

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 625.7.08.002.5

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.7

ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ  
БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН ВИКОРИСТАННЯМ  
ПОДІЛЬНИКІВ ПОТОКУ

Пімонов І. Г.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** З метою забезпечення ефективності роботи гідроприводу будівельної машини шляхом поліпшення якості очистки робочої рідини від забруднень і живлення насоса, у статті розглядається, розробляється і вдосконалюється бортова оливоочищувальна система і ежекторне живлення насоса як єдина система, на основі об'ємного подільника потоку. Найбільш перспективними, за критерієм вартості, для використання в гідроприводі будівельної машини, є подільники потоку на основі лопатевих і роторних гідромоторів.

**Ключові слова:** гідропривід, подільник потоку, робоча рідина, гідронасос, кавітація, ежекція.

**Вступ**

Завдяки своїм перевагам гідравлічний привод широко застосовується в будівельно-дорожніх машинах. На частку гідроприводу, який є найбільш дорогим вузлом будівельно-дорожньої машини, припадає, в залежності від її будови, від тридцяти до восьмидесяти відсотків всіх відмов. Надійний гідропривід забезпечує, у значній мірі, надійність всієї машини й ефективність роботи будівельної організації в цілому [1,4]. Ефективність експлуатації гідроприводу будівельних машин і, як наслідок, самих машин, забезпечується комплексом заходів, серед яких найбільш важливе значення мають якісні конструювання, виготовлення і експлуатація, об'єднані в єдину конструктивну систему [1, 2, 3,5].

Метою дослідження є забезпечення ефективності роботи екскаватора шляхом поліпшення:

- якості очистки робочої рідини від забруднень;
- живлення насоса.

Для досягнення цієї мети розглядається, розробляється і вдосконалюється бортова оливоочищувальна система й ежекторне живлення насоса як єдина система, на основі об'ємного подільника потоку

**Аналіз публікацій**

Гідравлічний привод будівельних машин має наступні напрями поліпшення конструкції й забезпечення його надійності:

- поліпшення технічних характеристик окремих складових гідроприводу;

- забезпечення нормативних параметрів робочої рідини, включаючи очистку від забруднень;

- поліпшення живлення насоса.

При цьому ці напрями повинно розглядати як єдину систему, об'єднану в конструкцію гідроприводу екскаватора.

Найважливішим елементом цієї системи є очищення робочої рідини від забруднень. Це очищення необхідно проводити з мінімальними втратами енергії (тиску в гідроприводі) й витратою матеріалів [1, 2, 3].

Залежно від якості очищення робочої рідини термін служби гідромашин може бути збільшений або знижений у декілька разів [1, 2, 3]. Скупчення в гідроприводі забруднюючих речовин, твердість яких істотно вище за твердість металів, викликає швидкий знос поверхонь гідроагрегатів і термін служби швидко скорочується.

Звичайно, цей процес розтягнутий в часі, але чим бруднішою є рідина, тим ресурс більше зменшується. Важливо, за який час роботи екскаватора прийдемо до цієї межі: через рік або через 10 років і, відповідно, скільки фінансових витрат понесемо міняючи або ремонтуючи зношені вузли за весь період експлуатації техніки аж до її списання на металобрухт.

Основними джерелами забруднення робочої рідини є:

- виготовлення, транспортування і зберігання робочої рідини;
- виготовлення та випробування гідроприводу на заводах-виробниках;
- під час експлуатації продуктами зносу гідроагрегатів та з навколишнього повітря.

Застосовують схеми фільтрування або всього потоку рідини, або його частини. Першу схему називають схемою послідовного і другу – паралельного включення фільтра, при якій фільтрується не весь потік рідини, а лише його частина.

Схема послідовного включення фільтра забезпечує фільтрацію всієї рідини, що бере участь у циркуляції; фільтр у цьому випадку має бути розрахований на повну витрату рідини.

Фільтрацію частини потоку зазвичай застосовують у разі висунення вимог щодо особливо ретельного очищення рідини, що поступає у відповідальні гідроагрегати, а також для профілактичного тонкого очищення рідини гідросистеми. Доцільно застосовувати одночасно обидві схеми фільтрації: для фільтрації всього потоку застосовувати фільтр, що має відносно високу пористість, і для захисту особливо відповідальних агрегатів – фільтри тонкого очищення.

При виборі місця для установки фільтра всієї витрати керуються наступними міркуваннями. Для оберігання насоса, який є найбільш чутливим до забруднень рідини, фільтр бажано встановлювати на всмоктувальній лінії насоса. Досвід показує, що при установці фільтрів у лінії всмоктування підвищується термін служби насосів. Проте фільтр збільшує опір у всмоктувальній лінії й тим самим погіршує умови заповнення насоса рідиною.

Фільтри, що встановлюються на лінії нагнітання, повинні бути розраховані на вищий опір, тому що корпус фільтра в цьому випадку перебуватиме під робочим тиском. Враховуючи, що основним джерелом внутрішнього забруднення є насос, доцільно встановлювати фільтр після насоса (на лінії нагнітання).

Фільтр, встановлений на зливній лінії, хоча безпосередньо і не оберігає агрегати від забруднюючих частинок, проте не перешкоджає всмоктуванню і не знаходиться під робочим тиском.

#### Мета і постановка завдання

Метою статті є розроблення методів та вдосконалення конструкцій подільників потоків робочої рідини із застосуванням ежекторних технологій.

#### Побудова вимірювальної системи

Поліпшення живлення насоса [1, 4]. За постійного тиску рідини на вході в насос може бути досягнуто таке критичне число

оборотів, при якому в насос не поступатиме за даного тиску на вході потрібна для заповнення робочих камер кількість рідини, і в разі подальшого підвищення числа обертів продуктивність насоса не підвищуватиметься або навіть знижуватиметься.

При числах обертів вище вказаного критичного значення насос працює в кавітаційному режимі (у режимі голодування).

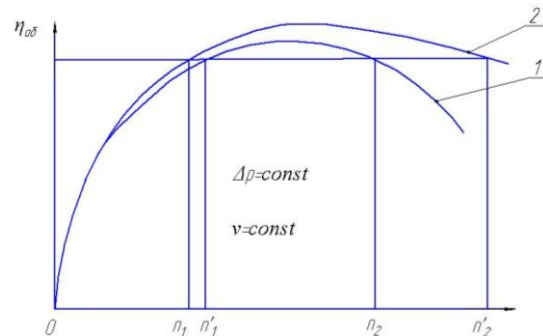


Рис. 1. Залежність ККД насоса від числа його обертів: 1 – насос без ежектора; 2 – насос з ежектором

Кавітація в насосі супроводжується пульсацією тиску рідини і шумом. Ці пульсації зумовлені зворотним потоком рідини з нагнітальної порожнини насоса, який супроводжується гідравлічними ударами і в результаті ударів, що чергуються, – пульсацією тиску в нагнітальній магістралі насоса. Амплітуда цих пульсацій може за відомих умов досягати величини, що викликає руйнування насоса.

Можливість виникнення кавітації можна зменшити раціональним вибором режимів роботи гідравлічної системи і правильним конструктивним виконанням її агрегатів, проте повністю виключити це явище можна лише застосуванням допоміжних насосів підкачування, а також підвищенням тиску у всмоктувальній лінії насоса. Створення підпору у відкритих гідросистемах забезпечується:

- під'єднанням до герметичних резервуарів низького тиску;
- верхньою подачею робочої рідини, тобто розташуванням резервуара (бака) над насосом;
- підживленням основного насоса допоміжним, в основному низьконапірним насосом відцентрового типу;
- ежекуванням у всмоктувальний патрубок об'ємного насоса рідини, що поступає в резервуар по зливній магістралі.

На рис. 2 показано деякі варіанти створення підпору за допомогою акумуляторів [2]. Зокрема на рис. 2, а необхідний ефект досягнуто за допомогою занурення в герметичний резервуар еластичного пневмобалона фірми «August und Pfister A.3», заповненого азотом [2, 5]. Такі елементи рекомендується

застосовувати у приводах із постійним балансом витрати рідини в напірних і зливних магістралях. Місткість балона вибирається, головним чином, з розрахунку компенсації температурного розширення замкнутого об'єму рідини, а також деякої кількості зовнішніх витоків.

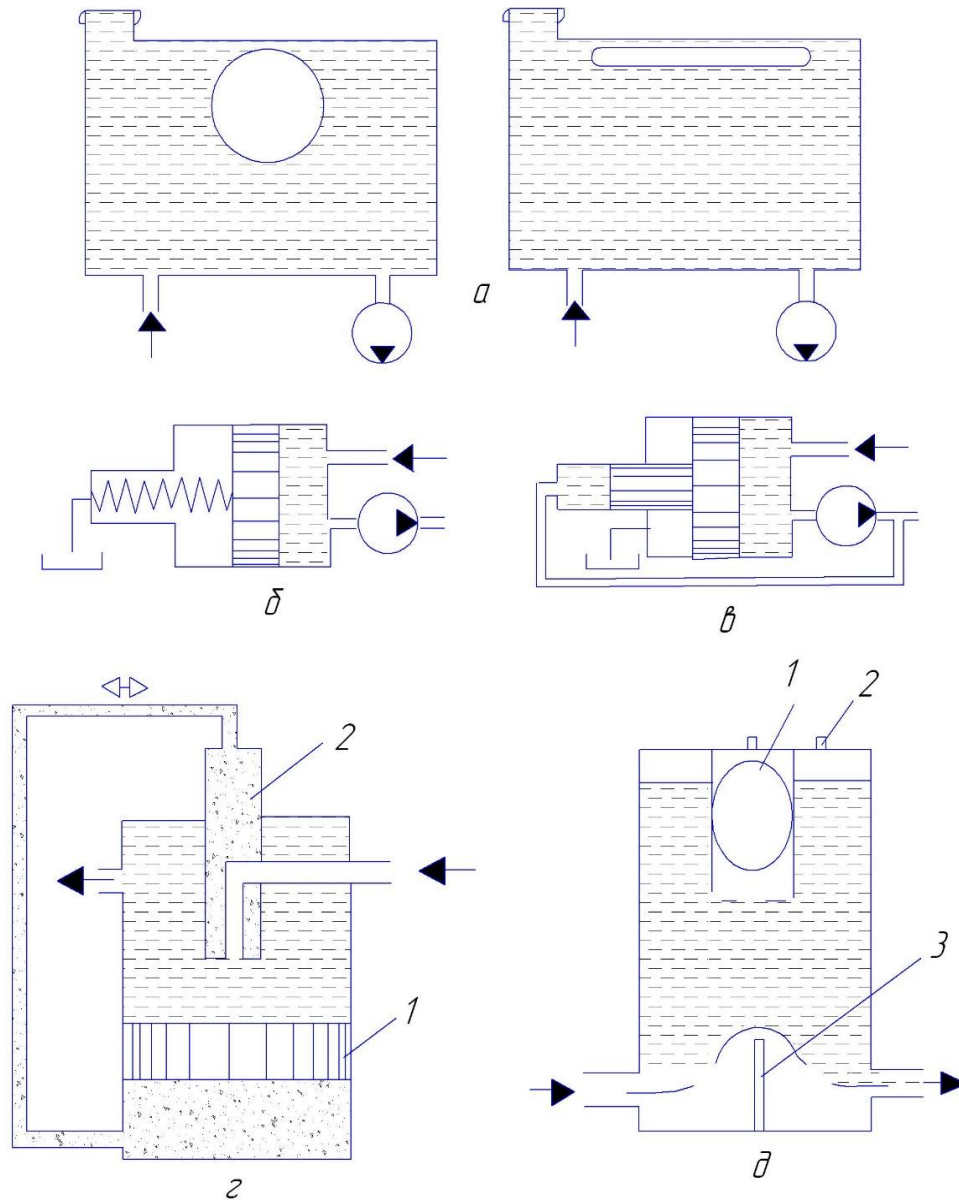


Рис. 2. Способи створення підвищеного тиску на вході у насос

На рисунку 2, б, в, г показані відомі [2] конструктивні схеми резервуарів із підпружиненим (рис. 2, б) і диференціальним (рис. 2, в) поршнями, а на рисунку 2, г – резервуар, в якому надмірний тиск створюється паром легкокиплячої рідини. У цій конструкції [2] використаний ефект теплової трубки. Робоча рідина, поступаючи в резервуар, нагріває легко теплоносій, що випаровується, наприклад ацетон, яким заповнена випарна камера

2. Пари тиснуть на поршень 1, чим і забезпечується підпір на лінії всмоктування насоса.

При переміщенні поршня вгору тиск у випарнику знижується, унаслідок чого рідина виявляється перегрітою. Це приводить до подальшого випаровування теплоносія та інтенсивного відбору тепла від робочої рідини. В разі переміщення поршня вниз тиск у поршневій частині теплової трубки підвищується, викликаючи додаткову конденсацію

пари. Таким чином, за рахунок відбору тепла здійснюється корисна робота.

З метою створення підпору, часткового відділення від потоку нерозчиненого повітря і згладжування пульсацій тиску зі сторони всмоктувальної порожнини насоса запропонований гідродемпфер (рис. 2, д) зі встановленою в ньому еластичною ємністю, заповненою газом. При перетіканні рідини через перегородку 3 частина нерозчиненого повітря відділяється від потоку, спливає у верхню частину корпусу, звідки періодично віддаляється через клапан 2.

До заходів, спрямованих на підвищення тиску у всмоктувальних порожнинах об'ємних насосів, можна віднести застосування струменевих насосів. Конструкція цих пристроїв є простою, не містить деталей, що труться і рухомих, і для її живлення використовується, головним чином, рідина з низьким натиском (рис. 3, [1]). Зокрема підвищення тиску у всмоктувальній лінії насоса часто досягається шляхом застосування ежектора (рис. 2), встановлюваного на зливній лінії системи, за допомогою якого можна підвищити тиск на вході в насос, використовуючи швидкісний натиск рідини, що виходить із сопла 2 ежектора. Зливна магістраль 1 гідросистеми в цьому випадку з'єднується з ежекторним пристроєм, за допомогою якого у всмоктувальний канал насоса може додатково надійти під надмірним тиском деяка кількість рідини через канал 3, сполучений з бачком.

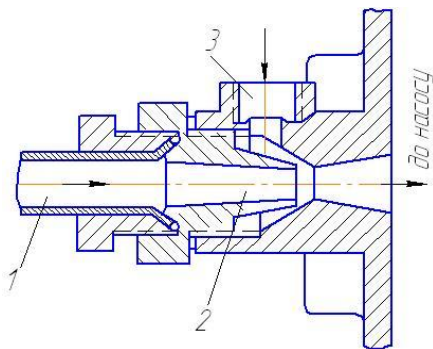


Рис. 3. Схема ежектора підвищення тиску на вході до насоса

Подача робочої рідини до струменевого насоса в разі його установки на лінії всмоктування об'ємного насоса може здійснюватися

- зі зливної магістралі гідросистеми;
- від частини подачі основного насоса;
- від допоміжного насоса.

На основі аналізу перспективних напрямів вдосконалення гідроприводу екскаватора розроблено наступну поліпшену його схему (рис. 4). Гідропривід складається із двосекційного насоса (Н1 і Н2, з регулятором потужності), секції якого подають робочу рідину в гідравлічну систему екскаватора. На зливній магістралі гідроприводу розташовані послідовно самоочисний фільтр Ф1 і магістральний магнітний фільтр Ф2. Робоча рідина, що використовується для самоочищення фільтра Ф1, прямує через подільник потоку ПП та відцентровий очищувач Ф3 в бак. Основний потік робочої рідини, що пройшов двоступеневу очистку фільтрами Ф1 і Ф2, розподіляється наступним чином. Більша частина робочої рідини потрапляє в бак через праву секцію подільника потоку ПП. Через середню секцію невелика кількість робочої рідини під тиском, який створює подільник потоку, йде на живлення ежекторів Е8 двосекційного насоса Н1, які подають робочу рідину безпосередньо на вхід насоса, поліпшуючи їх живлення і, як наслідок, – технічну характеристику.

Керування поворотом самоочисного фільтра здійснюється за допомогою редуційного клапана КР7, який, незалежно від тиску в гідросистемі екскаватора, забезпечує подачу до механізму керування поворотом самоочисного фільтра тиск 1–2 МПа. Розподільник Р6 керує рухом гідроциліндра ГЦ 14, який і здійснює безпосередньо поворот фільтра.

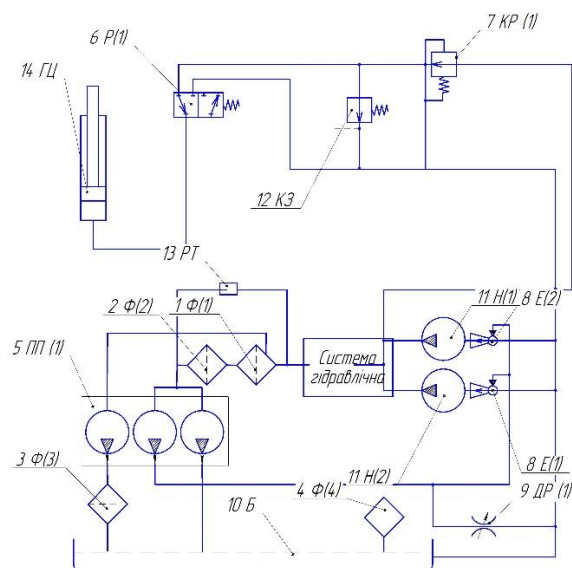


Рис. 4. Схема модернізованого гідроприводу екскаватора

Застосування подільника потоку ППІ дає можливість використати для очистки робочої рідини конструктивно об'єднану комбіновану систему, у складі якої використовуються:

- самоочищувальний фільтр і сучасні магістральні фільтри з невеликою втратою тиску для основного потоку робочої рідини;

- відцентровий фільтр тонкої очистки для меншої частки робочої рідини, що дає можливість не витратити додаткову потужність на роботу цих пристроїв;

- ежекторне живлення основного насоса.

Така комбінована система забезпечує підвищення ефективності роботи насоса, якість очистки робочої рідини і суттєво зменшує витрати матеріалу на фільтрування.

Подільник потоку в цій схемі використовується як джерело гідравлічної потужності для ежектора, який установлюється на вході в насос екскаватора і поліпшує його технічну характеристику.

### Визначення конструктивних параметрів і розробка конструкції подільника потоку

Подільник потоку в цій системі є найважливішою складовою частиною. Поділення потоку робочої рідини відбувається за допомогою дросельних подільників або об'ємного типів. Дросельні подільники у процесі своєї роботи втрачають тиск. Цей недолік відсутній в об'ємному подільнику, де втратами тиску, в певних межах, можна навіть нехтувати. Тому в гідроприводі доцільно використовувати об'ємні подільники потоку [1].

Зазвичай подільники потоку використовуються для синхронізації швидкості або співвідношення швидкості декількох гідродвигунів, які живляться від загального насоса.

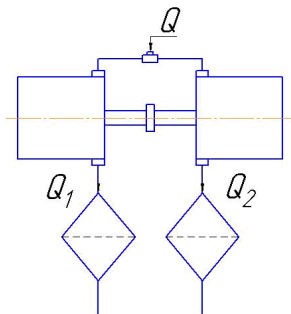


Рис. 5. Схема об'ємного подільника потоку

За зміни зовнішнього навантаження гідродвигунів рівність тиску на виході секцій подільника потоку буде порушена. В результаті в лінії недовантаженого гідродвигуна з'явиться надлишок потужності. Секція поді-

льника потоку (гідравлічний мотор), що живить його, вступить у роботу як привід другої секції подільника (гідромотора) в лінії перенавантаженого гідродвигуна. Недовантажена секція в цьому випадку працюватиме в режимі насоса, який підвищує тиск понад тиск живлення (на вході в подільник потоку) на величину, необхідну для подолання опору в лінії перенавантаженого гідродвигуна [1,4].

Розрахунок параметрів подільника потоку виконується таким чином. Загальна витрата робочої рідини з параметрами подільника потоку пов'язана залежністю

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = n(V_1 + V_2 + V_3), \quad (1)$$

де  $Q, Q_1, Q_2, Q_3$  – відповідно загальна кількість робочої рідини, що поступає з гідроприводу в бак для очищення і проходить через ліву, середню і праву секції подільника потоку;  $n$  – частота обертання подільника потоку;  $V_1, V_2, V_3$  – відповідно робочий об'єм всіх секцій подільника. Звідки

$$n = \frac{Q}{V_1 + V_2 + V_3}. \quad (2)$$

Гідравлічна потужність робочої рідини, що припадає на кожну секцію подільника потоку, визначається за наступними залежностями

$$\begin{aligned} N_1 &= p_1 \cdot Q_1 = n \cdot V_1 \cdot p_1, \\ N_2 &= p_2 \cdot Q_2 = n \cdot V_2 \cdot p_2, \\ N_3 &= p_3 \cdot Q_3 = n \cdot V_3 \cdot p_3, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $N_1, N_2, N_3$  – гідравлічна потужність на лівій, середній та правій секціях подільника потоку;  $p_1, p_2, p_3$  – перепад тиску на виході лівій, середньої та правій секцій подільника потоку, викликаний відповідними навантаженнями на ці секції;  $Q_1, Q_2, Q_3$  – витрати на лівій, середній та правій секціях подільника потоку.

Припустимо, що  $p_1 \geq p_2 \geq p_3$ , а  $Q_1 < Q_2 < Q_3$ . Гідравлічна потужність, що витрачається на роботу подільника потоку, визначається за наступною формулою

$$\begin{aligned} N_d &= p_x \cdot Q_3 = p_3 \cdot Q_3 + \Delta N = \\ &= p_3 \cdot Q_3 + n(V_1 \cdot p_1 + V_2 \cdot p_2), \end{aligned} \quad (4)$$

де  $\Delta N$  – додаткова гідравлічна потужність, яку споживає секція подільника потоку, що працює в режимі гідромотора;  $p_x$  – тиск на вході подільника потоку;  $p_x \cdot Q_3$  – гідравлічна потужність, що витрачається на роботу комбінованої системи очищення робочої рідини і підживлення насосів. Звідки

$$p_x = \frac{p_3 \cdot Q_3 + p_1 \cdot Q_1 + p_2 \cdot Q_2}{Q_3} = \frac{n(V_3 \cdot p_3 + V_1 \cdot p_1 + V_2 \cdot p_2)}{n \cdot V_3} \quad (5)$$

Зазвичай в подільниках потоку можуть бути застосовані лише гідромотори з високим коефіцієнтом подачі [1]. Але в нашому випадку необхідна точність ділення робочої

рідини, яка слідує на фільтри, може бути невеликою.

В об'ємному ділнику потоку застосовують гідромотори: шестеренні, поршневі, лопатеві, гвинтові, роликові.

Найбільш простими подільниками об'ємного типу є спарені (зв'язані валами) гідромотори пластинчатого (лопатевого) і роликових типів. Гідромотори в даній схемі є витратомірними пристроями (дозаторами), які подають за один оборот об'єм рідини, рівний без урахування витоків у гідромоторі, його робочому об'єму.

Подільник робочої рідини (рис. 6) являє собою трисекційний гідромотор, в який з лівого боку зі зливної магістралі потрапляє робоча рідина і поділяється на три потоки пропорційно об'ємам секцій подільника незалежно від навантаження.

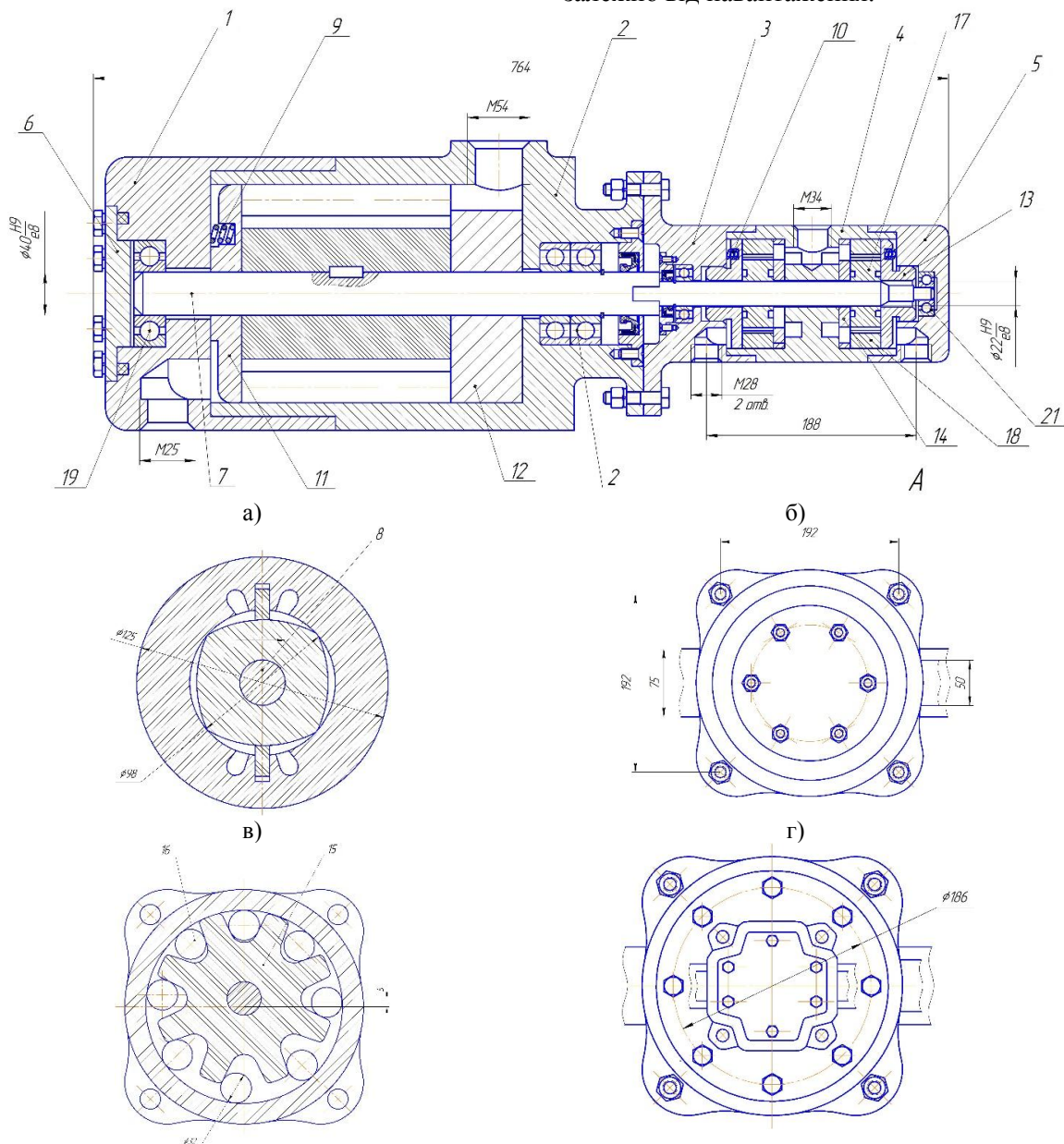


Рис. 6. Подільник потоку

Подільник робочої рідини складається з корпусу 1, фланцевого корпусу 2, з'єднального корпусу 3, середнього корпусу 4, кришки правої 5, кришки лівої 7, основного вала 7, з'єднального вала 8, трьох пружин 9, малих пружин 10, підтискної втулки 11, дистанційної втулки 12, малих підтискних втулок 13, малих дистанційних втулок 14, ротора 15, роликів 16, малих роторів 17, лопатей 18, а також впускного і випускного колекторів. По краях і посередині вала встановлюються підшипники. На загальному валу послідовно встановлюються три ротори з довжиною, відповідною витратам секції. Між секціями встановлюються дистанційні вставки. Вал обертається на трьох підшипниках. Лопаті розташовані в пазах роторів. Зверху і знизу подільника його підшипники прикриваються кришками.

Внаслідок ексцентриситету роторів відносно корпусів подільника відбувається подача робочої рідини під час роботи пристрою в режимі насоса.

У процесі роботи пристрою в режимі мотора навпаки, потік робочої рідини обертає насос.

Відмінністю подільника потоку є застосування у двох крайніх секціях гідромоторів двократної дії з двома нерухомими пластинами (б, а) розташованими в пазах нерухомого статора (корпуса середнього 4).

Фігурний ротор 17 виготовлено так, що дві діаметрально протилежні сторони мають форми дуг кола, описаного із центра ротора 17 радіусом, рівним радіусу  $r_2$  розточки корпусу середнього 4. Дві інші сторони описані дугами меншої кривизни ( $r_1 > r_2$ ). Під час обертання ротор, що контактує одночасно зі статором і двома пластинами, буде засмоктувати рідину із двох протилежних камер і нагнітати її.

Максимальна розрахункова продуктивність, яку потребує двороторний гідромотор, визначається з виразу [1].

$$Q = 2bn \left[ \pi (r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) 2s \right], \quad (6)$$

де  $r_1, r_2$  – велика і мала півосі ротора;  $b, s$  – ширина ротора і товщина пластинки (лопати).

### Висновки

Використання подільника потоку як джерела гідравлічної енергії дає змогу вдосконалити гідропривід за рахунок об'єднання в єдиній системі очистку робочої рідини та

ежекторне підживлення насоса. Найбільш перспективними, за критерієм вартості, є подільники потоку на основі лопатевих і роторних гідромоторів.

### Література

1. Объемный гидропривод в мобильных подъемниках с рабочими платформами: монография / И. Г. Кириченко, Г. А. Аврунин, В. Б. Самородов, А. В. Ярышко. – Харьков: ХНАДУ, 2018. – 296 с.
2. Григоров О.В. Гідравлічний привод підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: навч. посібник / О. В. Григоров. – Харків: НТУ «ХПІ», 2005. – 264 с.
3. Каверзин С.В. Стабилизация температуры рабочей жидкости гидроприводов строительных машин. [Текст]: / Каверзин С.В., Каверзина А.С., Подсосов С.В. // Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 2001, 249 с.
4. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12 Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS; HY17-8249/UK, October, 2000 – 31p.
5. Fluid power systems and components ISO 1219-1– Graphic symbols and circuit diagrams – Part 1 : Graphic symbols for conventional use and data-processing applications. ISO 1219-12-1:2006 (E/F). – 88 p.

### References

1. Kyrychenko I. G., Avrunyn G. A., Samorodov V. B., Yaryzhko A. V.. Volumetric hydraulic drive in mobile lifts with work platforms – Har'kov: XNADU, 2018 – 296 s.
2. Grygorov O.V. Hydraulic drive for passenger transport, alarm and road vehicles: Navch. Posibny'k / O. V. Grygorov – Xarkiv : NTU «XPI», 2005. – 264 s.
3. Kaverzyn S.V. Stabilization of the temperature of the working fluid of hydraulic drives of construction machines. [Tekst]: / Kaverzyn S.V., Kaverzyna A.S., Podosov S.V. // Krasnoyarsk: Y'zd-vo Krasnoyarskogo un-ta, 2001, 249 s.
4. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12 Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS; HY17-8249/UK, October, 2000 – 31p.
5. Fluid power systems and components ISO 1219-1– Graphic symbols and circuit diagrams – Part 1 : Graphic symbols for conventional use and data-processing applications. ISO 1219-12-1:2006 (E/F). – 88 p.

**Пімонов І.Г.**, к.т.н., доцент,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, тел. (050)217-05-24,  
igor\_lena\_p@ukr.net.

**Measuring system for monitoring the polydimensional deformation of superstructures of bridges and over-bridges improvement of**

**volume hydraulic drive construction and road machines using flow shareholders**

**Abstract.** *Due to its advantages, the hydraulic drive is widely used in road construction machines. Depending on its design, the share of the hydraulic drive, which is the most expensive unit of a road construction machine, accounts for thirty to eighty percent of all failures. Reliable hydraulic drive, provides, to a large extent, the reliability of the whole machine and the efficiency of the construction organization as a whole. The efficiency of the hydraulic drive of construction machines, and, as a consequence, the machines themselves, is ensured by a set of measures, among which the most important is the quality design, manufacture and operation, combined into a single structural system. Depending on the quality of cleaning of the working fluid, the service life of hydraulic machines can be increased or decreased several times. Accumulation of pollutants in the hydraulic drive, the hardness of which is significantly higher than the hardness of metals, causes rapid wear of the surfaces of hydraulic units and the service life is rapidly reduced. Cavitation in the pump is accompanied by a pulsation of fluid pressure and noise. These pulsations are due to the return flow of fluid from the discharge cavity of the pump, which is accompanied by hydraulic shocks and as a result of alternating shocks, a pressure pulsation in the discharge line of the pump. The amplitude of these pulsations can, under known conditions, reach a value that causes the destruction of the pump. The possibility of cavitation can be reduced by rational choice of modes of operation of the hydraulic system and the correct design of its units, but this*

*phenomenon can be completely eliminated only by using auxiliary pumping pumps, as well as increasing the pressure in the suction line of the pump.*

*On the basis of the analysis of perspective directions of improvement of the hydraulic drive of the excavator the following improved scheme of it is developed. Usually only high-flow hydraulic motors can be used in flow dividers. But in our case it is necessary that the device had, first of all, small mechanical losses and small cost, and accuracy of division of working liquid which follows on filters can be small. In the volume flow divider, hydraulic motors are used: gear, piston, vane, screw, roller. The simplest dividers of volume type are paired (connected by shafts) hydraulic motors of lamellar (vane) and roller types. Hydraulic motors in this scheme are flow measuring devices (dispensers), which supply for one revolution the volume of liquid, equal without taking into account the leaks in the hydraulic motor, its working volume. The use of a flow divider as a source of hydraulic energy makes it possible to improve the hydraulic drive by combining in a single system the purification of the working fluid and the ejector feed of the pump. The most promising, in terms of cost, are flow dividers based on vane and rotary hydraulic motors..*

**Key words:** *hydropower, flow control, work flow, hydraulic pump, cavitation, ejaculation.*

**Pimonov I.G.**, PhD in Technical Sciences, Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine, +380502170524, igor\_lena\_p@ukr.net.

---