

УДК 621.225.001.4

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Панченко А.І., д.т.н.,
Волошина А.А., к.т.н.,
Іванов Г.І., к.т.н.,
Засядько А.І., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – робота присвячена обґрунтуванню параметрів гідроприводів великої потужності для мобільних машин та обґрунтуванню схеми насоса зі ступінчастим регулюванням подачі робочої рідини на основі нерегульованих насосів.

Ключові слова – гідропривод великої потужності, ступінчасте регулювання, нерегульований насос, мотор-колесо, робочий об'єм, робоча камера.

Постановка проблеми. Однією з важливих задач в сільгоспмашинобудуванні сьогодні є гідропривод ходових систем та валу відбору потужності [1].

Час використання колісних тракторів великої потужності з великими причепами транспортного та транспортно-технологічного призначення досягає 50 % загального часу роботи цих тракторів у сільському господарстві. У важких польових і дорожніх умовах посилене буксування коліс трактора найчастіше збігається зі збільшенням тягового опору причепів. Із цих причин утворюються резерви потужності двигунів, які не можуть бути реалізовані без оснащення поїзда додатковими тяговими засобами. Звідси впливає необхідність в активному приводі причепів, виконаному у вигляді приводних мостів або ведучих коліс.

На сучасному рівні розвитку тракторної техніки єдиною альтернативою механічному валу відбору потужності є гідрооб'ємна (гідростатична) система відбору потужності. Основними виконавчими елементами гідроприводу мобільної техніки є гідродвигуни безперервної дії (гідромотори).

Створення потужних силових приводів для енергоємних робочих органів, наприклад, ґрунтових фрез або мотор-коліс причепів по-

в'язане із серйозними конструктивними труднощами. У мотор-колесах застосування швидкохідних гідромоторів можливо лише при більших (до 40) передаточних числах колісних редукторів. Високомоментні радіально-поршневі гідромотори не можна встановлювати безпосередньо в колеса через відсутність рознесених підшипникових опор, гальм. Аналогічні труднощі зустрічаються при застосуванні швидкохідних і високомоментних гідромоторів для приводу енергоємних робочих органів сільгоспмашин.

Таким чином, на сільськогосподарських машинах необхідно застосовувати середньо- і низькообертові планетарно-роторні гідромотори внутрішнього зачеплення.

Ціль статті – підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки шляхом розробки комплексних заходів щодо проектування і удосконалювання гідромашин для приводу валу відбору потужності та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки.

Основна частина. Серед тенденцій гідрофікації ходових систем та ВВП сучасної мобільної сільськогосподарської техніки особливе місце займає розвиток тракторів та самохідних енергетичних засобів з потужністю двигуна 200...450 кВт (табл.1). Ці засоби по своїх функціональних можливостях і конструктивному виконанню відрізняються від існуючих мобільних машин і тому сьогоденна номенклатура гідромашин особливо регульовані насоси знайдуть тут обмежене застосування.

Таблиця 1

Тягово-швидкісні параметри сучасних тракторів

Тяговий клас трактора	Потужність двигуна трактора (кВт)	Швидкість трактора (км/год)	
		гусеничного	колісного
0,9	34,5...49,0	-	25,0...40,0
1,4	42,3...84,0	-	29,0...40,0
2,0	82,0...116,0	11,0...28,0	39,0...50,0
3,0	70,0...169,0	25,0...40,0	39,0...50,0
4,0	110,0...213,0	25,0...40,0	39,0...50,0
5,0	173,0...257,0	25,0...40,0	39,0...50,0
6,0	279,0...342,0	25,0...40,0	39,0...50,0
8,0	320,0...425,0	25,0...35,0	39,0...42,0

Останнє пов'язане зі специфічними функціональними особливостями гідромашин що регулюються. Як відомо, в мобільній сільськогосподарській техніці в якості регульованих гідромашин частіше

всього використовуються аксіально-поршнєві гідромашини вихідні показники яких, зокрема ККД, залежать від способу регулювання. Найпоширеніший спосіб регулювання зазначених насосів – об’ємний пов’язаний зі зміною кута нахилу шайби регульованого насоса. Інший спосіб регулювання подачі робочої рідини для насосів що не регулюються за конструкцією – швидкісний, який полягає в зміні частоти обертання вала насоса.

Попередніми дослідженнями встановлено, що зміна загального ККД аксіально-поршневого регульованого насоса з робочим об’ємом 89 см^3 (ГСТ-90) є задовільна тільки в незначній частині діапазону зміни витрат ($Q = 0,5 \dots 1,0$) практично у всьому діапазоні зміни навантаження ($\Delta p = 10 \dots 25 \text{ МПа}$) і становить при цьому $\eta = 0,85 \dots 0,9$ (рис.1,а). Подальше зменшення робочого об’єму насосу $Q < 0,5$ сполучено вже зі значним падінням ККД, неприйнятним для тривалої роботи ходової системи гідромашини, хоча робота насоса з цими параметрами може з успіхом використовуватись при розгоні та гальмуванні мобільної сільськогосподарської техніки.

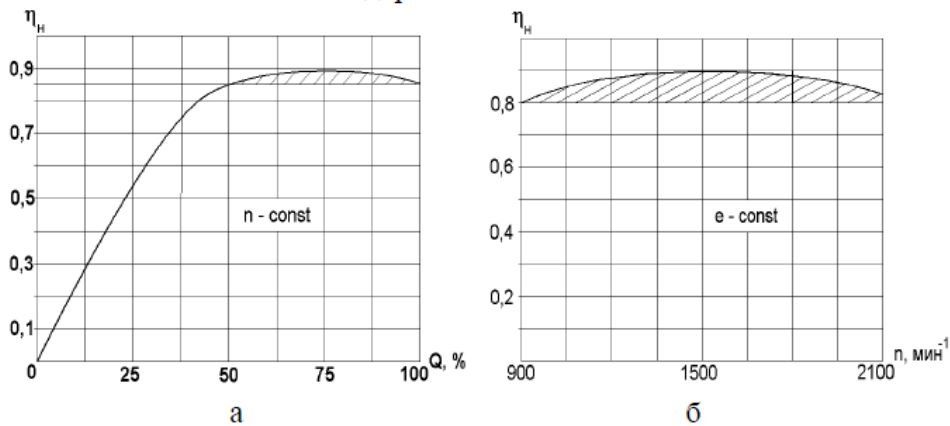


Рис. 1. Залежність загального ККД насоса від подачі Q_n і частоти обертання n_n при різних способах регулювання:
а – об’ємний; б – швидкісний

Таким чином можна констатувати, що робочий діапазон регулювання гідросистеми з таким типом насоса (аксіально-поршнєвий насос з можливістю регулювання) складає всього $D_n = 2$.

В той самий час необхідно відмітити, що зміна загального ККД нерегульованого насоса [2] при швидкісному способі регулювання становить практично ті ж значення $\eta = 0,8 \dots 0,9$ у всьому діапазоні зміни частоти обертання (рис.1,б), що відповідає проведеним дослі-

дженням стосовно до типового тракторного дизеля.

Діапазон зміни швидкості поступового руху сучасних колісних тракторів та сільськогосподарських машин (с ходозменшувачем) становлять у межах $0,2 \dots 50$ км/ч, аналогічний діапазон зміни руху у цих же машин з гусеничним рушієм – $0,2 \dots 40$ км/ч.

Тоді повний діапазон D регулювання швидкості для рушіїв обох типів становить $200 \dots 250$ и повинен бути реалізований шляхом сумісного регулювання робочого об'єму насоса та відповідних мотор-коліс, тобто:

$$D = D_n \cdot D_m, \quad (1)$$

де D_n і D_m - діапазон регулювання відповідно насоса та мотор-коліс.

Таким чином стає наявним, що для забезпечення діапазону регулювання всієї гідро об'ємної трансмісії в цілому діапазон регулювання аксіально-поршневого насоса що регулюється (який прирівнює $D_n = 2$) занадто малий. Як що враховувати що ходова частина транспортного засобу має схему 4К4 всі встановлені мотор-коліса – двохступеневі (з двома робочими об'ємами) і в транспортному режимі ми маємо можливість вимикати один з ведучих мостів, то діапазон регулювання гідромоторів складає всього $D_n = 4$, а значить діапазон регулювання насоса мусить бути рівний $D_n = 40 \dots 62,5$, іншими словами – в усьому діапазоні зміни подачі робочої рідини.

Враховуючи результати роботи [3] та особисті дослідження в напрямку підвищення діапазону регулювання гідравлічних машин об'ємної дії нами запропоновано складовий насос який вмикає до себе кілька (від двох до п'яти) насосів з постійним робочим об'ємом. При цьому, робочий об'єм насосів що вмикаються обирається за ознаками геометричної прогресії зі знаменником два. Принцип розподілення об'єму такого складового насоса (рис. 2) полягає в наступному, наприклад об'єм найменшої складової камери насоса $V_{\min} = 10$, тоді для двохступеневого насоса (рис. 2, а), при об'ємі більшої камери $V_{\max} = 20$, робочий об'єм буде дорівнювати $V = 10 \dots 30$. По аналогії для трьохступеневого насоса (рис. 2, б) при $V_{\min} = 10$, об'єм більшої камери - $V_{\max} = 40$, а робочий об'єм буде дорівнювати - $V = 10 \dots 70$, і т.д.

Тому, визначення найбільшого значення робочого об'єму запропонованого складового насоса можна представити як наступне:

$$V = 2 \cdot V_{\max} - V_{\min}, \quad (2)$$

де $V_{\max}$ і $V_{\min}$ - відповідно об'єм більшої та меншої камери складового насоса.

Необхідно відмітити, що залежно від кількості робочих камер що входять до складу насоса, кількість можливих варіантів їх вмикань можна визначити як:

$$n = \sum_{i=1}^z 2^{z-i}, \quad (3)$$

де $i = 1 \dots z$, z - кількості робочих камер що входять до складу насоса.

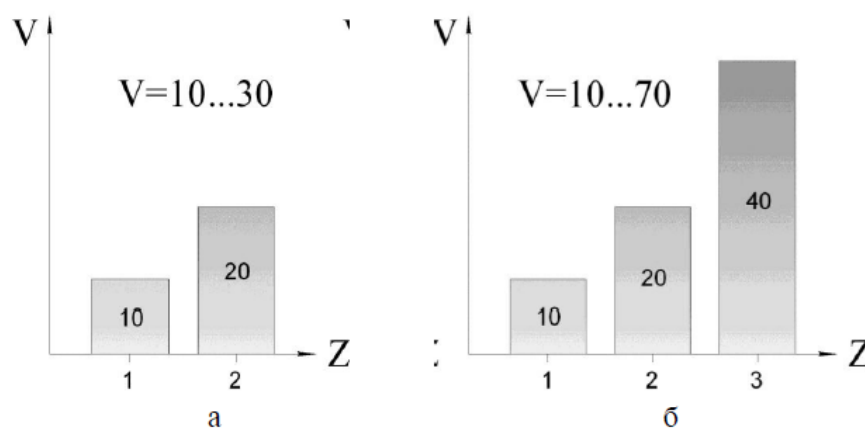


Рис. 2. Залежність об'єму складового насоса від кількості ступенів робочих камер:
а - двохступеневий насос; б - трьохступеневий насос

Знаючи кількість можливих варіантів вмикань n робочих камер що входять до складу насоса та об'єм найменшої складової камери насоса $V_{\min}$, визначення найбільшого значення його робочого об'єму можна представити:

$$V = V_{\min} \cdot n.$$

Роботу ступеневого насоса можна пояснити на прикладі його гідролічної схеми (рис. 3), яка вмикає: п'ять нерегульованих секцій $H_1 \dots H_5$ - с постійним робочим об'ємом; комутуючі боки $K_1 \dots K_5$ - для формування потоків робочої рідини; одноходові розподільники $P_{1.1}$, $P_{1.2} \dots P_{5.1}$, $P_{5.2}$ - для формування кількох потоків робочої рідини, наприклад А і В. Робоча рідина з бака Б, засмоктується всіма секціями, насоса $H_1 \dots H_5$ одночасно і потрапляє до комутуючих блоків $K_1 \dots K_5$ де може формуватися в три напрямки - потік робочої рідини А, потік Б та повернення робочої рідини в бак на злив.

Доречи необхідно відмітити, як що при розробці гідроприводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки виникає необхідність збільшення кількості незалежних потоків робо-

чої рідини, то гідравлічна схема ступеневого насоса (рис.3) змінюється шляхом збільшення одноходових розподільників встановлених в комутуючих блоках $K_1 \dots K_5$.

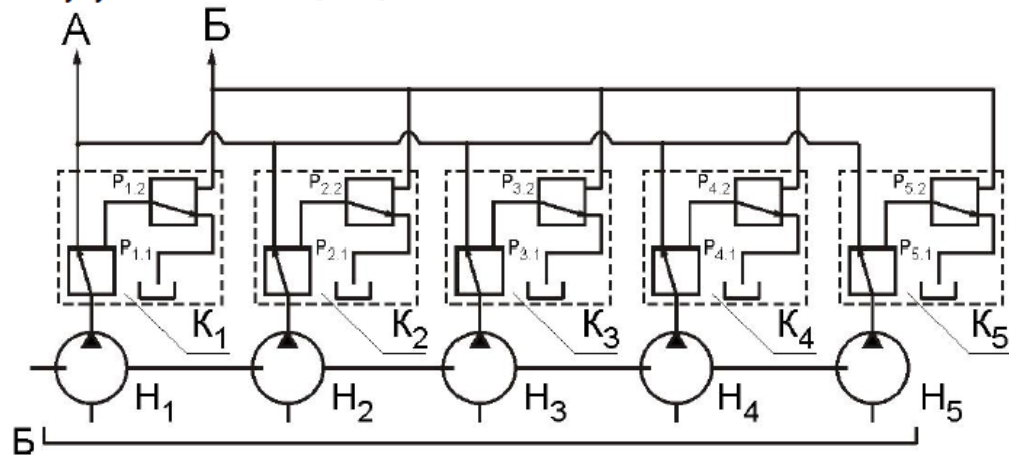


Рис. 3. Гідравлічна схема ступеневого насоса з нерегульованими секціями:

$H_1 \dots H_5$ – секції насоса з постійним робочим об'ємом;
 $K_1 \dots K_5$ – комутуючі блоки; $P_{1,1}, P_{1,2} \dots P_{5,1}, P_{5,2}$ – одноходові розподільники; А і Б – потоки робочої рідини

Конструктивно ступеневий насос являє собою де кілька насосів з постійним робочим об'ємом які мають одночасний привод зворотної дії від приводного двигуна мобільного засобу.

Економічна доцільність побудови ступеневого насоса може бути обґрунтована порівняльною оцінкою вартості та ваги різних типів гідромашин об'ємної дії. Порівняльний аналіз аксіально-поршневих гідромашин (рис.4) показує, що вага гідромашин з постійним робочим об'ємом менш в 1,3 рази, а вартість в 2,4 рази.

Що до конструкції ступеневого насоса особливу увагу привертають гідромашини шестеренного типу [4], які в двадцять разів дешевше ніж аксіально-поршневі та в три рази легше і що саме особливе гідромашини цієї конструкції досить легко компонуються в ступеневі конструкції на одному приводному валу.

Слід зазначити, що ступеневі насосні конструкції, що складаються із групи нерегульованих насосів, застосовуються в техніці досить широко для отримання багато поточних гідравлічних схем. Такі конструкції мають суттєвий недолік, що при гідравлічному відключенні окремих секцій насосів вони продовжують працювати вхолосту, що пов'язане з додатковою витратою потужності та негативно позначається на тепловому режимі і ККД всієї установки. Цього можна, ма-

буть, уникнути, якщо гідравлічні насоси, що відключаються в даний момент, будуть, крім того, відключені від свого привода, або мати

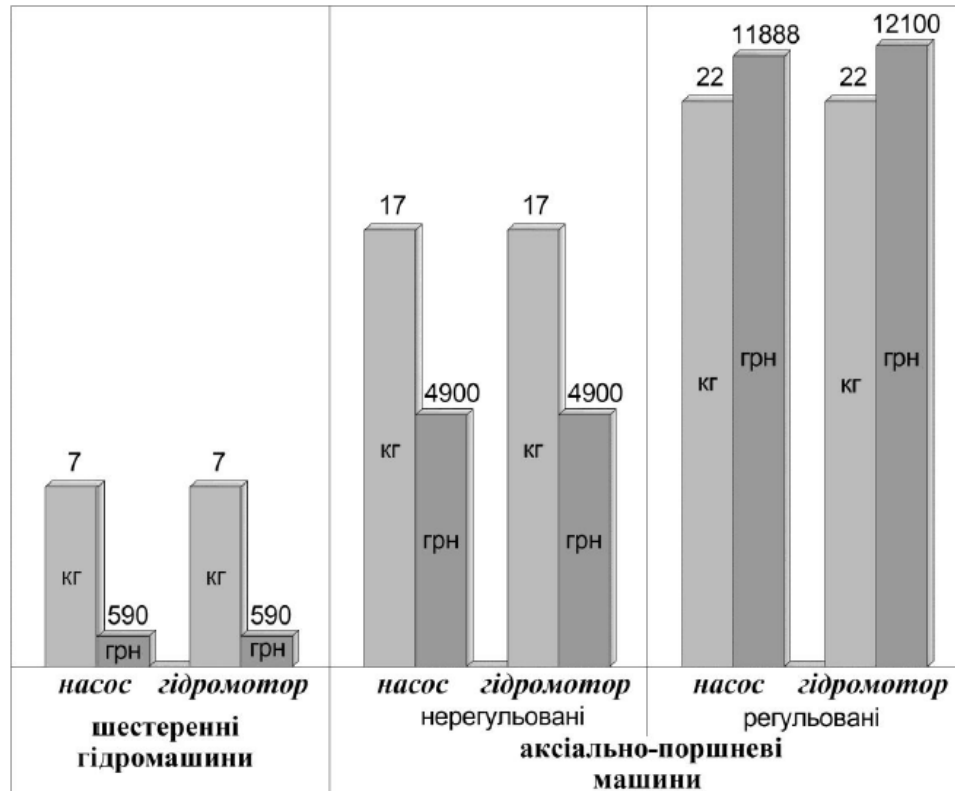


Рис. 4. Порівняльна оцінка вартості та ваги гідромашин об'ємної дії

пристрій, який гідравлічно замикає зону всмоктування насоса з зоною подачі робочої рідини.

Висновки. Проведеними дослідженнями по обґрунтуванню параметрів гідроприводів великої потужності для мобільних машин встановлено, що ККД регульованого насоса задовільний тільки в незначній частині діапазону зміни витрат ($Q = 0,5 \dots 1,0$) практично у всьому діапазоні зміни навантаження ($\Delta p = 10 \dots 25$ МПа) і становить при цьому $\eta = 0,85 \dots 0,9$, а ККД нерегульованого насоса при швидкісному способі регулювання становить практично ті ж значення $\eta = 0,8 \dots 0,9$ у всьому діапазоні. Обґрунтовано схему насоса зі ступінчастим регулюванням подачі робочої рідини на основі нерегульованих насосів. ККД отриманого насоса зі ступінчастим регулюванням становить $\eta = 0,87 \dots 0,92$ у всьому діапазоні зміни подачі ($Q = 0,1 \dots 1,0$) і у всьому діапазоні зміни навантаження ($\Delta p = 10 \dots 25$ МПа). Встановлено максимальну кількість нерегульованих ступенів насоса пра-

цюючого сумісно з тракторним дизелем – 4...5. Обґрунтована економічна доцільність використання насосів пропонованої конструкції.

Література:

1. *Панченко А.И.* Тенденции гидрофикации сельскохозяйственной техники / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 25-37.
2. *Баишта Т. М.* Машиностроительная гидравлика / *Т. М. Баишта.* - М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
3. *Фрумкис И.В.* Насосный агрегат объемной гидротрансмиссии большой мощности / *И.В. Фрумкис* // Тракторы и сельхозмашины. – № 7. – 1977. – С. 3-6.
4. *Панченко А.И.* Математическая модель насосного элемента гидроагрегата / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 35. – С. 64-69.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Панченко А.И., Волошина А.А., Иванов Г.И., Засядько А.И.

Аннотация - работа посвящена обоснованию параметров гидроприводов большой мощности для мобильных машин и обоснованию схемы насоса со ступенчатым регулированием подачи рабочей жидкости на основе нерегулируемых насосов.

VALIDATION OF CHARACTERISTIC OF THE HIGH POWER HYDRAULIC CIRCUITS FOR MOBIL EQUIPMENT

A. Panchenko, A. Voloshina, G. Ivanov, A. Zas'ad'ko

Summary

Work is devoted validation of high power hydraulic circuits for mobil equipment and validation of circuitry of pump with step-by-step regulation of working fluid's feed on the basis of unregulated pumps.

