DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-4
УДК 621.22

ДО ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ПОДІЛЬНИКА ПОТОКУ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

ON THE ISSUE OF DESIGNING A FLOW DIVIDER FOR THE HYDROSTATIC SUPPORT POWER SYSTEM

Є. Ю. Сахно[1], д-р техн. наук, професор ORCID: 0000-0002-9789-7242
С. В. Коваленко[1], канд. пед. наук, доцент ORCID: 0000-0001-5829-7132

[1] *Національний університет «Чернігівська політехніка»*
*e-mail: evsakhno@ukr.net

Анотація. В статті розкриваються питання проектування подільника потоку робочої рідини для модернізованої системи живлення гідростатичних опор. Розглянуто і порівняно можливості багатопотокових подільників, щодо рівномірності розподілу рідини, та сил які впливають на якість роботи гідроавлічного вузла з валом, що обертається. Показано, що похибка подільного клапана при постійному коефіцієнті підсилення залежить від роботи першого ступеня поділу, оскільки зміни прохідних перерізів вхідних дроселів при осциляції плунжера незначні. Надано результати моделювання подільника потоку в програмному комплексі SolidWorks.

Ключові слова: гідростатична опора, система живлення, подільник потоку, похибка розділення.

Постановка проблеми.

Останніми роками спостерігається тенденція до зменшення габаритів і ускладнення конструкції гідравлічних компонентів, що зумовлено вдосконаленням технологій обробки та підвищенням ефективності виробничих процесів. На сьогодні дедалі ширшого застосування набувають картриджні (золотникові) подільники та суматори потоку [1,2]. На українському ринку дані вироби представлені такими вітчизняними компаніями, як ГІДРО-ГІД, Hydraulic, СКР-Гідравліка, Motorimpex, ГідроМастер, компанія ВОЛІТ, Interzbut та ін., які постачають продукцію брендів Oleodinamica Marchesini, Luen, Vivoil, Caproni, зокрема дросельні та золотникові клапани різних конструктивних виконань. Зазначені гідроклапани характеризуються відносно простою конструкцією та зручністю в експлуатації. Так, наприклад, у подільниках потоку компанії Sun Hydraulics використовується лише один рухомий елемент, тоді як у подільниках-суматорах їх кількість не перевищує трьох.

Існує значна кількість конструктивних рішень подільників потоку. Зокрема, відомими є подільні клапани, які розроблені компаніями Highdrolix та Newmaties (Велика Британія), Fluid Control Inc і Lockhid Precision Produkt (США), Bendix Corporation (США), Willi Vogel (Німеччина), SKF (Швеція) та іншими виробниками, які забезпечують поділ витрати в діапазоні 1…65 л/хв у кожному каналі дільника.

За принципом дії подільник потоку призначений для розподілу робочої рідини на два або більше рівнозначних потоків. Під час надходження рідини в клапан її рух регулюється системою золотників і камер, які забезпечують задану швидкість потоку. Для підтримання рівності витрат у всіх гідравлічних контурах у конструкції клапанів застосовуються пружні елементи або диференціальні ділянки. Використання подільників потоку в гідравлічних системах забезпечує низку переваг, зокрема точне керування окремими приводами та гарантовану подачу необхідної кількості робочої рідини [3–5]. Це сприяє підвищенню загальної ефективності та продуктивності

системи, а також запобігає перевантаженню її елементів завдяки рівномірному розподілу навантаження між компонентами гідросистеми.

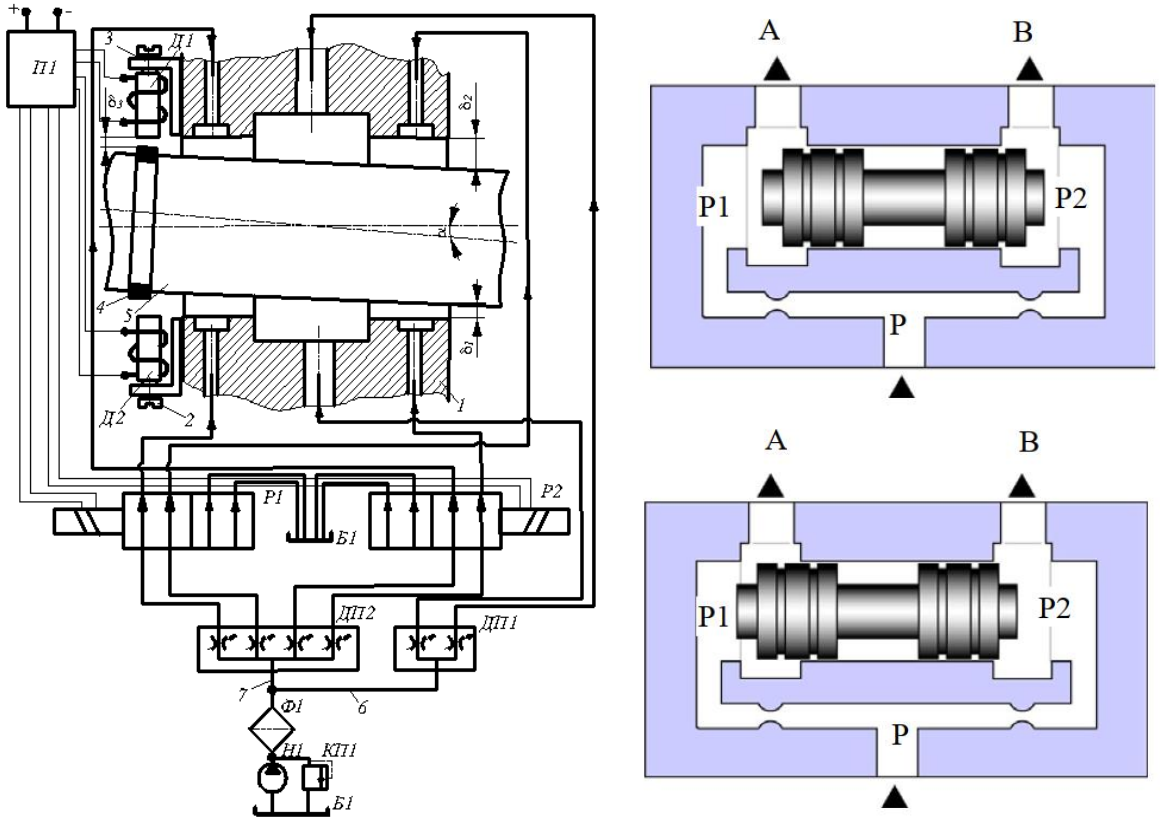
Аналіз останніх досліджень.

У роботі [6] виконано всебічний аналіз умов функціонування сучасних гідравлічних приводів, визначено їх основні переваги й недоліки, а також окреслено актуальні напрями подальшого вдосконалення. Особливу увагу зосереджено на підвищенні показників надійності, довговічності та здатності гідроприводу адаптуватися до змінних технологічних навантажень, що діють на робочі органи сільськогосподарських машин. Авторами запропоновано конструкцію експериментального стенда для проведення ресурсних випробувань дросельного подільника потоку з компенсаційними штоками, призначеного для вирізного механізму вивантаження силосу з траншейних сховищ. Отримані результати підтвердили ефективність застосування розробленого дросельного подільника у складі гідравлічних систем вирізних механізмів, що сприяє підвищенню їх експлуатаційної довговічності та зменшенню ймовірності відмов у процесі роботи. У роботі [7] під час регулювання подільника потоку робочої рідини запропоновано застосовувати діафрагмування, при цьому діафрагму встановлювали після кульового вентиля правого бічного відгалуження. У дослідженнях [8, 9], присвячених аналізу подільника потоку води, встановлено співвідношення витрат лівого $Q_{б,л}$ та правого $Q_{б,п}$ бічних каналів у межах $Q_{б,л}/Q_{б,п} = 0,772…0,940$ одиниць. Також під час розрахунків для лівого відгалуження дільника отримано додатні значення відносної похибки $\Delta\omega/\omega$, що свідчить про збільшення площі поперечного перерізу прохідного отвору вентиля. У роботі [10] обґрунтовано можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки гідравлічного двигуна шляхом встановлення регульованого дроселя на зливному колекторі гідравлічної системи за умов пульсуючої подачі насоса. Визначено параметри дроселя, які забезпечують стабільну швидкість руху вихідної ланки, а працездатність виготовленого регульованого дроселя підтверджено експериментальними дослідженнями на стенді з порівнянням теоретичних і експериментальних результатів.

Методологія дослідження.

У даній роботі розглянуто гідравлічну систему компенсації переміщень валу в гідростатичній опорі під дією навантаження (рис. 1, а) [11]. У запропонованій конструкції, окрім основної системи живлення, передбачено додаткову систему, з якої робоча рідина подається через спеціальні отвори, розміщені у перемичці гідроопори 1, безпосередньо в спряження «корінна шийка кривошипа – перемичка гідроопори». Це забезпечує підвищення тиску в гідродинамічній щілині, що запобігає металевий контакт та зменшує інтенсивність зносу спряжених поверхонь. Ключовим елементом регулювання в цій системі є подільник потоку, від точності, стабільності та надійності роботи якого залежить функціонування всього гідравлічного вузла. В основній системі живлення робоча рідина подається до карманів гідроопори, тоді як у додатковій системі подача здійснюється через отвори, виконані безпосередньо в перемичці гідроопори. У складі запропонованого регулятора на корпусі встановлено електродатчики, які перебувають у взаємодії з кільцем, оснащеним феромагнітними вставками та закріпленим на корінній шийці кривошипа. За умов перекосу вала та переміщення шийки кривошипа під дією зовнішнього навантаження відбувається взаємодія відповідного датчика з феромагнітною вставкою, у результаті чого формується імпульсний електричний сигнал. Даний сигнал підсилюється та подається на відповідний розподільник потоку робочої рідини, що спричиняє зміщення плунжера золотника та подачу додаткового об’єму робочої рідини в спряження «корінна шийка – перемичка гідроопори». Це, у свою чергу, призводить до підвищення тиску в конічній

щілині та запобігає виникненню металевого контакту між спряженими поверхнями. Подача додаткового об'єму робочої рідини безпосередньо в зону максимального контакту вала з перемичкою гідроопори забезпечує своєчасну автоматичну компенсацію втрат мастильної рідини в гідростатичній опорі, підвищення жорсткості підшипника, а також зменшення зносу корінної шийки кривошипа і секцій гідроопори в режимах перевантаження.



а б

Рис. 1. Гідравлічна система компенсації переміщень валу в гідростатичній опорі: а – модернізована система живлення гідростатичних опор; б – дросельний подільник потоку

Далі розглянемо можливість застосування подільника потоку для регулювання витрат робочої рідини (рис. 1, б) з метою компенсації навантажень у модернізованій гідравлічній системі. Принцип дії відомих подільників потоку полягає у підтриманні рівності перепадів тиску на дроселях із постійними прохідними перетинами [12, 13], тобто забезпеченні рівності тисків p_1 та p_2. До складу подільника входить рухомий золотник, який так чи інакше перекриває своїми кромками отвори подільника, що з'єднані з лініями *A* і *B*. Отвори подільника разом із золотником виконують функцію дроселів із змінними перерізами. У певному положенні золотника витрати в лініях *A* та *B* рівні, що відповідає рівності перепадів тиску на дроселях з постійними перерізами, тобто $p_1 = p_2$. Якщо при збільшенні навантаження на вал витрати в ГСО та в лінії *A* зростають, перепад тиску на лівому дроселі з постійним перерізом збільшується, а тиск p_1 стає меншим за p_2. Утворена різниця тисків призводить до переміщення золотника вліво, що зменшує прохідний переріз вікна А та збільшує переріз вікна В. Таким чином, витрата в лінії *A* зменшується, а в лінії *B* – зростає. Переміщення золотника припиняється після вирівнювання тисків p_1 і p_2, тобто коли витрати в обох лініях стають однаковими. Застосування подільника потоку таким чином забезпечує автоматичне регулювання витрат робочої рідини та рівномірний розподіл навантажень між компонентами гідросистеми.

Результати дослідження.

Авторами розглянуто подільник потоку [14], який складається з послідовно розташованих у корпусі регулювальних плунжерів. Між торцями плунжерів і корпусом утворюються командні камери та змінні дроселі – робочі вікна (рис. 2, а). Потік робочої рідини, що подається від насоса до вхідного отвору корпусу подільника, усередині плунжерів розподіляється на чотири частини за допомогою діафрагм, які виконують роль постійних вхідних дроселів. Далі рідина прямує через командні камери до робочих вікон і потім направляється до споживачів із заданими витратами $q_1 = q_2 = q_3 = q_4$. Структурна схема взаємозв'язків елементів багатопотокового подільника при зміні навантажень або тиску наведена на рис. 2, б, де $P_1(t)$, $P_2(t)$, $P_3(t)$, $P_4(t)$ – зовнішні збуджуючі дії навантаження, а t – час.

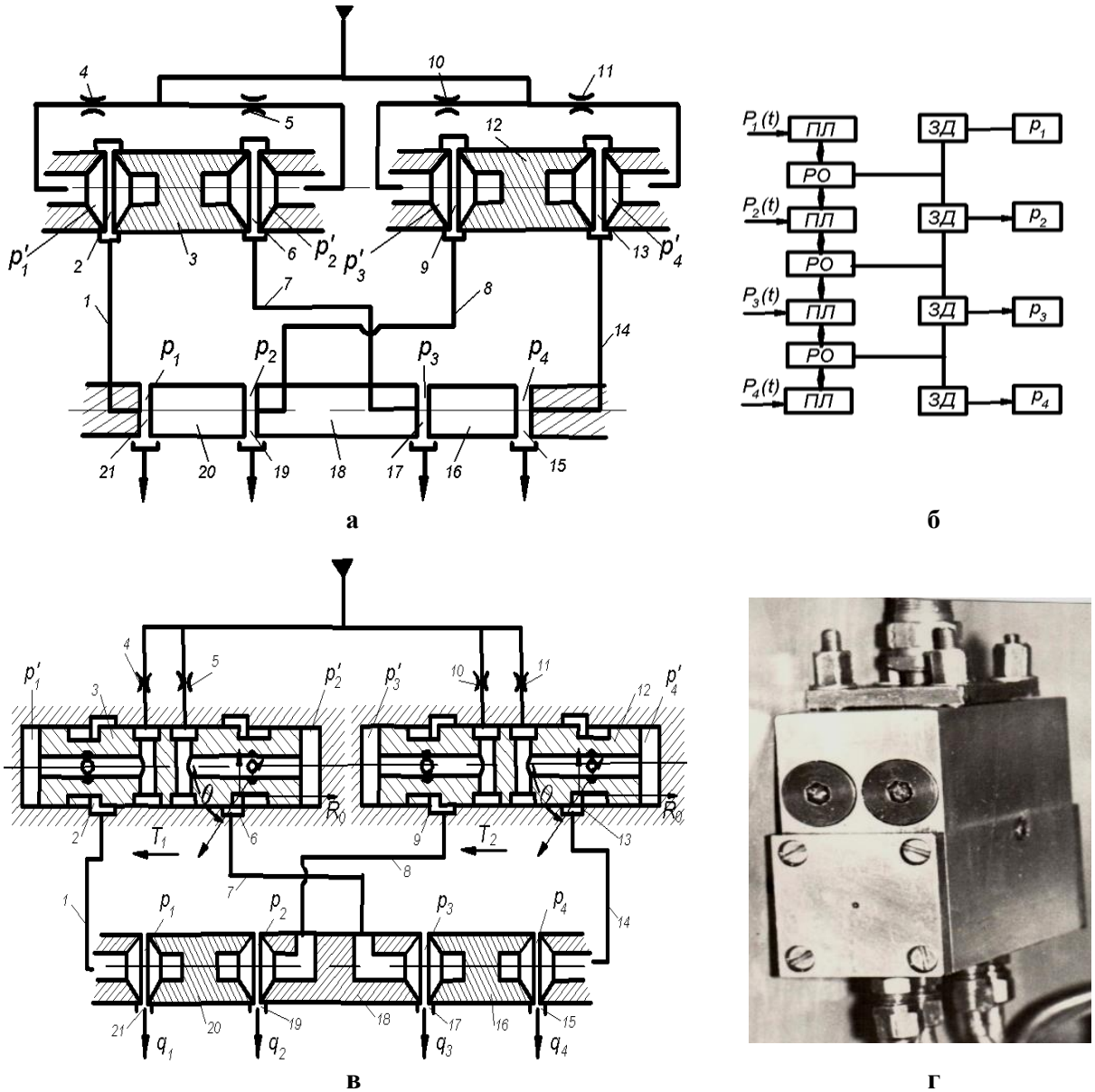


Рис. 2. Подільник потоку:
а – принципова схема подільника; б – структурна схема багатопотокового подільника: ПЛ – передаюча ланка; РО – робочий орган; ЗД – змінний дросель; p_1, p_2, p_3, p_4 – тиск на виході з подільника потоку; в – двоступінчатий подільник підвищеної точності ділення; г – загальний вигляд двоступінчатого подільника

Сигнал, що виникає унаслідок зміни навантаження, через рідинну передавальну ланку (*ПЛ*), розташовану в командних камерах, передається послідовно від одного регулюючого органу (*РО*) до іншого. Регулюючими органами є плунжери, які, переміщуючись у спільній порожнині корпусу подільника, змінюють прохідні перерізи змінних дроселів (*ЗД*). Це забезпечує вирівнювання тиску в командних камерах, підтримання постійного перепаду тиску на вхідних дроселях та, відповідно, рівномірні витрати рідини у споживачів.

У разі виникнення опору переміщення регулюючих органів тиски p_1, p_2, p_3, p_4 у стабільному режимі роботи подільника виявляються різними. При цьому різниця тиску в командних камерах накопичується послідовно від одного плунжера до іншого, а її максимальне значення визначається наступним чином:

$$\Delta p_{\max} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{F} = \sum_{i=1}^{n-1} T_i \Big/ F,$$

де T_i – сили тертя при переміщенні плунжерів; n − кількість розділених потоків; i = 1, 2, 3, ..., n; F − ефективна площа плунжера.

Похибка поділу рідини може значно збільшуватися при великих силах тертя T_1, T_2, T_3, а також із ростом числа n, оскільки зростає кількість послідовно розташованих у порожнині подільника регулюючих плунжерів. Для підвищення точності поділу потоку на n частин паралельно регулюючим плунжерам (рис. 2, а) встановлено врівноважуючі плунжери 3 та 12 (*I*-ша ступінь ділення), кромки яких у поєднанні з корпусом формують додаткові змінні дроселі 2, 6, 9, 13. Ці дроселі через канали 1, 7, 8, 14 сполучені з командними камерами, розташованими між регулюючими плунжерами 16, 18, 20 (II-га ступінь ділення). При наявності сили тертя $T = \Delta p / F$ на кожному регулювальному плунжері різниця між максимальним p_{max} та мінімальним $p_{\min}$ значенням тиску в командних камерах *II*-го ступеня визначається за формулою [14]:

$$p_{\max} - p_{\min} = 3\Delta p \qquad (1)$$

де Δp – різниця тиску на торцях одного регулюючого плунжера.

Накопичені різниці тиску $p_1 - p_3$ та $p_2 - p_4$ у відвідних каналах 1, 7, 8, 14 діють на вирівнювальні плунжери 3 та 12 *I*-ї ступені. У стабільному положенні плунжерів найбільша різниця тиску в торцевих камерах *I*-ї ступені при такому самому значенні Δp визначається наступним чином:

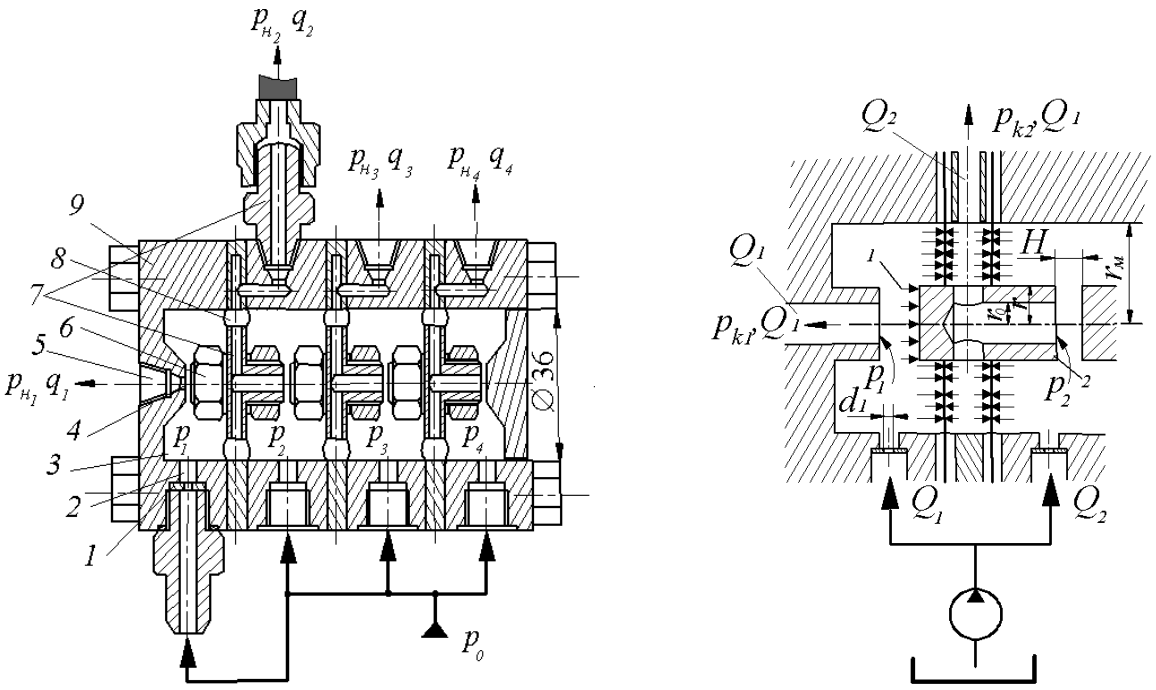
$$p_{\max} - p_{\min} = 2\Delta p \qquad (2)$$

Порівнюючи рівняння (1) та (2), слід зазначити, що різниця перепадів тиску на вхідних дроселях 4, 5, 10, 11 зменшується на величину Δp, а точність розподілу, завдяки нерозривності потоків у каналах 1, 7, 8, 14, робочих вікнах 15, 17, 19, 21 підвищується приблизно у 1,5 рази.

Конструктивна схема багатопоточного подільника підвищеної точності поділу наведена на рис. 2, в, г [14]. Вирівнювальні плунжери I-го ступеня під дією гідродинамічних сил рідини повертаються, що підвищує чутливість системи, зменшує тертя (величина Δp) і, як наслідок, додатково підвищує точність розподілу та зменшує діапазон розсіювання похибок. Багатопотоковий подільник є, з одного боку, детермінованою системою, в якій елементи взаємодіють у чітко передбачений спосіб (вхідні та вихідні дроселі, робочі зазори регулюючих органів), а з іншого боку – стохастичною системою, поведінку якої точно передбачити неможливо. Стохастичний характер проявляється у терті регулюючих та врівноважувальних плунжерів, а також у перепаді тиску у відводах при випадкових зовнішніх навантаженнях, вплив яких на точність розподілу можна оцінити лише наближено з певним рівнем ймовірності.

З метою підвищення надійності роботи подільника при малих витратах та збільшення кількості взаємно регульованих потоків запропоновано одноступеневу схему поділу. Елементною базою одноступеневого подільника (рис. 3) є уніфікований

модуль, до складу якого входять регулювальний орган 6, вхідний 1 та вихідний 4 дроселі, а також корпус 9. Усередині корпусу розташована командна камера 3. Регулювальний орган виконано у вигляді двох металевих мембран 8 із жорстким центром, які з'єднують командну камеру наступного модуля з відводом. У стінці корпусу 9 передбачено отвір 5 для виходу рідини. Робоча рідина від насоса подається до паралельно встановлених вхідних дроселів 1 і через однакові канали 2 надходить у командні камери всіх модулів. З цих камер рідина окремими потоками проходить через вхідні дроселі, виконані у вигляді кільцевих щілин, у відвідні отвори, а далі – у кишені гідростатичної опори.



а **б**

Рис. 3. Багатопотоковий мембранний подільник для систем живлення гідростатичних опор: а – конструктивна схема; б – розрахункова схема мембранного модуля

За усталеного руху рідини тиски p_1, p_2, p_3, p_4 у командних камерах практично однакові, а отже, однаковими є й перепади тиску на всіх вхідних дроселях, а також витрати у відводах ($q_1 \approx q_2 \approx q_3 \approx q_4$). Наприклад, у разі підвищення тиску $p_{н1}$ у кишені гідростатичної опори, тиск p_i у командній камері *3* зростає, що супроводжується зменшенням витрати через відповідний канал, а регулювальний орган 6 переміщується вправо. Це переміщення слугує командою для послідовного (ланцюгового) переміщення наступних робочих органів, яке відбувається через послідовне зменшення прохідних перерізів вихідних дроселів (регульованих щілин) у кожному модулі. У новому рівноважному положенні регулювальних органів витрати у відводах подільника вирівнюються, що забезпечує стабільний розподіл робочої рідини між усіма каналами системи.

Загальновідомо, що найбільша відносна похибка поділу визначається сумою кількох складових $\zeta = \zeta\Delta p + \zeta\Delta q + \zeta\Delta\delta$, зокрема:

- $\zeta\Delta p$ – похибка, обумовлена різницею тиску на торцях плунжерів у встановленому режимі роботи подільника;
- $\zeta\Delta q$ – похибка, спричинена перетіканням рідини через робочі зазори регулюючих органів;
- $\zeta\Delta\delta$ – похибка, зумовлена відхиленнями геометричних форм і розмірів елементів подільника.

Для забезпечення малих і стабільних витрат мастильної рідини у відводах подільника необхідно вирішити наступні завдання:

1) підтримувати постійну різницю тиску на торцях регулюючих плунжерів, що відповідає початку або завершенню їх переміщення;

2) зменшити облітерацію прохідних перерізів дроселів (як постійних, так і змінних) та робочих зазорів плунжерів;

3) суттєво знизити витікання рідини через робочі зазори плунжерів.

Різниця тиску на торцях плунжерів виникає внаслідок сил тертя в парі «плунжер – втулка», причому величина цих сил залежить від тривалості перебування золотника в нерухомому стані під дією тиску. У деяких випадках, при малих робочих зазорах, сили тертя можуть досягати такої величини, що фактично відбувається заклинювання плунжера в корпусі. Основною причиною суттєвого підвищення зусиль на початку переміщення золотника вважається облітерація (заростання) зазору між розподільними поверхнями, спричинена поляризованими молекулами робочої рідини та сторонніми частинками, що перебувають у ній. До факторів, які знижують ймовірність заклинювання плунжера, належать: вібрація плунжерної пари або її осцилюючі переміщення; обертання однієї з деталей пари; пульсації тиску робочої рідини та її фільтрація; збільшення робочого зазору між плунжером та корпусом.

Як показали експериментальні дослідження, плунжери при робочих зазорах 0,015–0,20 мм перебувають у стані коливань навіть за відсутності будь-якого вібраційного приводу. Водночас більш надійною в експлуатації вважається робота подільників з примусовими коливаннями плунжерної пари. Відносна похибка розподілу для чотирьохпоточного подільника як функція суми сил тертя плунжерів визначається за формулою:

$$\xi = \frac{\sqrt{\Delta p_{\partial}}}{\sqrt{\Delta p_{\partial} - \sum T/F}} - 1, \qquad (3)$$

де Δp_{∂} – величина втрат тиску на вхідному дроселі; T – сила тертя плунжера; F – площа плунжера.

Аналізуючи вираз (3), можна зробити висновок, що площа F робочого органу впливає на величину похибки поділу ξ. При однаковому значенні сили тертя похибка поділу зменшується зі збільшенням ефективної площі робочого органу. Практично, $F > 3 \cdot 10^{-4}$ м^2 (діаметр плунжера d > 20 мм) похибка поділу при силі тертя T = 4–12 не перевищує 4,3 %. Статистична характеристика подільника визначає залежність витрат від різниці тиску у відводах $q_i = f(\Delta p_н)$, де q_i – витрати рідини у відводах; $\Delta p_н$ – різниця тиску у відводах, i = 1, 2, 3, 4…n.

Відносна похибка поділу потоку визначається за формулою:

$$\xi_i = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\min}} \cdot 100\%, \qquad (4)$$

де $q_{\max}$ і $q_{\text{міт}}$ – відповідно максимальні та мінімальні витрати, виміряні у відводах при усталеній різниці тиску $\Delta p_н$.

Подача робочого мастила при температурі 30–35°С через чотирьохпоточний подільник здійснювалась при різних значеннях тиску у відводах, встановлених за допомогою навантажувальних дроселів. Порядок навантаження відводів був наступним: тиск в одному з відводів встановлювався максимально рівним 2,5 МПа; у другому відводі тиск змінювався від 0 до 2,0 МПа з кроком 0,5 МПа; у третьому та четвертому відводах тиск дорівнював нулю. Кількість можливих комбінацій навантаження склала 19. Експериментально визначені величини відносних похибок для одноступеневого та двоступеневого подільника наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Відносна похибка поділу

Одноступінчатий подільник			Двоступінчатий подільник		
$\Delta p_н$, МПа	Δq, л/хв	ξ, %	$\Delta p_н$, МПа	Δq, л/хв	ξ, %
0,5-2,5	0,24 - 0,37	8 - 14	0,5-2,5	0,12 - 0,21	4-7,3
	0,18 - 0,48	7 - 19		0,12 - 0,18	4,1-6,2
	0,18 - 0,24	7 - 9,6		0,15 - 0,19	5,1-6,6
	0,42 - 0,87	16 - 36		0,03 - 0,15	1-5,4
	0,78 - 0,84	31 - 33		0,09 - 0,18	3,1-5,7
	0,42 - 0,9	27 - 35		0,12 - 0,15	3,8-5,3
	0,21 - 0,51	8,2 - 20		0,12 - 0,15	4,7-5,2
	0,45 - 0,54	17 - 20,1		0,12 - 0,21	4,2-7,4
	0,54 - 0,60	21 - 22,6		0,06 - 0,24	4,0-8,6
	0,45 - 0,66	17 - 28,6		0,03 - 0,12	1,0-4,3
	0,48 - 0,69	17,7 - 30		0,03 - 0,15	1,0-5,5
	0,15 - 0,49	6,1 - 21,2		0,03 - 0,12	1,0-4,0

Далі розглянемо розробку мембрано-золотникового чотирьохпотокового подільного клапану з регульованими вхідними дроселями (рис. 4).

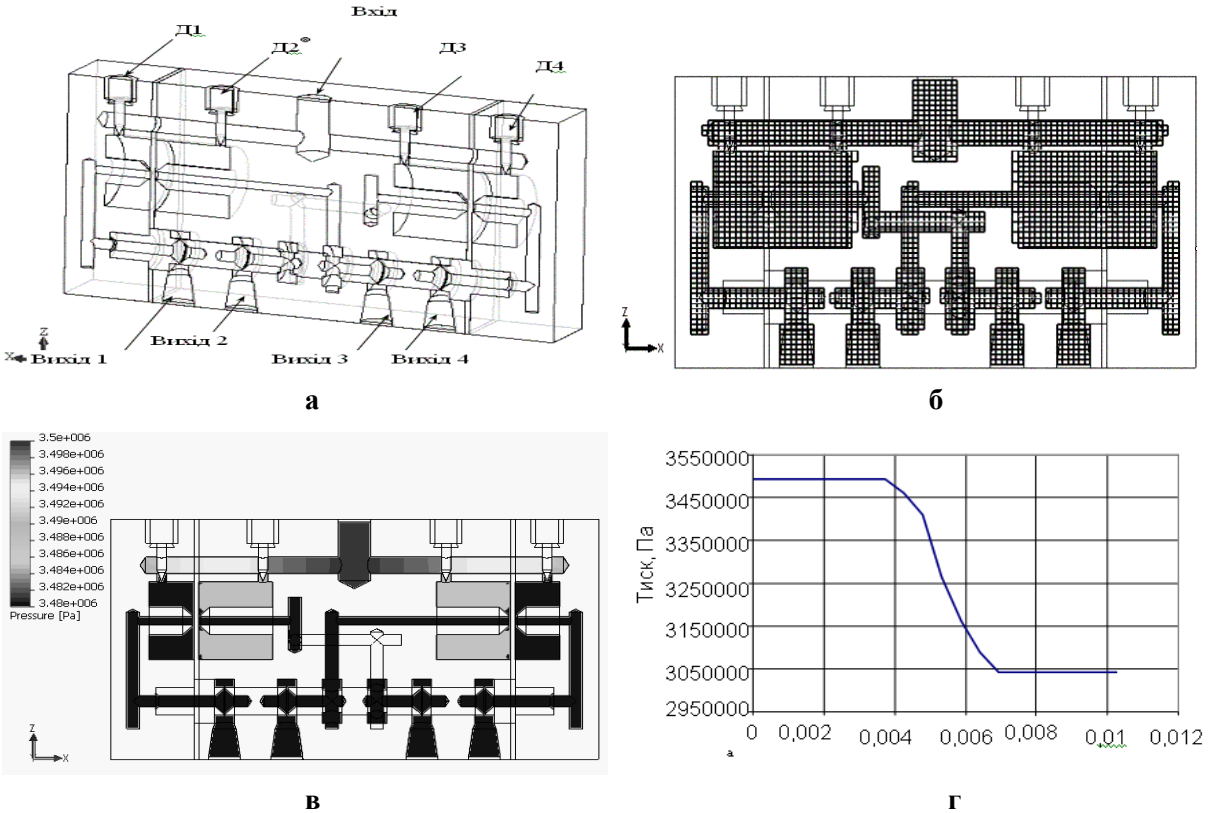


Рис. 4. Мембрано-золотниковий чотирьохпотоковй подільний клапан: а – твердотіла модель мембранно-золотникового подільника; б – скінченно-елементна сітка; в – розподіл тиску в каналах (тиск в інтервалі від 3,48 до 3,5 МПа); г – падіння тиску в каналі дроселя

Для моделювання руху робочої рідини використовувалася твердотільна модель мембрано-золотникового подільника потоку, створена в програмному середовищі *SolidWorks* [15–17]. У вихідних даних для моделювання задавалися такі величини тиску на вході та виходах: $p_{вх}$ = 3,5 МПа; $p_{вих1}$ = $p_{вих2}$ = $p_{вих3}$ = $p_{вих4}$ = 3 МПа. Також

передбачалося забезпечення сталої витрати рідини на всіх виходах 1–4. В якості робочої рідини використовувалася мастило *SAE* 15W-40.

Для подальшого моделювання була згенерована скінчено-елементна сітка розрахункової області подільника потоку (рис. 4, б) з наступними параметрами: загальна кількість комірок – 20 079, у порожнині – 7 741, перехідних комірок – 12 384, вироджених комірок – 2. Після проведення розрахунку результати відображені в площині XOZ, оскільки ця площина проходить практично через усі канали подільника і надає найбільш повну інформацію про внутрішні процеси. Падіння тиску в каналі дроселя Д4 наведене на рис. 4, г. Математична модель подільника в середовищі SIMULINK включає набір блоків, що формують замкнену структуру з вхідними та вихідними блоками, що дозволяє значно скоротити час проектування гідрообладнання при зміні регулюючих параметрів гідромережі.

Висновки.

Використання подільників потоку у модернізованих гідросистемах дозволяє рівномірно розподіляти робочу рідину між кількома каналами гідростатичних опор (ГСО). Це забезпечує однакову силу та швидкість у різних ділянках системи, запобігаючи дисбалансу та можливим ушкодженням. Підтримуючи такий баланс, подільники потоку сприяють максимізації продуктивності та продовженню терміну служби гідравлічного обладнання.

Однією із ключових переваг подільників потоку є їх здатність ефективно працювати при змінних навантаженнях, автоматично регулюючи клапани відповідно до зміни тиску та потреби системи. Така адаптивність забезпечує безперебійну роботу навіть у складних умовах експлуатації. Ефективний розподіл робочої рідини дозволяє зменшити енергоспоживання, одночасно підвищуючи продуктивність і, в підсумку, скорочують експлуатаційні витрати, пов’язані з гідросистемами. Включення подільника потоку в гідравлічну систему значно підвищує її ефективність, надійність та загальну продуктивність. Завдяки здатності рівномірно розподіляти рідину між різними компонентами та плавно адаптуватися до змінних умов роботи, клапани відіграють важливу роль у забезпеченні оптимального функціонування гідростатичних опор.

Водночас похибка роботи подільного клапана при постійному коефіцієнті підсилення залежить, головним чином, від роботи першого ступеня поділу. Крім того, зі збільшенням частоти зміни навантаження підвищується динамічна неузгодженість між рухомими елементами гідросистеми.

Список використаних джерел.

1. Буренников Ю. А., Немировский З. А., Козлов Л. Г. Гідравліка і гідропневмопривід: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2003. 123 с.

2. Гевко Б. М., Білик С. Г., Ліник А. Ю., Фльонц О. В. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: посібник. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. 384 с.

3. Федориненко Д. Ю., Сапон С. П. Шпиндельні гідростатичні підшипники: монографія. Черніг. нац. технол. ун-т. Чернігів: ЧНТУ, 2016. 403 с. http://ir.stu.cn.ua/handle/123456789/29534

4. Доценко В. М., Ковеза Ю. В., Усик В. В. Аналіз роботи опорних підшипників турбомашин на екологічно чистих рідинах. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2022, № 3 (179). С. 37–42. https://doi.org/10.32620/aktt.2022.3.04

5. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Пімонов І. Г., Резніков О. О., Шевченко В. О., Щербак О. В. Об’ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків: монографія. Харків: ХНАДУ, 2022. 305 с.

6. Руткевич В., Шаргородський С., Остапенко О. Розробка експериментального стенду для ресурсного дослідження дросельного дільника потоку з компенсаційними штоками. *Herald of Khmelnytskyi national university*, 2025. 5/2 (357). С. 266–271. https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-357-94

7. Білий Р.В. Регулювання дільника потоку рідини діафрагмуванням. Рехим доступу: https://ena.lpnu.ua:8443/server/api/core/bitstreams/2e8f5cfc-ffaf-455b-8f49-8c5066a035a6/content

8. Орел В .І., Завойко Б. В., Гаврилів М. Є. Дослідження дільника потоку рідини. Вода в харчовій промисловості: Збірник матеріалів III Всеукраїнської науково-практичної конференції. Одеса: ОНАХТ, 2012. С. 123–124.

9. Орел В. І., Завойко Б. В., Гаврилів М. Є. Регулювання дільника потоку рідини. Вода в харчовій промисловості: Збірник матеріалів IV Всеукраїнської науково-практичної конференції. Одеса: ОНАХТ, 2013. С. 138–139.

10. Чуйко В.П. Експериментальне дослідження впливу регульованого дроселя на лінійність параметрів гідравлічної системи. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2014. 6/7(72). С.24–28. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.30659

11. Сахно Є. Ю., Шевченко Я. В. Регулятор жорсткості гідростатичних опор. Патент UA № 109810 C2 F16C 32/06. № a2013 12230. заяв. 18.10.13 опубл. 12.10.15. Бюл. № 19.

12. Дільники потоку. URL: https://skr-hydraulic.com.ua/uk/dilnik.

13. Дільники потоку DFL. URL: https://hydro-maximum.com.ua/ua/g22254963-deliteli-potoka-dfl?srsltid=AfmBOopNzUN5Q9h_SiteCTeAJKmFeFuaGdREBsXJ19BNQPvcn3oeT0q7.

14. Сахно Ю. О., Сахно Є. Ю., Шевченко Я. В. Аналіз роботи багатопотокового подільника потоку дросельного типу для визначення якості та надійності його експлуатації. *Чернігівський науковий часопис*, 2011. Вип. 2. С. 140–148.

15. Іванчук Я. В. Методика комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних машин. URL: https://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/29519.

16. Димитрієва Н. Ф. Моделювання фізичних процесів: Комп'ютерний практикум [Електронний ресурс] : навчальний посібник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 96 с.

17. Ворощук В. Я., Вітенько Т. М. Solidworks у завданнях 3D моделювання та інжинірингу технічних систем: навчальний посібник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 164 с.

Стаття надійшла до редакції 30.09.2025
Стаття прийнята 06.10.2025
Статтю опубліковано 15.12.2025

CC BY

ON THE ISSUE OF DESIGNING A FLOW DIVIDER FOR THE HYDROSTATIC SUPPORT POWER SYSTEM

E. Sakhno, S. Kovalenko
Chernihiv Polytechnic National University

Summary

In recent years, there has been a tendency to reduce the dimensions and complexity of the design of hydraulic components, which is due to the improvement of processing technologies and the improvement of the efficiency of production processes. Nowadays, cartridge (spool) separators and flow adders are becoming more and more widely used.

The article discusses the issue of designing a working fluid flow divider for a modernized hydrostatic support power supply system. The capabilities of multi-flow dividers, regarding the uniformity of liquid distribution, and the forces that affect the quality of work of a hydraulic unit with a rotating shaft are considered and compared. It is shown that the error of the dividing valve at a constant amplification factor depends on the operation of the first stage of separation, since the changes in the cross-sections of the inlet throttles during the oscillation of the plunger are insignificant. The results of modeling the flow divider in the SolidWorks software complex are provided.

The use of flow dividers in hydraulic systems provides a number of advantages, including precise control of individual drives and guaranteed delivery of the required amount of working fluid. This contributes to increasing the overall efficiency and productivity of the system, and also prevents overloading of its elements due to the even distribution of the load between the components of the hydraulic system.

Key words: hydrostatic supports, power supply system, flow divider, separation error.