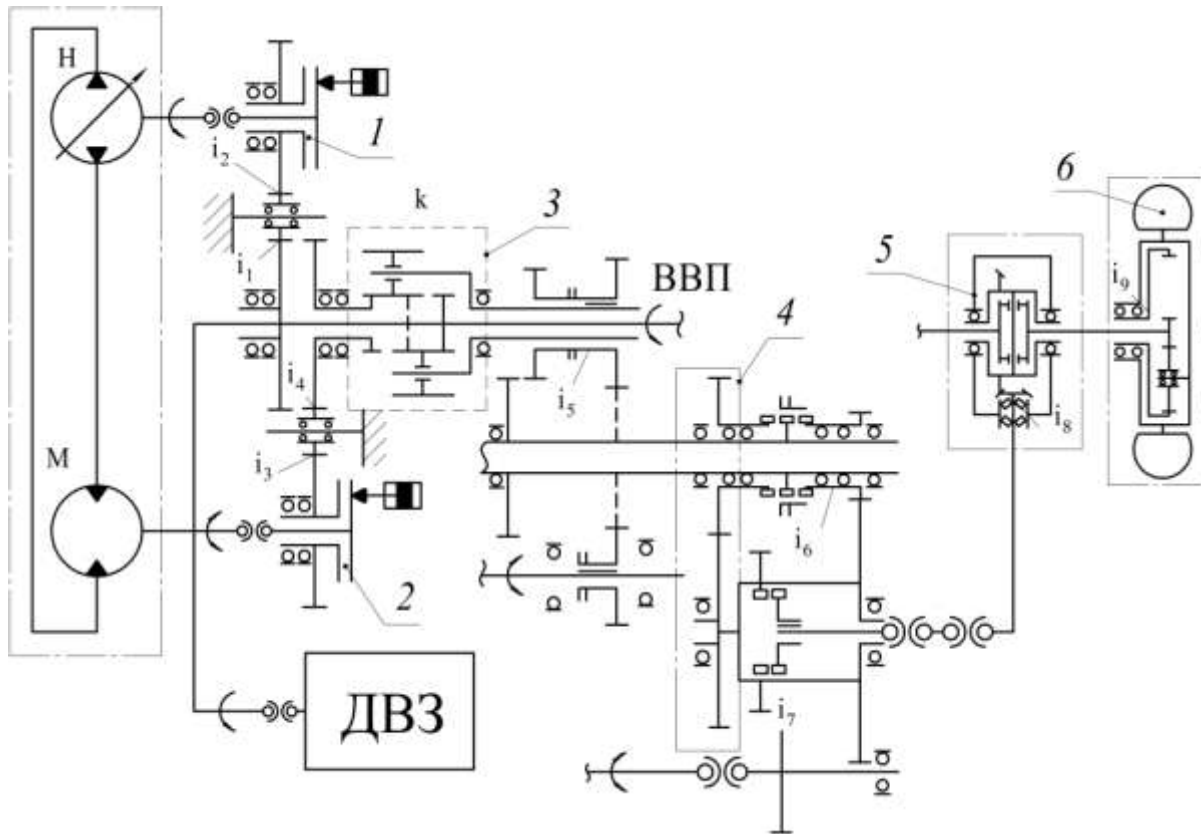


Рис. 8. Кінематична схема трансмісії ГОМТ колісного трактора ХТЗ

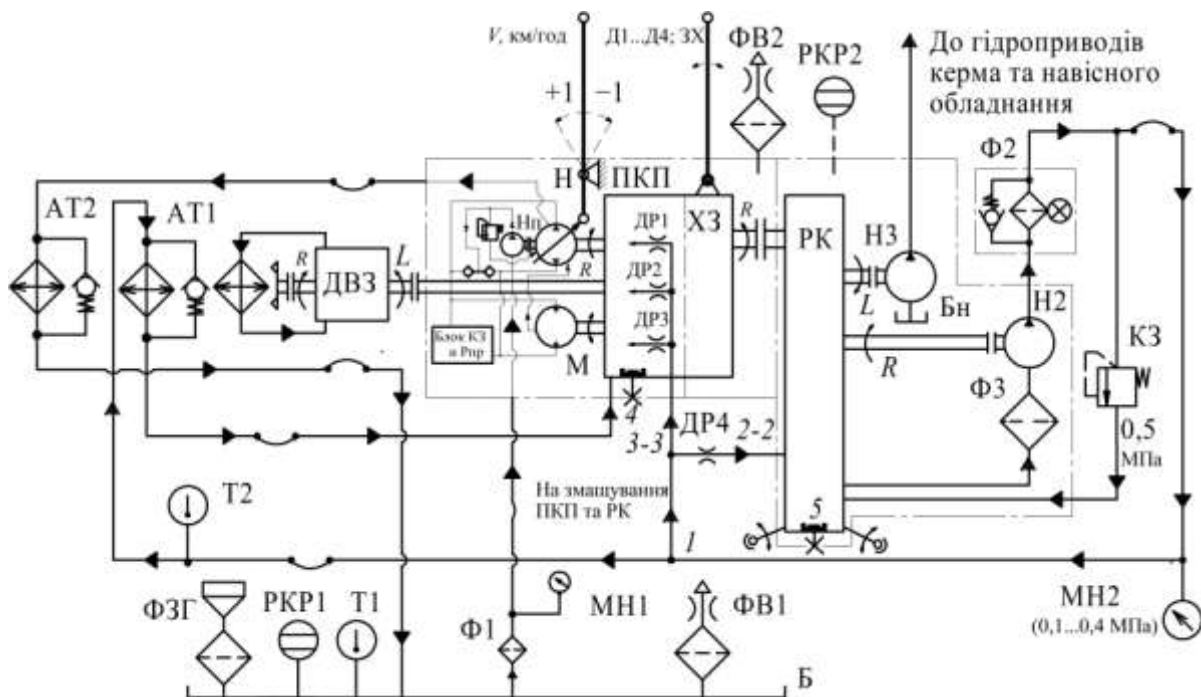


Рис. 9. Гідралічна принципова схема трансмісії ГОМТ2 колісного трактора ХТЗ

Таблиця 1 – Вихідні параметри для розрахунку трансмісії мобільних машин з гідромотор-колесами й результати їх розрахунку

Параметри, розмірність	Тип транспортно-технологічного засобу			
	H20-Linde	Weidemann-9080	T-156Б	ХТЗ-17021
Маса машини, $m$ , т	3,1	10,7/28,7*	10,7	8,3/20*
Потужність ДВЗ $P_{\text{ДВЗ}}$ , кВт	28	115	129	132
Макс. тягове зусилля $F_{\text{Т.макс}}$ , кН	14,2	35/64*	60	60
Макс. крутн. момент на колесі $M_{\text{М.макс}}$ , Нм	1619	5705/10432*	12038	12038
Діаметр провідн. колеса $d_b$ і кільк. $z$ , м/ $z$	0,456/2	1304/4	1,605/4	1,605/4
Мінімальне тягове зусилля $F_{\text{Т.мін}}$ , кН	4,1	8,3	10,8	5,5
Макс. швидкість машини $v_{\text{Т.макс}}$ , км/год	18,5	40	30,14	35,3
Макс. частота обертання ГМК $n_{\text{ГМК.макс}}$ , $\text{хв}^{-1}$	215	163	99,7	116,8
Шифр гідромотор-колеса ГМК	MCR3-A	MHP20	MHP27	MHP27
Робочий об'єм ГМК $V_{\text{ГМК}}$ , $\text{см}^3$	400/200/2	1821/354/4	2434/881/4	
Маса ГМК $m_{\text{ГМК}}$ , кг	28	180	240	240
$n_{\text{М.макс.ТХ}}/n_{\text{М.макс.ТХ}(V_{\text{мін}})$ , $\text{хв}^{-1}$	270/350	273/350	201/25 2	201/252
Макс. тиск ГМК за каталог. $p_{\text{М.максТХ}}$ , МПа	40	50	50	50
Розрахунковий тиск ГМК $p_{\text{М.робочий}}$ , МПа	31	20/37*	37	37
Подача насоса $Q_{\text{Н}}$ , л/хв	90,2	332	462	284
$v_{\text{Т.макс.Можлива}}$ , км/год	30,2	86	76	76

*Примітки.* 1. Пояснення параметрів:  $n_{\text{М.макс.ТХ}}/n_{\text{М.макс.ТХ}(V_{\text{мін}})$  – максимальні частоти обертання ГМК, відповідно, за максимального й мінімального робочих об'ємів згідно з каталогом;  $p_{\text{М.робочий}}$  – розрахунковий тиск ГМК за умови заданого значення тягового зусилля;  $v_{\text{Т.макс.Можлива}}$  – максимальна швидкість машини, яка може бути досягнута за умови значення максимальної швидкості ГМК згідно з каталогом; 2.\*) – для машини з причепом; 3. У позначках робочих об'ємів ГМК після рисок подано їх мінімальні значення й кількість ступенів.

Обмеження витрати оливи на змащування вузлів тертя виконують дроселі ДР1...ДР4, зокрема: ДР1 – на змащування шестерень привода насоса Н; ДР2 – на мастило ПКП; ДР3 – на змащування шестерень привода гідромотора М. Тиск змащування контролюють манометром МН2, рівень оливи – приладом РКР2.

Експериментальні стендові й натурні випробування ГОМТ2 у складі колісних тракторів ХТЗ підтвердили забезпечення безступінчастого регулювання швидкості тракторів і його плавного гальмування, а також підвищення комфортності роботи тракториста.

Крім того, як і в повнопотоковому об'ємному гідропроводі, ГОМТ2 забезпечує захист від зупинки ДВЗ способом спрацьовування запобіжних клапанів у лініях високого тиску в разі досягнення максимальних значень тягового зусилля, наприклад, унаслідок

наїзду трактора на перешкоду. Необхідно зазначити, що така трансмісія може не використовувати педаль зчеплення. ГОМТ2 успішно працює в складі колісних тракторів ХТЗ і може бути застосована в навантажувачах Т-156Б.

Трансмісія ГОМТ2 має чотири тягово-швидкісні діапазони під час руху вперед і два за умови руху назад із безступінчастим регулюванням швидкості трактора. Так, для трактора ХТЗ-242К реалізуються швидкісні діапазони в разі руху вперед: 0...7,2 км/год; 0...12,6 км/год; 0...21,0 км/год й 0...40,0 км/год; під час руху назад діапазони 0...12,6 км/год й 0...40,0 км/год. ГОМТ2 дає змогу досягти малих швидкостей трактора, тобто поширити його функціональності.

Завдяки такій особливості трансмісії суттєво полегшуються роботи з агрегування трактора щодо безпеки й зі зменшення витрат часу на технологічні операції. Констру-

кція ГОМТ2 забезпечує її максимальний ККД за основних технологічних операцій трактора (оранка, дискування, боронування, культивування, посів, транспортування причепа тощо).

Так, ККД трансмісії досягає 82 % в діапазоні швидкостей від 5 км/год до 40 км/год. У цьому разі максимальна потужність гідромашин ГСТ-112 становить 176 кВт. Також у ГОМТ2 є опція «зимовий запуск» в умовах температур до  $-50^{\circ}\text{C}$ .

Необхідно наголосити на наявності ефективного комплексного гальмування трактора додатково до штатної пневматичної гальмівної системи способом дисипації енергії в гідроприводі. ГОМТ2 також істотно підвищує керованість трактора, даючи змогу змінювати в широких межах тягове зусилля на провідних колесах за незначних зусиль керування.

Попередній аналіз вказує на зниження психологічно-фізичних навантажень на тракториста, якщо порівнювати з експлуатацією зі ступеневою механічною КПП в межах 31–44 %. Використання гідромеханічних трансмісій сприяє отриманню нової якості для колісних тракторів і навантажувачів ХТЗ на світовому ринку за умови збереження його місця в бюджетному сегменті.

У табл. 1 подано вихідні параметри для трансмісій з гідромотор-колесами, зокрема, вилкового Н20-Linde, фронтальних Weidemann-9080 і Т-156Б навантажувачів, трактора ХТЗ-17021, а також результати розрахунку й типи обраних гідромотор-колес (ГМК).

Для складання табл. 1 використано такі формули в розрахунку потужності трансмісії:

$$P_T = F_T \cdot v_T = 10^{-3} \frac{10^3}{3600} F_T \cdot v_T = 0,000278 \cdot F_T \cdot v_T, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де  $F_T$  – тягове зусилля трактора (навантажувача), Н;  $v_T$  – швидкість трактора, км/год.

Частоти обертання колес трактора:

$$n_B = 60 \frac{v_T}{\pi \cdot d_B} = 60 \frac{10^3}{3600} \cdot \frac{v_T}{\pi \cdot d_B} = 5,308 \frac{v_T}{d_B}, \text{ хв}^{-1}, \quad (2)$$

де  $d_B$  – зовнішній діаметр шини провідного колеса.

*Примітка.* Формула (2) отримана таким чином:

$$v_T = \omega \cdot R = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_B \cdot d_B}{60 \cdot 2}; \quad n_B = 60 \frac{v_T}{\pi \cdot d_B};$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_B}{60}.$$

Максимальний крутний момент гідромотор-колеса, що забезпечує хід трактора (навантажувача) з максимальним тяговим зусиллям  $F_{T, \text{макс}}$ :

$$M_{M, \text{макс}} = 10^3 F_{T, \text{макс}} \frac{d_B}{2 \cdot z}, \text{ Н.м}, \quad (3)$$

де  $z$  – кількість гідромотор-колес.

Робочий об'єм гідромотора для кожного значення крутного моменту  $M_{M, i}$ :

$$V_{M, i} = \frac{M_{M, i}}{0,159 \cdot \Delta p_{M, i} \cdot \eta_{\text{ГМГ}}}, \text{ см}^3, \quad (4)$$

де  $\Delta p_{M, i}$  – перепад тисків на гідромоторі, МПа;  $\eta_{\text{ГМГ}}$  – гідромеханічний ККД гідромотора.

Частоту обертання гідромотор-колес обчислюють за формулою,  $\text{хв}^{-1}$ :

$$n_{M, i} = 5,31 \frac{v_{T, i}}{d_B} \cdot \text{хв}^{-1}. \quad (5)$$

Зауважимо, що наведені можливі значення максимальної швидкості транспортних засобів ( $v_{T, \text{макс. Можлива}}$ ) розраховані за максимальних каталожних параметрів гідромоторів МНР20(27), а на практиці – з відповідним запасом, тобто за робочих частот обертання, впевненим орієнтиром буде значення 60 км/год.

За результатами розрахунків тягово-швидкісних характеристик трансмісій з гідромотор-колесами для вилкових і фронтальних навантажувачів і, зокрема, навантажувачів на базі колісних тракторів виробництва ХТЗ встановлено, що цей клас машин потребує від трансмісій створення тягових зусиль від 14 кН до 60 кН і швидкості до 40 км/год. Для реалізації окреслених вимог необхідні гідромотор-колеса з крутним моментом від 1,5 кН.м до 12 кН.м і відповідною щодо швидкості частотою обертання маточин.

Наприклад, для підвищення швидкості тракторів ХТЗ-17021 потрібно мати гідромотор-колеса з частотою обертання понад  $117 \text{ хв}^{-1}$ , для навантажувачів закордонного

виробництва: фронтального *Weidemann-9080* частота перевищує  $163 \text{ хв}^{-1}$ , для вилкового *H20-Linde* вища ніж  $215 \text{ хв}^{-1}$ . Безумовно, що частоти обертання маточин пов'язані з діаметрами застосованих коліс транспортно-технологічних засобів.

Тому розглянемо сучасні можливості гідромотор-коліс, спираючись на вищенаведені вимоги як базові. За результатами цього огляду, тобто конкретних характеристик гідромотор-коліс за крутними моментами й частотами обертання, можна зробити висновок про їх практичне застосування.

Особливу увагу необхідно звернути на новітні гідромотори серій *MHP20(27)* фірми *Poclain Hydraulics*, які мають підвищені швидкості обертання й потужності, а робочий тиск досягає 50 МПа [13; 14].

На рис. 10 подано значення повного ККД гідромоторів *MHP20/27-Poclain* залежно від тиску ( $p$  [Бар], у співвідношенні 1 Бар = 10 МПа) та частоти обертання ( $n$ , %). Максимальне значення ККД становить 0,93, що є високим показником серед гідромоторів цього типу. Таке значення ККД перебуває в зоні 15 %...55 % від максимальної частоти обертання й за умови тисків від 15 МПа до 45 МПа (від 150 Бар до 450 Бар), що і є зоною оптимальної роботи гідромотора.

Унаслідок підвищення частоти обертання в діапазоні від 55 % до 100 % від максимального значення й за умови тисків менших ніж 15 МПа (150 Бар) ККД гідромотора зменшується до 0,83.

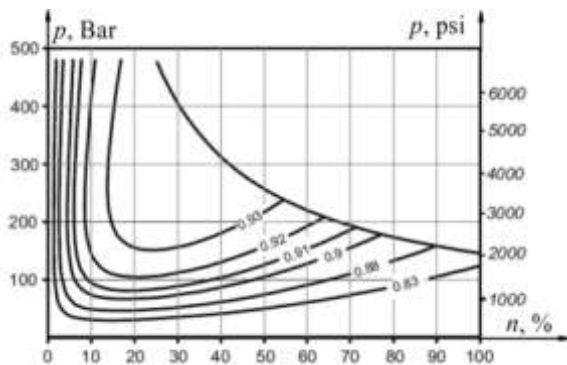


Рис. 10. ККД гідромоторів *MHP20/27-Poclain*

Для ступінчастого регулювання робочого об'єму гідромотор оснащений двопозиційними гідророзподільниками *P1* і *P2* з гідравлічним управлінням *Y1* та *Y2* (рис. 11). Лінії 1 і 2 є дренажними для витоків оливи. За відсутності тиску управління в лінії *Y1* золотник установлюється в положення, яке зображено на рисунку. Якщо, наприклад, до

отвору *R* під'єднати магістраль високого тиску від насоса, а до отворів *A1* і *A2* низького тиску (підживлення), то гідромотор має максимальний робочий об'єм і обертається за годинниковою стрілкою.

За умови з'єднання з лінією високого тиску насоса отворів *A1* і *A2*, а *R* – з лінією підживлення гідромотор обертається проти годинникової стрілки. Після подання тиску управління *Y1* в гідророзподільник *P1* золотник останнього переміщується праворуч. У цьому разі отвори *R* і *A* об'єднуються, а отвір *A* є самостійним. У процесі підведення тиску від насоса тільки в лінію *A* робочий об'єм гідромотора *M* зменшується вдвічі, оскільки під тиском перебуває тільки гідромотор *M2*, а гідромотор *M1* за допомогою отворів *R* і *A2* з'єднаний з лінією підживлення насоса.

Отже, гідромотор *M* має обертатися проти годинникової стрілки. Зміна підводів (*R* і *A2* повідомлені з лінією високого тиску насоса, а *A1* з підживленням) дає змогу обертатися гідромотору за годинниковою стрілкою. Безумовно, такий режим роботи визначається зменшенням ККД гідромотора завдяки тому, що під високим тиском перебувають три поршневі групи й підвищуються як витрати оливи, так і механічні втрати.

Такий режим називають «регулювання з протитиском». Гідромотор *M* з трьома й чотирма ступенями регулювання робочого об'єму має тільки дві зовнішні лінії (отвори) *A* і *R* для повідомлення з трубопроводами насоса, як і гідромотор з постійним робочим об'ємом.

Комутація отворів для створення ступенів робочого об'єму умовно окремих гідромоторів *M1*, *M2* і *M3* здійснюється за допомогою гідророзподільників *P1* і *P2*. Канал *R* є зливним і об'єднує три зливні лінії гідромоторів. За відсутності тиску управління в каналах *Y1* і *Y2* через канал *A* й гідророзподільники *P1* і *P2* нагнітається олива від насоса й потрапляє до всіх секцій *M1*, *M2* і *M3*, що відповідає функціонуванню гідромотора з максимальним робочим об'ємом.

У процесі підведення тиску в канал *Y1* гідророзподільник *P1* переміщується праворуч, гідромотор *M1* з'єднується із зливною лінією *R*, і крутний момент створюють тільки гідромотори *M2* і *M3* (другий ступінь регулювання). У процесі підведення тиску тільки в канал *Y2* гідророзподільник *P2* зміщується ліворуч, гідромотор *M2* з'єднується зі зливною лінією *R*, і крутний момент створюють тільки гідромотори *M1* і *M3* (третій ступінь регулювання).

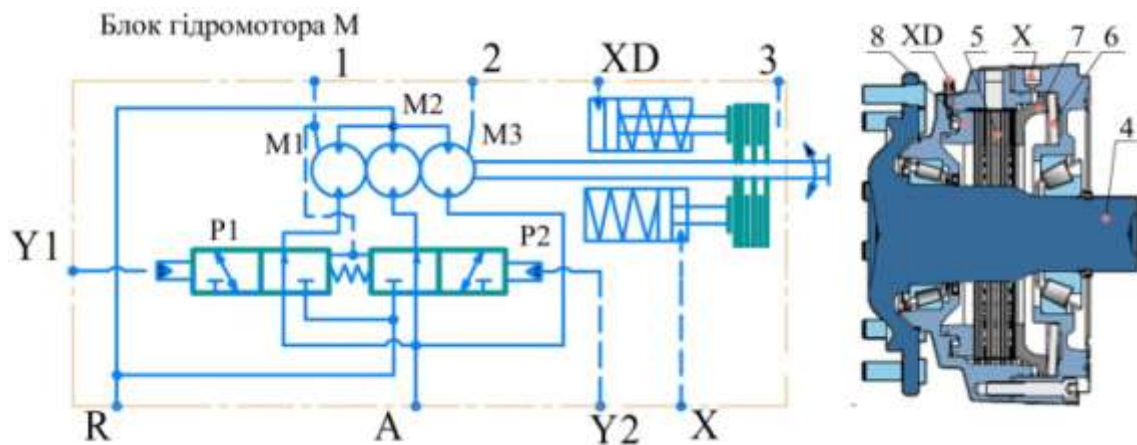


Рис. 11. Гідравлічна принципова схема гідромотора MHP20/27-Poclair з регульованим робочим об'ємом і комбінованим гальмом

За одночасного подання тиску управління в камери Y1 і Y2 гідромотори M1 і M2 з'єднуються зі зливною лінією R, і крутний момент створює тільки гідромотор M3 (четвертий ступінь регулювання робочого об'єму).

Гальмівна комбінована система містить вал 4 гідромотора й гальмівні диски 5, пружини 6 і поршень 7 стоянкової системи, поршень 8 робочої гальмівної системи й отвори для підведення тиску: XD – для гальмування; X – для розгальмування стоянкового гальма.

### Висновки

1. Аналіз сучасних досягнень у сфері створення радіальнопоршневих гідромотор-коліс і розрахунки відповідних трансмісій дають змогу зробити висновок щодо перспективності такого напрямку. Особливостями створення раціональної схеми об'ємного гідропривода трансмісії транспортного засобу є:

- застосування гідромотор-коліс радіальнопоршневого типу багатоциклової дії з регульованим ступінчасто робочим об'ємом і вмонтованими стоянковим і робочим гальмами;

- у гідравлічній принциповій схемі трансмісії необхідно передбачити засоби електрогідроавтоматики для протидії буксуванню гідромотор-коліс;

- за умови використання високомоментних радіальнопоршневих гідромотор-коліс зі ступінчастим регулюванням робочого об'єму необхідно передбачити автоматизовану систему регулювання подання насоса за допомогою зворотних зв'язків за швидкістю мобільної машини й тиску в гідроприводі. У разі такого регулювання насоса й гідромотор-коліс робота трансмісії найближче відповідатиме тягово-швидкісній характеристиці транспортного засобу.

2. Застосування радіальнопоршневих гідромотор-коліс дає змогу створити безредукторні трансмісії мобільних машин з максимальною швидкістю до 60 км/год.

3. Подальші дослідження передбачають розрахунки й моделювання динамічних процесів у гідроприводних трансмісіях транспортно-технологічних засобів із гідромотор-колесами.

### Література

1. <https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62794-linde.html> (дата звернення: 12.02.2026).
2. <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavant-azuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098> (дата звернення: 12.02.2026).
3. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:23727:ed-1:vi:en> (дата звернення: 12.02.2026).
4. <https://www.triaagro.com/product/pogruzchiki/wei-demann-9080-frontalnyj-pogruzchik/> (дата звернення: 12.02.2026).
5. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 90010-02/07.2016. Bosch Rexroth AG. 941 p.
6. Poclair hydraulics. Selection guige 2011. 03.2011. 45 p.
7. Traction Control Methods by Poclair Hydraulics. RCS 397 566 860-pointvirqule.fr-03 44 23 48 4. 24 p.
8. Lurie Z. Ia, Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. N. Metod polipshennia dynamichnykh kharakterystyk protsesu puskobiemnoho hidropriyvoda z zamknеныm lantsiuhom tsyrkuliatsii robochoi ridyny. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: *Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2019. № 2 (2019). S. 68–76.
9. Самородов В. Б., Аврунин Г. А., Мороз І. І., Щербак О. В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора. *Технічний сервіс агропромислового, лісового*

- та транспортного комплексів. Харків: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. 2021. № 23. С. 94–106.
10. Мітрофанов О. П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісій ходових систем самохідних сільгоспмашин. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2007. № 3(17). С. 104–106.
  11. Абдула С. Л. Про історію створення фронтального навантажувача Т-156. *Питання історії науки і техніки*. 2017. № 1. С. 21–27. <http://dspace.nbu.gov.ua/bitstream/handle/123456789/131231/04-Abdula.pdf?sequence=1> (дата звернення: 12.02.2026).
  12. Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко та ін.; за ред. В. Б. Самородова; НТУ «ХПІ». Харків: ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
  13. SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. *Technical Catalog Poclain Hydraulics*. Во9244W. 24.11.2020. 44 p.
  14. Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. *Technical Catalog Poclain Hydraulics*. *Poclain Driving Values for Future*. A06615Q. 15/01/2014. 52 p.
  10. Mitrofanov O. P. Tiahovo-shvydkisni kharakterystyky transmisii khodovykh system samokhidnykh silhospmashyn. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsia, № 3(17), 2007. S. 104–106.
  11. Abdula S. L. Pro istoriiu stvorennia frontalnoho navantazhuvacha T-156. *Pytannia istorii nauky i tekhniky*. 2017. № 1. S. 21–27. <http://dspace.nbu.gov.ua/bitstream/handle/123456789/131231/04-Abdula.pdf?sequence=1> (data zvernennia: 12.02.2026).
  12. Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: Navchalnyi posibnyk / V. B. Samorodov, H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, A. I. Bondarenko, Ye. S. Pelypenko; za red. V. B. Samorodova. NTU «KhPI». Kharkiv: FOP Panov A. M., 2020. 524 s.
  13. SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. *Technical Catalog Poclain Hydraulics*. Во9244W. 24.11.2020. 44 p.
  14. Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. *Technical Catalog Poclain Hydraulics*. *Poclain Driving Values for Future*. A06615Q. 15/01/2014. 52 p.

#### References

1. <https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62794-linde.html> (data zvernennia: 12.02.2026).
  2. <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavantazuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098> (data zvernennia: 12.02.2026).
  3. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:23727:ed-1:v1:en> (data zvernennia: 12.02.2026).
  4. <https://www.triaagro.com/product/pogruzchiki/wei-demann-9080-frontalnyj-pogruzchik/> (data zvernennia: 12.02.2026).
  5. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 90010-02/07.2016. Bosch Rexroth AG. 941 p.
  6. Poclain hydraulics. Selection guige 2011. 03.2011. 45 p.
  7. Traction Control Methods by Poclain Hydraulics. RCS 397 566 860-pointvirqule.fr-03 44 23 48 4. 24 p.
  8. Lurie Z. Ia. Metod polipshennia dynamichnykh kharakterystyk protsesu pusku obiemnoho hidropyvoda z zamknenym lantsiuhom tsyrkulatsii robochoi ridyny. Z. Ya. Lurie, V. B. Samorodov, H. A. Avrunin, Ye. N. Tsenta. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. Kharkiv: NTU «KhPI». 2019. № 2. S. 68–76.
  9. Samorodov V. B., Avrunyn H. A., Moroz I. I., Shcherbak O. V.. Analiz dynamiky bortovoho obiemnoho hidropyvoda husenychnoho traktora. *Naukovyi zhurnal «Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv»*. Kharkivskiy natsionalnyi tekhnichniy universytet silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. 2021. № 23. S. 94–106.
- Аврунін Григорій Аврамович**, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова, тел. +38050-59-662-53, [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net);
- Білан Ігор Володимирович**, аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова, тел. +38067-55-788-84, [i.bilan@plinf.com](mailto:i.bilan@plinf.com);
- Мороз Ірина Іванівна**, старший викладач кафедри вищої математики, тел.+38050-70-067-95, [irinamoroz1@ukr.net](mailto:irinamoroz1@ukr.net);
- Нікітін Станіслав Артурович**, аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова, тел. +38050-65-697-47, [nikitin.stanislav92gmail.com](mailto:nikitin.stanislav92gmail.com).
- Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

#### Analysis of transmissions with a hydraulic fluid power for loaders and tractors

**Problem.** Improving the technical level of hydraulically driven continuously variable transmissions of domestic construction and road machines. **Goal.** Implementation of modern achievements in the field of a hydraulic fluid power of transmissions of tractors and loaders to improve their technical level by using gearless radial piston hydraulic motor-wheels. **Methodology.** Analysis of modern achievements in the field of creating mechanical, two-flow hydromechanical and transmissions with hydraulic motor-wheels. Determination of the traction-speed characteristics

of transmissions to obtain a conclusion about the prospects for using radial piston hydraulic motor-wheels. **Results.** The obtained traction-speed characteristics of transmissions made it possible to conclude about the prospects of the direction using radial piston hydraulic motor-wheels. It is shown that for mobile machines with a maximum speed of up to 60 km/h, it is possible to use radial piston hydromotor-wheels in a gearless version. **Originality.** Analysis of the methods of using hydraulic fluid power in transmissions of tractors and loaders revealed the possibility of replacing mechanical transmissions, two-stream hydromechanical and axial piston hydromotor-wheels with planetary gearboxes with high-torque radial piston hydromotor-wheels of multi-cycle action. **Practical value.** The results obtained are recommended for use in creating hydraulic drive transmissions of tractors and loaders with radial piston hydromotor-wheels. The materials presented are useful for specialists in the design of road construction machines, as well as for students in the educational process of studying mobile hydraulic fluid power.

**Keywords:** loader, tractor, transmission, hydraulic fluid power, axial piston pump, radial piston hydraulic motor-wheel, traction-speed characteristic, torque, power, rotation frequency, pressure drop.

**Avrunin Grygoriy**, Ph.D, Assoc. Prof. Department of build and travelling machines after of A. M. Kholodov,  
ORCID: 0000-0002-0191-3149,  
griavrunin@ukr.net;

**Bilan Igor**, Postgraduate Department of build and travelling machines after of A. M. Kholodov,  
ORCID: 0009-0005-5585-1317,  
mail@plinf.info;

**Moroz Irina**, Senior Lecturer Department of Higher Mathematics. ORCID: 0000-0001-5950-2089,  
irinamoroz1@ukr.net;

**Nikitin Stanislav**, Postgraduate Department of build and travelling machines after of A. M. Kholodov,  
ORCID: 0009-0008-5799-7987,  
nikitin.stanislav92gmail.com.

Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

*Стаття надійшла до редакції / Received:*  
17.01.2026.

*Прийнята до друку після рецензування / Revised and Accepted:* 25.01.2026.

*Дата публікації статті / Published:* 11.05.2026.

---