

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

**ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ  
ТРАНСМІСІЙ І ТЕХНОЛОГІЧНОГО  
ОБЛАДНАННЯ МОБІЛЬНИХ  
МАШИН**

*Монографія*

Харків  
ХНАДУ  
2025

УДК 62-82 (075.8)

*Рекомендовано вченою радою Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (протокол № 73/25/4.9 від 23.01. 2025 р.)*

**Рецензенти:**

*С.В. Ковалевський*, д-р техн. наук, професор  
(Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ);  
*О.Ф. Луговський*, д-р техн. наук, професор  
(НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»);  
*О.Ю. Ребров*, д-р техн. наук, професор  
(НТУ «Харківський політехнічний інститут»)

**Колектив авторів:**

Г. А. Аврунін, М.А. Подригало, О. В. Єфименко,  
Н. М. Фідровська, Н. М. Подригало, І. І. Мороз

Об'ємні гідроприводи трансмісій і технологічного обладнання мобільних машин : монографія / Г. А. Аврунін, М.А. Подригало, О. В. Єфименко, Н. М. Фідровська, Н. М. Подригало, І. І. Мороз. Харків : ХНАДУ. 2025. 172 с.

ISBN 978-966-372-988-6

Розглянуті трансмісії мобільних машин з гідроприводом, зокрема тракторів, навантажувачів та багатовісних транспортних засобів. Проведені розрахунки щодо можливості використання гідромотор-колес в трансмісіях мобільних машин. Приведений огляд сучасних аксільнопоршневих гідромоторів, високомоментних радіально-поршневих і героторних гідромотор-колес. Дана оцінка технічного рівня гідромоторів. Особу увагу приділено розробкам вітчизняних підприємств. Розглянуті гідравлічні принципові схеми трансмісій і технологічного обладнання мобільних машин. Приведені методики розрахунку гідроприводів з гідромоторами і гідроциліндрами в якості робочих органів. Розглянуті математичні моделі динаміки гідроприводів трансмісії навантажувача і нахили стріли бурильно-кранової машини. Проведено моделювання динамічних процесів за допомогою пакета прикладних програм VisSim.

Монографія розрахована на фахівців з об'ємного гідропривода, аспірантів і студентів-магістрів.

Іл. 99. Табл. 30. Бібліогр. 62 найм.

*Передрук і всі види копіювання матеріалів монографії допускаються лише з посиланням на джерело інформації*

© Г. А. Аврунін, М.А. Подригало, О. В. Єфименко,  
Н. М. Фідровська, Н. М. Подригало, І. І. Мороз, 2025

## ВСТУП

В ХНАДУ ведуться науково-дослідницькі і проектно-конструкторські роботи в напрямку створення і удосконалення мобільних машин для дорожнього будівництва і виконання транспортних та вантажно-підйомних операцій. Першим етапом цієї роботи сталося вивчення можливостей створення машин для обслуговування аеродромів та літаків за допомогою сучасних досягнень в галузі об'ємних гідроприводів. Особливу увагу було приділено підвищенню ККД гідроприводів і засобам їх функціонування з ефективним енергозбереженням.

В даній роботі увагу приділено питанням створення гідрофікованих трансмісій з використанням гідромотор-коліс. Основою такої роботи стала поява у закордонних виробників високомоментних радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії з підвищеними швидкісними характеристиками. Тому був проведений аналіз швидко-тягових характеристик тракторів, навантажувачів та інших транспортних засобів з точки зору заміни гідромеханічних трансмісій і трансмісій з аксіальнопоршневими гідромоторами і редукторами на трансмісії з безредукторними гідромотор-колесами.

Також розглянуті статичні розрахунки об'ємних гідроприводів з гідромоторами та гідроциліндрами, і динамічні характеристики з використанням пакету прикладних програм VisSim, що дало можливість змоделювати режими навантаження. При цьому об'єктом досліджень були обрані трансмісія колісного навантажувач і механізм підйому стріли бурильно-кранової машин.

Монографія може бути корисною інженерам-конструкторам мобільних машин різного призначення, в трансмісіях і технологічному обладнанні яких використовують гідроприводи, а також для студентів-магістрів, що вивчають дисципліну «Проектування та випробування гідроприводів».

# 1. АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОМОТОР-КОЛІС В ТРАНСМІСІЯХ МОБІЛЬНИХ МАШИН

## 1.1. Трансмисії сучасних мобільних машин

Одним з етапів розробки енергоефективних та високоманеврених багатовісних автомобілів подвійного призначення для збройних сил України є проведення аналітичного огляду сучасних гідромоторів для подальшого їх застосування в якості мотор-колес об'ємних гідроприводів пересування мобільних машин і аналіз можливості використання об'ємного гідропривода в трансмісії багатовісного транспортного засобу.

Очікуваними результатами цієї науково-дослідницької роботи мають бути рекомендації по застосуванню гідромотор-колес в мобільних машинах а також технічні рішення щодо створення раціональної схеми об'ємного гідропривода трансмісії багатовісного транспортного засобу.

Об'ємним гідроприводом (ОГП) згідно ДСТУ 3455.1 називається привод, до складу якого входить гідравлічний механізм з одним чи більше об'ємними гідродвигунами, призначений для передавання, керування та розподілення енергії робочої рідини під тиском [1]. При цьому до насосного гідропривода відноситься привод, у якому робоча рідина подається в об'ємний гідродвигун насосом, що входить до складу цього привода разом зі з'єднаним з ним приводним двигуном, або без нього, якщо привод мускульний.

Об'ємною гідропередачею є частина насосного гідропривода, яка призначена для передавання руху від приводного двигуна до ланок машини.

На рис. 1.1 представлена структурна схема об'ємного гідропривода з усіма компонентами, що необхідні для передачі потужності від приводного двигуна до гідромотора обертання вихідної ланки машини.

Основними технічними параметрами об'ємних гідромашин є значення робочого об'єму, тиску робочої рідини (РР), крутного моменту, подачі насоса, потужності, діапазону зміни частоти обертання, маси, довговічності та ін. При виборі конструктивного типу об'ємної

гідромашини проводять порівняльну оцінку за вищенаведеними параметрами і вартістю.

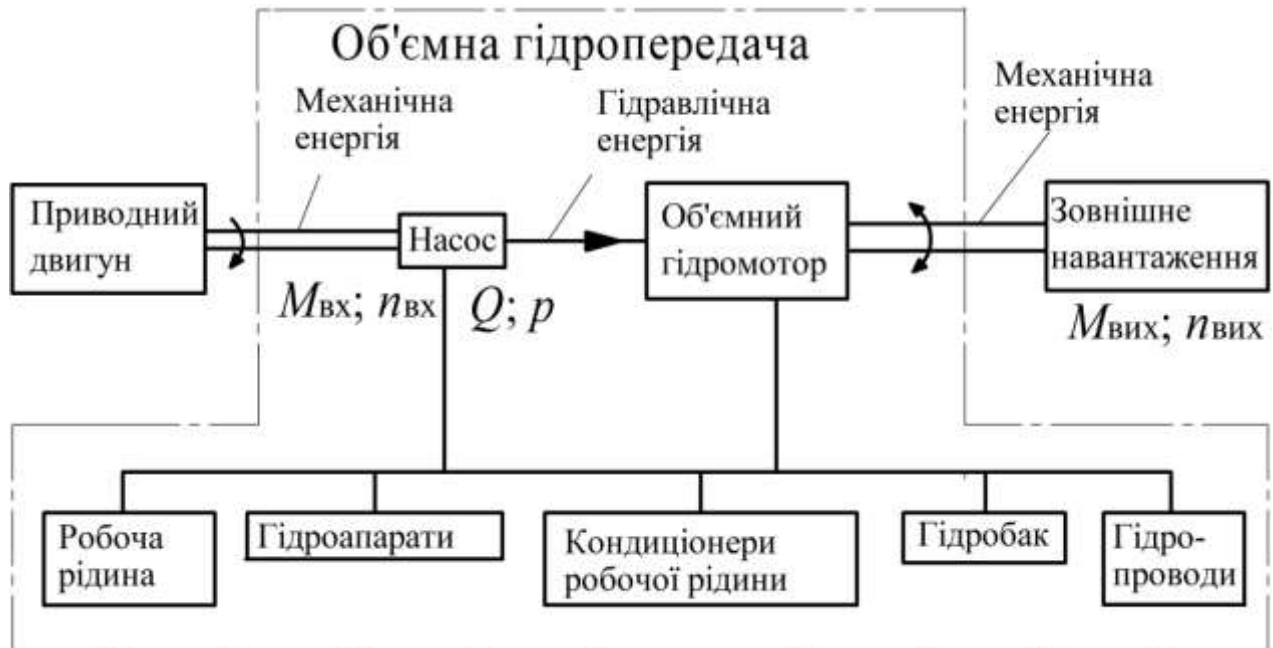


Рис. 1.1. Структурна схема об'ємної гідропередачі

Для оцінки технічного рівня гідромашин є такі показники [2-4]:  
 – маса, що припадає на одиницю крутного моменту гідромотора (питомий показник моменту)

$$k_M = \frac{m}{M_{кр}}, \text{ кг/Н}\cdot\text{м}, \quad (1.1)$$

де  $m$  – маса гідромотора, кг,

$M_{кр}$  – теоретичний крутний момент гідромотора

$$M_{кр} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.2)$$

де  $V_p$  – робочий об'єм гідромотора,  $\text{см}^3$ ,

$\Delta p$  – перепад тисків на гідромоторі, МПа;

– маса гідромотора або насоса на одиницю потужності, (питомий показник потужності)

$$k_p = \frac{m}{P_{M(H)}}, \text{ кг/кВт}, \quad (1.3)$$

де  $P_M$  і  $P_H$  – теоретична потужність гідромотора (зустрічаються терміни – вихідна, корисна й ефективна) і насоса

$$P_M = \frac{M_{кр} \cdot n_M}{9550}, \text{ кВт}, \quad P_H = \frac{Q_H \cdot p_H}{60}, \text{ кВт}, \quad (1.4)$$

де  $n_M$  – частота обертання гідромотора,  $\text{хв}^{-1}$  (об/хв),

$Q_H$  і  $p_H$  – подача [л/хв] і тиск нагнітання [МПа] насоса;

– маса, що припадає на одиницю об'єму (коефіцієнт компактності), що займає гідромашина

$$k_V = \frac{m}{V}, \text{ кг/см}^3, \quad (1.5)$$

де  $V$  – об'єм, описаний габаритами гідромашини,  $\text{см}^3$ ;

– потужність, що розвивається одиницею об'єму (коефіцієнт енергоємності), що займає гідромотор

$$k_{P/V} = \frac{P_M}{V}, \text{ кВт/см}^3, \quad (1.6)$$

– швидкісний показник (коефіцієнт швидкохідності)

$$C_n = n \cdot V_p^{1/3}, \text{ см.хв}^{-1}, \quad (1.7)$$

де  $n$  – частота обертання насоса або гідромотора [ $\text{хв}^{-1}$ ], яку для останнього визначають за формулою

$$n_M = 10^3 \frac{Q_H}{V_p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (1.8)$$

де  $Q_H$  – теоретична подача насоса, л/хв,

$$Q_H = 10^{-3} V_{pH} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (1.9)$$

де  $V_{рн}$  – робочий об’єм насоса,  $см^3$ ,  
 $n_n$  – частота обертання насоса,  $хв^{-1}$ .

Кожний з критеріїв недостатньо повно характеризує технічний рівень гідромашини, тому ведуть порівняння за декількома критеріями або вибирають за основний такий, який найбільшою мірою відображає вимоги, що ставлять споживачі до конкретного привода мобільної машини. З урахуванням значень ККД показники технічного рівня носять більш достовірний характер.

На рис. 1.2 приведені основні параметри об’ємних насосів і гідромоторів згідно технічних характеристик виробників [5].

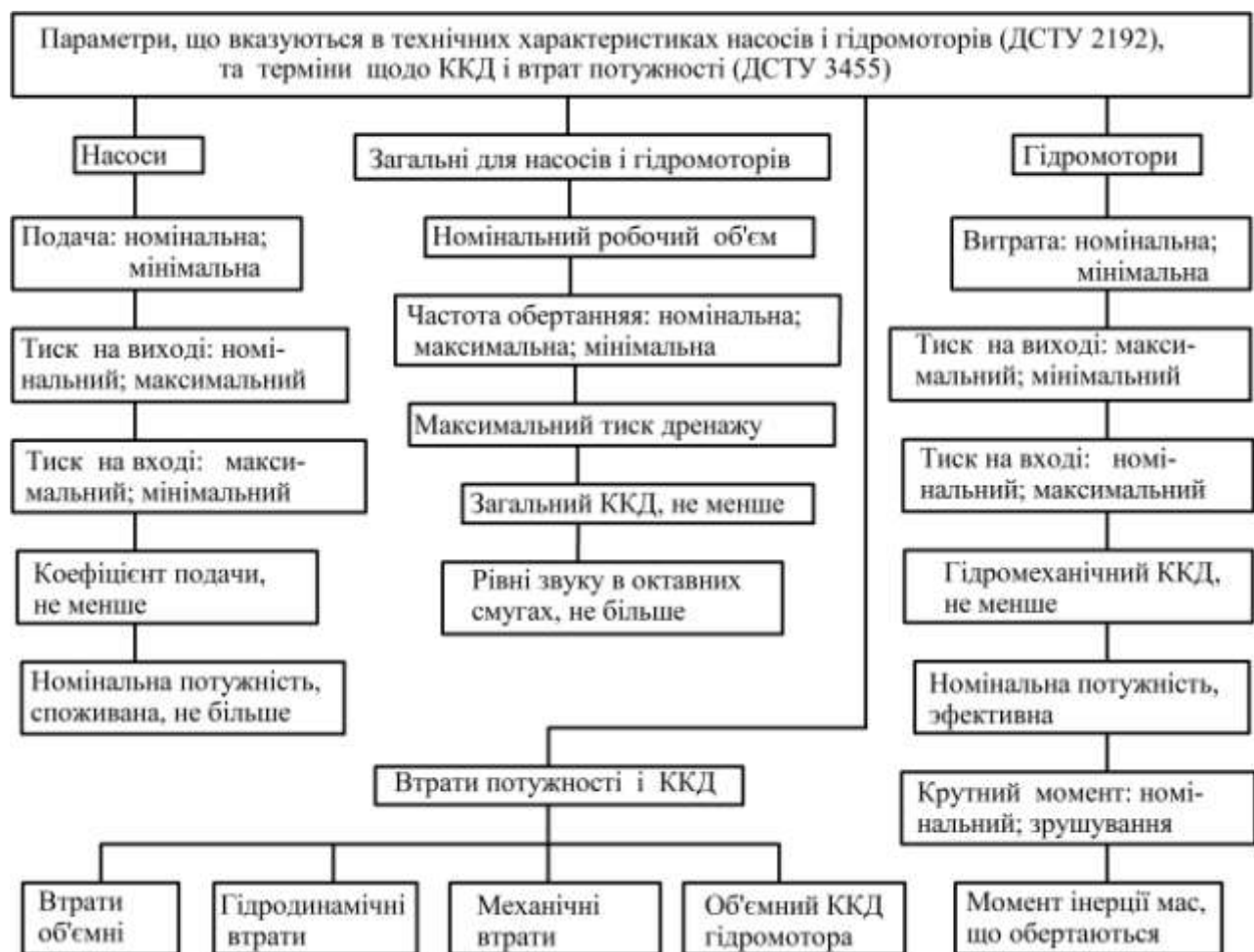


Рис. 1.2. Параметри технічних характеристик об’ємних насосів та гідромоторів

Для проведення аналізу щодо можливості застосування в трансмісіях гідромотор-коліс в першу чергову обрані колісні вилкові та фронтальні навантажувачі закордонного та вітчизняного виробництва

ва Н20-Linde, Weidemann-9080 і Т-156Б, а також трактор ХТЗ-17021 як базову модель [6-12].

На рис. 1.3 представлений загальний вид вилкового навантажувача Н20-Linde, а на рис. 1.4 гідравлічна принципова схема трансмісії з гідромотор-колесами аксіальнопоршневого типу і планетарними редукторами.

До складу трансмісії входять насос Н і два гідромотора Мл і Мпр приводів ведучих коліс лівого та правого бортів.



Рис. 1.3. Вилковий навантажувач Н20-Linde

Аксіальнопоршневий насос Н з похилим диском і гідростатичними підп'ятниками опор поршні на похилий диск має регульований робочий об'єм за рахунок зміни кута похилого диску. 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 в замкненому ланцюгу циркуляції робочої рідини, тому застосований насос підживлення Нп на загальному валу.

Насос підживлення Нп всмоктує робочу оливу з бака Б через фільтр Ф1 і нагнітає до фільтра Ф2 і далі в системи управління до редукційних клапанів КР1 і КР2, а також систему антикавітаційного захисту до зворотних клапанів КЗ1 і КЗ2. Значення тиску  $p_k$  керування і захисту від кавітації підтримується клапанами тиску КТ1 і КТ2. Для захисту від перевантажень тиску в основних магістралях гідропривода А – А і В – В встановлені запобіжні клапани ЗК1 і ЗК2.

Для зміни кута похилого диску застосовані гідроциліндри Ц1 і Ц2, гідророзподільник P1 і два редукційні клапани КР1 і КР2 з пропорційним електромагнітним управлінням. За допомогою редукційних клапанів здійснюється переміщення поршня гідроциліндра Ц1, який, в свою чергу, переміщує пропорційний гідророзподільник P1. Гідророзподільник P1 подає робочу рідину в порожнини гідроциліндра Ц2 через гідророзподільник безпеки P2, завдяки чому поршень гідроциліндра Ц2 переміщується і змінює кут нахилу похилого диску насоса Н.

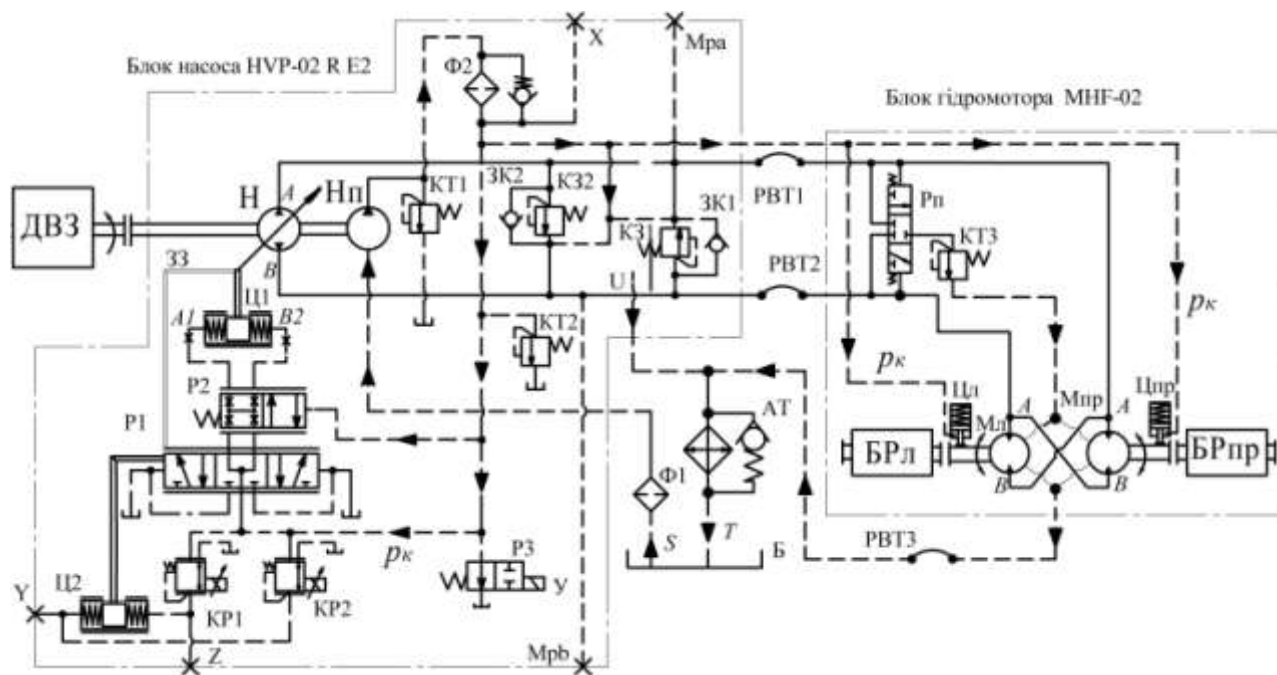


Рис. 1.4. Гідравлічна принципова схема трансмісії фірми Linde з використанням електропропорційного регулятора зміни робочого об'єму насоса та системи безпеки (PCO)

Живлення робочої рідини для переміщення гідроциліндрів Ц1 і Ц2, і гідророзподільників P1 та P2 забезпечується насосом підживлення Нп, а значення тиску налаштовується клапаном тиску КТ2. Механічний зворотний зв'язок ЗЗ між гідророзподільником P1 і штоком гідроциліндра Ц2, тобто положенням похилого диску насоса Н, забезпечує точність керування робочим об'ємом насоса Н та його витратою до гідромоторів Мл та Мпр. Гідророзподільник P1 пропорційного типу, чотирипроводний, в нейтральному положенні всі отвори об'єднанні між собою, що дає можливість похилому диску автоматично встановлюватись в нейтральному положенні при відсутності керуючих сигналів на редукційних клапанах КР1 і КР2.

При роботі трансмісії за допомогою двох педалей, які фактично є потенціометрами, подаються електричні сигнали на редукційні клапани КР1 або КР2 і здійснюється зміна напрямку і швидкості руху навантажувача. Тобто, оператор навантажувача здійснює його переміщення і реверсування за допомогою двох педалей, а гальмування за допомогою педалі, яка встановлена посередині цих педалей на підлозі кабіни. Переміщення гідроциліндрів Ц1 і Ц2, гідророзподільника Р1 і спрацьовування редукційних клапанів КР1 і КР2 забезпечується від насоса підживлення Нп.

В системі управління вставлені також гідророзподільник Р2 з гідравлічним керуванням та гідророзподільник Р3 з електромагнітним керуванням. Гідророзподільник Р2 є двопозиційним чотирипровідним і при підводі тиску до правого торця його золотника останній зміщується ліворуч і таким чином витрата оливи до гідроциліндра Ц2 суттєво збільшується, так як в каналах золотника немає дроселів спротиву течії оливи. При відсутності електроживлення на магніті У гідророзподільника Р3 золотник останнього за допомогою пружини зміщується праворуч і займає положення згідно рисунку. При цьому живлення оливи до редукційних клапанів не підводиться і завдяки дроселям в золотнику і об'єднанню каналів в такому положенні похилий диск насоса повільно займає нейтральне положення і навантажувач зупиняється. Така система забезпечує зупинку навантажувача при відсутності електроживлення згідно з EN ISO 13849. Ця система регулювання відключенням тиску має назву РСО. Спеціальні елементи керування виконують такі функції, як керування крутним моментом або регулювання тиску. Управління з відсіканням тиску (РСО) зменшує витрату насоса, коли досягається тиск відключення. Оскільки тиск у системі підтримується на низькому рівні, то витрати, енергоспоживання та тепловий баланс системи оптимізовано. Для цього встановлюють в систему гідророзподільник Р2 з гідравлічним керуванням (двопозиційний чотирипровідний), і гідророзподільник Р3 (двопозиційний, двопровідний, з електромагнітним керуванням). При відсутності струму на електромагніту У золотник гідророзподільника Р3 за допомогою пружини займає таке положення (як на рисунку), при якому гідросистема підживлення розвантажується від тиску ( $p_k = 0$  і олива зливається в гідробак Б) і управління робочим об'ємом насоса Н становиться неможливим. Золотник гідророзподільника Р2 при цьому за допомогою пружини переміщується ліворуч і

займає положення згідно рисунку. Для приведення гідропривода в працездатне становище обов'язково треба подавати постійно електроживлення на магніт У. Тоді золотник гідророзподільника Р2 становиться ліворуч, що дає можливість подавати витрату до гідроциліндра Ц1 для регулювання робочого об'єму насоса до максимального її значення і з високою швидкістю. Гідромотори Мл і Мпр мають також аксіальнопоршневу конструкцію з похилим диском, але в нерегульованому виконанні (кут нахилу похилого диску є постійним). До складу гідромоторів входять гідророзподільник Рп трипозиційного та трипровідного типу, з гідравлічним управлінням під торці золотника. Цей гідророзподільник автоматично забезпечує злив частини оливи з магістралі підживлення для охолодження вузлів тертя гідромашин. Тиск в гідроприводі підтримується за допомогою клапана тиску КТЗ. До гідромоторів Мл і Мпр з бортовими редукторами БРл і БРпр, відповідно, олива поступає від основного насоса Н (магістралі оливи  $A-A$  і  $B-B$ ). До складу цієї системи (гідромотори-редуктори) входять гальма нормально-замкненого типу з приводом від гідроциліндрів Цл і Цпр. За допомогою пружин в поршневих порожнинах гідроциліндрів створюється гальмування валів гідромоторів. Для розгальмування гідромоторів і бортових редукторів подається олива під тиском в штокові порожнини гідроциліндрів. Система постачання оливи в штокові порожнини гідроциліндрів Цл і Цпр підживлюється від зливної магістралі  $T$  насоса-дозатора НД, коли рульове колесо знаходиться в нейтральному положенні.

Для контролю тиску в основних магістралях передбачені різьбові отвори  $Mpa$  і  $Mpb$ , тиску в лініях управління гідроциліндра Ц1 – різьбові отвори  $Y$  і  $Z$ . Для контролю роботи фільтра Ф2 передбачений різьбовий отвір  $X$ .

До оливаохолоджувача АТ олива потрапляє двома шляхами: з корпусу насоса Н через отвір  $U$ ; з корпусів гідромоторів Мл та Мпр через рукав високого тиску РВТЗ.

Система НРV-02 Е2 з додатковою функцією розблокування легко інтегрується в електронну систему управління транспортним засобом як Е1-контроль. Е2-контроль оснащений двома пропорційними соленоїдами та перемикаючим соленоїдом. Керування Е2 пропонує інтерфейс для вимикання всією системою. У разі нерегулярності сигналу або збурення, як розрив кабелю або коротке замикання в ланцюзі перемикаючого соленоїда (так званий «сторожовий» соленоїд),

похилий диск насоса повертається в нейтральне положення, подача насоса дорівнює нулю і навантажувач сповільнюється до повної зупинки, що забезпечує безпечний стан машини згідно з EN ISO 13849. У разі збою в ланцюгах пропорційних магнітів подібна реакція може бути викликана втручанням електроніки в блоки управління. Використання системи E2-контроль рекомендовано для мобільних додатків, де це специфічно під час подорожі та руху накатом необхідно дотримуватися критеріїв безпеки дорожнього руху.

Фронтальний навантажувач Weidemann-9080 (рис. 1.5) призначений для роботи з важкими вантажами на великих підприємствах, складах та силосних сховищах. Усі сільськогосподарські та колісні навантажувачі Weidemann оснащуються двома підйомними гідроциліндрами. Вони дозволяють забезпечити оптимальний розподіл навантаження на важелі вантажу. Крім того, весь вантажний пристрій стає більш стійким. Розмір підйомних гідроциліндрів вибирається під розмір машини. Навісне обладнання навантажувача: ківш 2,9 м<sup>3</sup> та польотні вила.



Рис. 1.5. Навантажувач Weideman 9080 з трансмісією на базі аксіальнопоршневого регульованого гідромотора, редуктора і карданних валів

Маневреність навантажувача забезпечується таким чином, що при куті розвороту 40° радіус розвороту шин становить 4,9 м, внутрішній радіус повороту техніки при цьому складе не більше 2,45 м. Це досягається шляхом того, що машини 90-ї серії оснащені шарнірним зчленуванням і віссю, що коливається ззаду, за рахунок чого забезпечуються оптимальна маневреність і тягове зусилля. Маса навантажувача в стандартній комплектації 10720 кг, маси на ківш

досягають 5290 кг при прямому розташуванні машини, 4657 кг при повороті і 4624 кг на вилкове захоплення для піддонів, 4071 кг на вилкове захоплення для піддонів при повороті. На навантажувачі встановлено міст моделі PA1900. Швидкість руху навантажувача до 40 км/год.

В трансмісії використовується об'ємний гідропривод із приводним механізмом із карданними валами. Гідропривод функціонує за допомогою роздавальної коробки та карданного валу, вибір напрямку руху за допомогою джойстика та має повне блокування диференціала передньої та задньої осі.

Навантажувач оснащений турбодизельним двигуном Deutz TCD3.6S5 з робочим об'ємом  $3621 \text{ см}^3$  (100 kw/136 PS) і максимальною частотою обертання  $2300 \text{ хв}^{-1}$ . Є опція з двигуном Deutz TCD4.1L4 (робочий об'єм  $4038 \text{ см}^3$ ), який має потужність 115 кВт також при частоті обертання  $2300 \text{ хв}^{-1}$ .

Ручне регулювання кількості використовуваної оливи здійснюється за допомогою елемента керування Jog Dial. Така система є доречною при роботі обладнання, для якого не потрібна повна потужність гідросистеми. Це дозволяє знизити навантаження на гідропривод та продовжити термін його служби.

У гідроприводі Weidemann встановлюються рукава високого тиску (РВТ) малої довжини, які поділяються на кількох місцях. При необхідності заміни РВТ не потрібно змінювати весь рукав у гідравлічному контурі, а можна буде замінити лише відповідну частину. Це дозволяє суттєво прискорити роботу та заощадити гроші.

Гідропривод вентилятора системи охолодження має реверсивну конструкцію, що дає можливість направити повітряний потік у зворотний бік (можливість реверсування). Шляхом натискання на кнопку, що розташована в кабіні, забруднення з поверхонь всмоктування кришки капота просто здуваються. Це захищає машину від пошкодження через перегрівання, крім того, водієві не потрібно зайвий раз залишати кабіну.

Можливе швидке підключення зовнішніх агрегатів до гідросистеми навантажувача навіть при працюючому двигуні.

Для під'єднання та від'єднання навісного обладнання з гідравлічним керуванням в навантажувачі пропонується інноваційне рішення: кнопка для скидання тиску з контуру керування, що розташована ззовні на телескопічній стрілі, завдяки чому до неї забезпечу-

ється хороший доступ. Таким чином, різне навісне обладнання може замінюватися ще швидше та ефективніше. Кнопка також спрацьовує при включеному запалюванні або працюючому двигуні.

Трансмiсія Weideman-9080/9580T (рис. 1.6) включає аксіально-поршневий гідромотор з регульованим робочим об'ємом, редуктор і карданні вали для обертання коліс заднього і переднього мостів. Гідромотор має максимальний робочий об'єм  $370 \text{ см}^3$  і кут нахилу блоку циліндрів в  $45^\circ$ . Трансмiсія передає потужність в 130 кВт при тиску в 25 МПа. За даними фірми така трансмісія є унікальною, забезпечує безступінчасту частоту обертання і швидкість навантажувача до 40 км/год. При цьому нема потреби в переключенні передач і не розривається тягове зусилля. Трансмiсія є також енергоефективною і забезпечує комфортний режим роботи водія навантажувача.

Таким чином, максимальний теоретичний крутний момент гідромотора досягає 1470 Нм при перепаді тисків 25 МПа. При цьому для створення потужності в 130 кВт гідромотор повинен мати частоту обертання  $845 \text{ хв}^{-1}$ .

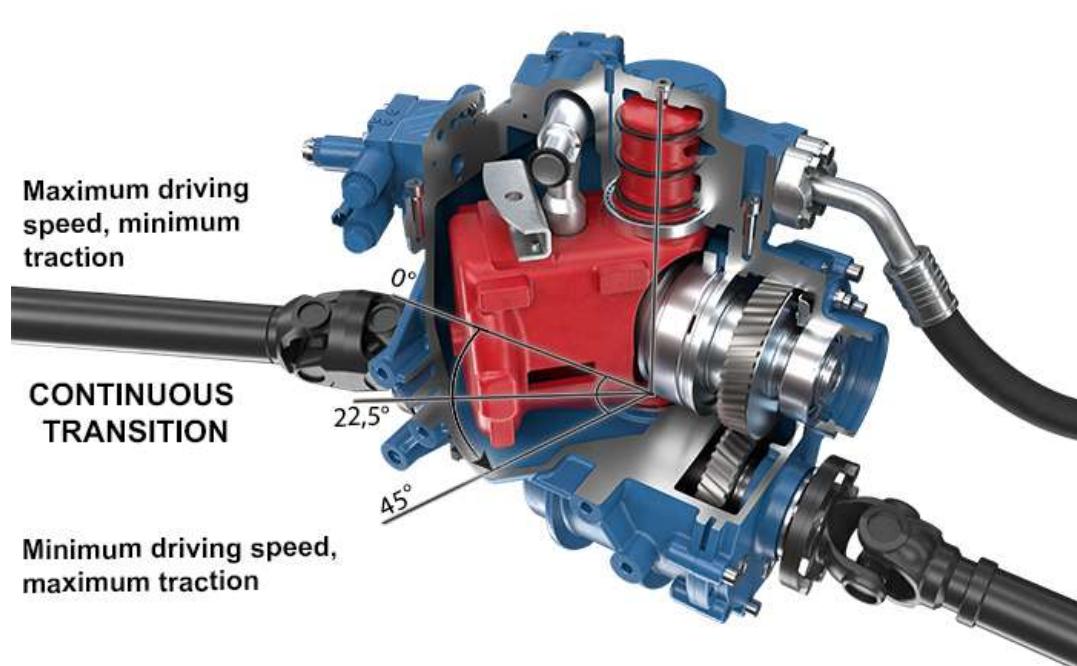


Рис. 1.6. Аксіальнопоршневий гідромотор з регульованим робочим об'ємом, редуктором і карданними валами трансмісії навантажувача Weideman

Основні складові частини системи керування гідромотором (рис. 1.7) (Electro-hydraulic adjustment system – електрогідравлічна система регулювання; Adjustment piston – регульовальний поршень; Swivel bracket – поворотний кронштейн; Wide angle mechanism group

45° – 45-ти градусна ширококутна група механізмів; Housing – корпус; Output shaft – вихідний вал; Integrated axle distribution gearbox – інтегрована осьова коробка передач; Swivel bracket – поворотний кронштейн.

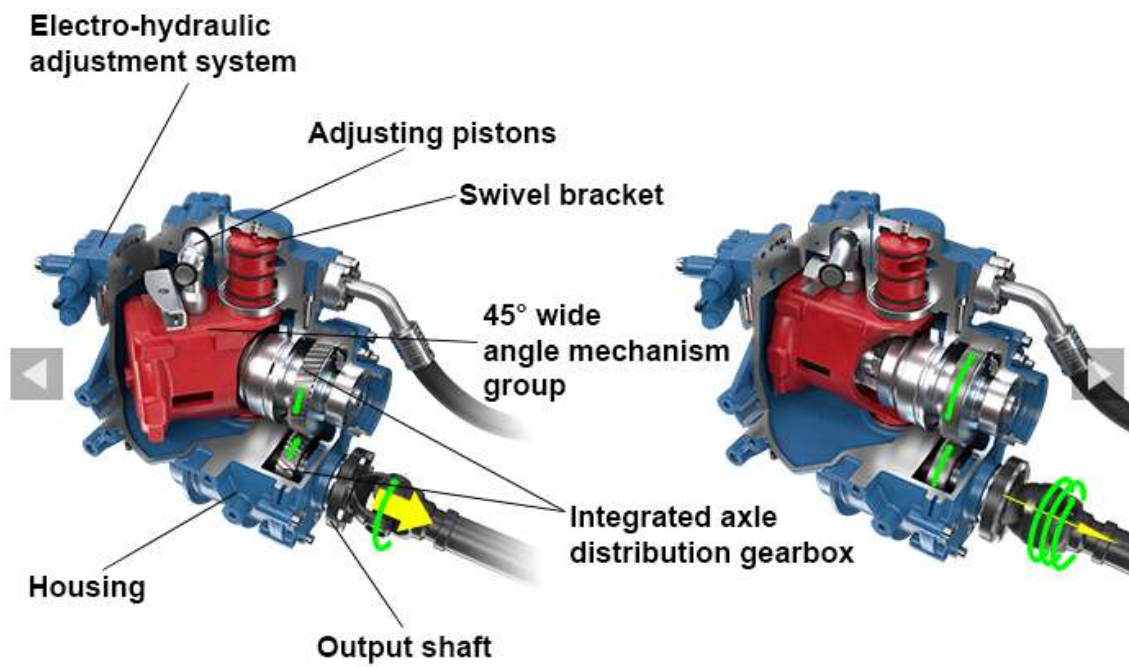


Рис. 1.7. Електрогідравлічна система керування робочим об'ємом аксіальнопоршневого гідромотора трансмісії навантажувача Weideman

Фактично, частота обертання такого гідромотора може досягати  $2240 \text{ хв}^{-1}$  при максимальному робочому об'ємі і збільшуватись до  $2650 \text{ хв}^{-1}$  при мінімальному робочому об'ємі, якщо взяти гідромотор-аналог, наприклад, А6VM355 фірми Rexroth Bosch Group [13].

Колісний, сільськогосподарський, універсальний, одноковшовий фронтальний трактор-навантажувач Т-156Б-09-03 (рис. 1.8) має вантажопідйомність в 3 т. Історія створення харківськими фахівцями тракторного заводу навантажувача Т-156 приведена в роботі [14]. Трактор-навантажувач обладнаний навісним пристроєм з вантажним обладнанням (ковшем). Навантажувальне обладнання (ківш) призначене для навантаження сипких та дрібнокускових матеріалів у транспортні засоби, різні приймальні пристрої та відвали, а також для виконання землерийно-транспортних робіт на ґрунтах 1 та 2 категорій, у районах з помірним кліматом та при температурі не нижче за мінус  $40^{\circ}\text{C}$ .



Рис. 1.8. Трактор-навантажувач Т-156Б-09-03

Щодо навантажувача Т-156 Б, то в ньому основною трансмісією є механічна ступінчаста. Однак механічні ступінчасті коробки передач колісних тракторів ХТЗ вже в першому поколінні тракторів Т-150 були оснащені гідроприводом для забезпечення перемикання передач без розриву потоку потужності від двигуна до коліс, коли при перемиканні передач не використовується педаль вимкнення зчеплення (рис. 1.9) [2]. Такий принцип перемикання оснований на використанні чотирьохпозиційного шестилінійного гідророзподільника Ркп кранового типу (з поворотним рухом циліндричного золотника) і механічним фіксатором у кожній позиції (на кожній передачі). В експлуатаційній документації цей гідророзподільник називається «розподільником перемикання передач». Гідропідтискні муфти Ц1...Ц4 забезпечують кінематичне замикання необхідних зубчастих зачеплень (передач) КПП. Для надійного перемикання передач використовується гідророзподільник підживлення Рп (з пропорційним гідравлічним керуванням), клапан-дільник потоку КДп і три клапани тиску типу КТа «або», які в експлуатаційній документації називають нестандартним терміном «клапани перекидні» (позначені на схемі як КТа1...КТа3) для забезпечення підведення РР під тиском до гідророзподільника підживлення Рп на будь-якій з 4-х передач. Зазначимо, що раніше в трансмісіях тракторів «ХТЗ» замість гідророзподільника підживлення Рп використовувався пружинний поршневий гідроаккумулятор АК (на схемі перекреслений). Гідророзподільник Ркп перемикання передач не має нейтрального положення, яке забезпечується перемикачем діапазонів Д1...Д4 і ЗХ на ходозменшувачі (ХЗ) трансмісії трактора.

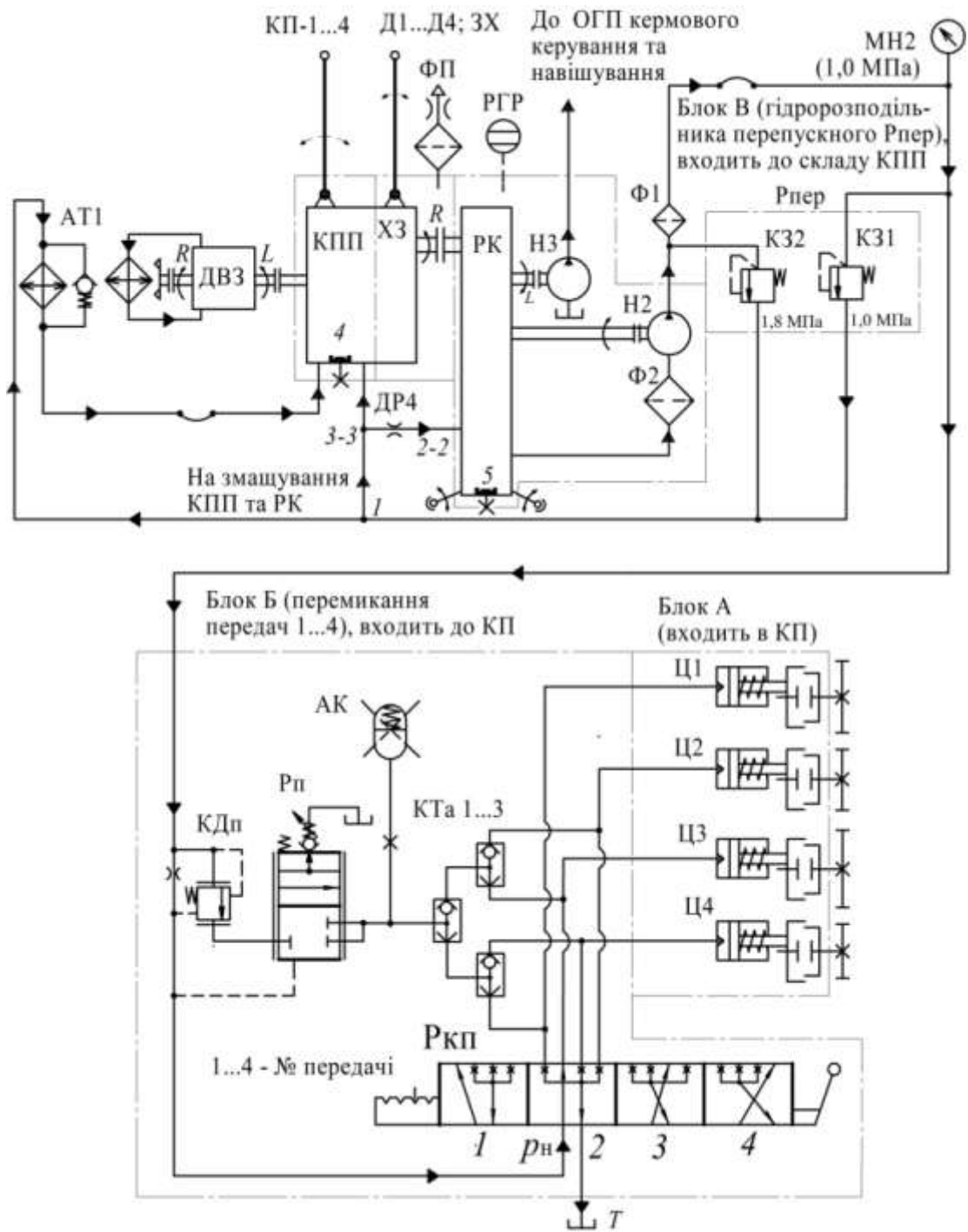


Рис. 1.9. Гідравлічна принципова схема керування і змащування ступінчастої коробки передач серійних колісних тракторів ХТЗ (блок А умовно показаний окремо від корпусу коробки передач)

На вихідних валах роздавальної коробки РК встановлені карданні вали і приводи шестеренних насосів: змащування і керування Н2; Гідропривод кермового керування і навісного обладнання Н3, а також для живлення зовнішніх споживачів на технологічних операціях трактора при підключенні гідродвигунів – гідроциліндрів і гідромоторів.

Очищення оливи здійснюється двома фільтрами – всмоктувальним Ф2 і напірним Ф1 в лінії нагнітання насоса Н2. Блок В (розподільник перепускний Рпер) включає два клапани тиску – основний К31 з налаштуванням на робочий тиск 1,0 МПа та аварійний К32 на тиск 1,8 МПа (контроль тиску за манометром МН2). Усі вказані гідравлічні вузли розміщені усередині і на корпусі (Блок В – Рпер) коробки передач КПП.

Для змащування й охолодження вузлів тертя КПП використовується олива, що направляється по двох магістралях: до оливаохолоджувача АТ1 і в точці 1 у корпус коробки передач КПП (3–3) і через дросель ДР4 по лінії 2–2 в корпус роздавальної коробки РК. Опір потоку оливи, що забезпечує її вступ на змащення, створює оливаохолоджувач (радіатор) АТ1. Точки 4 і 5 означають магнітні пробки для притягування металевих частинок спрацювання вузлів трансмісії. Для зв'язку гідробака Б з атмосферою встановлений повітряний фільтр (сапун) ФП, для контролю рівня оливи у баку служить відповідний показчик РГР.

## 1.2. Вихідні дані для розрахунку трансмісії с гідромотор-колесами

В табл. 1.1 зібрані дані щодо вимог до розрахунку параметрів гідромотор-колес декількох типів мобільних машин, зокрема вилкового та фронтальних навантажувачів і колісного трактора.

Позначення параметрів в таблиці:  $m$  – маса машини;  $P_{\text{ДВЗ}}$  потужність ДВЗ;  $F_{\text{Т.макс}}$  максимальне тягове зусилля мобільної машини;  $M_{\text{М.макс}}$  максимальний крутний момент на колесі;  $d_{\text{в}}$  – діаметр ведучого колеса та їхня кількість  $z$ ;  $F_{\text{Т.мін}}$  мінімальне тягове зусилля, при якому досягається максимальна швидкість мобільної машини  $v_{\text{Т.макс}}$ ;  $n_{\text{ТМК.макс}}$  максимальна частота обертання гідромотор-колеса.

Для складання таблиці використані формули з розрахунку потужності трансмісії:

$$P_{\text{Т}} = F_{\text{Т}} \cdot v_{\text{Т}} = 10^{-3} \frac{10^3}{3600} F_{\text{Т}} \cdot v_{\text{Т}} = 0,000278 \cdot F_{\text{Т}} \cdot v_{\text{Т}}, \text{ кВт}, \quad (1.10)$$

де  $F_T$  – тягове зусилля трактора (навантажувача), Н,

$v_T$  – швидкість трактора, км/год,

та частоти обертання коліс трактора:

$$n_B = 60 \frac{v_T}{\pi \cdot d_B} = 60 \frac{10^3}{3600} \cdot \frac{v_T}{\pi \cdot d_B} = 5,308 \frac{v_T}{d_B}, \text{хв}^{-1}, \quad (1.11)$$

де  $d_B$  – зовнішній діаметр шини.

Формула (1.11) отримується таким чином:

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

де  $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_B}{60}$  – кутова швидкість при  $n_B$ ,  $\text{хв}^{-1}$ .

Таблиця 1.1

Вихідні дані для розрахунку трансмісій мобільних машин  
з гідромотор-колесами

Параметри, розмірність	Тип транспортно-технологічного засобу:			
	H20-Linde	Weidemann-9080	T-156Б	ХТЗ-17021
$m$ , т	3,1	10,7 / 28,7*	10,7	8,3 / 20*
$P_{\text{ДВЗ}}$ , кВт	28	115	129	132
$F_{\text{Т.макс}}$ , кН	14,2	35/64*	60	60
$M_{\text{М.макс}}$ , Нм	1619	5705/10432*	12038	12038
$d_B$ , м / z	0,456 / 2	1304 / 4	1,605 / 4	1,605 / 4
$F_{\text{Т.мін}}$ , кН	4,1	8,3	10,8	5,5
$v_{\text{Т.макс}}$ , км/год	18,5	40	30,14	35,3
$n_{\text{ТМК.макс}}$ , $\text{хв}^{-1}$	215	163	99,7	116,8

Примітка: \*) маса машини з причепом.

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

$$M_{\text{м.макс}} = 10^3 F_{\text{т.макс}} \frac{d_{\text{в}}}{2 \cdot z} \text{ Нм}, \quad (1.12)$$

де  $z$  – кількість гідромотор-коліс.

Потрібний робочий об'єм гідромотора для кожного значення крутного моменту  $M_{\text{м.і}}$ :

$$V_{\text{м.і}} = \frac{M_{\text{м.і}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м.і}} \cdot \eta_{\text{МГМ}}}, \text{ см}^3, \quad (1.13)$$

де  $\Delta p_{\text{м.і}}$  – перепад тисків на гідромоторі, МПа,

$\eta_{\text{МГМ}}$  – гідромеханічний ККД гідромотора.

Частоту обертання гідромотор-коліс визначають за формулою:

$$n_{\text{м.і}} = 5,31 \frac{v_{\text{т.і}}}{d_{\text{в}}}, \text{ хв}^{-1}. \quad (1.14)$$

Для багатовісного транспортного засобу встановлені такі вимоги до трансмісії: максимальне тягове зусилля при зрушуванні на підйом  $F_{\text{т}} = 440$  кН, швидкість максимальна  $v_{\text{т}} = 90$  км/год ( $n_{\text{макс}} = 469$  хв<sup>-1</sup>), кількість ведучих коліс  $z = 8$ , максимальний крутний момент одного колеса  $M_{\text{м.макс}} = 25$  кНм; діаметр ведучого колеса  $d_{\text{в}} = 1,02$  м.

### 1.3. Результати розрахунку трансмісії с гідромотор-колесами

Рекомендації щодо створення раціональної схеми об'ємного гідропривода трансмісії багатовісного транспортного засобу розглянуто в табл. 1.2 на основі даних табл. 1.1, в якій приведені вихідні дані для трансмісій з гідромотор-колесами, зокрема, вилкового Н20-Linde, фронтальних Weidemann-9080 і Т-156Б навантажувачів, трактора ХТЗ-17021, а також результати розрахунку і типи обраних гідромотор-коліс. Також був проведений аналіз застосування електричних трансмісій в багатовісних спеціальних транспортних засобах [47], який вказав на принципову технічну можливість застосування

електромотор-коліс, але на теперішньому розвитку цієї індустрії тільки з використанням проміжних коробок зміни передач. Попередньо встановлені такі вимоги та рекомендації до трансмісії: максимальне тягове зусилля при зрушуванні на підйом  $F_T = 440$  кН, швидкість максимальна  $v_T = 90$  км/год ( $n_{\text{макс}} = 469$  хв<sup>-1</sup>), кількість ведучих коліс  $z = 8$ , максимальний крутний момент одного колеса  $M_{\text{м.макс}} = 25$  кНм; діаметр ведучого колеса  $d_b = 1,02$  м.

Таблиця 1.2

Вихідні дані для розрахунку трансмісій мобільних машин з гідромотор-колесами та результати їхнього розрахунку

Параметри, розмірність	Тип транспортно-технологічного засобу:			
	H20-Linde	Weidemann 9080	T-156Б	ХТЗ-17021
Тип ГМК	MCR3-A	MHP20	MHP27	MHP27
$V_{\text{ГМК}}, \text{см}^3$	400/200/2	1821/354/4	2434/881/4	
$m_{\text{ГМК}}, \text{кг}$	28	180	240	240
$n_{\text{м.макс.ТХ}}, \text{хв}^{-1}$	270	273	201	201
$n_{\text{м.макс.ТХ}(V_{\text{мін}})}, \text{хв}^{-1}$	350	350	252	252
$p_{\text{м.максТХ}}, \text{МПа}$	40	50	50	50
$p_{\text{м.робочий}}, \text{МПа}$	31	20 / 37*	37	37
$Q_H, \text{л/хв}$	90,2	332	462	284
$v_{\text{Т.макс.Можлива}}$	30,2	86	76	76

Пояснення до табл. 1.2: 1.\*) – маса машини з причепом; 2.  $m$  – маса машини;  $P_{\text{ДВЗ}}$  – потужність ДВЗ;  $F_{\text{Т.макс}}$  максимальне тягове зусилля машини;  $M_{\text{м.макс}}$  – максимальний крутний момент на колесі;  $d_b$  – діаметр ведучого колеса і їхня кількість  $z$ ;  $F_{\text{Т.мін}}$  – мінімальне тягове зусилля при максимальній швидкості  $v_{\text{Т.макс}}$ ;  $n_{\text{ГМК.макс}}$  – максимальна частота обертання ГМК; Тип ГМК – шифр гідромотор-колеса;  $V_{\text{ГМК}}$  – робочий об’єм ГМК;  $m_{\text{ГМК}}$  – маса ГМК;  $n_{\text{м.макс.ТХ}}$  – максимальна частота обертання ГМК при максимальному робочому об’ємі згідно каталогу;  $n_{\text{м.макс.ТХ}(V_{\text{мін}})}$  – максимальна частота обертання ГМК при мінімальному робочому об’ємі згідно каталогу;  $p_{\text{м.максТХ}}$  – максимальний тиск ГМК згідно каталогу;  $p_{\text{м.робочий}}$  – розрахунковий тиск ГМК при заданому значенні тягового зусилля;  $v_{\text{Т.макс.Можлива}}$  – максимальна швидкість мобільної машини, яка може бути досягнута при значенні максимальні швидкості ГМК згідно каталогу; 2. В позначенні робочих об’ємів ГМК під рисками приведені їх мінімальні значення і кількість ступенів.

Для електричної трансмісії передбачається встановлення електродвигуна з крутним моментом 250 Нм і редуктора з передавальним числом  $i = 25$  (перша ступень) та бортового редуктора з  $i = 5$  (підсумкове передавальне число  $i = 125$ ).

При максимальній швидкості транспортного засобу частота обертання електродвигуна досягає майже  $12000 \text{ хв}^{-1}$  і використовується друга ступень коробки передач з  $i = 5$ , і таким чином підсумкове передавальне число  $i = 25$ .

На рис. 1.10 представлені технічні рішення у вигляді структурні схеми трансмісій транспортного засобу з мотор-колесами, які повинні виконати вимоги щодо швидкісно-тягової характеристики з максимальним тяговим зусиллям 440 кН і максимальною швидкістю до 90 км/год. Трансмісія з електромотор-колесами Е реалізує вихідні параметри за допомогою коробки передач та бортового редуктору.

Трансмісія транспортного засобу з 8-а мотор-колесам и максимальними значеннями тягового зусилля 440 кН і швидкості 90 км/год. Максимальні параметри одного мотор-колеса: крутний момент - 25 кНм; частота обертання -  $469 \text{ хв}^{-1}$ .

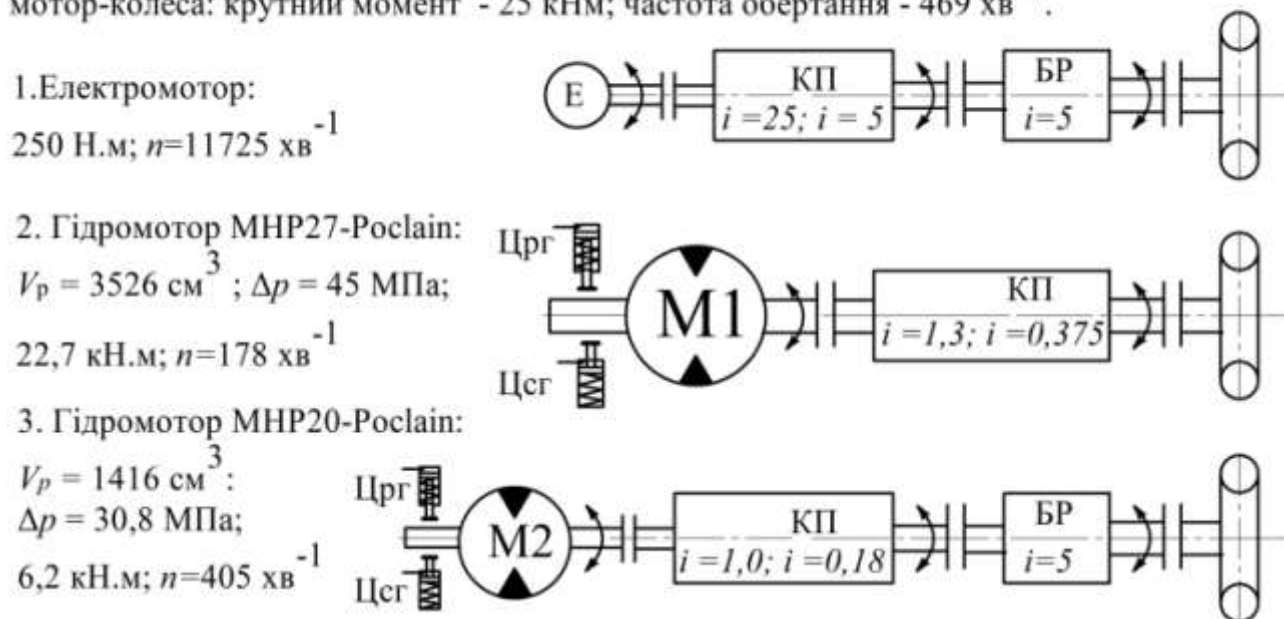


Рис. 1.10. Технічні рішення та варіанти застосування мотор-колів в багатовісному транспортному засобі

Високомоментні радіальнопоршневі гідромотор-колеса багаточислової дії зі ступеневим регулюванням робочого об'єму дозволяють створити трансмісію у двох варіантах. В першому варіанті з гідромотором М1 можливо відмовитись від бортової передачі і об-

межитись застосуванням коробки передач зі ступенями  $i = 1,3$  та  $i = 0,3$ .

Гідромотор-колесо МНР27-Рослайн (М1) з робочим об'ємом  $3526 \text{ см}^3$  забезпечує необхідний крутний момент зрушування  $22,7 \text{ кНм}$  при тиску в  $45 \text{ МПа}$  і  $i = 1,3$ , а для досягнення максимальної швидкості транспортного засобу застосовується мультиплікаційна передача  $i = 0,3$ .

В другому варіанті може бути застосований гідромотор М2 зі зменшеним до  $1416 \text{ см}^3$  робочим об'ємом МНР20-Рослайн, але потребує при цьому збереження бортової передачі і коробки передач з  $i = 1,0$  і  $i = 0,18$ .

Слід відмітити, що гідромотор-колеса постачаються в комплекті з гальмами стоянкового Цсг і робочого типів Црг, що спрощує виготовлення транспортного засобу.

## 2. ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ГІДРОМОТОР-КОЛІС

За результатами попередніх 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 (див. табл. 1.1). Для реалізації цих вимог потрібні гідромотор-колеса з крутним моментом від 1,5 кНм до 12 кНм і відповідною щодо швидкості частотою обертання маточин. Наприклад, для підвищення швидкості тракторів ХТЗ-17021 потрібно мати гідромотор-колеса з частотою обертання вище  $117 \text{ хв}^{-1}$ , а для навантажувачів закордонного виробництва, фронтального Weidemann-9080 вище  $163 \text{ хв}^{-1}$ , для вилкового Н20-Linde вище  $215 \text{ хв}^{-1}$ . Безумовно, що частоти обертання маточин пов'язані з діаметрами застосованих коліс транспортно-технологічних засобів.

Тому пропонується розглянути сучасні можливості гідромотор-колес, спираючись на вище приведені вимоги як базові. За результатами цього огляду, тобто конкретних характеристик гідромотор-коліс за крутними моментами і частотами обертання, і даними щодо вимог до багатовісних транспортних засобів, можливо зробити висновок про можливість практичного застосування гідромотор-коліс.

### 2.1. Аксіальнопоршневі гідромотор-колеса

Навантажувачі фірми Linde, в яких застосовуються об'ємні гідроприводи ходу з аксіальнопоршневими гідромашинами, технологічного обладнання і рульового керування широко розповсюдженні у світі і на українських підприємствах [1]. З метою оцінки можливості створення вітчизняних навантажувачів проведемо аналіз технічних характеристик гідроприводів фірми Linde, зокрема трансмісії повнопотокового типу «насос-два гідромотори», тобто з тримашинною схемою передачі потужності від двигуна внутрішнього згорання колесам навантажувача. Об'ємні гідроприводи трансмісій навантажувачів фірми Linde складаються з аксіальнопоршневих насосів і гід-

ромоторів з похилим диском (рис. 2.1 і 2.2), які працюють в замкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини (замкненим контуром високого тиску) [2; 3]. Кожна трансмісія має насос з регульованим робочим об'ємом і два гідромотора з постійним робочим об'ємом і планетарними редукторами для підвищення крутного моменту.

Характерною особливістю гідравлічних (гідростатичних) трансмісій навантажувачів є високий технічний рівень гідромашин:

- точні та надійні сервопристрої керування (механічні, гідравлічні, електрогідравлічні, зокрема з пропорційними електромагнітами);

- вбудовані запобіжні клапани високого тиску з функцією підживлення, вбудовані запобіжні клапани низького тиску для контурів підживлення, керування та охолодження;

- змінний картриджний фільтр;

- порти високого тиску за стандартом SAE, монтажний фланець SAE з хвостовим валом згідно ANSI або SAE;

- вбудований запобіжний клапан холодного пуску;

- гідростатичні підшипники обертової групи компенсують осьові сили;

- можливості встановлення додаткового насосу (тандем) і кількa насосів для забезпечення роботи технологічного обладнання навантажувача.



Рис. 2.1. Аксіальнопоршневий насос HPV-02-Linde (загальний вид)



Рис. 2.2. Аксіальнопоршневий гідромотор с постійним робочим об'ємом HMF-02-Linde (загальний вид)

Насоси і гідромотори Linde розроблені для відмінної надійності та тривалого терміну служби. Фактичний термін служби насосу можна значно розширити за рахунок належного обслуговування гідравлічної системи та використання високоякісної гідравлічної рідини.

На рис. 2.3 представлений насос HPV-02-Linde у розрізі.

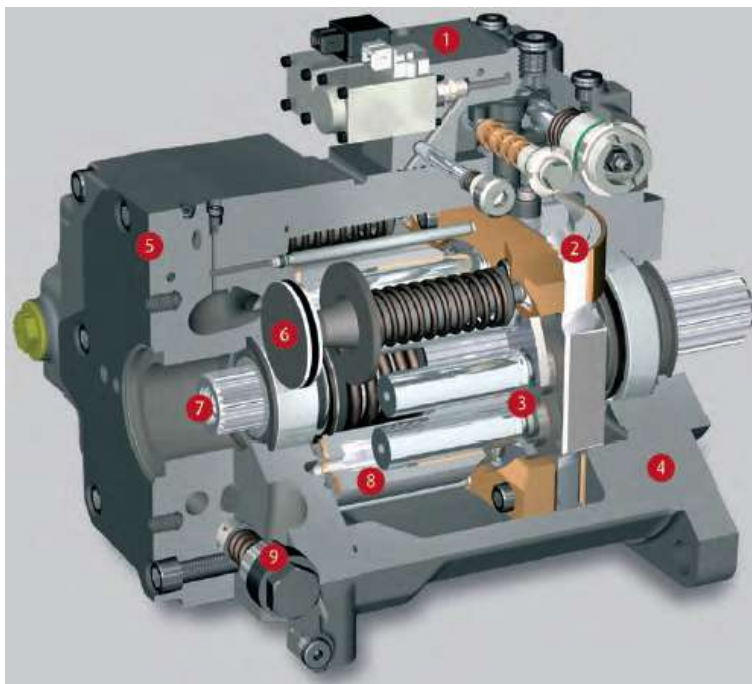


Рис. 2.3. Деталі аксіальнопоршневого насосу HPV-02-Linde

Основні частини насосу: 1 – пристрій керування модульного типу є точним і незалежним від навантаження; 2 – похилий диск з гідростатичним підшипником; 3 – поршнева група з похилим диском в  $21^\circ$ ; 4 – монокорпус високої жорсткості; 5 – корпус торцевого розподільника, високо інтегрований; 6 – поршень, керуючий кут похилого диску; 7 – вал для додаткових насосів; 8 – блок циліндрів; 9 – клапани тиску основних магістралей та системи підживлення.

На рис. 2.4 представлений гідромотор фірми Linde у розрізі: 1 – контроль нульового положення похилого диску 2 з гідростатичною опорою; 3 – поршень з підп'ятником (максимальний кут нахилу похилого диску  $21$  градус); 4 – корпус; 5 – задня кришка з гідро розподільником; 6 – поршень регулювання робочого об'єму; 7 – блок циліндрів, який забезпечує роботу гідромотора при низьких частотах обертання; 8 – вихідний вал (можливе виконання з двох сторін).

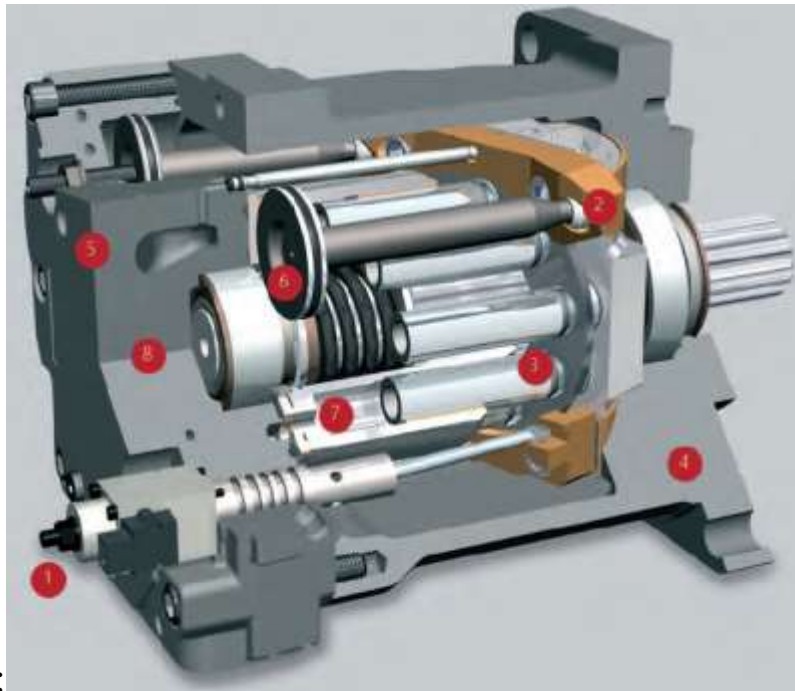


Рис. 2.4. Гідромотор з регульованим робочим об'ємом фірми Linde

У табл. 2.1 приведені технічні характеристики типорозмірного ряду аксіальнопоршневих насосів фірми Linde, який складається з 7 гідромашин з робочим об'ємом від  $55 \text{ см}^3$  до  $280 \text{ см}^3$  на максимальний тиск  $50 \text{ МПа}$ .

На рис. 2.5 представлена діаграма рекомендованого практичного діапазону експлуатації насосів HPV-02 при перепадах тиску від

20 МПа до 28 МПа, що дозволяє зробити початковий вибір необхідного максимального (номінального) робочого об'єму насоса.

Таблиця 2.1

Технічні характеристики насосів серії HPV-02-Linde

Параметри, розмірність	Типорозміри насосів HPV-02-Linde						
	55	75	105	135	165	210	280
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	55	76	105	136	166	210	282
Макс. частота оберт., хв <sup>-1</sup>	3900	3400	3200	3000	2750	2300	2400
Пікова част. оберт., хв <sup>-1</sup>	4150	3600	3400	3200	2950	2500	2550
Мінім. част. оберт., хв <sup>-1</sup>	500						
Тиск, МПа	45/50//0,25						
Крутн. момент, Нм**	374	519	719	929	1133	1438	1929
Потужність, кВт**	153	185	241	292	326	346	485
Навантаження валу, Н	2000						
Температура, °С	90						
Маса, без оливи, кг	46	49	66	72	113	132	164
Об'єм оливи, дм <sup>3</sup>	2,1	2,8	3,4	3,8	4,2	4,8	5,5
Момент інерції, кгм <sup>2</sup> 10 <sup>-2</sup>	0,54	0,84	1,49	2,2	3,11	4,77	9,38

*Примітки:* 1. Пікова частота обертання насоса – найвища перехідна швидкість, яка може виникнути тимчасово; 2. Значення тиску номінальне, під рисою пікове – найвищий перехідний тиск, який може виникнути тимчасово, під двома рисами – максимальний тиск в корпусі; 3.\*\*\*) Потужність кутова (теоретична); 4. \*\*) Крутний момент – теоретичний при перепаді тисків 43 МПа і тиску підживлення 2 МПа; 5. Об'єм оливи в корпусі в насосах без вбудованих фільтрів; 6. Навантаження валу – осьове (аксіальне), радіальне навантаження – за замовленням); 7. Температура в корпусі максимальна при в'язкості оливи більше 10 сСт;

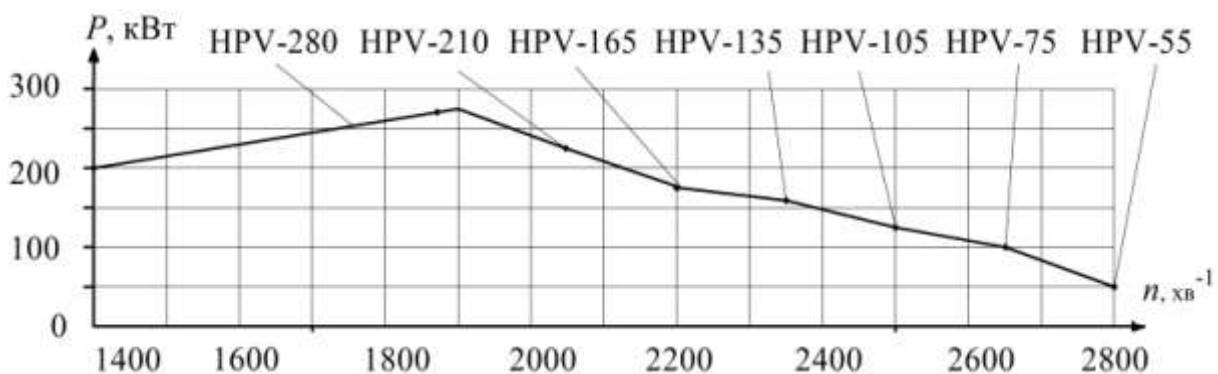


Рис. 2.5. Область застосування насосів HPV-02-Linde в координатах «вхідна потужність, кВт - частота обертання, хв<sup>-1</sup>»

В табл. 2.2 і табл. 2.3 приведені технічні характеристики гідромоторів фірми Linde з постійним і регульованим робочими об'ємами.

Таблиця 2.2

Технічні характеристики гідромоторів фірми Linde  
з робочим об'ємом від 28 см<sup>3</sup> до 85 см<sup>3</sup>

Параметри, розмірність	Гідромотори НМV-02-Linde (28...85)					
	28	35	55	63	75	85
Робочий об'єм, максим., см <sup>3</sup>	28,6	35,6	54,7	63	75,9	85,6
Робочий об'єм, мінім., см <sup>3</sup>	-	-	18,3	-	25,3	-
Макс. частота оберт. $V_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	4500	4500	4300	3900	3800	3600
Пікова част. оберт. $V_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	4800	4800	4400	4200	4100	3850
Макс. частота оберт. $V_{\text{мін}}$ , хв <sup>-1</sup>	-	-	4700	-	4400	-
Пікова частота оберт. $V_{\text{мін}}$ , хв <sup>-1</sup>	-	-	5300	-	5000	-
Мінім. част. оберт., хв <sup>-1</sup>						
Тиск, МПа	45/50//0,25					
Крутн. Момент при $\Delta p = 43$ МПа, Нм**	196	244	374	431	519	586
Потужність, кВт**	92	115	161	176	207	221
Навантаження валу, Н	2000					
Температура, °С	105					
Маса, без оливи, $V_c$ , кг	16	16	19	24	26	33
Маса, без оливи, $V_v$ , кг	-	-	28	-	32	-
Момент інерції, 10 <sup>-2</sup> кгм <sup>2</sup>	0,25	0,25	0,49	0,72	0,79	0,97

*Примітки:* 1. Пікова частота обертання гідромотора - найвища перехідна швидкість, яка може виникнути тимчасово; 2. Значення тиску номінальне, під рисою пікове - найвищий перехідний тиск, який може виникнути тимчасово, під двома рисами – максимальний тиск в корпусі; 3.\*\*\*) Потужність кутова (теоретична); 4.\*\*\*) Крутний момент - теоретичний при перепаді тисків 43 МПа; 5. Навантаження валу – осьове (аксіальне), радіальне навантаження – за замовленням); 7. Температура в корпусі максимальна при в'язкості оливи більше 10 сСт.

Основні умови для тривалого терміну служби гідромашин фірми Linde:

- безперервна швидкість повинна бути нижче максимальної швидкості;
- середній робочий тиск менше 30 МПа;

- максимальний тиск допускається лише при зменшеному робочому об'ємі насоса;
- оптимальний коефіцієнт кінематичної в'язкості гідравлічної рідини 15 сСт...30 сСт;
- потужність гідромашин при роботі повинна бути нижче максимальної;
- чистота рідини повинна дорівнювати 18/16/13 згідно ISO 4406 або вище.

Таблиця 2.3

Технічні характеристики гідромоторів фірми Linde  
з робочим об'ємом від 105 см<sup>3</sup> до 280 см<sup>3</sup>

Параметри, розмірність	Гідромотори НМV-02-Linde				
	105	135	165	210	280
Робочий об'єм, максим., см <sup>3</sup>	105	136	166	210	282
Робочий об'єм, мінім., см <sup>3</sup>	35	45	55	70	93
Макс. частота оберт. $V_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	3700	3200	3100	2700	2400
Пікова част. оберт. $V_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	3800	3500	3400	3000	2700
Макс. частота оберт. $V_{\text{мін}}$ , хв <sup>-1</sup>	4100	3700	3500	3200	2900
Пікова частота оберт. $V_{\text{мін}}$ , хв <sup>-1</sup>	4700	4000	3900	3500	3200
Тиск, МПа	45/50/0,25				
Крутн. момент при $\Delta p=43$ МПа, Нм**	719	928	1133	1438	1929
Потужність, кВт**	309	360	415	482	586
Навантаження валу, Н	2000				
Температура, °С	105				
Маса, без оливи, $V_c$ , кг	33	39	75	100	-
Маса, без оливи, $V_v$ , кг	42	56	76	101	146
Момент інерції, кгм <sup>2</sup> 10 <sup>-2</sup>	1,44	2,15	3,06	4,68	9,36

*Примітки:* 1. Пікова частота обертання гідромотора - найвища перехідна швидкість, яка може виникнути тимчасово; 2. Значення тиску номінальне, під рисою пікове - найвищий перехідний тиск, який може виникнути тимчасово, під двома рисами – максимальний тиск в корпусі; 3.\*\*\*) Потужність кутова (теоретична); 4.\*\*\*) Крутний момент - теоретичний при перепаді тисків 43 МПа; 5. Навантаження валу – осьове (аксіальне), радіальне навантаження – за замовленням); 7. Температура в корпусі максимальна при в'язкості оливи більше 10 сСт.

Несприятливі фактори, що впливають на термін експлуатації:

- швидкість в експлуатації між постійним та максимальним значенням швидкості і переривчаста максимальна швидкість;
- робочий тиск у середньому більше 30 МПа;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості гідравлічної рідини менше 10 сСт;
- потужність безперервної роботи близько до максимальної потужності;
- чистота гідравлічної рідини нижче (грубіше) 18/16/13 згідно з ISO 4406.

Щоб гарантувати довгострокову правильну роботу та високу ефективність гідромашин, чистота гідравлічної рідини повинна відповідати наступним критеріям відповідно до стандарту Linde Works WN 51 210. Олива високої чистоти може подовжити значно термін служби гідропривода. Щоб забезпечити функціональну продуктивність і високу ефективність гідромашин, в'язкість і чистота робочої рідини повинна відповідати різним експлуатаційним вимогам. Фірма Linde рекомендує використовувати лише ті гідравлічні рідини, які підтверджені виробником як придатні для використання в гідравлічних установках високого тиску, або схвалені виробником оригінального обладнання.

Дозволені рідини під тиском - це мінеральна олива NLP відповідно до DIN 51 524-2, біорозкладні рідини відповідно до ISO 15 380, інші рідини під тиском за запитом. Фірма Лінде пропонує послуги тестування оливи відповідно до VDMA 24570 і тестове обладнання, необхідне для внутрішнього тестування

Рекомендації по в'язкості оливи. Діапазон температур рідини під тиском [°C] від «мінус» 20°C до 90°C. Робочий діапазон в'язкості від 10 сСт до 80 сСт. Оптимальна робоча в'язкість оливи від 15 сСт до 30 сСт. Максимальна в'язкість оливи (короткочасний запуск при холодному повітрі) не більше 1000 сСт.

Для правильного вибору гідравлічної рідини необхідно знати робочу температуру в гідравлічному контурі навантажувача. Гідравлічну рідину слід вибирати так, щоб оптимальна в'язкість була в діапазоні робочих температур (табл. 2.4).

Щодо монтажної орієнтації насосів, то переважна орієнтація монтажу, як правило, горизонтальна. Спеціальні конфігурації насосів для вертикального монтажу з приводним валом, спрямованим вгору

або вниз, доступні для вибраних номінальних розмірів і їх потрібно замовляти окремо.

Таблиця 2.4

Рекомендації щодо температури і в'язкості гідравлічної рідини

Температурний діапазон гідравлічної оливи	°C	- 20... + 90
Робочий (експлуатаційний) діапазон в'язкості	мм <sup>2</sup> /с (сСТ)	10...80
Оптимальний робочий діапазон в'язкості	мм <sup>2</sup> /с (сСТ)	15...30
Максимальне значення (короткочасне при холодному пуску)	мм <sup>2</sup> /с (сСТ)	1000

Типи систем регулювання робочого об'єму аксіальнопоршневих насосів фірми Linde приведені на рис. 2.6. Розглянемо послідовно типи цих регуляторів, номенклатура яких дозволяє споживачу знайти таку оптимальну конструкцію, щоб вона найбільше задовольняла вимогам керування навантажувача.

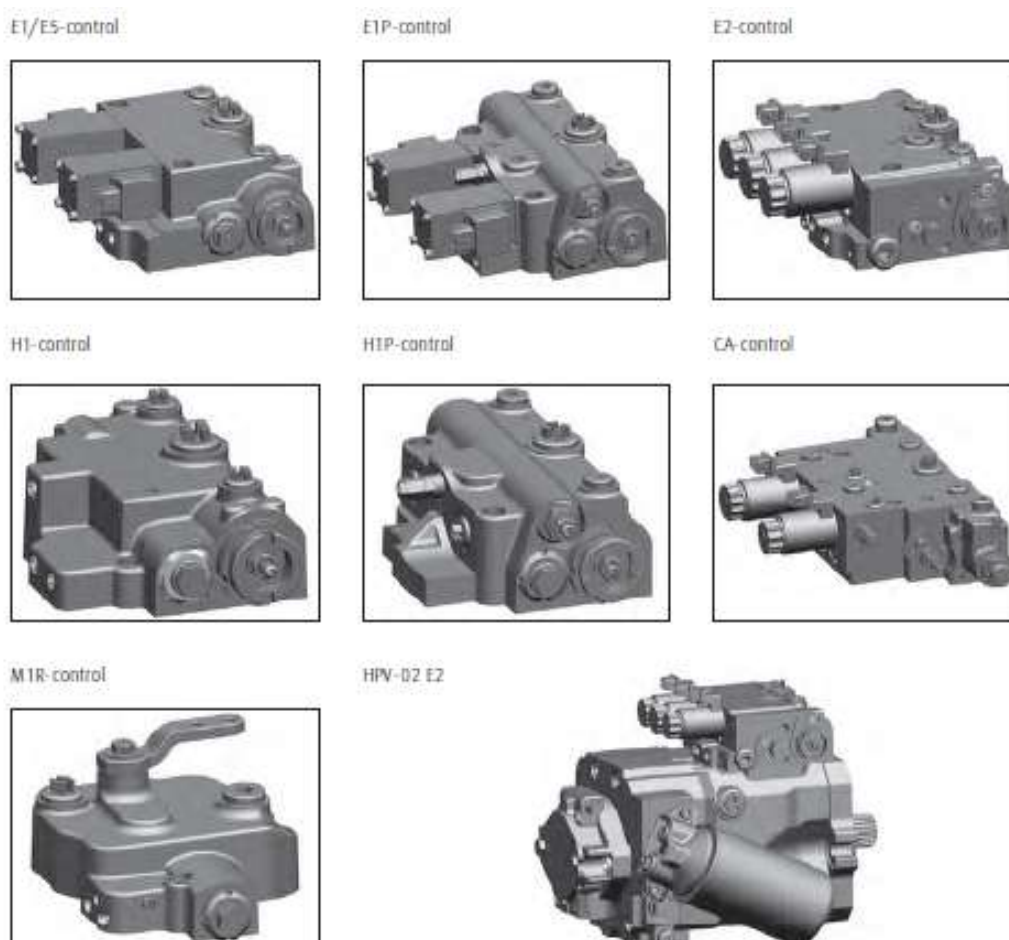


Рис. 2.6. Типи регуляторів робочого об'єму насосів фірми Linde

Попередньо вкажемо призначення отворів (портів) на насосах:

P і S – Порти високого тиску;

A – Всмоктувальний порт, насос підживлення;

F – Порт подачі, підживлення та керування;

Тестові порти (для діагностування):

Mt – температура;

Ms, Mp – Високий тиск

Y, Z – Тиск пілотного керування;

Ml – Для параметрів потужності та дюймового порту тиску;

Msp – Тиск насосу підживлення;

X – Пілотний напірний порт НМV;

L, U – Зливні отвори;

L1, L2 – Вентиляційні отвори;

T – Зливний і вентиляційний отвір;

A – всмоктування насоса підживлення.

Гідравлічні принципові схеми гідроприводів фірми Linde приведені на рис. 2.7...2.14. Для кращого сприйняття роботи регуляторів насосів всі схеми зображені в складі насоса Н та гідромотора М, які працюють в замкненому ланцюгу течії гідравлічної оливи за допомогою трубопроводів  $A-A$  і  $B-B$ . Ці трубопроводи об'єднують порти (отвори) насоса  $A$  і  $B$ , і з таким же позначенням  $A$  і  $B$  порти гідромотора за допомогою рукавів високого тиску РВТ1 і РВТ2.

Насоси і гідромотори фірми Linde відносяться до аксіальнопоршневого типу з похилим диском. Обертання насоса Н і передача йому механічної потужності здійснюється від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ).

Для забезпечення роботи основного силового контуру гідропривода «насос Н-гідромотор М», тобто регулятора зміни робочого об'єму насоса, захисту від падіння тиску менше ніж атмосферний і охолодження гідросистеми встановлений на задньому валу основного насосу Н допоміжний насос Нп (насос підживлення). Для місцевого охолодження деталей гідромотора і подалі гідропривода в цілому встановлений гідророзподільник Рп, який автоматично переміщується під дією підвищеного тиску в трубопроводах і зливає частину оливи в корпус гідромотора М і подалі по трубопроводу РВТ3 в оливаохолоджувач АТ і гідробак Б. Через канал  $U$  в корпусі насоса Н олива зливається також через охолоджувач АТ в гідробак Б. Ці витoki оливи мають місце завдяки втратам по зазорах поршневих і розпо-

дільних пар насоса Н і гідромотора Н, а також примусового зливу через гідророзподільник Рп.

Для безпечної роботи гідропривода встановлені клапани тиску:

- захисту основних трубопроводів РВ1 і РВ2 і гідромашин – запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2;

- захисту насоса підживлення Нп і налаштування тиску в системах підживлення і керування регулятором основного насоса Н – переливні клапани тиску КТ1, КТ2 і КТ3;

- захисту гідропривода від зниження тиску менше, ніж атмосферного, встановлені зворотні клапани ЗК1 і ЗК2.

Слід відзначити, що всі типи регуляторів зміни робочого об'єму насоса Н забезпечують реверсування потоків оливи по трубопроводах А–А і В–В, що дає можливість валу гідромотора обертатися в обох напрямках – за і проти годинникової стрілки.

Для контролю тиску в контурах гідропривода встановлені так звані контрольні точки під'єднання: Мра і Мрв- в основних магістралях А–А і В–В, Х - тиску на фільтрі Ф2, У і Z в порожнинах гідроциліндра зміни робочого об'єму.

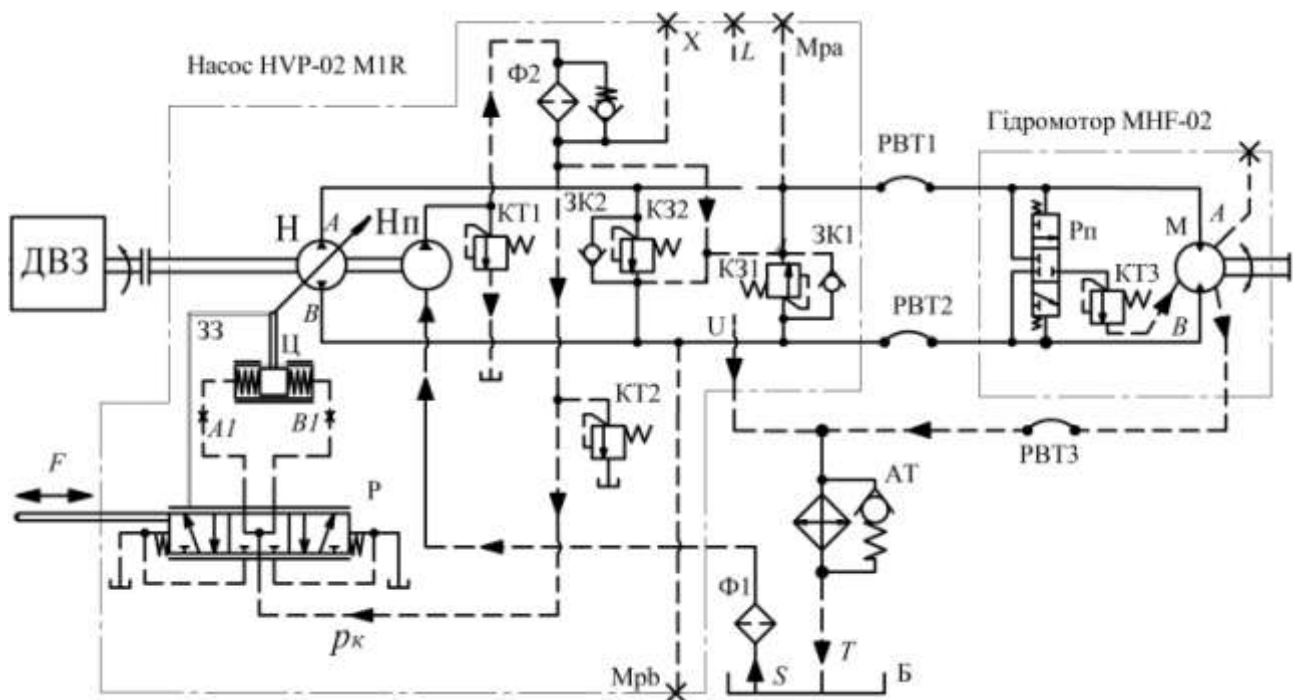


Рис. 2.7. Гідравлічна принципова схема гідропривода фірми Linde з використанням гідромеханічного регулятора зміни робочого об'єму насоса

Для насоса з гідромеханічним або ручним (мускульним) регулятором насоса Н (рис. 2.7) основними елементами управління є гідроциліндр Ц переміщення похилого диску насоса Н і гідророзподільник Р. Шток гідроциліндра Ц і корпус золотника гідророзподільника Р з'єднані тягою – так званим зворотним зв'язком ЗЗ, що забезпечує відповідність пересування золотника гідророзподільника Р і штока гідроциліндра Ц. Для переміщення золотника гідророзподільника Р створюють відповідне зусилля  $F$  оператором гідропривода навантажувача. В залежності від напрямку цього зусилля  $F$  золотник зміщується і олива від каналу  $p_k$  (тиску підживлення) потрапляє до каналів А1 або В1 гідроциліндра Ц. Таким чином здійснюється безступінчаста зміна кута похилого диску насоса Н і відповідно його робочого об'єму та витрати оливи до гідромотора.

Особливістю гідравлічного регулятора зміни робочого об'єму насоса Н (рис. 2.8) є використання двох гідроциліндрів управління Ц1 і Ц2. Гідроциліндр Ц2 здійснює переміщення за допомогою подачі гідравлічної оливи до отворів Y або Z від зовнішнього джерела гідравлічної потужності. Далі робота регулятора йде по аналогії з гідромеханічним, тобто спрацьовує ланцюжок «Y(Z)-Ц2-Р-Ц1-Н». Залежно від значення тиску в отворах Y або Z здійснюється також безступінчаста зміна робочого об'єму насоса Н і частоти та напрямку обертання валу гідромотора М.

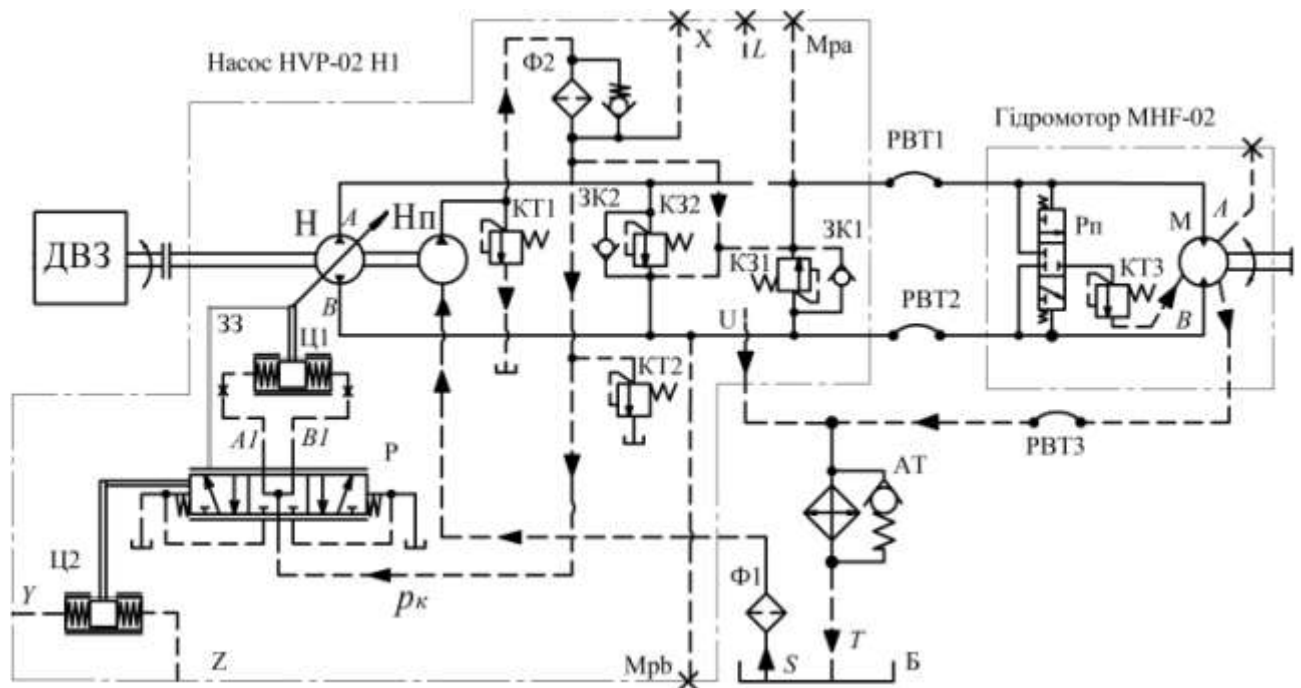


Рис. 2.8. Гідравлічна принципова схема гідропривода фірми Linde з використанням гідравлічного регулятора зміни робочого об'єму насоса

Насос Н з трипозиційним регулятором зміни робочого об'єму (рис. 2.9) має в системі управління два редуційні клапани КР1 і КР2 з електромагнітним керуванням, гідроциліндр Ц2, на порожнини якого діють редуційні клапани і за аналогією з попередніми схемами гідророзподільник Р та гідроциліндр Ц1 безпосередньої дії на похилий диск насоса.

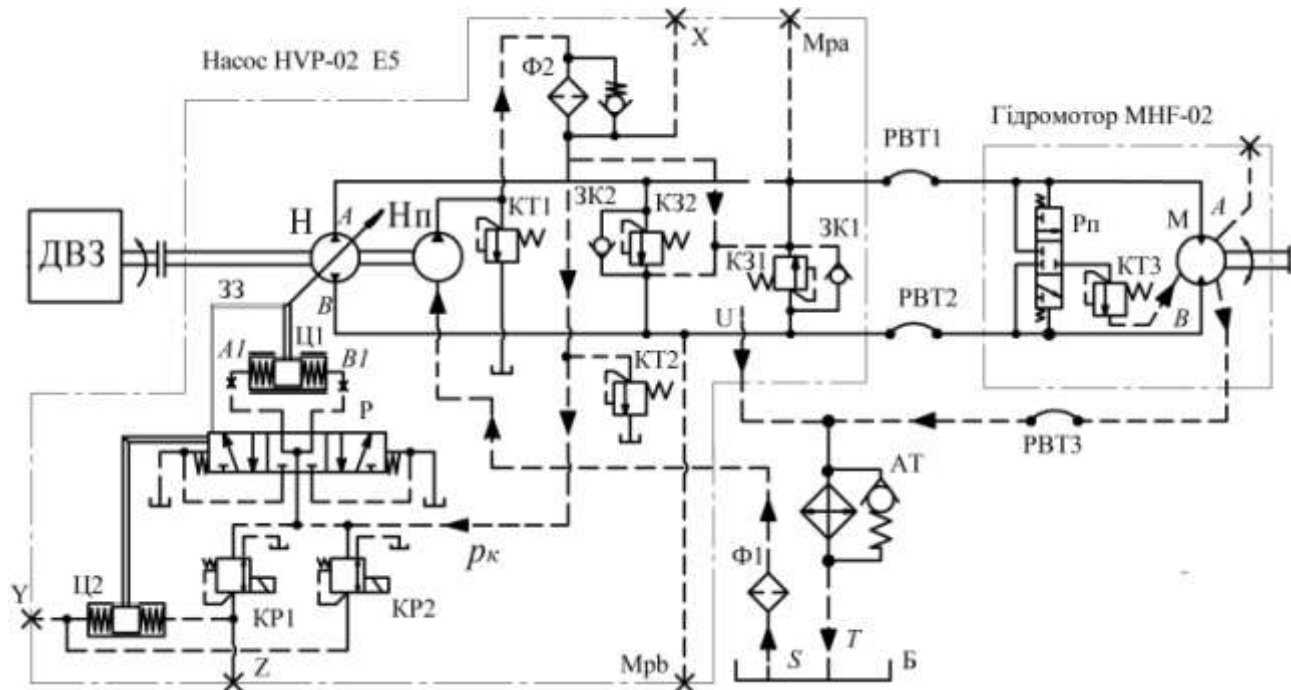


Рис. 2.9. Гідравлічна принципова схема гідропривода фірми Linde з використанням трипозиційного регулятора зміни робочого об'єму насоса

Замість редуційних клапанів можливе використання двохпозиційних гідророзподільників також з електромагнітним керуванням. При відсутності струму на редуційних клапанах похилий диск насоса Н завдяки пружинам в гідроциліндрі Ц1 встановлюється в нейтральне положення і подача насоса відсутня. При підводі струму до клапану КР1 або КР2 гідравлічна олива від лінії керування насоса підживлення  $p_k$  потрапляє до порожнин гідроциліндра Ц2 і далі зміщує положення золотника гідророзподільника Р в одно з крайніх положень. Таким чином, така система регулювання дає три положення похилого диска: нульове (нейтральне), та двох максимальних значень кутів. Ці максимальні значення кутів забезпечують максимальну подачу насоса за лінією А-А або В-В, що приводить до обертання гідромотора з максимальною частотою за годинниковою або проти-годинникової стрілки.

В системі НРV-02 Е5 (трипозиційна система) є два електромагніти перемикання і, таким чином, встановлюється насос або на нейтральне положення, або на максимальний кут нахилу в будь-якому напрямку.

Для створення умов безступінчастого дистанційного дротового керування подачі насоса використовують електрогідравлічну систему керування згідно рис. 2.10. Для цього встановлюють редукційні клапани КР1 і КР2 з пропорційними електромагнітами, що дозволяє змінювати тиск в камерах гідроциліндра Ц2 пропорційно значенню тиску і відповідно безступінчато переміщувати його поршень і гідророзподільник Р. Слід відмітити, що в попередніх схемах застосовувався гідророзподільник Р п'ятипровідної схеми, а в даному випадку чотирипровідної схеми.

Система управління НРV-02 Е1 має два пропорційних магніти (соленоїди), а через ланцюг передачі сигналів поєднує в собі гнучкість електронного управління з надійністю керування насосом, що відзначається його високою робочою готовністю. Це система характеризується точністю і простотою. Ідентичні команди завжди вимагають однакову відповідь машини, тому оператор або електронна система не потребують жодних коригувальних дій.

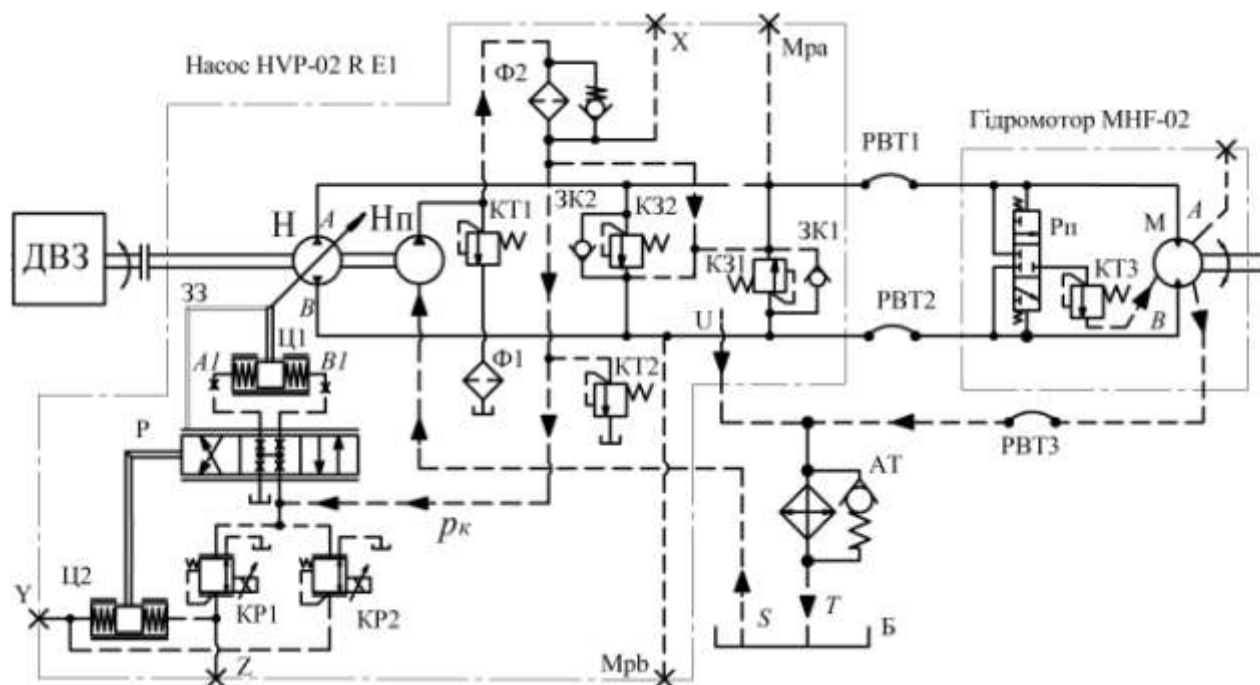


Рис. 2.10. Гідравлічна принципова схема гідропривода фірми Linde з використанням електропропорційного регулятора зміни робочого об'єму насоса

Для енергозбереження і зменшення теплової напруженості партертя гідромашин використовують систему «cut off» (рис. 2.11), яка автоматично зменшує кут нахилу похилого диску при досягненні тиску в основних лініях  $A-A$  або  $B-B$  близького до максимального значення (налаштування запобіжних клапанів  $K31$  або  $K32$ , за технічною характеристикою на 42 МПа). Слід відмітити, що на зливні оливи в гідробак встановлений зворотний клапан  $ЗК3$ , мабуть для зниження коливальних при спрацьовуванні гідророзподільників  $P2$  або  $P3$ . Така система автоматично попереджує оператора навантажувача про перевищення гідравлічної потужності таким чином, що зменшує подачу насоса  $H$  і відповідно частоту обертання гідромотора  $M$ . Тому оператор повинен зменшити кут нахилу похилого диску насоса, щоб продовжувати пересування навантажувача навіть з малою швидкістю. В цілому така система забезпечує захист від перегріву гідромашин гідропривода і економію палива в ДВЗ.

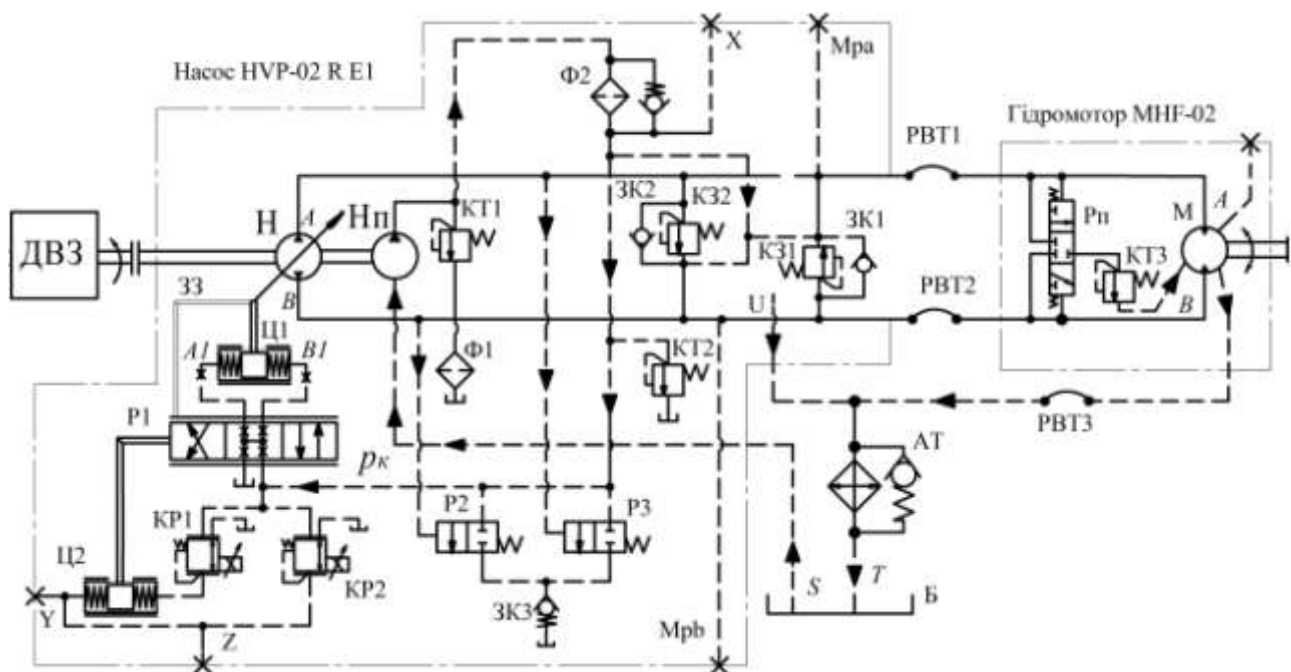


Рис. 2.11. Гідравлічна принципова схема гідропривода фірми Linde з використанням електропропорційного регулятора зміни робочого об'єму насоса та системи захисту від перевантажень типу «cut off»

Для безпеки роботи навантажувача згідно EN ISO 13849 встановлюють систему, яка дає можливість автоматично, при відсутності електроживлення, встановлювати похилий диск в нейтральне положення і припиняти рух навантажувача. Ця система регулювання відключенням тиску має назву PCO. Спеціальні елементи керування

виконують такі функції, як керування крутним моментом або регулювання тиску. Управління з відсіканням тиску (PCO) зменшує витрату насоса, коли досягається тиск відключення. Оскільки тиск у системі підтримується на низькому рівні витрати, енергоспоживання та тепловий

В номенклатурі фірми Linde є також гідравлічно-механічний регулятор СА (насос HPV-02 СА), який є залежним від швидкості регулятором насоса з регулюванням крутного моменту/потужності. Його можна комбінувати з гідромотором як з постійним, так і регульованим гідромотором, або регульованим гідромотором з регулятором тиску. Модульна конструкція забезпечує високу універсальність з точки зору функції та контролю.

Переваги системи СА-контроль:

- пілотна система і контрольована реакція на навантаження;
- не залежить від температури;
- висока динаміка і точність, низький гістерезис;
- висока універсальність (модульна конструкція);
- можливе різне управління гідромотором;
- просте налаштування;
- пряме керування крутним моментом і тяговим зусилля;
- функція поштовхового режиму з оптимізованою швидкістю;
- високий стандарт безпеки;
- гідростатичне гальмування.

Компанія «Rexroth Bosch Group» є однією з найпровідніших у світі щодо виготовлення гідравлічних компонентів для трансмісій мобільних машин. До одного з прикладів застосування гідроприводів компанії в вітчизняній практиці можна віднести бортову трансмісію на гусеничному тракторі-бульдозері ТС-10ХТЗ [2;3;42].

В табл. 2.5 приведені деякі технічні характеристики аксіально-поршневих гідромоторів з похилим блоком циліндрів типу «А6V...» з регульованим робочим об'ємом виробництва компанії Rexroth Bosch Group [13]. На рис. 2.12 приведений планетарний редуктор моделі GFT з аксіальнопоршневим гідромотором з постійним робочим об'ємом типу А2FTE, де показані редуктор 1, фланець 2 для кріплення маточини колеса, гідромотор 3 та його поршні 4.

На рис. 2.13 показаний планетарний редуктор 1 з аксіальнопоршневим гідромотором 3, оснащеним системою регулювання за допо-

могою пропорційного електромагніта 5, що дає можливість безступенево регулювати робочий об'єм гідромотора і частоту привіт його обертання. На фланець 2 встановлюють маточину колеса мобільної машини, в корпусі гідромотора встановлюють датчик частоти обертання його валу 5.

Таблиця 2.5

Номенклатура і характеристики гідромоторів А6V

Модель / Серія	$V_m, \text{см}^3 /$ кількість	$i_v = \frac{V_{\text{макс}}}{V_{\text{мін}}}$	$M, \text{Нм} /$ $p, \text{МПа}$	$n, \text{ХВ}^{-1}$	$m, \text{кг}$
A6VM/63	28...1000/5	1,2...1,6	179...5571/35/40	1600...8750	16...430
A6VM/65	55...200/6	1,6...2,6	349...1273/40/45	4600...7000	28...78
A6VM/71	60...215/6	1,6...2,6	444...1550/45/50	4600...7200	28...78
A6VM/71	280/1	2,4	2006/45/50	3550	101
A6VE/63	28...160/4	1,6; 2,6	179...1019/40/45	4900...8750	16...64
A6VE/63	250/1	1,3	1391/35/40	3600	90
A6VE/65	55...200/5	1,6...2,6	349...1273/40/45	4600...7000	28...78
A6VE/71	60...215/5	1,6...2,6	444...1550/45/50	4800...7200	28...78
A10VM/E/52	28...85/4	3,1...4	125...387/28/35	3580...5400	14...34
A10VER/52	30...45/3	$\pm 1$	134...200/28/35	2000...2400	18

*Примітки:* 1. Під рискою вказані послідовно тиски номінальний і максимальний; 2. Крутний момент приведений при номінальному тиску; 3. Частота обертання приведена при мінімальному робочому об'ємі.

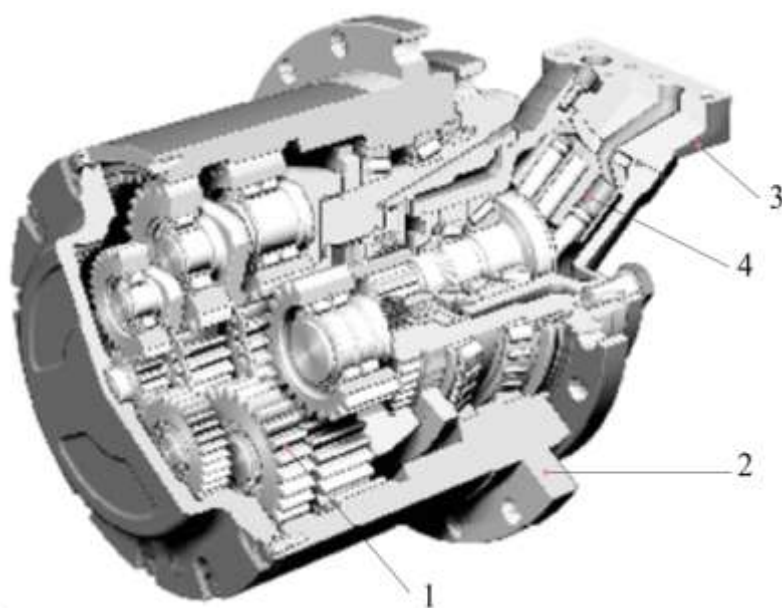


Рис. 2.12. Гідромотор моделі А6V з планетарним редуктором компанії «Rexroth Bosch Group»

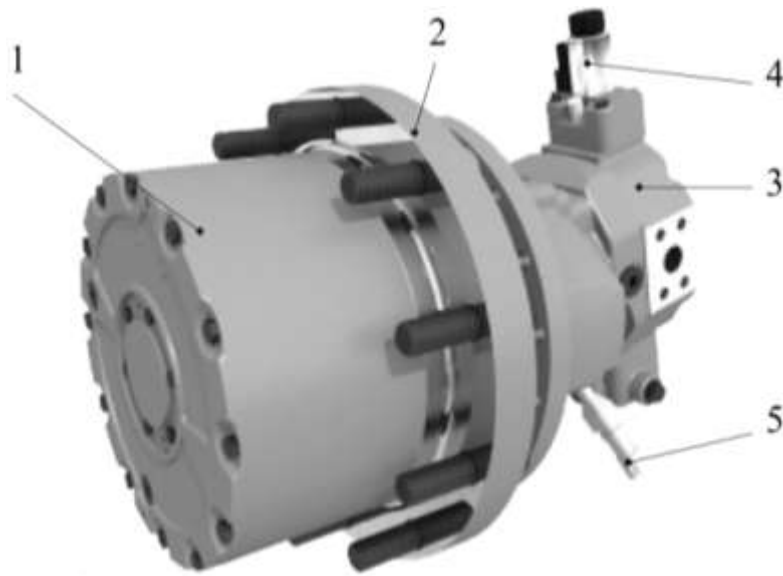


Рис. 2.13. Регульований гідромотор моделі А6VE з планетарним редуктором компанії «Rexroth Bosch Group»

Максимальні значення робочих об'ємів гідромоторів  $V_M$  знаходяться в діапазоні  $28 \text{ см}^3 \dots 1000 \text{ см}^3$ , при регулюванні гідромоторів можливе зменшення робочого об'єму  $i_V$  в  $1,2 \dots 2,6$  рази. Максимальний тиск  $p$  в гідромоторах досягає  $50 \text{ МПа}$  (мова йде про серії 71). Крутний момент гідромоторів  $M$  досягає  $179 \text{ Нм} \dots 5571 \text{ Нм}$ , а максимальна частота обертання  $n$  при мінімальному робочому об'ємі дорівнює  $1600 \text{ хв}^{-1} \dots 8750 \text{ хв}^{-1}$ . Маса гідромоторів  $m$  від  $16 \text{ кг}$  до  $430 \text{ кг}$ . Гідромотори серій А6VE адаптовані для під'єднання до планетарних редукторів моделі GFT (табл. 2.6). Слід відзначити, що всі моделі гідромоторів «А6V...» можуть бути застосовані в мобільних машинах приводів переміщення, а гідромотори А10VER/52 використовують в приводах систем охолодження для обертання лопатей вентиляторів.

Передавальні числа планетарних редукторів  $i_{\text{ред}}$  від  $22,6$  до  $421,7$ , крутний момент  $M_{\text{ред}}$  на виході редукторів знаходиться в діапазоні  $9 \text{ кНм} \dots 450 \text{ кНм}$ , маса редукторів  $m_{\text{ред}}$  від  $50 \text{ кг}$  до  $1240 \text{ кг}$ . В табл. 1.7 також приведені типорозміри гідромоторів А6VE, адаптовані для редукторів. Потужність гідромоторів  $P_M$  дорівнює  $104 \text{ кВт} \dots 393 \text{ кВт}$  і розрахована при максимальній частоті обертання гідромоторів з максимальними робочими об'ємами і номінальному крутному моменті згідно даних компанії Rexroth Bosch Group. Маса гідромоторів  $m$  дорівнює  $16 \text{ кг} \dots 90 \text{ кг}$ . Таким чином, ці дані дозволяють

знайти повну масу комплексу гідромотор-колеса з планетарним редуктором.

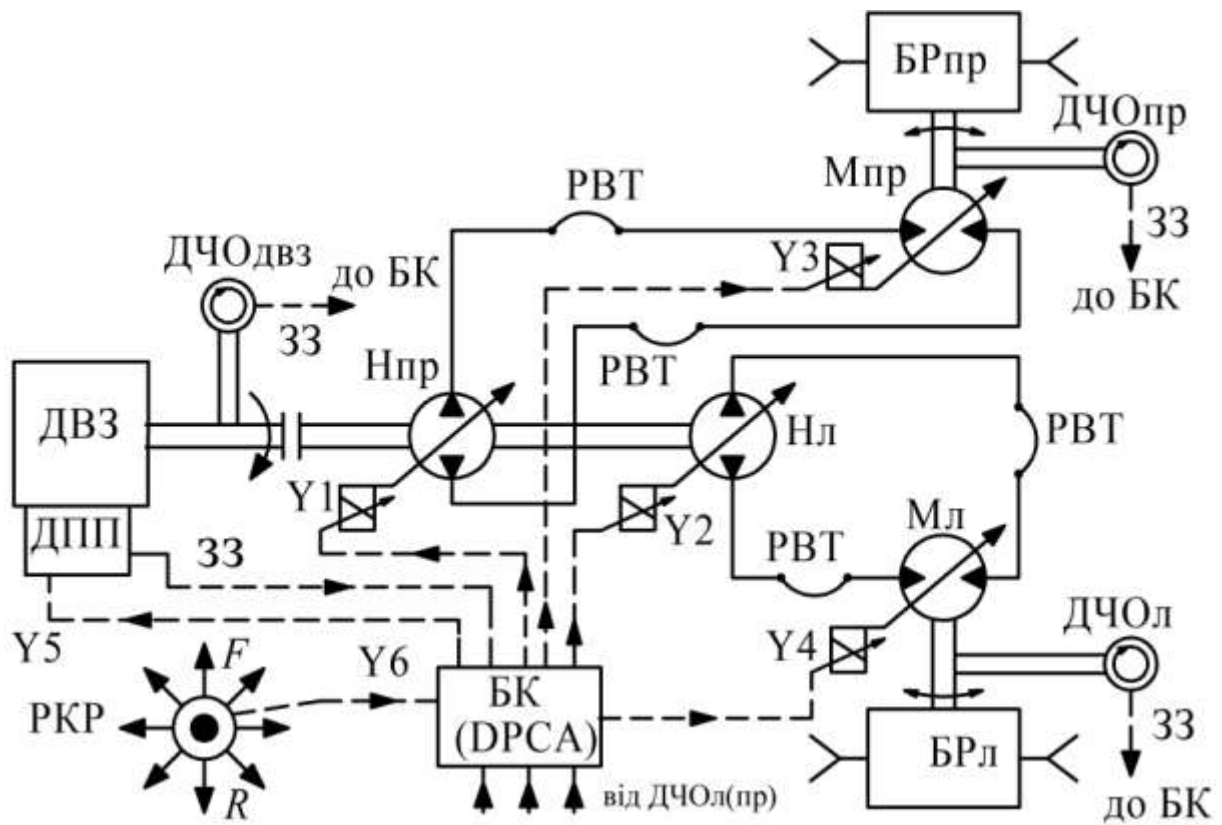
Таблиця 2.6

Технічні характеристики планетарних редукторів GFT і використовуваних в них гідромоторів A6VE

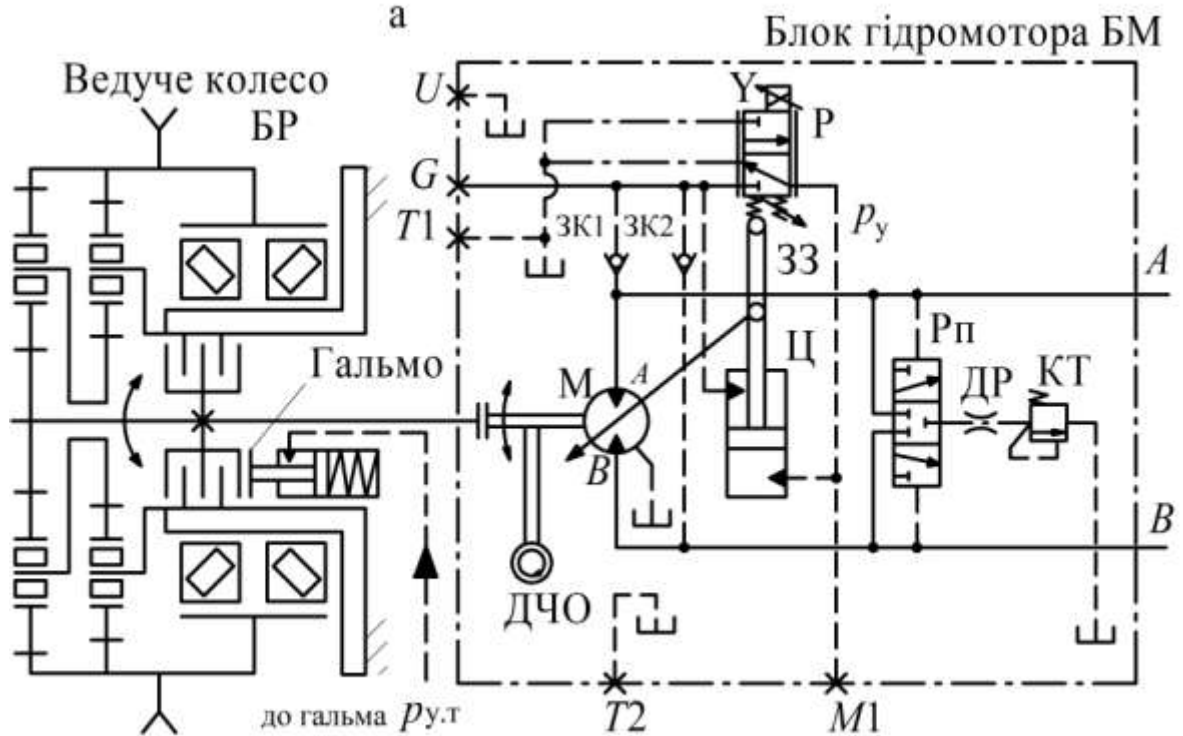
Модель редуктора	$M_{ред}$ , кНм	$i_{ред}$	$m_{ред}$ , кг	Гідромотори A6VE...	$P_m$ , кВт	$m$ , кг
GFT 9 T2	9	47,6...55,3	50	28	104	16
GFT 13 T2	13	22,6...37,6	85	55/60	207	37
GFT 17 T2;T3	17	37,6...88,2	90	28/55	163	26
GFT 24 T3	24	90,1...137,2	100	55	163	26
GFT 26 T2	26	42,9...62	145	80	208	34
GFT 34 T2	34	42,9...55,5	170	107	253	47
GFT 36 T3	36	115...138,8	125	55/80	208	34
GFT 40 T2	40	35,9...59,1	200	107/115/160	331	64
GFT 50 T3	50	73,9...177,5	150	55/80/107	253	47
GFT 60 T3	60	94,8...169,9	165	80/107	253	47
GFT 65 T2	65	55,4	340	160	331	64
GFT 80 T3	80	99...215	370	107/160	331	64
GFT 110 T3	110	87,6...173,9	215	107/160	331	64
GFT 160 T3	160	210,8...251	680	107/160	331	64
GFT 220 T3/R3	220	67,7...365	850	160	331	64
GFT 330 T3	330	168,9...302	1210	250	393	90
GFT 450 T4	450	421,7	1240	250	393	90

Трансмiсія промислового гусiнiчного трактора-бульдoера виробництва ХТЗ ТС-10 (рис. 2.14,а) має два незалежних гiдропривода для гусениць з аксiальнопоршневыми насосами A4VG i гiдромоторами A6VE для лiвого Мл i правого Мпр бортiв. Гiдромотор-редуктори встановленi в бортовi редуктори БРл i БРпр [3; 4].

Насоси Нл i Нпр подають робочу рiдину гiдромоторiв Мл i Мпр. Подача робочої рiдини до гiдромоторiв здiйснюється рукавами високого тиску РВТ, що спрощує кiнематичний зв'язок мiж приводним двигуном ДВЗ тандем-насосiв i бортовими редукторами. Керування робочими об'ємами аксiальнопоршневих насосiв i гiдромоторiв здiйснюється за допомогою електрогiдравлiчних гiдропристрiв з пропорційними електромагнiтами (сигнали керування на електромагнiтах позначенi У1...У4).



а



б

Рис. 2.14. Функціональна схема ОГП гусеничного ходу на тракторі ТС-10 (а) і гідравлічна принципова схема бортового гідромотор-редуктора (б)

Частоти обертання ведучих «зірочок» контролюються перетворювачами ДЧОл і ДЧОпр, а електричні вихідні сигнали з перетворювачів йдуть на електронний блок БК програмованого контролера РС6-9 як сигнали зворотного зв'язку ЗЗ. Частота обертання приводного ДВЗ контролюється перетворювачем ДЧОдвз і також йде до електронного блока БК. Положення тяги управління подачі палива ДВЗ контролюється датчиком ДПП і також надходить в блок керування БК.

Блок БК регулює потужністю аксіальнопоршневих насосів змінною кута похилого диска і, відповідно, подачі, що запобігає раптовій зупинці ДВЗ.

Важіль (джойстик) керування рухом РУД формує сигнали У6 до електронному блоку БК. Таким чином, до електронного блоку БК надходять керуючі сигнали від джойстика керування РУД і сигнали зворотного зв'язку ЗЗ від перетворювачів частоти ДЧО і положення тяги подачі палива ДПП, а керуючими сигналами, що виходять з електронного блоку, є електричні У1...У4 на пропорційні електромагніти регуляторів зміни робочого об'єму насосів і гідромоторів, і подачі палива до ДВЗ (У5). Електронний блок БК дозволяє машиністу трактора керувати напрямком і швидкістю його руху за допомогою одного джойстика. Для безпеки роботи трактора електроживлення на блок БК подається тільки в разі вимкнення стоянкового гальма, а «маса» автоматично вмикається за допомогою перетворювача в сидінні тракториста.

Налаштуванні блоку БК здійснюється таким чином, що контролер калібрує вихідний електричний сигнал до кожної гусениці і дозволяє виконувати з високою точністю розвороти трактора на місці, повороти при обертанні гусениць уперед і при реверсуванні. Функція регулювання потужності ДВЗ сприяє енергозбереженню, стабілізації робочого процесу і підвищенню продуктивності трактора, а також запобіганню раптової зупинки ДВЗ при перевантаженнях трансмісії.

На рис. 2.14,б приведена гідравлічна принципова схема аксіальнопоршневого гідромотора М з похилим блоком моделі А6VE160, який вмонтований з планетарний редуктор БР моделі GFT65T2 виробництва фірми «Rexroth Bosch Group». До складу такого гідромотор-колеса входять:

– електрогідравлічний регулятор зміни робочого об'єму з пропорційним електромагнітом на гідророзподільнику Р (тип EP2 з на-

пругою 24 В постійного струму), гідроциліндром Ц зміни кута нахилу блока циліндрів гідромотора і зворотним зв'язком ЗЗ;

– зворотні гідроклапани ЗК1 і ЗК2 для підведення тиску керування  $p_y$  до гідророзподільника Р і гідроциліндра Ц, які повідомлені з магістралями гідросистеми А і В;

– гідроапаратура системи охолодження вузлів тертя гідромотора з гідророзподільником Рп скидання частини потоку робочої рідини з лінії низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження, дросель ДР для обмеження витрати рідини і клапан КТ для підтримки тиску в лінії зливу на рівні тиску насоса підживлення. Гідророзподільник Рп має трипозиційну і трипровідну конструкцію з пружинним забезпеченням повернення в нейтральне положення, має автоматичне гідравлічне керування шляхом підведення рідини під торці золотника;

– перетворювач частоти обертання ДЧО гідромотора.

Планетарний бортовий редуктор БР є двохступінчастим і з вбудованим гідравлічним керуванням ( $p_{y.т}$ ), багатодисковим стоянковим гальмом нормально-замкненого типу, з корпусом, що обертається. На фланці корпусу редуктора кріпиться ведуча «зірочка» гусениці. Робота регулятора робочого об'єму функціонує таким чином, що робоча рідина з магістралей А або В постійно підводиться до штокової порожнини циліндра Ц і за відсутності тиску управління  $p_y$  шток циліндра встановлює блок поршнів гідромотора на максимальний кут, що відповідає максимальному робочому об'єму. При підведенні електроживлення до пропорційного магніту У розподільника Р золотник останнього зміщується вниз і робоча рідина потрапляє в безштокову порожнину гідроциліндра Ц. Завдяки диференціальній конструкції циліндра керування Ц поршень останнього зміщується уверх і зменшує кут нахилу блока циліндрів гідромотора і його робочий об'єм. З'єднання штока циліндра Ц з золотником розподільника Р за допомогою пружини виконує функцію механічного зворотного зв'язку, позначеного як ЗЗ – забезпечення відповідності між положенням золотника і штоком циліндра Ц. Електрогідравлічний регулятор стежного типу забезпечує практично лінійну характеристику зміни робочого об'єму гідромотора від значення живлення на пропорційному магніті розподільника Р. Літерами А, В, G, M1, T1, T2 і U позначені отвори, виконані в корпусі гідромо-

тора для повідомлення з насосом, дренажем та іншими гідропри-  
строями.

На рис. 2.15 приведений планетарний редуктор ведучої «зірочки» бортової гідравлічної трансмісії трактора ТС-10 сумісно з аксіальнопоршневим регульованим гідромотором: 1 – маточина; 2 – кільце корпусне; 3 – гальмо стоянкове; 4 – шайба регулювальна; 5 – підшипник шариковий; 6 та 9 – сателіти; 7 – шестерня епіциклічна; 8 – водило ведене; 10 – кришка; 11 – пробка зливного дренажного отвору; 12 та 13 – шестерні сонячні; 14 – нерухоме водило; 15,18 та 19 – кільця ущільнювальні; 16 – манжета; 17 та 20 – роликові конічні підшипники; 21 – ущільнення торцеве; 22 – гідромотор аксіальнопоршневий; А – канал підведення робочої рідини до стоянкового гальма.

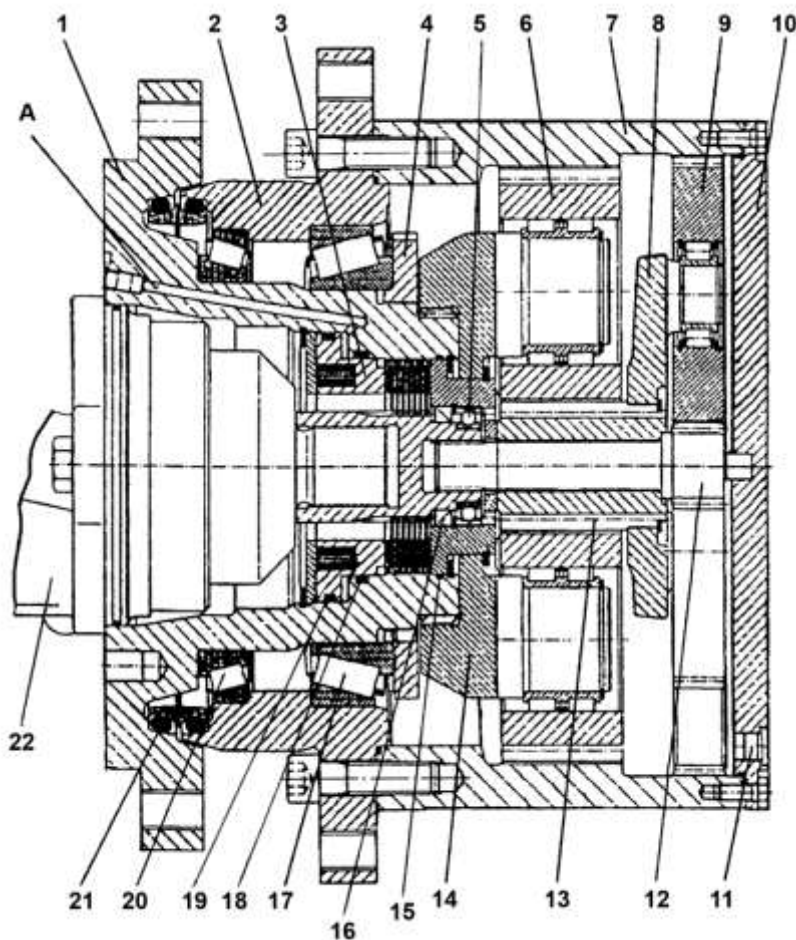


Рис. 2.15. Планетарний редуктор ведучої зірочки бортової трансмісії

Аналогічна трансмісія гусеничної машини з двома незалежними бортами Dual Path і контролером PLUS+1™ є в номенклатурі фірми SAUER-DANFOSS.

## 2.2. Радіальнопоршневі високомоментні ексцентрикові гідромотор-колеса

В Україні серійне виробництво радіальнопоршневих ексцентрикових високомоментних гідромоторів одноциклової дії (РПГОД) розпочато близько 40 років тому за ліцензіями західноєвропейських фірм заводами «Будгідравліка» (м. Одеса) і «Червоний екскаватор» (зараз «АТЕК», м. Київ), в той же час харківським інститутом ВНДІ-Гідропривод були створені гідромотори моделі МРФ [3]. Однією з піонерських розробок є РПГОД моделі «Staffa», що тепер рекламується на ринку фірмами «Antech Hydraulics» (Англія) і «Kawasaki Motors Corp» (США). Ці гідромотори виробляються більше 50 років і широко використовуються в гірничій промисловості, будівельно-дорожніх машинах, морських суднах, машинах для переробки пластмас та ін.

Гідромотори серії НМВ з постійним робочим об'ємом від 188 до 11600 см<sup>3</sup> (12 типорозмірів) призначені для роботи на номінальному тиску 21 МПа і 25 МПа. Номінальна частота обертання гідромоторів від 500 хв<sup>-1</sup> до 100 хв<sup>-1</sup>, вихідна потужність від 25 кВт до 240 кВт, маса від 73 кг до 1050 кг. Серія НМС складається з 7 моделей з регульованим робочим об'ємом від 492 до 5326 см<sup>3</sup>. Два значення робочого об'єму (максимальне і мінімальне) попередньо встановлюють за замовленням. Маса гідромоторів від 100 кг до 460 кг. Гідромотори «Staffa» мають кінематичну кривошипно-шатунну схему з гідростатичною опорою шатуна на ексцентриковий вал і сферичне з'єднання верхньої головки шатуна з поршнем. В Україні гідромотор типу НМВ080 (раніше В080) виробляється ВАТ «АТЕК» (рис. 2.16), проте має знижені значення тиску і частоти обертання (гідромотор з робочим об'ємом 1340 см<sup>3</sup> призначений для роботи на тиску до 17,5 МПа і частоті обертання до 100 хв<sup>-1</sup>). Маса гідромотора 150 кг. Заводом випускалося до 6000 гідромоторів на рік для приводу ходу і повороту платформи екскаватора і забезпечувався ремонт до 1200 шт.

Гідромотор містить ексцентриковий вал 1, на який насаджена шестерня 2 приводу обертання робочого органа, і встановлений у конічних радіально-упорних підшипниках 3 передньої кришки 4 і корпусу 5. У радіальних розточеннях корпусу 5 встановлені поршні 6 і шатуни 7, що спираються на ексцентриковий кулачок вала 1. До

корпусу 5 прикріплений блок 8 розподільного вузла, в якому встановлена цапфа 9, обертання якої від вала 1 передається муфтою 10.

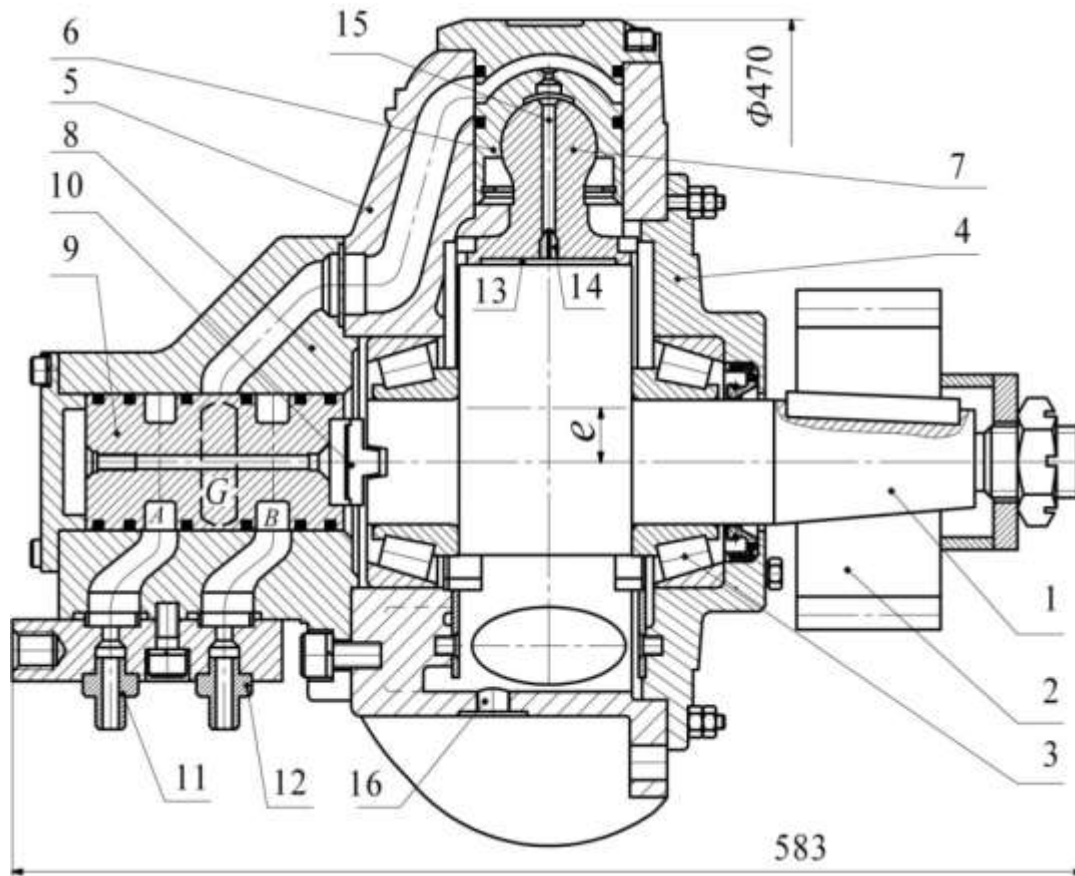


Рис. 2.16. Радіальнопоршневий гідромотор виробництва ВАТ «АТЕК» (м. Київ)

Підведення РР до кільцевих колекторів *A* і *B* цапфи здійснюється за допомогою відповідних каналів у блоці 8 і штуцерів 11 і 12. Повідомлення кільцевих колекторів з двома (нагнітання і зливу) розподільними дугоподібними вікнами (одне з вікон *G* показано пунктиром на цапфі) виконано за допомогою просвердлин у тілі цапфи. Для розвантаження опорної поверхні шатуна 7 є камера 13, до якої РР з надпоршневої порожнини постійно підводиться через жик-лер 14 і отвір 15 у шатуні. Для відведення витоків РР з корпусу гідромотора є дренажний отвір 16.

Робочий об'єм радіальнопоршневого гідромотора одноциклової дії визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot h \cdot z \cdot y = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot 2e \cdot z \cdot y, \text{ см}^3, \quad (1.15)$$

де  $S_{\text{п}} = \pi \cdot d^2 / 4$  – площа одного поршня [мм<sup>2</sup>] діаметром  $d$ , мм;  
 $h = 2e$  – хід поршня, рівний подвоєному ексцентриситету  $e$ , мм;  
 $z$  і  $y$  – кількість поршнів і рядів поршнів, відповідно.

Аналогічні за кінематичною схемою гідромотори були розроблені інститутом ВНДІГідропривод [3]. Основною відмінністю конструкції було застосування золотникового, індивідуального для кожного поршня, розподільного вузла. Після модернізації шляхом заміни на цапфовий гідророзподільник гідромотори мають робочі об'єми від 160 см<sup>3</sup> до 1600 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 25 МПа і максимальний 32 МПа. Гідромотори з робочим об'ємом до 400 см<sup>3</sup> мають роликові підшипникові опори шатунів на ексцентриковому кулачку, а решта виконані з гідростатичним розвантаженням шатунів.

Радіальнопоршневий гідромотор з золотниковим розподільником РР (рис. 2.17) містить вал 1 з ексцентриковими циліндричними кулачками 4, встановлений у конічних радіально-упорних підшипниках 2 кришки 3 і корпусу 6. У радіальних розточеннях корпусу 6 встановлені за допомогою пресової посадки втулки 5, в яких розміщені поршні 8, внутрішня сферична поверхня яких є опорою шатунів 9, зафіксованих замковими кільцями 7. Шатуни 9 спираються на циліндричну поверхню 20 ексцентрикового кулачка 4, утворюючи герметичні камери розвантаження  $D$ . Для поєднання РР з камерою розвантаження  $D$  в поршнях і шатунах виконані отвори  $C$ . Параметри камери розвантаження (опорна поверхня і поверхня, що знаходяться безпосередньо під тиском РР) вибираються з умови забезпечення мінімального рівня механічних втрат і витоків РР. Кінематичний зв'язок шатунно-поршневих груп з поверхнею 20 ексцентрикових кулачків 4 вала забезпечується за допомогою кілець 10. Золотники 12, індивідуальні для кожного поршня 8, мають привод зворотно-поступального руху від кулачків 11 і 13 першого і другого ряду поршнів, відповідно, встановлені на хвостовику вала 1 гідромотора і зафіксовані від осьового зсуву шайбою 14. З метою зниження механічних втрат у приводі кулачкових механізмів осі 16 стійок 17 золотників 12 встановлені в шарикових підшипниках 15. Блок 19 розподільника прикріплений до корпусу 6 гідромотора. Витоки РР по зазорах поршневих пар, камер розвантаження шатунів і золотників відводяться з корпусу гідромотора через отвір 18 в блоці 19. Підведення РР до гідромоторів і відведення на злив здійснюється за допомогою кільцевих колекторів А і В.

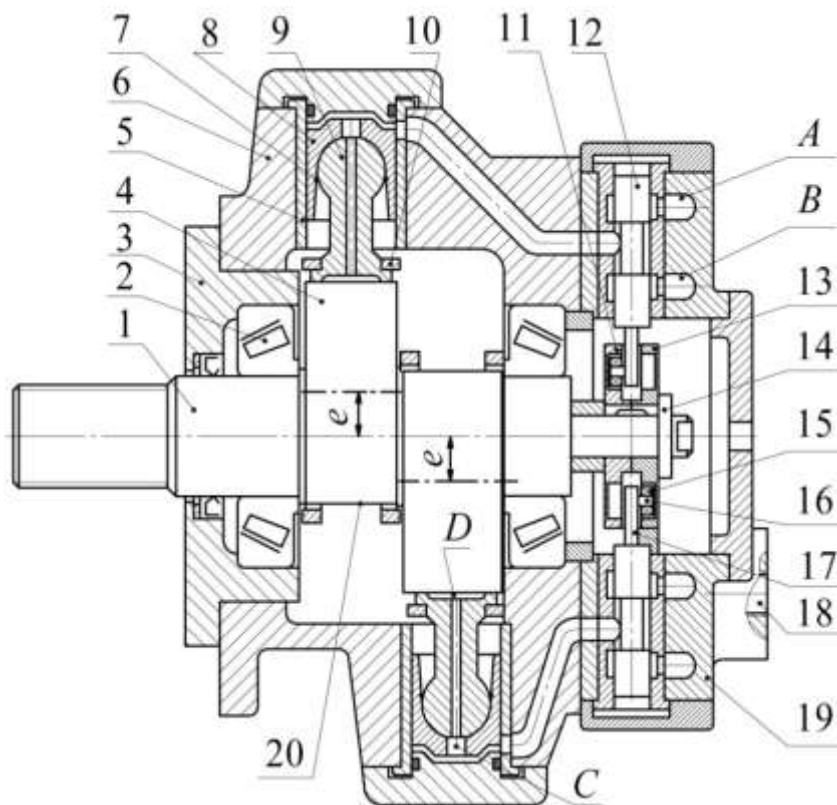


Рис. 2.17. Радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії МРФ-/25М з індивідуальним золотниковим розподільником конструкції ВНДГідропривод (випускався серійно до 1986 р.)

Гідромотори під шифром МРФ-/25 являли собою дворядну конструкцію блоку циліндрів (по п'ять або сім поршнів в ряду) з кривошипно-шатунним механізмом, і золотниковим, індивідуальним для кожного поршня, розподільником робочої рідини.

Із розширенням серійного виробництва гідромоторів та вдосконаленням технології виготовлення, аналізу експлуатаційних спостережень і вимог споживачів було встановлено, що дворядна компоновальна схема гідромотора і конструкція шатунно-поршневих груп забезпечують ресурс при роботі на номінальних параметрах більш ніж 3000 годин. Однак нижня межа ККД при прийнятноздавальних випробуваннях (85%) і маса гідромоторів поступались гідромоторам інофірм. В експлуатації траплялись випадки нестабільної роботи гідромоторів за рівномірністю обертання і пульсаціями тиску. Крім того, гідромотори мали високу трудомісткість виготовлення через необхідність використання сталевих корпусів (поковок) замість литих чавунних для золотникового розподільника з великим числом прецизійних пар і зварних колекторів для поєднання золотників з

магістралями гідросистеми. Тому виникла необхідність у модернізації гідромоторів з метою підвищення і стабілізації технічних параметрів, зниження маси і трудомісткості виготовлення. В результаті науководослідних робіт, проведених ВНДГідропривод, були створені гідромотори МРФ-/25М1, що відрізнялись більш довговічними корінними підшипниками і цапфовим розподільником замість золотникового [3]. У модернізованій конструкції, наприклад, для базового зразка з робочим об'ємом 400 см<sup>3</sup>, вдалося досягти загального ККД в 90 %, знизити масу з 90 до 78 кг, підвищити ресурс з 3000 до 4000 годин, стабілізувати роботу на мінімальній частоті обертання і істотно знизити трудомісткість виготовлення.

Вдосконалений гідромотор (рис. 2.18) містить вал 1 з ексцентриковими кулачками і обоймами 4 на насипних роликових підшипниках 5, встановлений в підшипниках 2 передньої кришки 3 і корпусу 6. Поршні 7 і шатуни 8 встановлені в радіальних розточеннях корпусу 6. Кінематичний зв'язок між поршневыми групами і обоймами 4 ексцентрикового вала 1 забезпечується за допомогою кілець ведення 9. Корпус розподільника 10 кріпиться до силового корпусу 6 за допомогою проміжної пластини 11 з ущільнювальними кільцями (за типом модульної апаратури) і містить цапфу 12, привод обертання якої від вала 1 здійснюється за допомогою муфти 13. У корпусі розподільника 10 виконані кільцеві колектори А і В для сполучення з цапфою 12 і магістралями гідросистеми. Повідомлення поршневих камер гідромотора з розподільним вузлом здійснюється за допомогою каналів 14 і 15 в корпусі 6. Отвір С служить для змащування сферичної опори шатуна 8 і часткового розвантаження його п'яти. Тиском РР створюється зусилля, що діє на поршні 7, рухомі від верхньої «мертвої» точки до нижньої. Зусилля поршнів передається на шатуни 8 і через обойми 4 підшипників на ексцентрики вала 1, створюючи крутний момент і приводячи до обертання вал гідромотора. Інша частина поршнів у цей час рухається від нижньої «мертвої» точки до верхньої, витісняючи РР по каналах корпусу через розподільник 12 у відповідний кільцевий колектор А або В, що поєднаний зі зливною магістраллю гідросистеми. Реверсування обертання вала гідромотора досягається за рахунок зміни напрямку підведення РР до кільцевих колекторів А і В за допомогою гідророзподільника в розімкненому ланцюзі циркуляції РР або реверсивного насоса, що працює спільно з гідромотором у замкненому ланцюзі циркуляції.

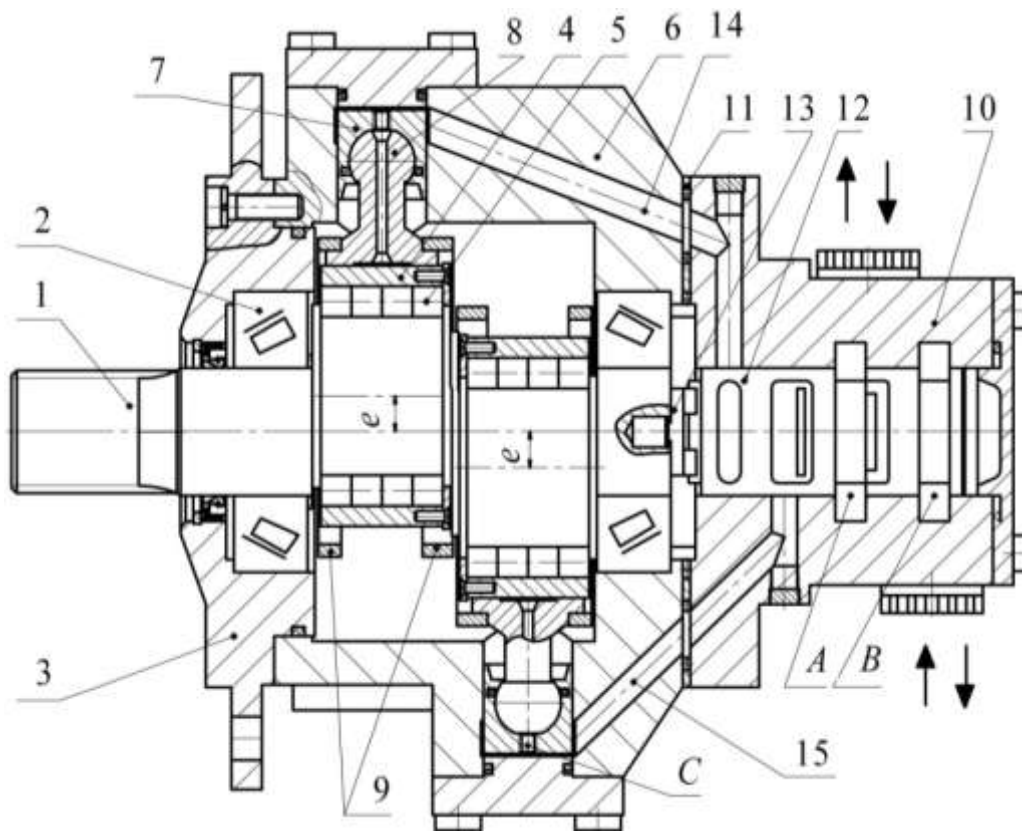


Рис. 2.18. Радіальнопоршневий гідромотор МРФ-/25М1 з цапфовим розподільником конструкції ВНДГ ідропривод

На рис. 2.19 представлений гідромотор італійської фірми «Riva Calzoni» [15]. Оригінальність конструкції полягає в поршневій групі типу «хитна куліса», яка забезпечує відсутність бічних навантажень на циліндри. В розточеннях зіркоподібного корпусу 3 і передньої кришки 13, відлитих з сірого чавуну, на роликівих радіально-упорних підшипниках 11 і 12 встановлено вал 2. Робоча зовнішня поверхня ексцентрикового кулачка 1 вала 2 має сферичну форму і покрита молібденом товщиною до 0,4 мм. На ексцентриковий кулачок 1 спираються п'ять пустотілих поршнів 4 з сферичними опорними поверхнями. Поршні встановлені у відповідних циліндрах 5.1...5.5, котрі своїми верхніми сферичними торцями спираються на сферичні вставки 7, що встановлені в кришках 6. Осі сфер вставки 7 і ексцентрикового кулачка 1 збігаються один з одним. Пружина 8 забезпечує пусковий притиск поршня 4 до ексцентрикового кулачка 1 і циліндра 5 до сферичної вставки 7. Між поршнем і циліндром встановлено ущільнення 9. Напрямний стрижень 10 забезпечує монтажне центрування поршня і циліндра. У передній кришці 13 встановлено ущільнення 14. Гідромотор забезпечений торцевим розподільним вузлом,

що містить чавунну кришку 15, нерухомий 16 і обертовий розподільні диски 17, притискний диск 19 і диференційний (ступінчастий) поршень 20. Розподільний диск 17 приводиться в обертання муфтою 18, з'єднаною з вихідним валом 2.

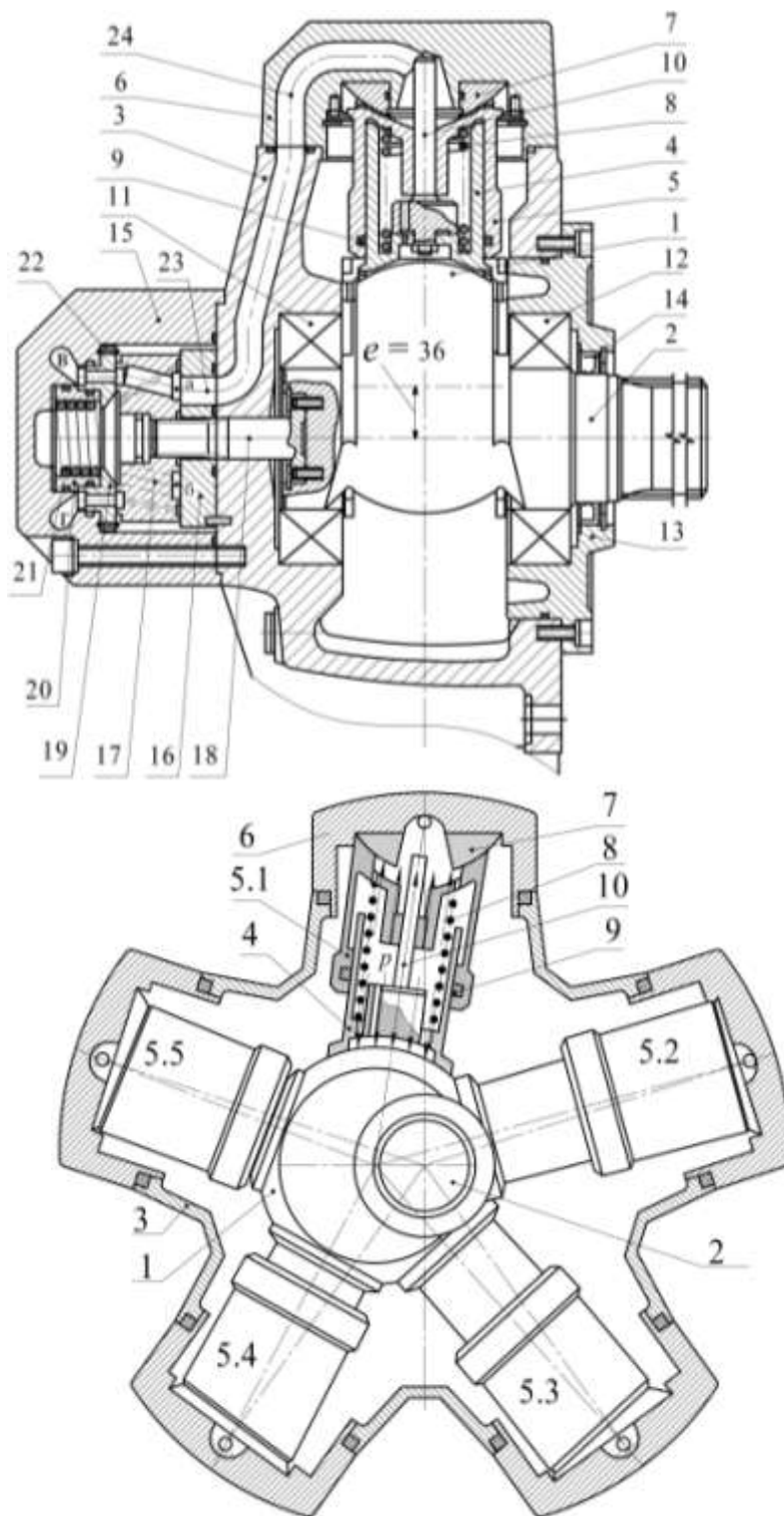


Рис. 2.19. Гідромотор типу МР виробництва ВАТ «Будгідравліка»  
(ліцензія фірми «Riva Calzoni»)

Пусковий притиск дисків 19 і 17 до розподільного диска 16 забезпечується пружиною 21. Притискний диск 19 утримується від прокручування штифтами 22. В розподільному обертовому диску 17 виконані дугоподібні пази «а» і «б», поєднані з магістралями насоса колекторами «В» і «Г», відповідно, в задній кришці 15. В нерухомому диску 16 виконані отвори 23 для сполучення за допомогою каналів 24 з робочими камерами, утвореними поршнями 4 і циліндрами 5.

Для роботи гідромотора олива від насоса подається через канал «в» у задній кришці 15 і отвір в притискному диску 19 до диска 17 і за допомогою дугоподібного паза «а» до нерухомого диска 16 і далі через отвір в ньому 23 і канал 24 до робочої камери гідромотора. Оскільки поршень 4 і циліндр 5 робочої камери являють собою дві пустотілих циліндричних посудини з отворами, що телескопічно з'єднані за допомогою напрямного стрижня 10, то тиском РР створюється зусилля на поверхню ексцентрикового кулачка 1. Це зусилля створює крутний момент на кулачку 1 і приводить вал 2 гідромотора до обертання.

Герметичність поршня 4 з поверхнею ексцентрикового кулачка 1 і циліндра 5 зі вставкою 7 забезпечена якісною геометрією сферичних поверхонь контртіл. Зниження витоків РР між поршнями і циліндрами забезпечується ущільнювальним гумовим кільцем круглого перетину 9 і плоским кільцем з тефлону з добавкою молібдену. Злив РР з робочої камери при русі поршня 4 від нижньої «мертвої» точки вгору здійснюється через канал «Г» в задній кришці 15. Для зміни напрямку обертання гідромотора подають РР від насоса в канал «г», а її витіснення в бак проходить через канал «в». Значення частоти обертання гідромотора пропорційно витраті насоса.

Механічні та об'ємні втрати в поршневих групах гідромотора зведені до мінімуму завдяки оптимальній схемі гідростатичного розвантаження опор поршнів 4 на ексцентриковому кулачку 1. Покриття його молібденом забезпечує високу зносостійкість пар тертя на режимах граничного змащування при пуску під навантаженням і при тривалій експлуатації. При експлуатації гідромоторів слід звертати увагу також на характер їхньої роботи – обертання з постійною швидкістю обертання або режими з частим реверсом. В останньому випадку для запобігання кавітації і відриву поршнів від опорного ексцентрикового кулачка при переході гідромотора в насосний режим потрібне створення постійного тиску підживлення до 0,7 МПа.

Така вимога обумовлена специфікою кінематики з пружинним притиском поршнів до ексцентрикового вала, коли при високих динамічних навантаженнях зусилля пружин недостатні.

В цей час до складу продукції фірми «Riva Calzoni») входять кілька серій гідромоторів, в тому числі з постійним і регульованим робочим об'ємом. Робочий об'єм гідромоторів від  $32 \text{ см}^3$  до  $23034 \text{ см}^3$  (68 моделей). За тиском нагнітання РР (постійним, максимальним робочим і піковим короточасним) гідромотори випускаються в модифікаціях «Е» (21/25/35 МПа) і «F» (25/30/42 МПа), мають високий момент зрушування (90...95 % від теоретичного), об'ємний ККД до 98 %, загальний ККД до 96 % і допускають роботу при температурі РР до  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Фірма «Sai» (Італія) виробляє гідромотори також оригінальної конструкції (рис. 2.20), що складаються з корпусу 1 і передньої кришки 2, в осьових розточеннях яких встановлені циліндри 3 на підшипниках з ущільнювальними вузлами 4, а в розточеннях циліндрів встановлені поршні 5. Вал 6 гідромотора встановлений в підшипниках кочення 7 і 8 і має ексцентриковий кулачок, на який встановлена сферична обойма 9 з роликівими підшипниками кочення 10.

Поршні 5 спираються своїм нижнім торцем на обойму 9. За допомогою кілець 11 обойма 9 утримується від осьового переміщення уздовж вала 6. У задній кришці 12 встановлений торцевий розподільний диск 13, обертання якого від вала 6 передається за допомогою муфти 14. Підведення РР до циліндрів 3 і поршнів 5 гідромотора забезпечується за допомогою каналів 15 в корпусі 1. Ущільнення 16 забезпечують герметичність пари поршень-циліндр. Гідростатичне розвантаження поршнів забезпечується шляхом подачі РР в зону обойми 9 ексцентрикового кулачка вала 6 через отвір С в поршні 5.

Принцип роботи гідромотора полягає в тому, що при підведенні РР в циліндр 3 зусилля, що створюється тиском, діє на поршень 5 уздовж його осі і осі обойми 9 ексцентрикового кулачка вала 6. Момент обертання вала створюється за рахунок плеча, утвореного між осьовою силою з боку поршня і віссю ексцентрикового кулачка вала.

Гідромотори фірми «Sai» характеризуються високими значеннями загального ККД (93 %...95 % при тиску 40 МПа), можливістю роботи в широкому діапазоні частот обертання, високим моментом зрушування, рівномірністю обертання, мінімальними значеннями маси порівняно з аналогічними конструкціями гідромоторів та іншими перевагами.

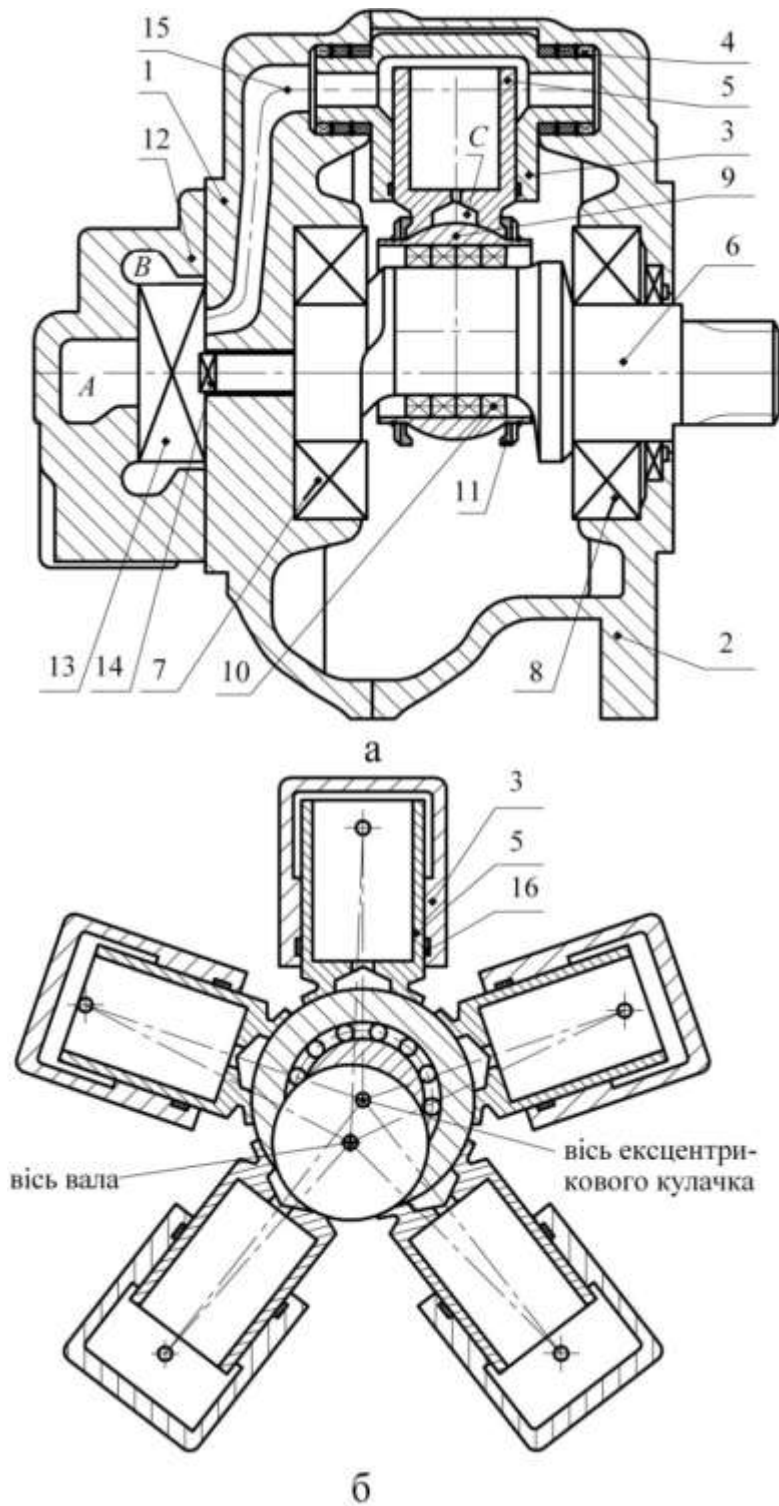


Рис. 2.20. Гідромотор серії SH фірми «Sai» (Італія)  
в поздовжньому (а) і поперечному (б) розрізах

На рис. 2.21 показані: а – сили, що діють з боку поршня на ексцентриковий кулачок; б – силова схема гідромотора з п'ятьма поршнями, три з яких створюють крутний момент, а два знаходяться в зоні низького тиску (зливу оливи); в – векторна діаграма гідромотора.

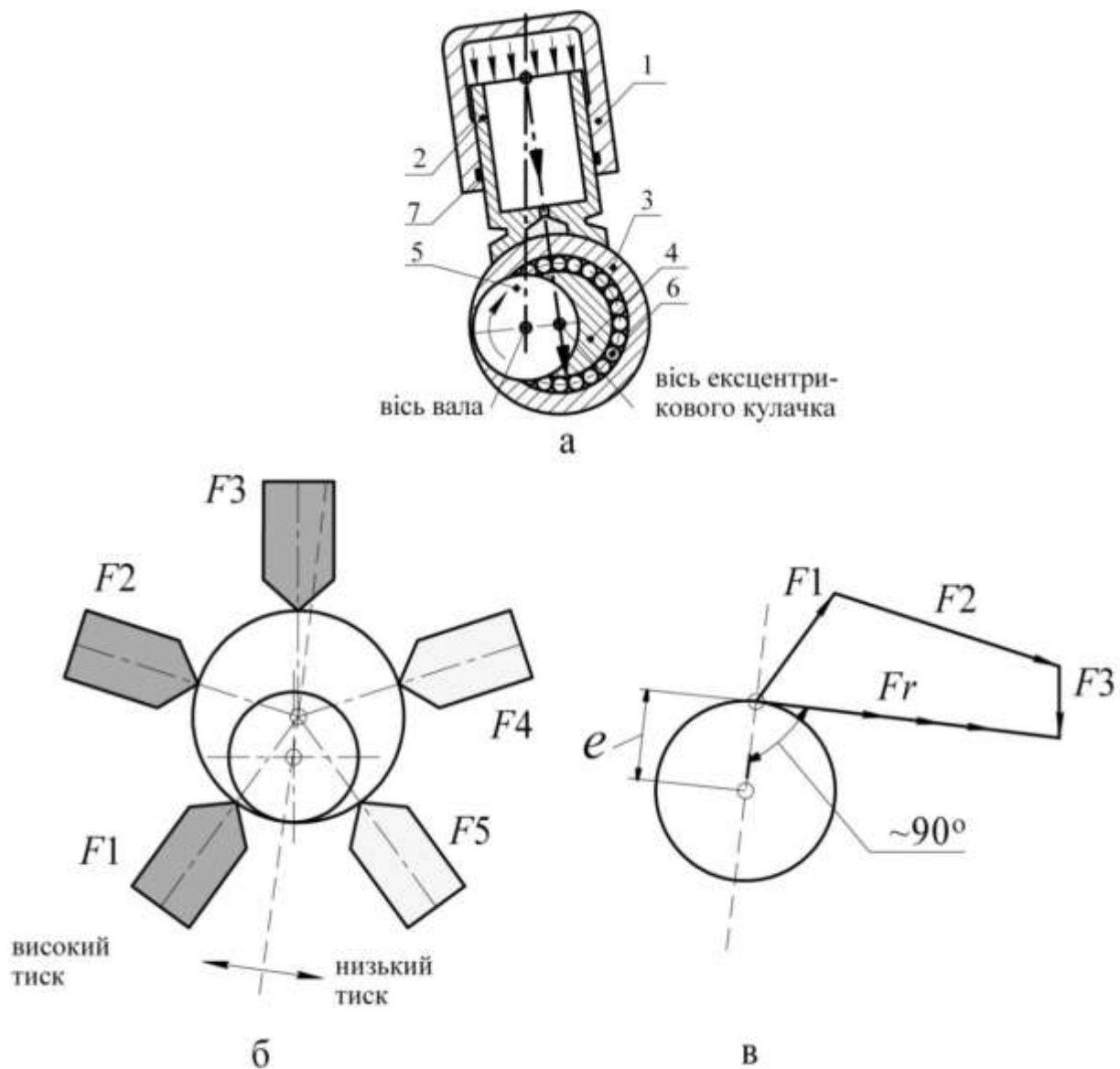


Рис. 2.21. Принцип роботи гідромоторів фірми «Sai»

Фірмою «Sai» випускається більше 200 типорозмірів гідромоторів з постійним і регульованим робочим об'ємом від  $40 \text{ см}^3$  до  $12000 \text{ см}^3$  на номінальний тиск 25 МПа і максимальний до 42 МПа і навіть 80 МПа. Рекордними для гідромоторів є досягнуті мінімальні значення витоків  $PP$  в поршневих групах і розподільному вузлі, що не перевищують  $0,18 \text{ л/хв} \dots 1,2 \text{ л/хв}$  при тиску 40 МПа і в'язкості  $40 \text{ мм}^2/\text{с}$ , що відповідає значенням коефіцієнта витоків (витоків, віднесених до одиниці тиску) в межах  $(4,5 \dots 30) \times 10^{-3} \text{ л/хв. МПа}$ .

Фірма «Sai» володіє великим досвідом експлуатації гідромоторів в ОГП індустріального (стаціонарного) та мобільного призначення: термопласти-автомати, крани, конвеєри, гірниче обладнання, суднові лебідки, дорожні котки, бульдозери, гусеничні екскаватори та

зернозбиральні комбайни. Зібрані фірмою статистичні дані дозволяють провести оцінку реальних навантажень (тисків), значень частот обертання, потужності і досягнутої при цих умовах експлуатації довговічності гідромоторів.

Робочий тиск становить 10...25 МПа, піковий до 40 МПа, ефективна потужність досягає 100 кВт, довговічність підшипників кочення знаходиться в межах 4...20 тис. годин.

ВАТ «Будгідравліка» випускає радіальнопоршневі гідромотори одноциклової дії ГРВ420(630), які за конструкцією, габаритними і приєднувальними розмірами ідентичні серії GM2 фірми «Sai», однак поступаються за максимальним значенням тиску і частоти обертання.

Постачання гідромоторів «Sai» в Україну здійснює ТОВ «МОТОР-Імпекс» (м. Харків).

Щодо довговічності гідромотор-редукторів фірма «Sai» наводить відповідні графічні матеріали (номограми в координатах «тиск-частота обертання» вихідного валу редуктора) пов'язані з визначенням оцінки довговічності підшипників кочення, наприклад, для гідромотора з робочим об'ємом 1222 см<sup>3</sup>, тиску 31,3 МПа і частоті обертання на виході редуктора в 12 хв<sup>-1</sup> довговічність підшипників становить 7500 годин. Для оцінки довговічності гідромотор-редуктора з урахуванням дії радіального навантаження використовується така формула

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 10}{60 \cdot 12} = 13888 \text{ годин}, \quad (1.16)$$

де  $n$  – частота обертання редуктора на виході, хв<sup>-1</sup>,

$L_{10} = 10$  – коефіцієнт довговічності підшипників за номограмою фірми.

Гідромотор-колеса фірми «Sai» постачаються у виконанні з вмонтованими редукторами і гальмами. Серія гідромотор-редукторів з безступеневим регулюванням робочого об'єму і найбільшими крутними моментами TS8VF-Sai приведена в табл. 2.7 [16]. Передавальне число редуктора для всіх гідромотор-колес дорівнює  $i = 6,0$ . Крутний момент гідромотор-колес від 22,7 кНм до 35 кНм.

В табл. 2.8 приведені технічні характеристики гідромотор-колес-редукторів BV+WR фірми «Sai» [17-20]. Крутний момент гідромотор-колес від 2,0 кНм до 9,4 кНм.

Таблиця 2.7

## Технічна характеристика гідромотор-редукторів TS8VF-Sai

Найменування параметра та розмірність	Гідромотор-редуктор TS8VF:			
	3600	5000	6000	7400
Робочий об'єм гідромотора, см <sup>3</sup>	600	833	1000	1233
Загальний (еквівалентний) робочий об'єм, см <sup>3</sup>	3576/894	4995/1248	5793/1446	7332/1830
Тиск номінальний, МПа	40/40		38/40	30/35
Тиск піковий, МПа	45/45			37/37
Номін. частота обертання, хв <sup>-1</sup>	138/200	100/200	90/200	80/200
Макс. частота обертання, хв <sup>-1</sup>	200/250	150/250	115/250	105/250
Номін. крутний момент, Нм	22743	31768	35001	34974
Макс. потужність, кВт	220/180			
Маса, кг	410			
Довжина × діаметр, мм	766,5 × 399			

Таблиця 2.8

## Технічна характеристика гідромотор-редукторів BV+WR фірми «Sai»

Найменування параметра та розмірність	Гідромотор-редуктор BV+WR:			
	BV1+WR6B	BV1+WR20	BV2+WR10	BV2+WR20
$V_{\text{екв.макс}}$ , см <sup>3</sup>	500...1250/5	685...1600/5	1200...2350/6	1700...3300/6
$V_{\text{екв.мін}}$ , см <sup>3</sup>	270...608	350...800	302...1150	415...1600
$i_{\text{ред}}$	5	6,6	4,8	6,6
$p_{\text{ном}}$ , МПа	15...25	25	25	18,5...25
$p_{\text{макс}}$ , МПа	38...43	38...43	38...43	28...43
$n_{\text{ном}}$ , хв <sup>-1</sup>	100...250	75...150	140...200	60...150
$n_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	170...250	125...150	165...200	120...150
$M_{\text{ном}}$ , Нм	1988...2898	2723...6360	4770...6352	6758...9444
$P_{\text{макс}}$ , кВт	42...55	42...55	65...75	65...75
Маса, кг	85	125	125	140
L × D, мм	484 × 244	568 × 340	579 × 300	584 × 340

*Примітки:* 1. Скорочення:  $V_{\text{екв.макс}}$  – максимальний еквівалентний робочий об'єм гідромотор-редуктора;  $V_{\text{екв.мін}}$  – мінімальний еквівалентний робочий об'єм гідромотор-редуктора;  $p_{\text{ном}}$  і  $p_{\text{макс}}$  – номінальне і максимальне значення

тисків;  $i_{ред}$  – передавальне відношення редуктора;  $n_{ном}$  і  $n_{макс}$  – номінальна та максимальна частота обертання гідромотор-редуктора;  $P_{макс}$  – максимальна потужність гідромотор-редуктора;  $L \times D$  – довжина і діаметр гідромотор-редуктора; 2. Під рискою вказана кількість типорозмірів даної серії; 3. Крутний момент розрахований як теоретичний для найменшого і найбільшого за робочим об’ємом гідромоторів при номінальному тиску.

У табл. 2.9 наведені порівняльні характеристики гідромотор-редукторів: аксіальнопоршневих гідромоторів А6VE160 з планетарними редукторами, які використані в бортових трансмісіях гусеничного трактора ТС-10, і гідромотор-редуктора TS8VWF7400 з радіальнопоршневим гідромотором. З цієї таблиці можна зробити висновок про можливість застосування гідромотор-коліс TS8VWF7400 в тракторах ТС-10.

Таблиця 2.9

Порівняльна технічна характеристика гідромотор-редукторів

Найменування параметра та розмірність	Гідромотор А6VE160 + GFT 65T2 1004	Гідромотор-редуктор TS8VWF7400
Передатне число редуктора, $i$	55,4	6,0
Робочий об’єм гідромотора, $см^3$	160/0	1222/305 (мінім)
Загальний (еквівалентний) робочий об’єм, $см^3$	8864	7332
Макс. частота обертання, $хв^{-1}$	61,59	80
Номін/максим. тиск, МПа	40/45	30/37
Макс. крутний момент, Нм	53904	40523
Макс. потужність, кВт	–	220
Маса редуктора/гідромотора, кг	390/64	410
Повна маса, кг	454	410
Довжина×діаметр, мм	700 × 425	701 × 440

Компанія Italgrouр виробляє радіальнопоршневі гідромотори одноциклової дії під шифром ІАС з крутним моментом до 22 кНм [21]. Гідромотори (рис. 2.22) мають кінематичну схему з поршнями 3, які через сферичні поверхні контактують з шатунами 6, а останні контактують з ексцентриковим кільцем 4 валу 1.

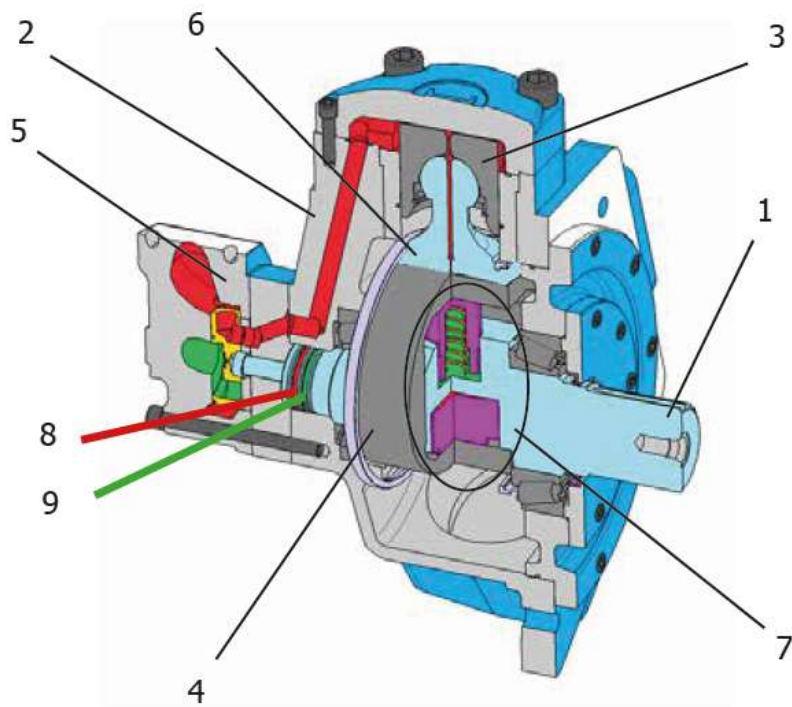


Рис. 2.22. Радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії фірми IAC-Italgroup

Шатуни 6 мають гідростатичне розвантаження, а гідорозподільник 6 торцевого типу забезпечую високу герметичність і об'ємний ККД гідромотора. Регулювання робочого об'єму гідромотора здійснюється шляхом переміщення ексцентрикового кільця 4 відносно вала 1 за допомогою підведення робочої рідини через канали 8 і 9.

В табл. 2.10 приведені основні технічні гідромоторів IAC.

Компанія Italgroup пропонує альтернативні гідромотори щодо відомих виробників гідромоторів одноциклової дії: Staffa-Kawasaki Motors Corp., Riva Calzoni і Sai.

Оригінальністю конструкції відрізняються радіальнопоршневі гідромотори одноциклової дії МН373-JC-G4 фірми «SUNDSTRAND» (США), в якій поєднані кривошипно-кулісний механізм ведення поршнів з розподільним вузлом сполучення циліндрів із магістралями гідропривода [3]. В Україні гідромотори МН373 моделі 60-K921 з робочим об'ємом 6112 см<sup>3</sup> на максимальний тиск 28 МПа експлуатуються в складі ОГП кувальних маніпуляторів фірми «Davy-Loewy» (Англія) для виготовлення поковок масою до 120 т, робота у складі яких характеризується високими статичними (за тиском і частотою обертання) і динамічними (за інтенсивністю і частотою режимів розгону, гальмування і реверсування обертання) навантаженням.

## Технічні характеристики гідромоторів ІАС-Italgroup

Модель ІАС	$V_M$ , см <sup>3</sup>	$p$ , МПа	$M$ , Нм	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$P$ , кВт	$m$ , кг
ІАС 195 Н1	69...195/8	27/31/35	838	850...1000	36/45	26
ІАС 250 Н1	95...257/8	25/31/35	1022	810...1050	38/48	26
ІАС 500 Н3	98...492/9	27/31/35	2112	500...700	67/80	68
ІАС 800 Н4	165...792/9	27/31/35	3400	450...700	108/128	92
ІАС 1400 Н5	82...1600/19	27/31/35	6869	370...1000	145/174	173
ІАС2200Н55	82...2200	27/31/35	9445	280...1000	140/170	210
ІАС 3000 Н6	82...3085/20	27/31/35	13244	280...1000	282/272	308
ІАС 4600 Н7	82...4617/16	27/31/35	19821	170...1000	197/292	405
ІАС 5400 Н7	164...5326/17	25/31/35	21170	130...1000	197/265	405

*Примітки:* 1. Позначення параметрів:  $V_M$  – Робочий об'єм;  $p$  – тиск номінальний, максимальний та піковий;  $M$  – теоретичний крутний момент при номінальному перепаді тисків;  $n$  – діапазон номінальних частот обертання;  $P$  – потужність без прокачування корпусу і з прокачуванням (під ризикою);  $m$  – маса гідромотора; 2. У стовпчику  $V_M$  під ризикою вказана кількість типорозмірів в серії.

Принцип дії гідромотора (рис. 2.23) полягає в тому, що ексцентриковий кулачок 7 одночасно з силовими функціями (забезпечення поступального переміщення поршнів у кривошипно-кулісному механізмі) виконує роль цапфового розподільника. При цьому РР від колектора 12 через розподільну втулку 4 і канали в валу 8 підводиться до нагнітального і зливного вікон ексцентрикового вала. На ексцентриковий вал насаджена з мінімальним зазором п'яти-гранна напрямна втулка 6, до якої за допомогою пружин 1 при-тиснені поршні 2, що переміщуються в розточеннях блоку циліндрів 10 (закриваються кришками 11). Ексцентриковий кулачок 7 встановлено на конічних радіально-упорних підшипниках 5 і 9.

Витоки РР між поршнями і плоскими гранями напрямної мінімальні за рахунок гідростатичного притискання поршнів своїми денцями до компресійних кілець 3. При підведенні РР до одного з колекторів гідромотора її подальший шлях лежить через радіальні і осьові отвори у валу до отворів у гранях і через отвори в денцях поршнів і осьових розточеннях останніх у циліндри. РР створює безпосередньо своїм тиском зусилля на плече важеля ексцентрикового вала і прове-

ртає останній. У поданій конструкції поршень є втулкою для ущільнення камери циліндра. П'ятикутник не обертається, а тільки переміщується по ексцентриковому кулачку 7, своєю чергою, обертання останнього призводить до почергового підведення РР до циліндрів гідромотора.

Кінематика гідромоторів, яка ґрунтується на відсутності механічного зв'язку між поршнями і компресійними кільцями ексцентрикового вала (пружини забезпечують тільки стартове замикання цих деталей), пред'являє специфічні вимоги до їх експлуатації, зокрема, підтримку в лінії зливу тиску не менше 0,7 МПа. Особливу увагу слід звернути на роботу ОГП при гальмуванні гідромотора в момент переходу його в насосний режим, щоб уникнути кавітації і відриву поршнів від компресійних кілець ексцентрикового вала і подальшого різкого збільшення витоків у дренаж і ударів компресійних кілець по денцях поршнів, викликаючи поламки гідромотора.

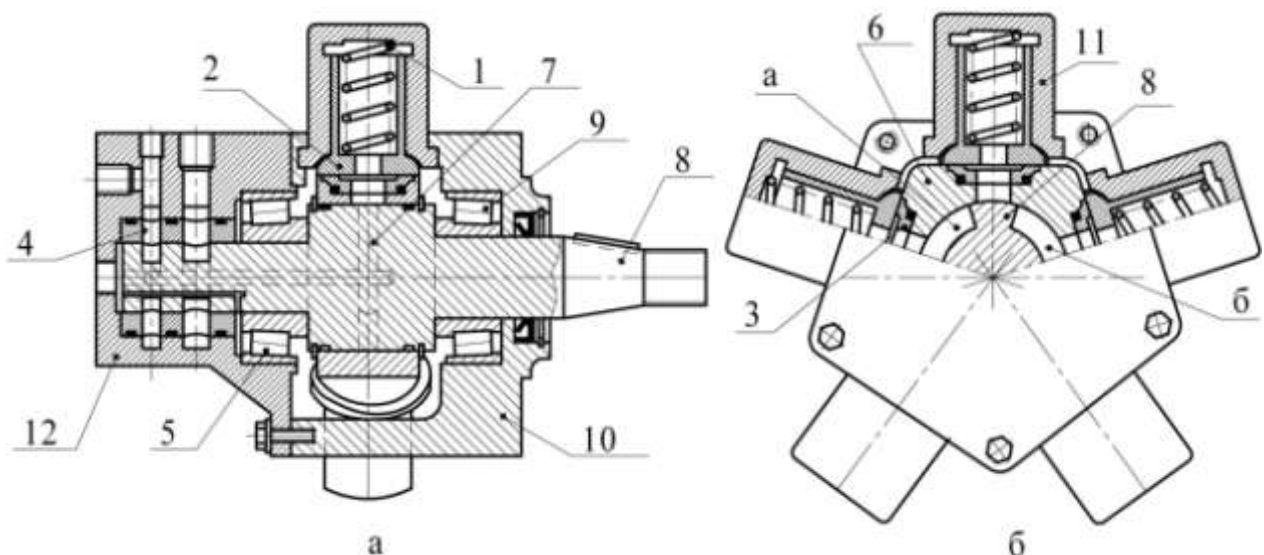


Рис. 2.23. Поздовжній (а) і поперечний (б) розрізи гідромотора МН-373-ІС-С4 фірми «SUNDSTRAND»

Фірма «ROTARY POWER» рекламує гідромотори серії МН, які за своєю конструкцією та характеристиками аналогічні гідромоторам фірми «SUNDSTRAND» та серію гідромоторів SMA з робочими об'ємами від 200 см<sup>3</sup> до 16000 см<sup>3</sup> на тиск до 49 МПа [22]. Конструктивна відмінність гідромоторів цієї серії полягає в тому, що циліндри розміщені на ексцентриковому валу, а поршні спираються на плоскі грані, розміщені на внутрішній поверхні корпусу. Зберігши цапфовий розподільний вузол, що розміщений в ексцентриковому кулачку, фір-

ма розробила конструкції гідромотора з регульованим робочим об'ємом і вільним обертанням блоку циліндрів для мотор-колес транспортних засобів (режим FreeWheel). Охолодження вузлів тертя поршневих груп, блоку циліндрів і підшипників забезпечується прокачуванням РР через гідромотор в 5...38 л/хв залежно від робочого об'єму.

Радіальнопоршневий гідромотор серії SMA (рис. 2.24,а) складається з валу 1, встановленого в радіально-упорних роликів підшипниках 2 передньої кришки 8 і корпусу 3, блоку циліндрів 4, який встановлено на ексцентриковому кулачку вала 1 і поршнів 5, що спираються своїми денцями на вставні плоскі опори 7 корпусу 3. Між поршнями і циліндрами встановлені ущільнення 6.

Для підвищення стійкості поршнів, що ковзають по опорних поверхнях 7 корпусу 3, на внутрішній поверхні кришки 8 встановлена спеціальна муфта 9. Ущільнення 10 вала 1 розміщене в передній кришці 8.

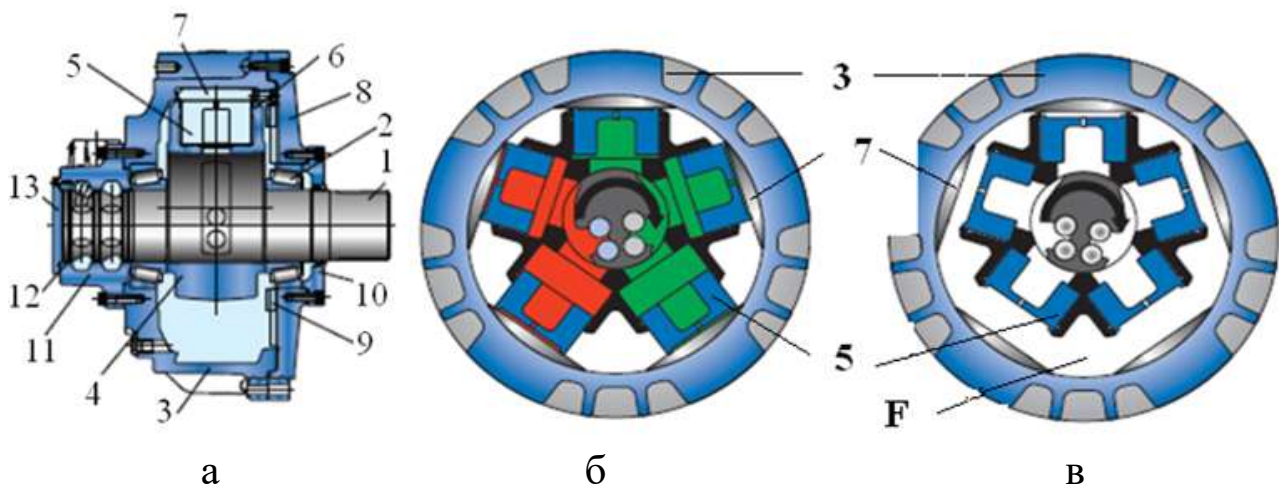


Рис. 2.24. Радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії серії SMA фірми «ROTARY POWER»

У корпусі розподільного вузла 11 розміщена цапфа 12, за допомогою каналів в якій забезпечується повідомлення розподільних дугоподібних вікон в ексцентриковому кулачку з магістралями високого (від насоса) і низького (злив у бак) тиску в ОГП. Кільця ущільнювачів забезпечують герметичний поділ зазначених магістралей, а задня кришка 13 герметизує корпус 11 розподільника. При робочому режимі зусилля тиску РР на поршні 5 замикаються на плоских опорах 7 корпусу 3 (рис. 2.24,б), для вільного обертання блоку циліндрів 4 у простір F корпусу 3 підводять надлишковий тиск (рис. 2.24,в).

### 2.3. Радіальнопоршневі високомоментні багатocyклові гідромотор-колеса

В радіальнопоршневих гідромоторах багатocyклової дії (РПГБД) сили, що діють на корінні підшипники вала, зведені до мінімуму при кінематичній врівноваженості поршневих груп завдяки оптимальному вибору чисел поршнів і робочих профілів копіра [3]. Еволюція поршневих груп широко торкнулася радіальнопоршневих гідромоторів багатocyклової дії [23].

З метою зниження дії бічної сили на поршень розроблені конструктивні схеми, в яких передача осьового зусилля, створюваного тиском РР на поршень, здійснювалась через проміжні вузли тертя кочення або ковзання, а передача зусилля на профільний кулачок-копір за допомогою підшипників кочення. Такі конструкції забезпечували високу зносостійкість поршневих пар і довговічність гідромоторів. Для зниження радіальних і осьових габаритів гідромоторів з'явилися мініатюрні конструкції поршневих груп, в яких формування крутного моменту досягалось при наявності бічних навантажень на поршні.

Сьогодні найбільш досконалі конструкції гідромоторів мають поршневі групи типу «поршень-ролик», у яких ролик здійснює обертальний рух відносно розточення в поршні і за профілем. Подальший розвиток отримали конструкції, в яких функції поршня і опори на копір поєднані в одній деталі – шаріку або ролику. Підвищення високої зносостійкості поршневої групи при терті поршня об бічну стінку циліндра і ролика по поверхні поршня і копіра досягнуто за рахунок нових матеріалів, покриттів і використання гідростатичного розвантаження в парі «поршень-ролик».

Робочий об'єм гідромотора визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot h \cdot z \cdot x \cdot y, \text{ см}^3, \quad (1.17)$$

де  $S_{\Pi} = \pi \cdot d^2 / 4$  – площа одного поршня [ $\text{мм}^2$ ] діаметром  $d$  [ $\text{мм}$ ],

$h$  – хід поршня, мм,

$z$  і  $y$  – кількість поршнів і їхніх рядів, відповідно, шт.,  
 $x = 2 \dots 10$  – кількість робочих ходів кожного поршня за один оберт вихідного валу або обертового корпусу в залежності від конструкції гідромотора.

На рис. 2.25 приведений радіальнопоршневий багаточикловий гідромотор моделі MS50 фірми «Poclain Hydraulics» [24], який включає передню 1 і задню 2 кришки, між якими затиснутий профільний кулачок (копір) 3.

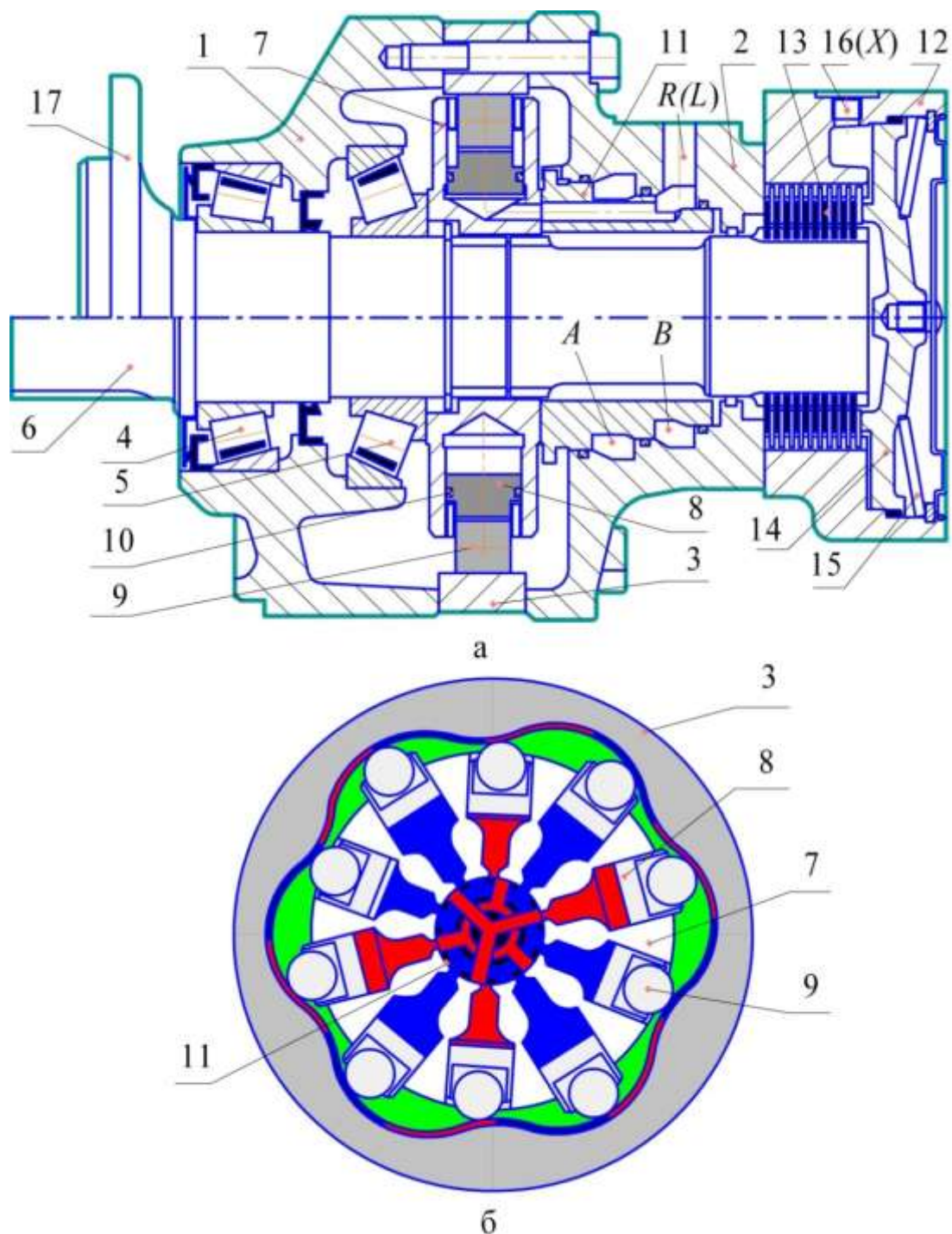


Рис. 2.25. Радіальнопоршневий багаточикловий гідромотор серії MS фірми «Poclain Hydraulics»: поздовжній (а) і поперечний (б) розрізи

У підшипниках 4 і 5 передньої кришки 1 встановлений вал 6, на шліцях якого закріплений блок циліндрів 7, в радіальних розточеннях якого розміщені поршні 8 з роликками 9, що спираються на кулачок 3. Для забезпечення герметичності на поршнях встановлені ущільнювальні кільця 10. Торцевий диск 11 спільно з відповідною поверхнею блоку циліндрів 7 утворюють розподільний вузол гідромотора. Для сполучення оливи з насоса з кільцевими колекторами А або В і циліндрами гідромотора в задній кришці 2 виконані відповідні отвори R і L. До задньої кришки 2 прикріплено дискове гальмо 12 нормально-замкненого типу з пакетом гальмівних дисків 13, поршнем 14 затиску дисків тарілчастою пружиною 15 і отвором 16 для підведення тиску розгальмування. На вал 6 насаджена маточина 17, до якої кріпиться диск колеса транспортного засобу. Під час роботи гідромотора РР від насоса підводиться до одного з колекторів, наприклад, А розподільного диска 11 і далі через канали в блоці циліндрів 7 до поршнів 8. Зусилля від тиску оливи на поршень 8 передається через ролик 9 на профільний кулачок 3. Тангенціальна складова цього зусилля приводить блок циліндрів 7 і пов'язані з ним вихідний вал 6 і маточину 17 до обертання. Злив оливи з гідромотора відбувається через колектор В розподільного диска 11 в лінію всмоктування насоса гідропривода.

Аналогічну кінематичну схему «поршень-ролик» мають гідромотори серії MCR фірми «Rexroth Bosch Group» (ФРН), «Maraton» фірми «Hagglunds Drives AB» (Швеція) і «SISU» (Фінляндія).

Приведемо основні технічні характеристики гідромоторів «Poclain Hydraulics» серії MS (табл. 2.11) [24]. Найбільшою за номенклатурою гідромоторів є серія MS(E) з 64 робочими об'ємами від 172 см<sup>3</sup> до 15000 см<sup>3</sup>, потужністю від 18 до 240 кВт, максимальним тиском 40...45 МПа і масою 21...460 кг. Максимальний крутний момент гідромоторів досягає 1,2...77 кНм. Гідромотори цієї серії включають конструктивні виконання з вихідним валом (Shaft motor) та мотор-колесо (Wheel motor). Мотор-колесо забезпечене маточкою для кріплення колеса транспортної машини та гальмом. Гідромотори випускаються з постійним та двома ступенями регулювання робочого об'єму. Співвідношення робочих об'ємів (мінімального значення до максимального) може бути більшим або меншим за 0,5.

Гідромотори MS02...MS25 однорядні, MS35...MS83 дворядні, а MS125 трирядний за кількістю рядів поршневих груп. Типорозмір-

ний ряд гідромоторів серії MS складається з 16 базових груп, у кожній з яких є кілька значень робочих об'ємів з коефіцієнтом 1,1...1,25. Загальними значеннями параметрів у кожній з базових груп є маса та максимальна потужність гідромоторів. Зі збільшенням робочого об'єму гідромотора максимальна частота обертання, що допускається, знижується. Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 5,52$  кг/кНм для гідромотора MS83-2, а потужності  $K_P = 1,17$  кг/кВт для гідромоторів MS-02.

Таблиця 2.11

Технічні характеристики гідромоторів фірми  
«Poclain Hydraulics» серії MS

Шифр гідромотора	$V_M,$ см <sup>3</sup>	$n,$ хв <sup>-1</sup>	$M,$ Нм/ $p,$ МПа	$P,$ кВт	$m,$ кг	$K_M,$ кг/кНм	$K_P,$ кг/кВт
MS02-8	172	390	1231/45	18	21	17,06	1,17
MS02-2	255	260	1825/45	18	21	11,5	1,17
MS05-6	260	265	1860/45	29	40	21,5	1,38
MS05-2	560	200	4007/45	29	40	9,98	1,38
MS08-6	467	210	3341/45	41	60	17,95	1,46
MS08-2	934	140	6683/45	41	60	8,98	1,46
MS11-7	730	200	5223/45	50	86	16,47	1,72
MS11-2	1259	170	9008/45	50	86	9,5	1,72
MS18-6	1091	172	7806/45	70	120	15,4	1,71
MS18-2	2099	145	15018/45	70	120	7,99	1,71
MS25-8	2004	145	14339/45	90	210	14,6	2,33
MS25-2	3006	115	21508/45	90	210	9,7	2,33
MS35-7	2439	140	17451/45	110	209	11,98	1,9
MS35-2	4198	110	30037/45	110	209	6,96	1,9
MS50-7	3500	148	25043/45	140	310	12,4	2,21
MS50-2	6011	114	43009/45	140	310	7,21	2,21
MS83-8	6679	70	47778/45	200	400	8,37	2,0
MS83-2	10019	50	72401/45	200	400	5,52	2,0
MS125-8	10000	50	71481/45	240	460	6,44	1,67
MS125-2	15000	30	76320/32	240	460	6,03	1,67

В останні роки фірма «Poclain Hydraulics» розробила гідромотори серії MI250 з робочими об'ємами від 17500 см<sup>3</sup> до 30000 см<sup>3</sup> в одній базі масою 920 кг (рис. 2.26, табл. 2.12) [25]. Гідромотор моделі MI250 складається з валу 1, двох кулачків-копирів 2 та 3, поршневих груп 4 і 5 (поршень-ролик), блоку 6 з торцевими гідророзподільниками 7 і 8, підшипників 9 та 10, фланця 11 та ущільнення 12. Особливість конструкції полягає в тому, що розподільний вузол 6 розміщений компактно в одному блоці всередині гідромотора, а поршневі дворядні групи 4 і 5 по обидва боки від розподільного вузла. Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 5,51 \text{ кг/кНм}$ , а потужності  $K_P = 1,84 \text{ кг/кВт}$ , однаковий для всіх.

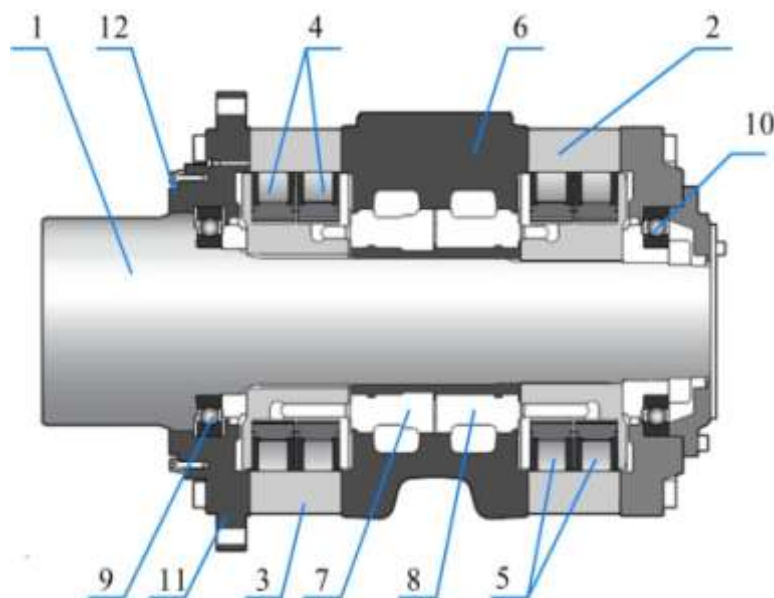


Рис. 2.26. Радіальнопоршневий багаточикловий гідромотор серії MI 250 фірми «Poclain Hydraulics»

Треба відмітити, що випуск перших гідромоторів розпочато фірмою «Poclain Hydraulics» в 1958 р. Радіальнопоршневі гідромотори багаточиклової дії мали поршкову групу з розвантаженням поршнів за допомогою прямокутних траверс і цапфовий розподільний вузол. Фірма постійно удосконалює свої вироби. У табл. 2.13 наведено технічні характеристики гідромоторів у період з 1970 р. по теперішній час, з яких випливає, що високий рівень тиску 45 МПа (рекордний і нині) є незмінним для гідромоторів кількох поколінь. Удосконалення конструкцій гідромоторів серії Н шляхом заміни цапфового розподільного вузла на торцевий та застосування поршневої групи типу «поршень -

ролик» з опорою останнього на профільну напрямну (кулачок-копір) замість традиційних траверс прямокутного перерізу, що розвантажують поршні від бічних зусиль, дозволили створити декілька серій для широкої сфери застосування. Наприклад, для гідромоторів з майже однаковим робочим об'ємом в 2000 см<sup>3</sup> і 2099 см<sup>3</sup> показник моменту зменшений вдвічі: з  $K_M = 18,87$  кг/кНм до  $K_M = 7,99$  кг/кНм.

Таблиця 2.12

Технічні характеристики гідромоторів фірми  
«Poclain Hydraulics» серії MI 250

Шифр гідромотора	$V_M$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$M$ , кНм/ $p$ , МПа	$P$ , кВт	$m$ , кг	$K_M$ , кг/кНм	$K_P$ , кг/кВт
MI 250-7	17500	100	125,2 /45	500	920	7,35	1,84
MI 250-8	20000	90	143,1 /45	500	920	6,43	1,84
MI 250-9	22500	80	161 /45	500	920	5,71	1,84
MI 250-0	25000	72	165 /41,5	500	920	5,58	1,84
MI 250-1	27500	65	166,2 /38	500	920	5,54	1,84
MI 250-2	30000	60	167 /35	500	920	5,51	1,84

*Примітки:* 1. Гідромотори зі шліцьовим валом; 2. Для всіх типорозмірів тиск, частота обертання та потужність максимальні.

Таблиця 2.13

Порівняння технічних характеристик гідромоторів  
«Poclain Hydraulics» різних поколінь

Параметри, розмірність	2000, 1970 р.	H20, 1983 р.	MS18-2, 2016 р.	MS25-8, 2016 р.	MS25-2, 2016 р.
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	2000	1979	2099	2004	3006
Максим. потужність, кВт	42	75	70	90	90
Максим. тиск, МПа	45	45	45	45	45
Макс. частота обертання, хв <sup>-1</sup>	44	120	145	145	115
Маса, кг	270	175	120	210	210
Діаметр, мм	560	440	334	390	390
Довжина, мм	375	422	395	455	455
Макс. крут. теор. момент, кНм	14,31	14,16	15,02	14,4	21,51
$k_M$ , кг / кНм	18,87	12,36	7,99	14,6	9,7

*Примітка:* під рисою наведені індекси робочого об'єму.

Радіальнопоршневий гідромотор багатocyклової дії САВ фірми «Hagglunds» компанії «Rexroth Bosch Group» (рис. 2.27, табл. 2.14) містить профільні кулачки двох копій 1 і блок циліндрів 4 з вихідним шліцьовим отвором для приєднання до робочого органу [26]. У радіальних розточуваннях блоку циліндрів розміщені поршні 3 з роликами 2. У передній кришці 5 і корпусі 8 розміщені роликові підшипники 6, на яких обертається блок циліндрів 4. Підведення РР до поршнів 3 для створення крутного моменту і частоти обертання блоку циліндрів 4 і її злив з поршневих порожнин здійснюється за допомогою торцевого розподільного диска 7. Наявність опозитного торцевого диска в передній кришці 5 дозволило створити розвантажену від осьових сил конструкцію, що дало можливість виключити радіальні упорні роликові підшипники, знизити осьовий габарит гідромотора та збільшити його довговічність.

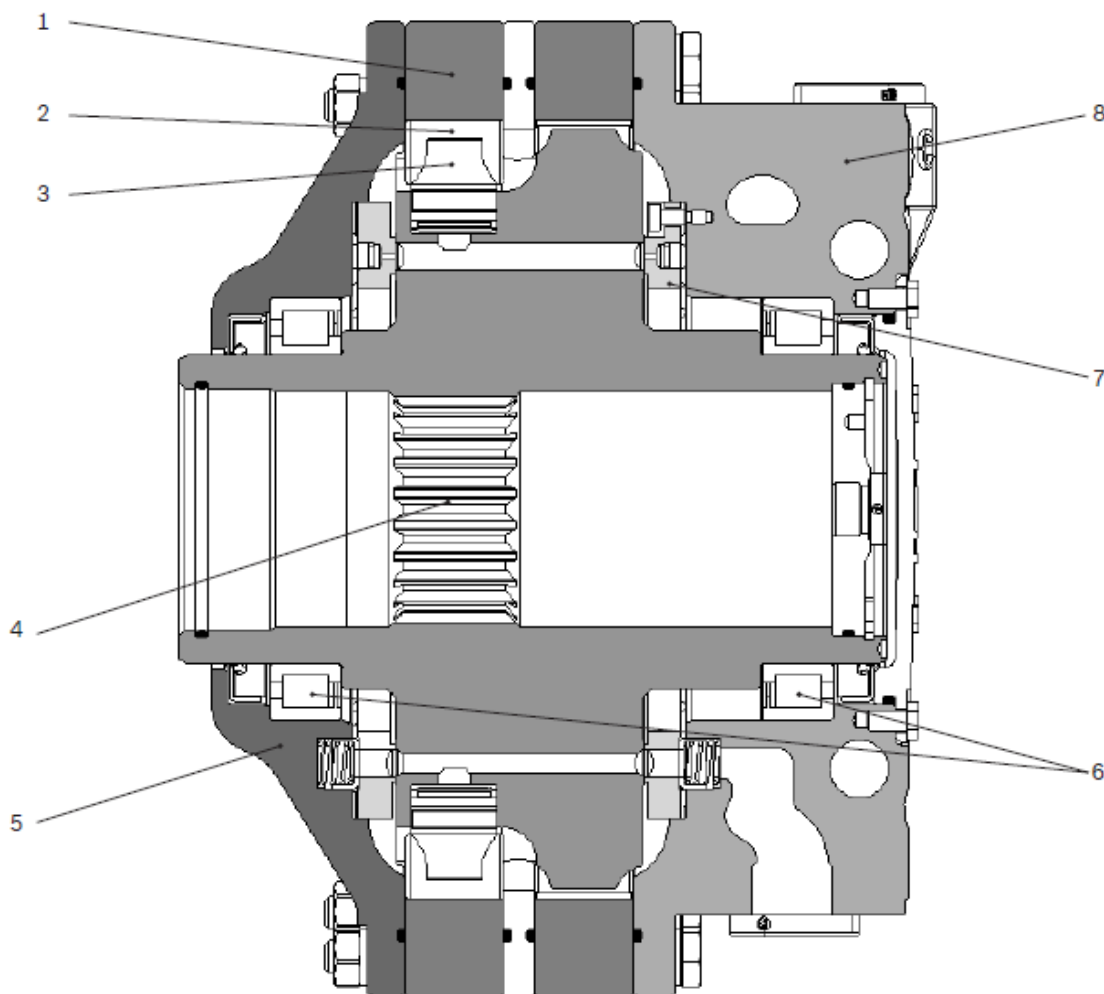


Рис. 2.27. Поперечний розріз радіальнопоршневого гідромотора багатocyклової дії моделі САВ Hagglunds компанії «Rexroth Bosch Group»

Радіальнопоршневі гідромотори моделі САВ включають 16 робочих об'ємів від 503 см<sup>3</sup> до 2513 см<sup>3</sup> і складаються з чотирьох серій САВ 10, 20, 30 та 40. Максимальний робочий (номінальний) тиск 25 МПа, максимальний – 32 МПа. Гідромотори розвивають крутний момент від 2 до 10 кНм, максимальна частота обертання знаходиться в межах 350...260 хв<sup>-1</sup> залежно від робочого об'єму, максимальна потужність від 70 до 247 кВт. Гідромотори призначені для застосування переважно в стаціонарних гідроприводах і допускають експлуатацію при температурі РР в корпусі від «мінус» 30 до 70 °С.

Фірма наводить значення витрати промивки корпусу, режим якої необхідно реалізувати при потужності більше 30 кВт, щоб уникнути пошкоджень вузлів тертя кочення і ковзання через локальне їх перегрівання. Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 7,15$  кг/кНм, а потужності  $K_P = 0,3$  кг/кВт.

Таблиця 2.14

Технічні характеристики гідромоторів моделі САВ «Hagglunds» компанії «Rexroth Bosch Group»

Шифр гідромотора	$V_M$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$M$ , Нм / $p$ , 32 МПа	$P$ , кВт	$m$ , кг	$K_M$ , кг/кНм	$K_P$ , кг/кВт
САВ 10	503	350	2559	70	46	17,98	0,66
САВ 10	628	350	3195	86	46	14,4	0,53
САВ 10	785	350	3994	105	46	11,52	0,44
САВ 20	1005	350	5113	139	63	12,32	0,45
САВ 20	1131	350	5755	155	63	10,95	0,41
САВ 20	1257	350	6396	171	63	9,85	0,37
САВ 20	1414	350	7194	190	63	8,76	0,33
САВ 20	1571	350	7993	209	63	7,88	0,30
САВ 30	1759	350	8949	226	80	8,94	0,35
САВ 30	1885	330	9591	225	80	8,04	0,36
САВ 30	2042	290	10389	216	80	7,7	0,37
САВ 30	2199	290	11189	233	80	7,15	0,34
САВ 30	2356	260	11987	224	80	6,67	0,36
САВ 40	2513	280	12786	257	95	7,43	0,37

*Примітка:* Значення крутного моменту приведено при максимальному тиску 32 МПа.

Гідромотори Comtract СА включають 5 серій (СА50, СА70, СА100, СА140 і СА210) з робочим об'ємом від 1256 см<sup>3</sup> до 13200 см<sup>3</sup> (21 типорозмір) на максимальний тиск 35 МПа і розвивають крутний

момент від 7 кНм до 73 кНм [27]. Максимальна частота обертання гідромоторів від  $400 \text{ хв}^{-1}$  до  $115 \text{ хв}^{-1}$ . Маса гідромоторів від 175 кг до 395 кг. Є конструктивне виконання гідромоторів зі шліцьовим зовнішнім та порожнистим валами. Загальний ККД гідромоторів досягає 96%, гідромеханічний 97%, що відповідає повному 93%. Для забезпечення надійної роботи гідромоторів рекомендується введення прокачування РР через корпус у межах 20 л/хв: для серій СА50/70 при потужності понад 60 кВт, для серій СА100/140/210 при 120 кВт. Гідромотори мають регульоване по робочому об'єму виконання у співвідношенні 1:2. Основними областями застосування гідромоторів є приводи обертання стаціонарних та судових машин.

Радіальнопоршневий гідромотор моделі СА (рис. 2.28, табл. 2.15) включає копір 1, яким переміщуються ролики 2, що спираються на поршні 3, розміщені в радіальних розточках блоку циліндрів 5.

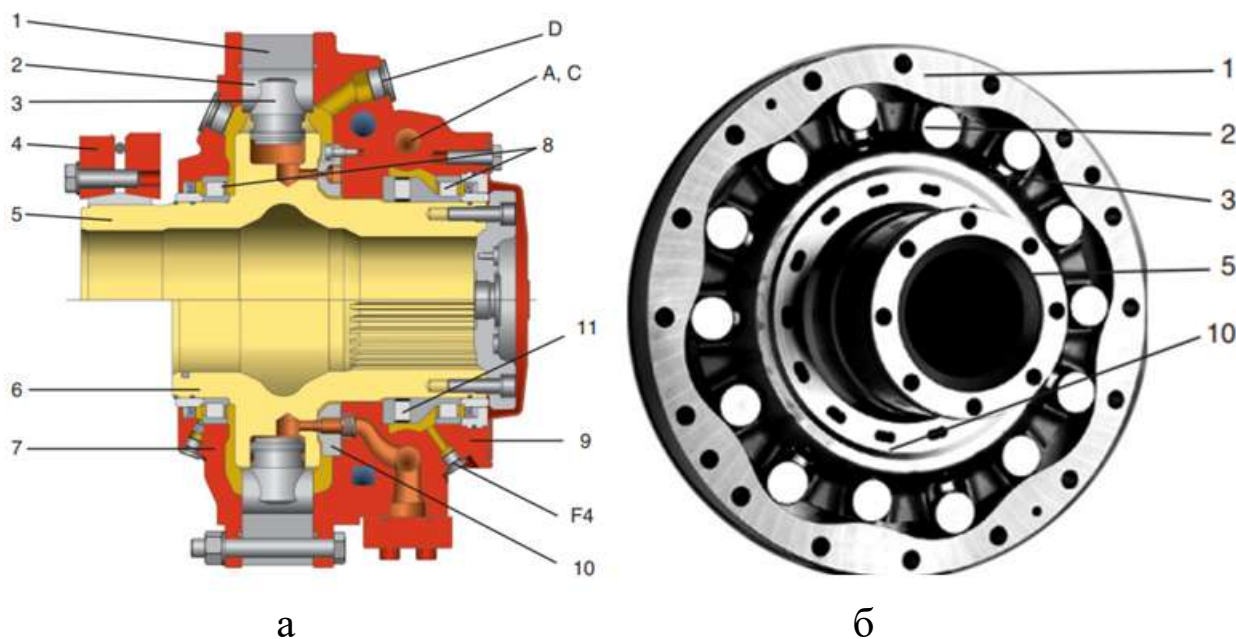


Рис. 2.28. Радіальнопоршневий гідромотор моделі Compact SA «Hagglunds» компанії «Rexroth Bosch Group»: а – поперечний розріз; б – основні деталі при знятій задній кришці

Муфта 4 служить для передачі крутного моменту і частоти обертання від блоку циліндрів 5 з внутрішнім шліцьовим валом 6 робочого органу. Вал 6 встановлений в корпусі 7 за допомогою роликів підшипників 8. На торці з'єднувального блоку 9 встановлений розподільний диск 10. Осьове зусилля на блок циліндрів 5 з боку розподільного диска 10 сприймається радіальним упорним роликів підшипником

11. У гідромоторі є два отвори А і один отвір С для мполочення з насосом і (або) гідробаком, три отвори D для відведення дренажних витоків і отвір F4 для прокачування корпусу гідромотора РР з метою охолодження вузлів тертя кочення - підшипників 8 і 11, і роликів 2, та ковзання поршнів 3 в отворах блоку циліндрів 5, роликів 2 по поршнях 3 і розподільного вузла 10. Представлений на рисунку гідромотор має 14 поршнів і копір з 8 кулачками, тобто за один оборот валу один поршень здійснює 8 робочих ходів нагнітання РР. Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 537$  кг/кНм для гідромотора СА 210. Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 7,15$  кг/кНм, а потужності  $K_P = 0,27$  кг/кВт.

Таблиця 2.15

Технічні характеристики гідромоторів моделі  
СА «Hagglunds» компанії «Rexroth Bosch Group»

Шифр гідромотора	$V_M$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$M$ , кНм/	$P$ , кВт	$m$ , кг	$K_M$ , кг/кНм	$K_P$ , кг/кВт
СА 50 20	1256	400/400	6,99	293	175	25	0,6
СА 50 25	1570	350/400	8,74	364	175	20,0	0,48
СА 50 32	2010	280/400	11,19	461	175	15,6	0,38
СА 50 40	2512	230/350	13,98	513	175	12,5	0,34
СА 50	3140	200/280	17,5	498	175	10,0	0,35
СА 70 40	2512	270/400	14,2	586	205	14,4	0,35
СА 70 50	3140	225/320	17,5	597	205	11,7	0,34
СА 70 60	3771	195/275	21,0	605	205	9,76	0,34
СА 70	4400	180/240	24,5	603	205	8,37	0,35
СА 100 40	2512	300/400	14,0	586	265	18,9	0,45
СА 100 50	3140	320/400	17,5	712	265	15,1	0,37
СА 100 64	4020	260/390	22,4	898	265	11,8	0,295
СА 100 80	5024	245/340	28,0	997	265	9,46	0,27
СА 100	6280	190/270	34,9	990	265	7,6	0,27
СА 140 80	5024	245/340	28,0	997	305	10,9	0,31
СА 140 100	6280	205/275	34,9	1008	305	8,74	0,30
СА 140 120	7543	180/145	41,98	638	305	7,27	0,48
СА 140	8800	170/220	49,0	1129	305	6,22	0,27
СА 210 100	10051	105/150	55,9	880	395	7,1	0,45
СА 210 180	11314	100/135	63,0	891	395	6,27	0,44
СА 210	13200	85/115	73,5	879	395	5,37	0,45

Примітки: 1. Для всіх типорозмірів максимальний тиск 350 Бар (35 МПа), піковий короточасний та випробувальний (тестовий) тиск 42 МПа. 3. Значення крутного моменту – теоретичні при тиску 35 МПа.

Гідромотори СОМРАСТ СВР [28] складаються з чотирьох базових серій 140, 280, 400, 560 і 850 на максимальний тиск 35 МПа і включають 24 робочих об'єми від 5024 см<sup>3</sup> до 52800 см<sup>3</sup> і крутний момент від 28 кНм до 294 кНм. Частота обертання гідромоторів від 115 хв<sup>-1</sup> до 400 хв<sup>-1</sup>.

Гідромотор серії СВР (рис. 2.29, табл. 2.16) включає копір 1, ролики 2, встановлені в поршнях 3, розміщених у радіальних розточках блоку циліндрів 4. Блок циліндрів 4 містить шліцьовий отвір в осьовому розточуванні і встановлений в корпусах 7 (з'єднувальних блоках) за допомогою роликових підшипників 6. Фланець 5 гідромотора служить для кріплення до робочого органу гідрофікованої машини. Гідромотор має торцевий розподільний вузол, що складається з двох опозитних дисків 8, щодо яких обертаються торцеві площини блоку циліндрів 4 з отворами для сполучення з поршнями гідромотора. Для сполучення з магістралями гідросистеми (насосом і гідробаком) служать отвори А і С, для зливу витоків в гідробак служать дренажні отвори D. Осьові навантаження з боку розподільних дисків на торці блоку циліндрів сприймаються радіальними упорними роликовими підшипниками, що розміщені в передньому і задньому сполучних блоках 7.

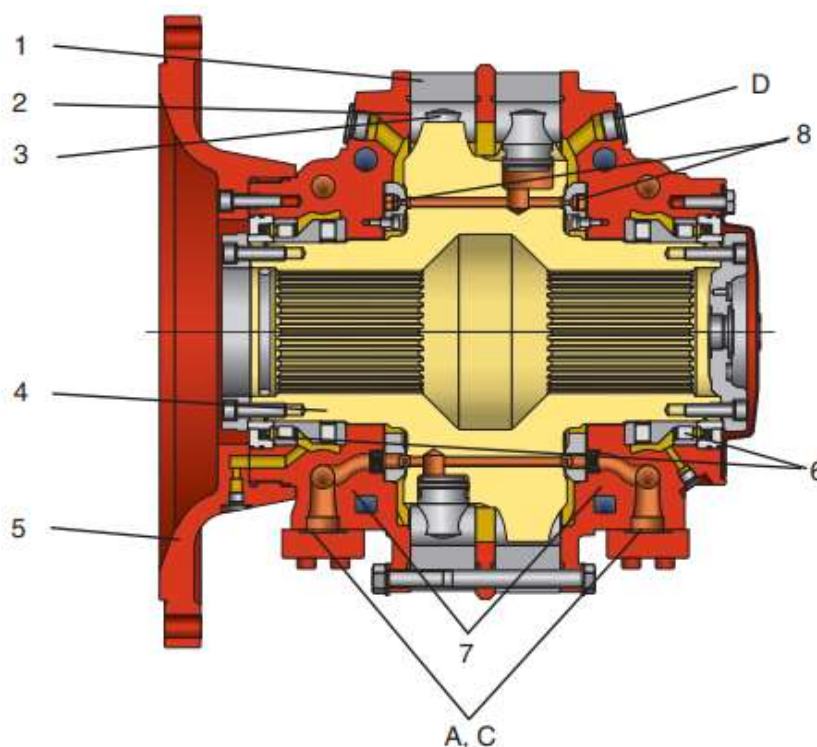


Рис. 2.29. Радіальнопоршневий гідромотор багаточислової дії серії СОМРАСТ СВР фірми «Hagglunds Drives AB»

Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 6,24$  кг/кНм для гідромотора СВР 140. Найкращий показник моменту досягає  $K_M = 7,15$  кг/кНм, а потужності  $K_P = 0,25$  кг/кВт, що є найменшим серед розглянутих конструкцій.

Таблиця 2.16

Технічні характеристики гідромоторів моделі СВР «Hagglunds» компанії Rexroth Bosch Group

Шифр гідромотора	$V_M$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$M$ , кНм / $p$ , 35 МПа	$P$ , кВт	$m$ , кг	$K_M$ , кг/кНм	$K_P$ , кг/кВт
СВР 140-80	5024	320/400	27,96	1173	410/360	12,88	0,31
СВР 140-100	6280	270/390	34,9	1429	410/360	10,32	0,25
СВР 140-120	7543	230/320	41,98	1407	410/360	8,58	0,26
СВР 140	8800	210/275	49,7	1411	410/360	7,24	0,26
СВР 280-160	10100	170/170	56,2	997	1580/-	28,1	1,58
СВР 280-200	12600	170/170	70,1	1246	1580/-	22,53	1,27
СВР 280-240	15100	170/170	84,0	1495	1580/-	18,8	1,06
СВР 280	17600	150/170	97,9	1745	1580/-	16,1	0,91

*Примітки:* 1. Для всіх типорозмірів максимальний тиск 35 МПа (350 бар); 2. У графі маса: над межею виконання гідромотора з монтажним фланцем на кінці корпусу, під межею з фланцем посередині корпусу, яка прийнята при розрахунках; 3. Потужність розрахована як добуток крутного моменту на максимальну частоту обертання.

Радіальнопоршневий гідромотор VIKING фірми «Hagglunds Drives AB» (рис. 2.40 [29]) виконаний за конструктивною схемою з обертовим блоком циліндрів 5, в радіальних розточках якого розміщені поршні 3 зі штоками-траверсами 2, на осях 6 яких закріплені дві групи підшипників кочення: внутрішні 7 спираються на профільну поверхню корпусу 8 (копіра), а зовнішні перекочуються в пазах блоку 1 циліндрів 5. Ці підшипники сприймають бічну (тангенціальну) складову зусилля поршня на ролики 7 копіра 8, тим самим знижуючи знос поршнів і підвищуючи пусковий момент гідромотора. Така конструкція розвантаженого поршня за допомогою опор кочення істотно відрізнялася від застосовуваних на той час переважно прямокутних траверс з опорою ковзання на радіальні пази в блоці циліндрів. Гідророзподільник цапфового типу відноситься до так званого «плаваючого» з гарантованим зазором і характеризується відсутніс-

тю дії з його боку невірноважених радіальних сил, завдяки чому корпус 8 гідромотора встановлюють у радіальних підшипниках – шариковому передньому та роликовому задньому.

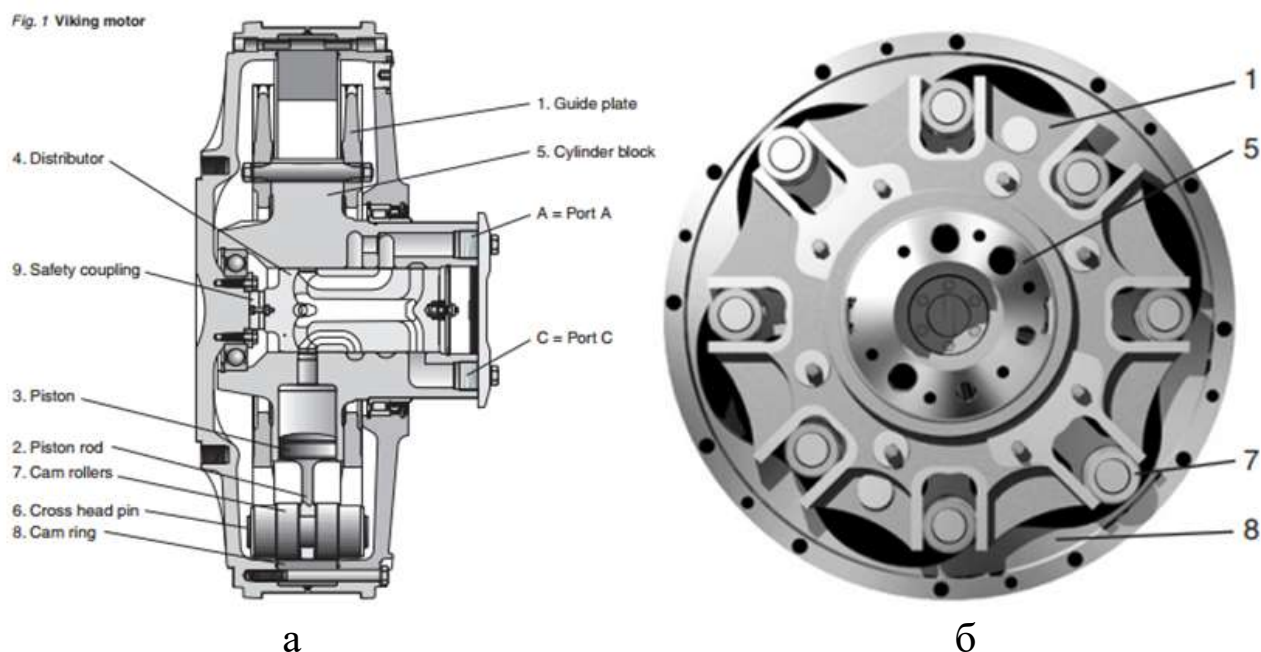


Рис. 2.40. Радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії VIKING «Hagglunds Drives AB»: а – поперечний розріз; б - вид на блок циліндрів

Обертova цапфа 4 розміщена в осьовому розточенні блоку циліндрів 5 і приводиться в обертання за допомогою муфти 9, яка з'єднана з корпусом 8. Отвори А і С служать для сполучення з насосом і поршневыми камерами блоку циліндрів 5 гідромотора для підведення РР гідромотора в циклі нагнітання та передачі зусилля з боку поршнів 3 на корпус (копір) 8, і зливу РР з під поршнів в гідробак. Залежно від напрямку обертання гідромотора отвори А або С підводять до нагнітальної магістралі насоса.

В табл. 2.17 наведені технічні характеристики двох типорозмірів гідромоторів. Максимальний тиск у гідромоторах було підвищено з 21 МПа до 32 МПа вже до 1980 р. Найбільшого прогресу досягнуто за максимальним значенням частоти обертання: від  $65 \text{ хв}^{-1}$  до  $145 \text{ хв}^{-1}$  та з  $55 \text{ хв}^{-1}$  до  $120 \text{ хв}^{-1}$ , відповідно. Але маса гідромоторів збільшувалася несуттєво за допомогою довжини, а зовнішній діаметр зберігався постійним. Слід зазначити, що освоєні за ліцензією в колишньому СРСР гідромотори мали максимальний тиск до 17,5 МПа, а максимальну частоту обертання  $32 \text{ хв}^{-1}$  і  $27 \text{ хв}^{-1}$  відповідно. Можливо, це були так звані

робочі параметри, тобто відповідні експлуатаційним режимам роботи у складі гідрофікованих суднових механізмів. Наприклад, для гідромоторів з робочим об'ємом в 9200 см<sup>3</sup> показник моменту зменшений з  $K_M = 17,8$  кг/кНм до  $K_M = 11,1$  г/кНм, тобто в 1,6 рази.

Таблиця 2.17

Порівняння технічних характеристик гідромоторів «VIKING»

Параметри, розмірність	4070 1970р.	43-09200 1980р.	44-09200 2016р.	6070 1970р.	63-11100 1980р.	64-111100 2016р.
Робоч. об'єм, см <sup>3</sup>	9200			11080		
Макс. тиск., МПа	21	32	32	21	32	32
Макс. частота обертання, хв <sup>-1</sup>	65	145	145	55	120	120
Маса, кг	546	520	520	710	750	750
Діаметр, мм	770	778	770	858	866	858
Довжина, мм	401	438	438	425	420	455
Макс. теор. крут. момент, кНм	30,7	46,8	46,8	37	56,4	56,4
$k_M$ , кг / кНм	17,8	11,1	11,1	19,2	13,3	13,3

В даний час гідромотори VIKING фірми «Hagglunds Drives AB» включають 18 моделей з робочим об'ємом від 3325 см<sup>3</sup> до 38000 см<sup>3</sup> на максимальний тиск 25 МПа і 32 МПа і складаються з серій: 44; 64 і 84, що розвивають крутний момент від 17 кНм до 151 кНм, частоту обертання від 35 хв<sup>-1</sup> до 200 хв<sup>-1</sup>. Гідромеханічний ККД для всіх гідромоторів 97%. Гідромотори мають конструктивне виконання з корпусом, що обертається, і цапфовим (осьовим) золотниковим розподільним вузлом. У кожній серії 44; 64 і 84 гідромотори мають однакову масу 520 кг; 750 кг та 1550 кг, відповідно. Особливістю конструкції є виконання розподільних вузлів трьох типів: А – нормального виконання; В – «північного» виконання для роботи при низьких негативних температурах навколишнього повітря; Д – забезпечення роботи на мінімальних частотах обертання.

Виконаємо порівняльний аналіз варіантів застосування приводів з редукторами та високомоментними гідромоторами. Для цього в

табл. 2.18 заданий однаковий крутний момент в 18 кНм для обертання барабану автобетонозмішувача і розраховані характеристики аксіальнопоршневих гідромоторів з планетарними редукторами і радіальнопоршневих одноциклових (ексцентрикових) і багатоциклових гідромоторів.

Таблиця 2.18

Технічна характеристика гідромоторів і гідромоторів-редукторів

Шифр виробу	$V_p, \text{см}^3$	$n, \text{хв}^{-1}$	$M_m, \text{кНм} / p, \text{МПа}$	$m, \text{кг}$	$m$ редуктора, кг	$k_M, \text{кг} / \text{кНм}$
MFS52+ редуктор	52x130= =6760	1820/14	18/17/42	265	230	14,7
MFS33+ редуктор	33x130= =4290	1820/14	18/26/42	260	230	14,4
MS50-0	4997	14	18/23/45	310	–	17,2
MS50-2	6011	14	18/19/45	310	–	17,2
CA100-80	5024	14	18/23/35	265	–	14,7
CA100	6280	14	18/18/35	265	–	14,7
CBP140-80	5024	14	18/23/42	360	–	20
CBP140-100	6280	14	18/18/42	360	–	20
L7	4700	14	18/24/42	290	–	16,1
RM5000	5275	14	18/22/40	480	–	26,7

*Примітки:* 1. Значення під рисками приведені для робочого тиску (при заданому крутному моменті  $M_m = 18 \text{ кНм}$ ) і пікового тиску згідно з характеристикою виробника гідромоторів; 2.  $i = 130$  – передавальне число редуктора;  $n$  – частота обертання: 1820  $\text{хв}^{-1}$  – вхідна (гідромотора) і 14  $\text{хв}^{-1}$  вихідна редуктора; для високомоментних гідромоторів вихідна 14  $\text{хв}^{-1}$ .

Аналізу підлягали: аксіальнопоршневі гідромотори виробництва «Гідросила» (м. Кропивницький, Україна) моделей MFS52 і MFS33 з нерегульованим робочим об'ємом 52  $\text{см}^3$  і 33  $\text{см}^3$ , відповідно, і які укомплектовані планетарними редукторами з передавальним відношенням  $i = 130$ ; радіальнопоршневі багатоциклові гідромотори MS50 фірми «Poclain Hydraulics» (Франція), і CA і CBP фірми «Hagglunds Rexroth-Bosch Group» (Швеція, ФРН); радіальнопоршневі ексцентрикові L7 фірм «Sai» (Італія) і RM5000 «Dusterloh» (ФРН).

Найкращий показник має аксіальнопоршневий гідромотор з редуктором ( $k_M = 14,4 \text{ кг} / \text{кНм}$ ) при перепаді тисків 26 МПа. Однак, якщо

розглянути ці характеристики з точки зору необхідного перепаду тисків для створення крутного моменту в 18 кНм, то перевагу має гідромотор-редуктор з більш високим робочим об'ємом аксіальнопоршневого гідромотора (тиск знижується до 17 МПа) або високомоментні гідромотори (до 18 МПа в гідромоторі СА100). Оскільки довговічність гідромотора значною мірою залежить від значення тиску, кінцевий вибір ОГП повинен визначатися з урахуванням цього фактора.

У табл. 2.19 наведені деякі порівняльні характеристики гідромоторів з крутним моментом від 9 кНм до 12 кНм.

Таблиця 2.19

Технічні характеристики радіальнопоршневих високомоментних гідромоторів

Шифр гідромотора	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$M$ , кНм / $p$ , МПа)	$P$ , кВт	$m$ , кг	$k_p$ , кг/кВт	$k_M$ , кг/Нм	$C_n \cdot 10^{-3}$ см·хв <sup>-1</sup>
САВ30-28	1759	350	8,95/25;32	226*	177	0,78	19,8	4,2
MS18	1747	155	12,5/45	70*	120	1,6	9,6	1,87
MCR15	1780	125	11,9/40;42	60*	93	1,55	7,81	1,56
HMB100	1639	250	7,8/25/30	110*	144	1,3	18,4	2,9
MR1800-7	1810	250	12,1/25;42	157*	209	1,33	17,3	3,0
GM4 1800	1816	300	10,1/25;35	120*	170	1,42	16,8	3,7
SMA1600	1602	565	12,5/35;49	264*	290	1,1	23,2	6,6
S5E1800	1816	550	12,1/25;42	200*	130	0,65	10,7	6,7

*Примітки:* 1. Значення під рискою наведені для номінального та пікового тисків; 2. Значення крутного моменту  $M$  наведені при піковому тиску  $p$ ; 3\*) – потужність гідромотора  $P$ , обмежена виробником; 4. Виробники гідромоторів: багаторазової дії САВ 3028 – «Hagglunds Rexroth-Bosch Group»; MS18 – «Poclain Hydraulics»; MCR15 – «Rexroth-Bosch Group»; одноразової (ексцентрової) дії HMB100 – «Kawasaki Motors» (B-Staffa motor; MR 1800-7 – «R. Calzoni»; GM4 1800 та S5E1800 – «Sai»; SMA1600 – «Rotary Power»).

По швидкісному показнику  $C_n$  гідромотор САВ істотно перевершують гідромотори багаторазової дії MS18 і MCR15 і гідромотори одноциклової дії HMB100, MR 1800-7 і GM4 1800, поступаючись тільки гідромоторам з рекордними показниками в цьому класі – кривошипно-кулісного типу SMA1600 і гідромотору S5E1800 спеціальної швидкісної серії S. За питомим показником потужності  $k_p$  гідромотор САВ має один із найкращих показників завдяки можливості роботи на потужно-

сті 226 кВт. За показником питомого крутного моменту  $k_M$  гідромотор САВ дещо поступається розглянутим зразкам, що пов'язано з нижчим максимальним тиском РР (32 МПа проти 42 МПа і 45 МПа). Слід особливо відзначити також те, що радіальнопоршневі гідромотори багатоциклової дії завдяки так званій симетричній кінематиці з парним числом поршнів і робочих ділянок на профільованому кулачці-копірі мають розвантажені від неврівноважених радіальних сил корінні підшипники валу і довговічність гідромоторів залежить значною мірою тільки від очищення РР від забруднень.

Історія розвитку радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії пов'язана з розробками харківського інституту ВНДІГідропривод з кінця 50-х років минулого століття. Слід відзначити проектування малогабаритних гідромоторів для приводів подач станків і потужних для приводів землерийних драг.

На рис. 2.41 представлений мініатюрний гідромотор МРФ-16/10 розробки ВНДІГідропривод із робочим об'ємом 16 см<sup>3</sup> і з нерухомим блоком циліндрів 1, розташованими в ньому поршнями 2 і корпусом 3 для розміщення прямокутних траверс 6, і ротором-копіром 5 на підшипниках кочення 4, перевагами якого є малий момент інерції обертювих мас і зменшені радіальні габарити [3]. Незалежна компоновка розподільника 7 забезпечує його самовстановлення щодо блоку циліндрів за допомогою муфти 8.

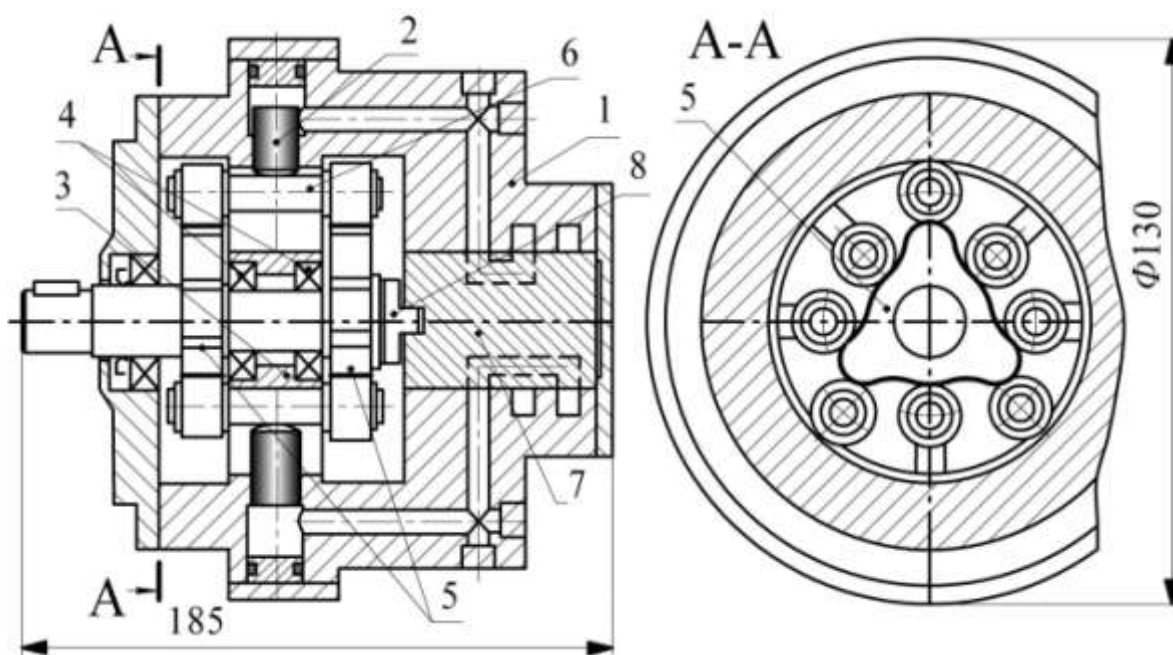


Рис. 2.41. Мініатюрний радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії типу МРФ-16/10 конструкції ВНДІГідропривод

Важливою перевагою є також те, що траверси 6, які слугують для розвантаження поршнів 2 від бічних зусиль, не виходять зі своїх пазів у нижніх «мертвих» точках, забезпечуючи прийнятний рівень питомих тисків. Гідромотори за наведеною кінематичною схемою [2] (робочий об'єм від 16 до 125 см<sup>3</sup> і максимальний тиск до 16 МПа) забезпечують стійкі мінімальні частоти обертання 0,2...2 хв<sup>-1</sup>.

Слід зазначити, що досягнення високих частот обертання в гідромоторах багатоциклової дії можливе тільки при обмеженні кількості робочих ходів через підвищені інерційні навантаження на поршневі групи, що викликають відрив їх від копіра.

Створений за оригінальною схемою з парами кочення радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії з внутрішнім кулачком (ротатором-копіром) розробки ВНДГідропривод (рис. 2.42) містить блок циліндрів 1, в розточеннях якого розміщені поршні 2, вихідний вал з двома кулачками 3, встановлений у підшипниках 4 передньої 5 і задньої 6 кришок, траверси 7 циліндричної форми, і розподільний вузол 8, привод обертання якого забезпечується муфтою 9. Кожна траверса 7 має три ряди підшипників кочення, у тому числі центральний ряд, на який спирається поршень 2, і периферійні, що сприймають бокове навантаження з боку поршнів. Траверса 7 контактує з внутрішніми кулачками 3 своїми циліндричними поверхнями. Така конструкція забезпечує мінімальний рівень тертя в поршневій парі і дозволяє знизити радіальний габарит гідромотора з внутрішнім кулачком. При створенні гідромоторів з робочим об'ємом до 64 дм<sup>3</sup> на тиск до 32 МПа для ОГП важкої землерийної техніки (привод черпакового колеса драг для видобутку золота, бурові установки), компонування гідромотора з ротором-копіром відрізняється високою технологічністю та зручністю ремонту.

Нові гідромотори МНР20 і МНР27 фірми «Poclain Hydraulics» мають підвищені швидкості обертання і потужності, робочий тиск досягає 50 МПа порівняно зі звичайними гідромоторами багатоциклової дії (рис. 2.43) [30]. Ці характеристики роблять гідромотори придатними для будь-яких потреб в високопродуктивних гідравлічних приводах, таких як сільськогосподарські машини, бурові установки або промислове застосування. Але крім продуктивності, гідромотори МНР20 і МНР27 також дозволяють підвищити загальну ефективність трансмісії, зменшити споживання палива для машини, одночасно забезпечуючи більшу міцність і надійність, які необхідні для найвибагливіших програми.

Гідромотори МНР20/МНР27-Poclain мають робочі об'єми від 1400 см<sup>3</sup> до 3500 см<sup>3</sup>, частоту обертання до 520 хв<sup>-1</sup>, крутний момент до 24 кНм, потужність до 280 кВт, тиск до 50 МПа, та конструктивні

виконання зі ступінчастим регулюванням робочого об'єму в два, три та чотири його значення.

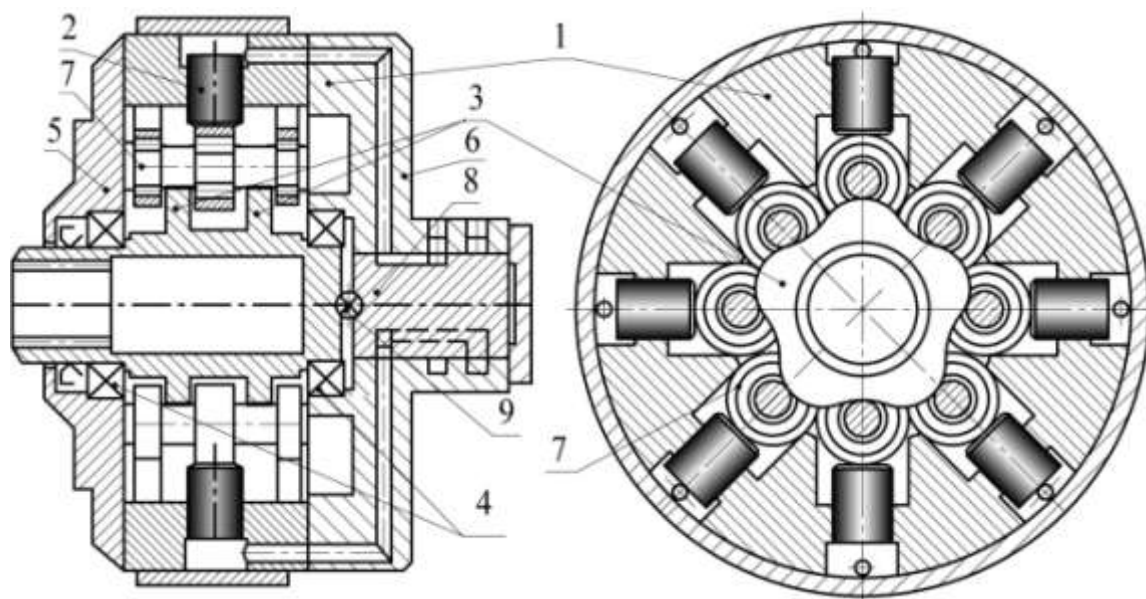


Рис. 2.42. Радіальнопоршневий гідромотор конструкції ВНДІГідропривод із циліндричними траверсами



Рис. 2.43. Гідромотори МНР20/МНР27-Рослайн

Гідромотори МНР20-Рослайн мають серії з робочим об'ємом  $1416 \text{ см}^3$ ;  $1630 \text{ см}^3$ ;  $1821 \text{ см}^3$  і  $2029 \text{ см}^3$ ;  $2228 \text{ см}^3$ ;  $2427 \text{ см}^3$ , гідромотори МНР27-Рослайн такі серії:  $1893 \text{ см}^3$ ;  $2179 \text{ см}^3$ ;  $2434 \text{ см}^3$ ;  $2712 \text{ см}^3$  і  $2978 \text{ см}^3$ ;  $3245 \text{ см}^3$ ;  $3526 \text{ см}^3$ .

Щодо регулювання робочого об'єму, то співвідношення робочих об'ємів (ступенів) мають значення  $8/3$  для двохступеневих виконань;  $8/5/3$  і  $8/5/2$  для триступеневих виконань і  $8/6/4/2$  для чотириступеневих виконань, де цифра «8» відноситься умовно до максимального значення робочого об'єму.

В табл. 2.20...2.23 приведені технічні характеристики гідромоторів, де вказані розмірність робочого об'єму  $V_M$  [см<sup>3</sup>] і максимальні за каталогом значення частоти обертання  $n$  [хв<sup>-1</sup>] та потужності  $P$  [кВт]. Значення крутного моменту  $M$  [Нм] розраховане як теоретичне при перепаді тисків 50 МПа.

Таблиця 2.20

Технічні характеристики гідромоторів МНР20-Roclain (1416 см<sup>3</sup>...1821см<sup>3</sup>)

Гідромотори з постійним робочим об'ємом МНР20:												
$V_M$	1416	-	-	-	1630	-	-	-	1821	-	-	-
$n$	505	-	-	-	420	-	-	-	395	-	-	-
$M$	11,3	-	-	-	13,0	-	-	-	14,5	-	-	-
$P$	200	-	-	-	185	-	-	-	178	-	-	-
2 ступені регулювання робочого об'єму 8/3:												
	$V_{M.макс} = 1416 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1630 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1821 \text{ см}^3$			
$V_M$	1416	531	-	-	1630	611	-	-	1821	683	-	-
$n$	420	520	-	-	350	430	-	-	330	410	-	-
$M$	11,3	4,2	-	-	13,0	4,9	-	-	14,5	5,4	-	-
$P$	190	160	-	-	180	155	-	-	175	150	-	-
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/3:												
	$V_{M.макс} = 1416 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1630 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1821 \text{ см}^3$			
$V_M$	1416	885	531	-	1630	1019	611	-	1821	1138	683	-
$n$	380	440	480	-	320	365	400	-	300	350	380	-
$M$	11,3	7,0	4,2	-	13,0	8,1	4,9	-	14,5	9,0	5,4	-
$P$	175	165	155	-	165	155	145	-	160	150	140	-
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/2:												
	$V_{M.макс} = 1416 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1630 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1821 \text{ см}^3$			
$V_M$	1416	885	354	-	1630	1019	408	-	1821	1138	455	-
$n$	380	435	485	-	320	365	405	-	300	345	380	-
$M$	11,3	7,0	2,8	-	13,0	8,1	3,2	-	14,5	9,0	5,4	-
$P$	175	165	135	-	165	155	130	-	160	150	125	-
4 ступені регулювання робочого об'єму 8/6/4/2:												
	$V_{M.макс} = 1416 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1630 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 1821 \text{ см}^3$			
$V_M$	1416	1062	708	354	1630	1223	815	408	1821	1365	910	465
$n$	342	374	405	435	302	332	359	386	273	300	326	350
$M$	11,3	8,4	5,6	2,8	13,0	9,2	6,5	3,2	14,5	10,9	7,2	3,7
$P$	175	170	160	135	165	160	150	130	160	155	145	125

Таблиця 2.21

Технічні характеристики гідромоторів МНР20-Roclain  
(2029 см<sup>3</sup>...2427см<sup>3</sup>)

Гідромотори з постійним робочим об'ємом МНР20:												
$V_M$	2029	-	-	-	2228	-	-	-	2427	-	-	-
$n$	345	-	-	-	325	-	-	-	290	-	-	-
$M$	16,1	-	-	-	17,7	-	-	-	19,3	-	-	-
$P$	170	-	-	-	160	-	-	-	150	-	-	-
2 ступені регулювання робочого об'єму 8/3:												
	$V_{M.макс} = 2029 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2228 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2427 \text{ см}^3$			
$V_M$	2029	761	-	-	2228	836	-	-	2427	910	-	-
$n$	285	355	-	-	270	340	-	-	240	300	-	-
$M$	16,1	6,0	-	-	17,7	6,6	-	-	19,3	7,2	-	-
$P$	160	140	-	-	155	135	-	-	140	125	-	-
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/3:												
	$V_{M.макс} = 2029 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2228 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2427 \text{ см}^3$			
$V_M$	2029	1268	761	-	2228	1393	836	-	2427	1517	910	-
$n$	260	300	325	-	245	285	315	-	220	255	280	-
$M$	16,1	10,1	6,0	-	17,7	11,1	6,6	-	19,3	12,1	7,2	-
$P$	145	140	130	-	140	135	125	-	130	125	115	-
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/2:												
	$V_{M.макс} = 2029 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2228 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2427 \text{ см}^3$			
$V_M$	2029	1268	507	-	2228	1393	557	-	2427	1517	607	-
$n$	260	300	325	-	245	285	315	-	220	255	280	-
$M$	16,1	10,1	4,0	-	17,7	11,1	4,4	-	19,3	12,1	4,8	-
$P$	145	140	115	-	140	135	110	-	130	125	105	-
4 ступені регулювання робочого об'єму 8/6/4/2:												
	$V_{M.макс} = 2029 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2228 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 2427 \text{ см}^3$			
$V_M$	2029	1522	1014	507	2228	1671	1114	557	2427	1821	1214	607
$n$	247	272	295	317	227	249	271	291	209	230	250	269
$M$	16,1	12,1	8,1	4,0	17,7	13,3	8,9	4,4	19,3	14,5	9,7	4,8
$P$	145	142	135	115	140	138	130	110	130	128	120	105

Таблиця 2.22

Технічні характеристики гідромоторів МНР27-Росlain  
(1893 см<sup>3</sup>...2712 см<sup>3</sup>)

Гідромотори з постійним робочим об'ємом МНР27:				
$V_M$	1893	2179	2434	2712
$n$	340	310	280	245
$M$	15,0	17,3	19,4	21,6
$P$	280	250	230	210
2 ступені регулювання робочого об'єму 8/3:				
$V_M$	1893/710	2179/817	2434/913	2712/1017
$n$	290/345	265/320	235/285	205/250
$M$	15,0/5,6	17,3/6,5	19,4/7,3	21,6/8,1
$P$	230/195	220/195	210/185	200/175
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/3:				
$V_M$	1893/1183/710	2179/1362/817	2434/1521/913	2712/1695/1017
$n$	265/300/325	240/275/295	215/250/265	190/215/230
$M$	15,0/9,4/5,6	17,3/10,8/6,5	19,4/12,1/7,3	21,6/13,5/8,1
$P$	215/200/185	205/195/185	195/185/175	185/175/160
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/2:				
$V_M$	1893/1183/473	2179/1362/545	2434/1521/608	2712/1695/678
$n$	265/300/330	240/270/300	215/245/270	190/215/235
$M$	15,0/9,4/3,8	17,3/10,8/4,3	19,4/12,1/4,8	21,6/13,5/5,4
$P$	215/200/125	205/195/125	195/185/125	185/175/125
4 ступені регулювання робочого об'єму 8/6/4/2:				
$V_M$	1893/1420/946 /473	2179/1634/1090 /545	2434/1825/1217 /608	2712/2034/1356 /678
$n$	254/277/297/ 316	223/244/262 /279	201 /220 /237 /252	182 /199 /214 /228
$M$	15,0/11,3/7,5 /3,8	17,3/13,0/8,7/3,2	19,4/14,5/9,7/4,8	21,6/16,2/10,8 /5,4
$P$	215/205/195 /125	205/200/190/125	195/190/180/125	185/180/170 /125

Технічні характеристики гідромоторів МНР27-Roclain  
(2978 см<sup>3</sup>...3526 см<sup>3</sup>)

Гідромотори з постійним робочим об'ємом МНР27:												
$V_M$	2978	-	-	-	3245	-	-	-	3526	-	-	-
$n$	230	-	-	-	210	-	-	-	190	-	-	-
$M$	23,7	-	-	-	25,8	-	-	-	28,0	-	-	-
$P$	200	-	-	-	190	-	-	-	180	-	-	-
2 ступені регулювання робочого об'єму 8/3:												
	$V_{M.макс} = 2978 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3245 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3526 \text{ см}^3$			
$V_M$	2978	1117	-	-	3245	1217	-	-	3526	1322	-	-
$n$	195	235	-	-	180	215	-	-	165	195	-	-
$M$	23,7	8,9	-	-	25,8	9,7	-	-	28,0	10,5	-	-
$P$	190	165	-	-	180	155	-	-	170	145	-	-
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/3:												
	$V_{M.макс} = 2978 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3245 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3526 \text{ см}^3$			
$V_M$	2978	1861	1117	-	3245	2028	1217	-	3526	2204	1322	-
$n$	180	205	220	-	165	185	200	-	145	160	180	-
$M$	23,7	14,8	8,9	-	25,8	16,1	9,7	-	28,0	17,5	10,5	-
$P$	175	170	155	-	165	155	145	-	150	145	135	-
3 ступені регулювання робочого об'єму 8/5/2:												
	$V_{M.макс} = 2978 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3245 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3526 \text{ см}^3$			
$V_M$	2978	1861	745	-	3245	2028	811	-	3526	2204	881	-
$n$	175	200	220	-	160	185	200	-	145	165	185	-
$M$	23,7	14,8	5,9	-	25,8	16,1	6,4	-	28,0	17,5	7,0	-
$P$	175	170	125	-	165	155	125	-	150	145	120	-
4 ступені регулювання робочого об'єму 8/6/4/2:												
	$V_{M.макс} = 2978 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3245 \text{ см}^3$				$V_{M.макс} = 3526 \text{ см}^3$			
$V_M$	2978	2234	1489	745	3245	2434	1622	811	3526	2644	1763	881
$n$	166	182	196	209	153	168	181	192	141	155	167	178
$M$	23,7	17,8	11,8	5,9	25,8	18,3	12,9	6,4	28,0	21,0	14,0	7,0
$P$	185	180	170	125	175	172	162	125	150	150	140	120

На рис. 2.44 приведені значення повного ККД гідромоторів МНР20/27-Roclain залежно від тиску ( $p$ , Бар, в співвідношенні 1 Бар=10 МПа) та частоти обертання ( $n$ , %). Максимальне значення

ККД досягає 0,93, що є високим показником серед гідромоторів даного типу. Таке значення ККД знаходиться в зоні 15...55 % від максимальної частоти обертання та при тисках від 15 до 45 МПа (150...450 Бар), що і є зоною оптимальної роботи гідромотора. При підвищенні частоти обертання в діапазоні 55...100% від максимального значення та при тисках менше 15 МПа (150 Бар) ККД гідромотора зменшується до 0,83.

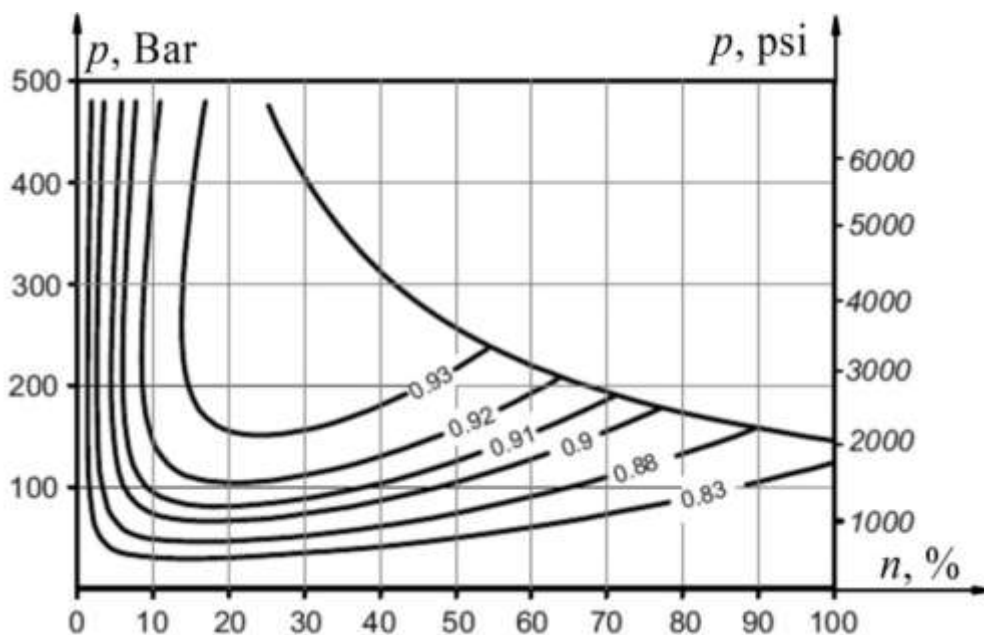


Рис. 2.44. ККД гідромоторів МНР20/27-Рослайн

Розглянемо технічні характеристики і можливості застосування високомоментних радіальнопоршневих багаточиклових гідромотор-коліс моделі МНР-Рослайн. На рис. 2.45 приведені значення робочих об'ємів п'яти типорозмірів гідромоторів МНР-Рослайн з відповідними значеннями максимальних частот обертання: зі значеннями проміжних 4-х ступенів робочих об'ємів і для гідромоторів з постійним робочим об'ємом. Також вказані значення крутних моментів при максимальних робочих об'ємах гідромоторів. Для регульованих гідромоторів характерним є зростання частоти обертання зі зменшенням робочого об'єму на 1,24...1,28 від частоти обертання при максимальному значенні робочого об'єму. Ще одною особливістю є те, що гідромотори з постійним робочим об'ємом мають суттєво підвищені значення максимальної частоти обертання, як це відмічено пунктирною лінією до зірочки (\*), в порівнянні з регульованими гідромоторами. Це підвищення досягає 1,33...1,47 разів. Тобто, якщо споживач

обирає гідромотор зі ступеневим робочим об'ємом, то його можливості з точки зору роботи на максимальній частоті обертання обмежені в порівнянні з гідромотором з постійним робочим об'ємом. Пояснення такому явищу полягає в тому, що при роботі гідромоторів на зменшених ступенях робочого об'єму суттєво зростають гідромеханічні втрати потужності і теплонавантаженість пар тертя. Також відповідно зменшується і ККД гідромотора.

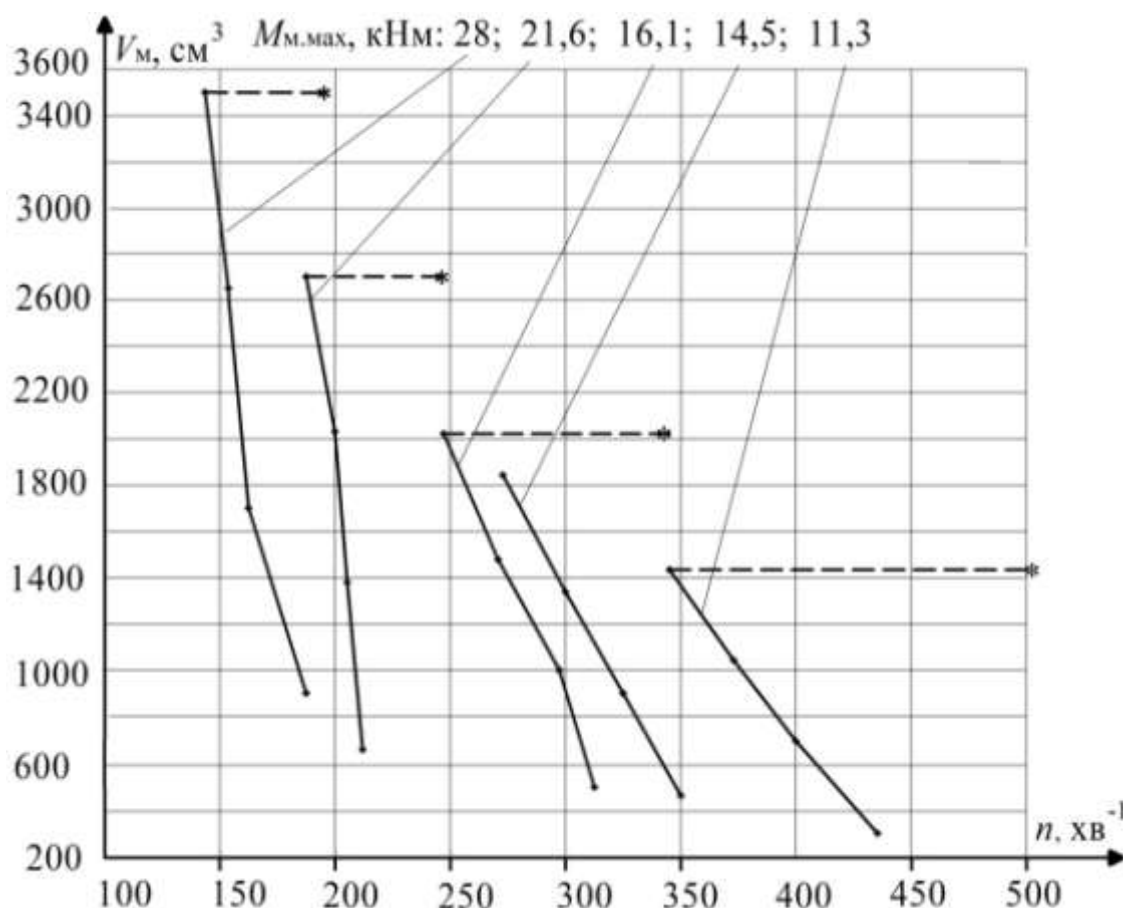


Рис. 2.45. Максимальні частоти обертання гідромоторів МНР-Posclain з постійним робочим об'ємом і 4-ма ступенями його регулювання

На рис. 2.46 представлені залежності зміни крутного моменту, частоти обертання та потужності гідромоторів МНР-Posclain з 4-ма ступенями регулювання робочого об'єму залежно від останнього. При цьому приведені залежності для екстремальних значень робочих об'ємів: 1416 см<sup>3</sup> і 3526 см<sup>3</sup> типорозмірного ряду моделей МНР20/27. Позначки з цифрою «1» відносяться до гідромотора з максимальним робочим об'ємом 1416 см<sup>3</sup>, з цифрою «2» відносяться до самого найбільшого типорозміру з робочим об'ємом 3526 см<sup>3</sup>.

Робочий об'єм гідромоторів зменшується ступінчасто зі співвідношенням 1; 1,33; 2,0 та 4,0. При цьому частота обертання гідромоторів збільшується на 1,25...1,28 від частоти обертання при максимальному робочому об'ємі. Крутний момент гідромоторів збільшується від 11,3 кНм для гідромотора з максимальним робочим об'ємом 1416 см<sup>3</sup> до 28 кНм для гідромотора з максимальним робочим об'ємом 3526 см<sup>3</sup>. Максимальна потужність цих гідромоторів досягає 175 кВт і 150 кВт. Але слід відзначити, що в типорозмірному ряду регульованих гідромоторів є варіант із потужністю 185 кВт. Це модель має робочий об'єм 2712 см<sup>3</sup>.

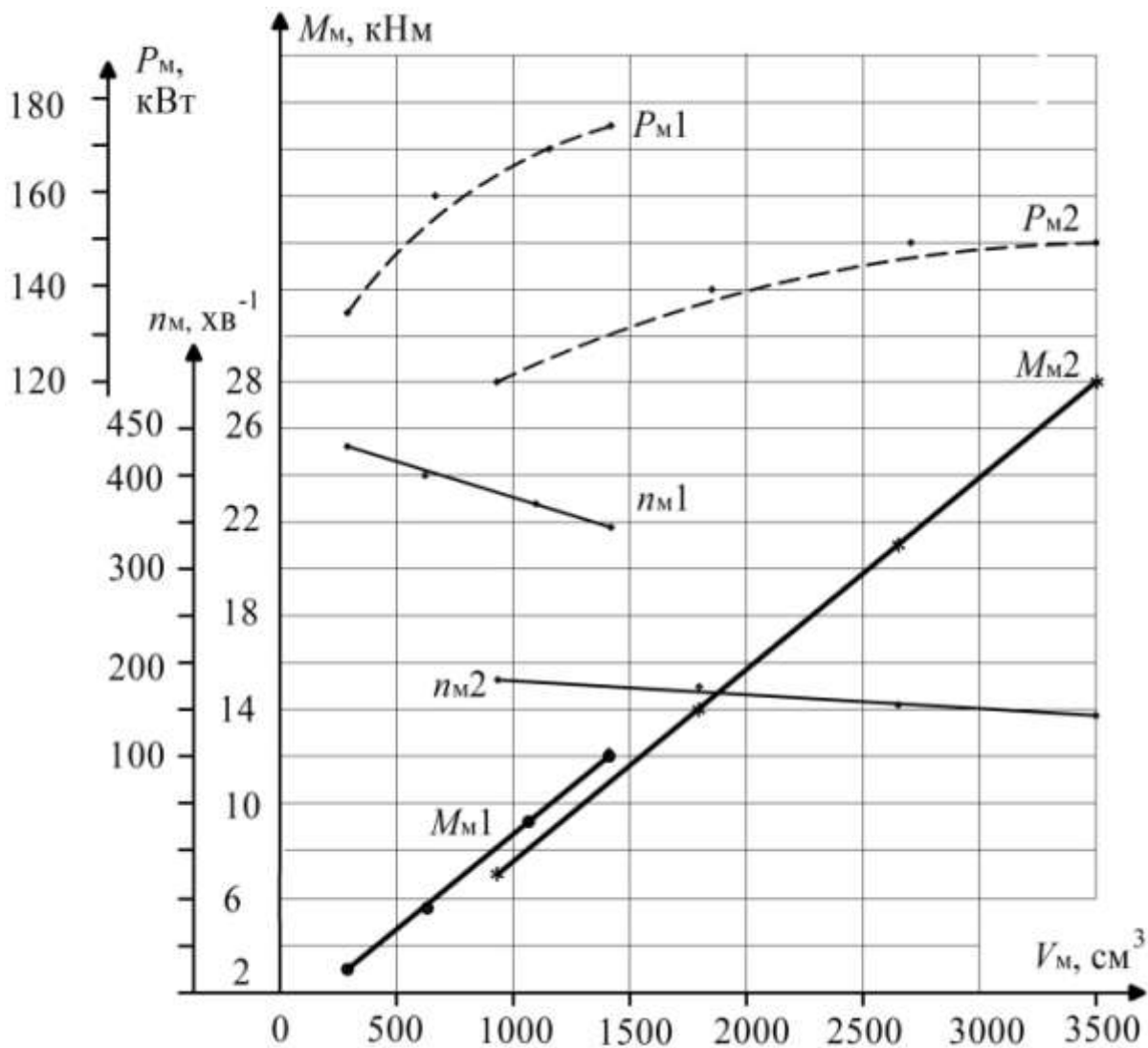


Рис. 2.46. Крутний момент, частота обертання та потужність гідромоторів МНР-Rosclain з 4-ма ступенями регулювання робочого об'єму

Також відзначимо, що гідромотори з постійним робочим об'ємом мають підвищену максимальну потужність, яка більше у

1,1...1,3 рази потужності гідромоторів з 4-ма ступенями робочого об'єму, що кореспондується з даними за частотою обертання. Відмітимо, що максимальне значення потужності в 280 кВт має гідромотор з постійним робочим об'ємом 1893 см<sup>3</sup>.

На рис. 2.47 представлена гідравлічна схема гідромотора МНР20/27-Posclain з постійним робочим об'ємом і з оснащенням стоянковим і робочим гальмами, позначений як «Блок гідромотора М». Через отвори (канали) А і R пов'язані трубопроводи високого та низького (зливного) тиску насоса, лінії 1 і 3 є дренажними для відведення витоків РР з корпусу гідромотора М. Гальмівна комбінована система складається з валу 4 гідромотора і гальмівних дисків 5, пружини 6 і поршня 7 стоянкової системи, поршня 8 робочої гальмівної системи та отворів для підведення тиску: XD – для гальмування; X – для розгальмування стоянкового гальма.

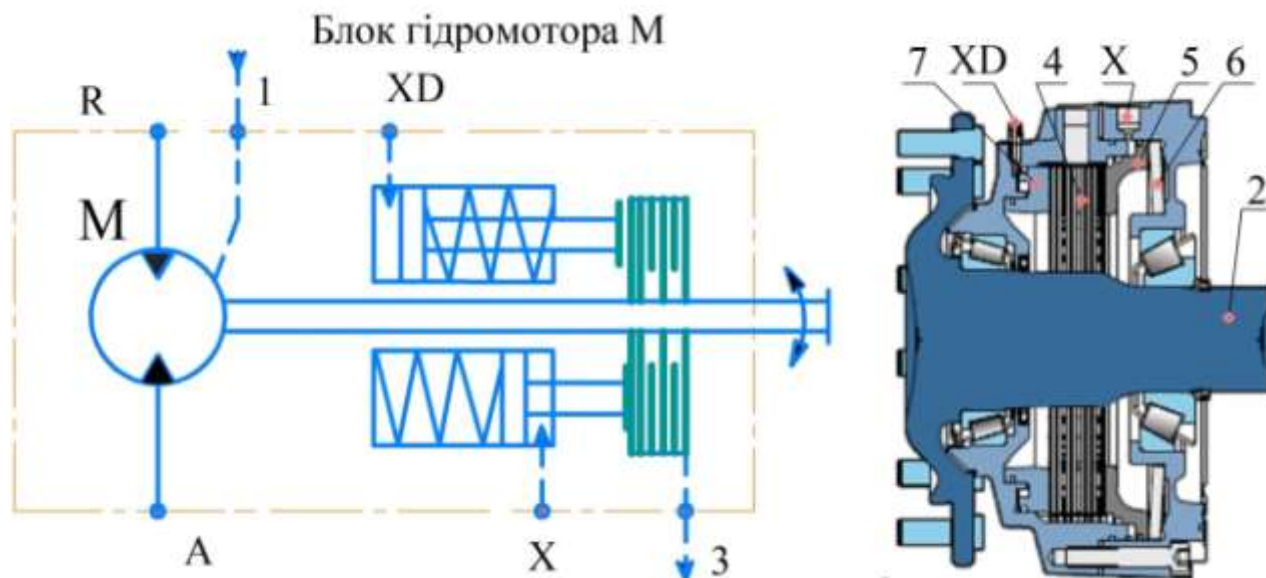


Рис. 2.47. Гідравлічна схема гідромотора МНР20/27-Posclain з постійним робочим об'ємом і комбінованим гальмом

Гідромотор М (блок гідромотора) з двома ступенями регулювання робочого об'єму М1 і М2 (рис. 2.48) має загальну лінію R і окремі А1 і А2 для сполучення з трубопроводами насоса. Для регулювання ступенів робочого об'єму гідромотор оснащений двопозиційним гідророзподільником Р з гідравлічним управлінням Y. Лінії 1 і 2 є дренажними для витоків РР. При відсутності тиску управління в лінії Y золотник встановлюється пружиною в положення, що показано на рисунку. При цьому, якщо, наприклад, до отвору R під'єднати

магістраль високого тиску від насоса, а до отворів А1 і А2 – низького тиску (підживлення), то гідромотор має максимальний робочий об'єм і обертається за годинниковою стрілкою. При з'єднанні з лінією високого тиску насоса отворів А1 і А2, а R – з лінією підживлення, то гідромотор обертається проти годинникової стрілки. При поданні тиску управління Y в гідророзподільник P золотник останнього переміщується праворуч. При цьому отвори R і А2 об'єднуються, а отвір А1 є самостійним. При підводі тиску від насоса тільки в лінію А1 робочий об'єм гідромотора М зменшується вдвічі, так як під тиском знаходиться тільки гідромотор М2, а гідромотор М1 за допомогою отворів R і А2 сполучений з лінією підживлення насоса. Гідромотор М має обертатися проти годинникової стрілки. Зміна підводів таким чином, що R і А2 повідомлені з лінією високого тиску насоса, а А1 з підживленням, дає можливість обертатися гідромотору за годинниковою стрілкою. Безумовно, такий режим роботи характеризується зменшенням ККД гідромотора завдяки тому, що під високим тиском знаходяться три поршневі групи і підвищуються як витоки РР, так і механічні втрати. Такий режим називають «регулювання з протитиском».

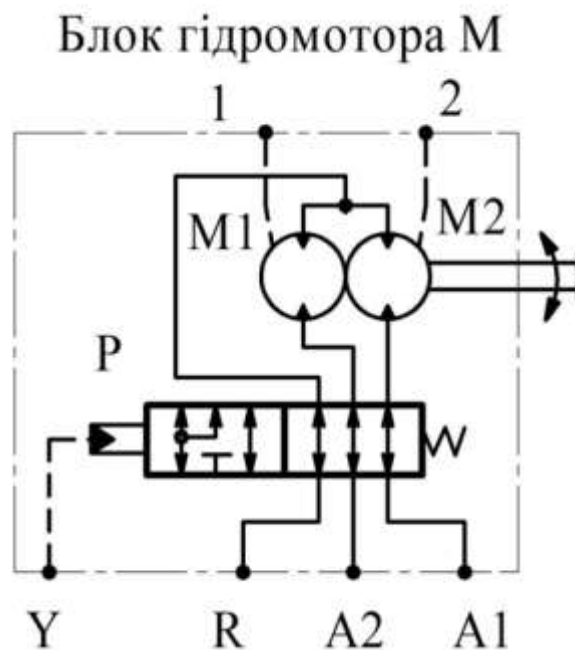


Рис. 2.48. Гідравлічна принципова схема гідромотора МНР20/27-Росlain з 2-ма ступенями робочого об'єму

Гідромотор М з трьома і чотирма ступенями регулювання робочого об'єму (рис. 2.49) має тільки дві зовнішні лінії (отвори) А і R для сполучення з трубопроводами насоса, як і гідромотор з постій-

ним робочим об'ємом. Комутація отворів для створення ступенів робочого об'єму умовно окремих гідромоторів М1, М2 і М3 здійснюється за допомогою гідророзподільників Р1 і Р2 з гідравлічним керуванням (лінії керування Y1 і Y2, відповідно). Канал R є зливним і об'єднує три зливних лінії гідромоторів. При відсутності тиску управління в каналах Y1 і Y2 через канал А і гідророзподільники Р1 і Р2 нагнітається РР від насосу і потрапляє до всіх секцій М1, М2 і М3, що відповідає функціонуванню гідромотора з максимальним робочим об'ємом.

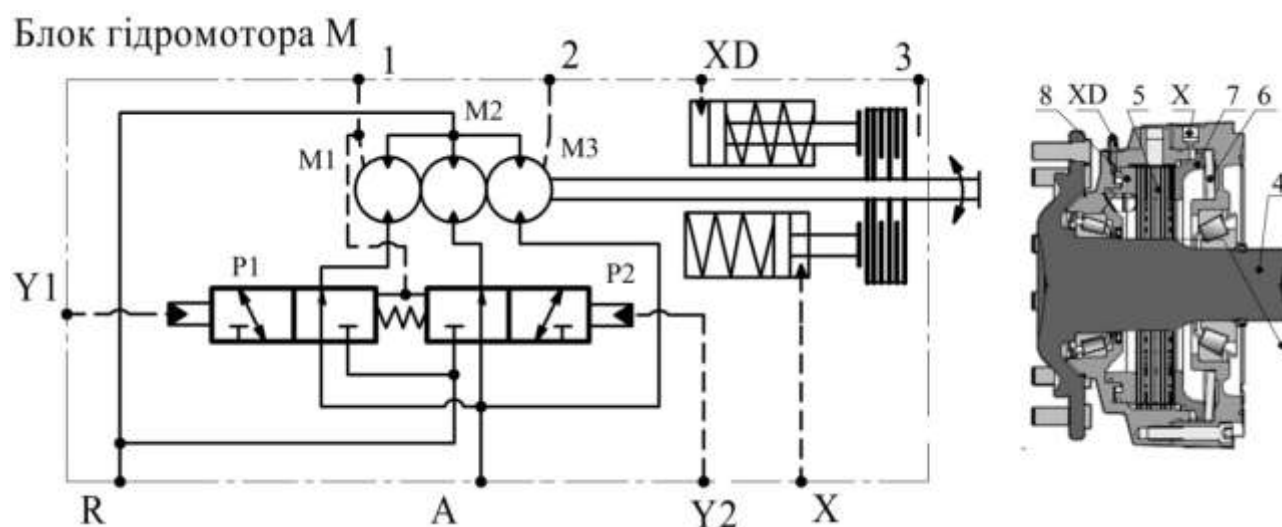


Рис. 2.49. Гідравлічна принципова схема гідромотора МНР20/27-Posclain з 3-ма та 4-ма ступенями робочого об'єму та загальний вид комбінованого гальма

При підводі тиску в канал Y1 гідророзподільник Р1 переміщується праворуч і гідромотор М1 з'єднується зі зливною лінією R і крутний момент створюють тільки гідромотори М2 і М3 (друга ступень регулювання). При підведенні тиску тільки в канал Y2 гідророзподільник Р2 зміщується ліворуч і гідромотор М2 з'єднується зі зливною лінією R і крутний момент створюють тільки гідромотори М1 і М3 (третя ступень регулювання).

При одночасній подачі тиску управління в камери Y1 і Y2 гідромотори М1 і М2 з'єднується зі зливною лінією R і крутний момент створюють тільки гідромотором М3 (четверта ступень регулювання робочого об'єму).

Гідравлічна принципова схема гідропривода транспортної машини з гідромотор-колесами М1...М4 і антибуксвальним пристроєм

VMA фірми «Poclain Hydraulics» наведена на рис. 2.50 [31]. До складу гідропривода входять приводний ДВЗ, основний насос Н, насос підживлення Нп, дроселі ДР1...ДР4 з електромагнітним пропорційним керуванням, датчики частоти обертання коліс ДЧО1... ДЧО4, датчик ДПКК кута повороту рульового колеса РК і електронний блок керування БУ.

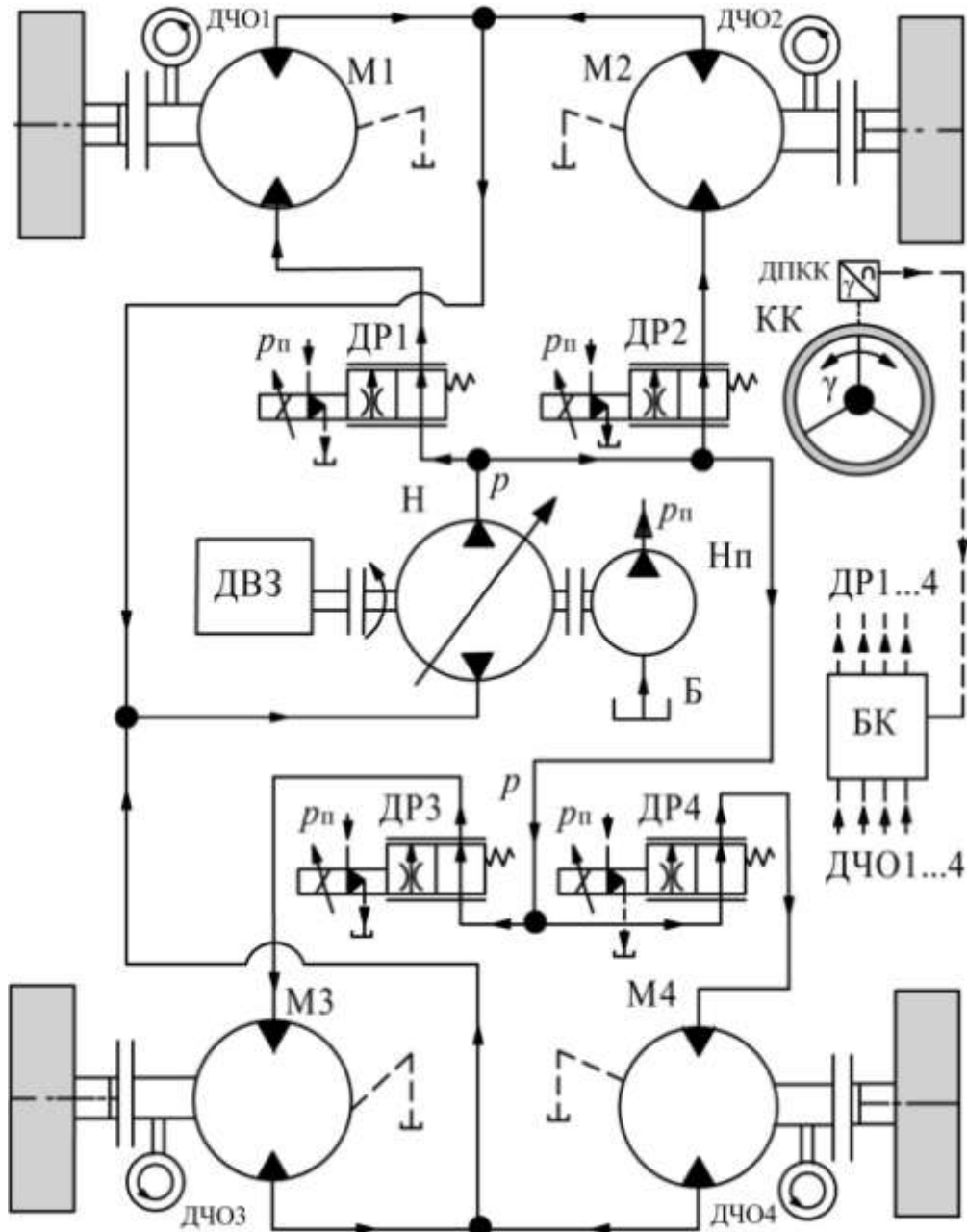


Рис. 2.50. Гідравлічна принципова схема ОГП з гідромотор-колесами «Poclain Hydraulics» і антибуксувальним електрогідравлічним пристроєм VMA

Під час руху транспортного засобу з однаковими швидкостями кожного з коліс, що характерно для прямолінійного руху по рівній

сухій дорозі, дроселі ДР1...ДР4 нормально відкриті під дією зворотних пружин і РР при мінімальному гідравлічному опорі надходить до гідромоторів М1... М4. При повороті транспортного засобу за допомогою датчика ДПРК вводиться корегування подачі витрат через дроселі ДР1...ДР4 мотор-коліс М1 і М2 пропорційно кутовому відхиленню  $\gamma$  рульового колеса. Буксування одного з коліс призводить до різкого збільшення частоти обертання відповідного гідромотора, оскільки транспортний засіб зупиняється і вся подача насоса Н надходить тільки до одного з гідромоторів. Підвищення частоти обертання гідромотора понад максимально допустиме пов'язане з ризиком перегрівання поршневих груп і розподільного вузла. З метою запобігання режиму буксування електронний блок БК виконує порівняння значень сигналів зворотного зв'язку від датчиків частоти обертання ДЧО і вводить необхідну корекцію. Наприклад, при обертанні гідромотора М2 з підвищеною швидкістю, БУ подає електричний сигнал на дросель ДР2, перекриття перерізу якого перерозподіляє РР між гідромоторами і відновлює рух. Основною функцією гідроблока VMA є обмеження витрати, що подається до гідромотора буксованого колеса.

Є також опція ручного керування гідромотор-колесами для запобігання буксуванню трактора (рис. 2.51).

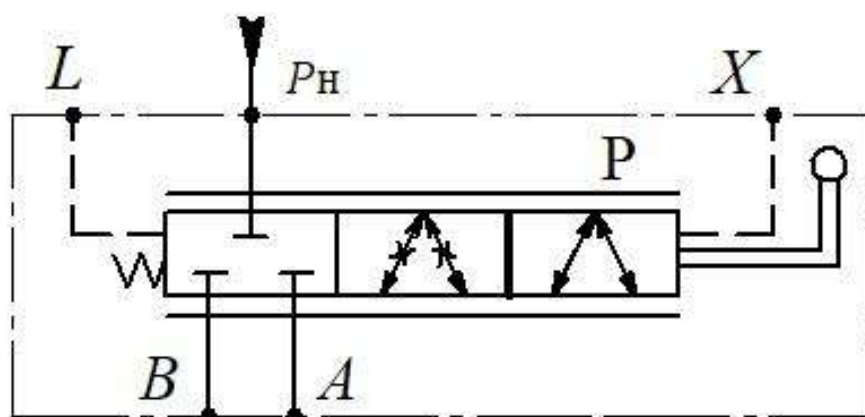


Рис. 2.51. Гідророзподільник системи Twin-Lock™ антибуксування з ручним керуванням для гідромоторів МНР20/27-Рoclain

В положенні, вказаному на рисунку, порожнини подачі  $p_n$  оливи від насосу до магістралей  $A$  і  $B$  гідромоторів розімкнуті. При переміщенні золотника гідророзподільника  $P$  ліворуч і досягненні середнього положення олива з лінії  $p_n$  від насосу потрапляє в основні магістралі  $A$  і  $B$  гідромоторів, але зі спротивом течії завдяки встано-

вленим в гідророзподільнику Р дроселям. Такі обмеження запобігають розгону гідромоторів, що і протидіє буксуванню. При переводі важеля гідророзподільника Р ліворуч до упора олива без перешкод тече від насосу (лінія  $p_H$ ) до основних магістралей А і В, що відповідає нормальному режиму роботи трансмісії – олива потрапляє для всіх гідромоторів і вони обертаються з однаковою частотою обертання.

В каталогах, що присвячені гідромоторам МНР-Roclain, не надаються зображення внутрішньої компоновки вузлів поршневих груп та розподільника РР, а тільки зовнішній вигляд гідромоторів і можливо це пов'язано з новизною розробки в умовах високої конкуренції в даній галузі.

Маса гідромоторів є постійною для всього типорозмірного ряду, але залежить від вбудованих гальмівних систем стоянкових, робочих або комбінованих (стоянкової і робочої в одній конструкції). Так, гідромотор-колеса з фланцевим приєднанням то маточини колеса мають масу: без гальма – 180 кг; зі стоянковим або робочим гальмом – 200 кг; з комбінованим гальмом – 240 кг. Гідромотори з вихідним шліцьовим валом мають масу: без гальма – 170...180 кг; зі стоянковим гальмом – 200 кг.

Огляд гідромоторів MCR.

Компанія «Rexroth Bosch Group» рекламує високомоментні радіальнопоршневі багатоциклові гідромотор-колеса MCR [13], які мають такі особливості:

1. Компактна міцна конструкція;
2. Високий об'ємний і механічний ККД;
3. Переднє кріплення корпусу;
4. Шліцьовий приводний вал;
5. Висока надійність;
6. Низький рівень обслуговування;
7. Плавний хід на дуже низьких швидкостях обертання;
8. Низький рівень шуму;
9. Реверсивність обертання;
10. Герметичні конічні роликові підшипники;
11. Можливий режим вільного ходу;
12. Стоянкове гальмо (багатодискове)
13. Дві ступені робочого об'єму (двошвидкісне виконання);
14. Вбудований промивний клапан;
15. Вбудований датчик швидкості.

Конструктивні виконання гідромоторів MCR (табл. 2.24):  
MCR-A. З фланцевим кріпленням;  
MCR-C. Для компактних приводів;  
MCR-F. Для колісних приводів;  
MCR-H. Для вбудованих приводів;  
MCR-R. Для допоміжних приводів (з обертовим корпусом)  
MCR-T. Для гусеничних передач;  
MCR-W. Для важких колісних приводів;  
MCR-X. Для поворотних приводів;  
MCR-D/MCR-E. Для промислового застосування і фланцевим приєднанням (D – з отворами для болтів; E – з різьбовими отворами).

Таблиця 2.24

Номенклатура і характеристики гідромоторів MCR

Серія	$V_M, \text{см}^3$	M, Нм	$n, \text{хв}^{-1}$	$P, \text{кВт}$	$m, \text{кг}$
MCR-A 3x	160...2150/26	1146...13687	875...75	23...102	
MCR-C 33	750...3000/4	12533...19099	125...115	121	93...117
MCR-F 3x	160...2150/26	1146...136876	670...75	21...95	
MCR-H 33	169...3000/30	1146...13687	670...125	12...76	12...117
MCR-R 41	780; 1120	5580; 6420	215; 150	30	
MCR-T 33	620...1340/10	3947...8531	250...150	58...93	
MCR-W 33	160...1340/21	1146...8531	875...125	28...65	
MCR-X 3x	160...820/15	710...3640	375...75	39...58	
MCR-D/ MCR-E 33	160...1340/21	1146...4800	875...125	27...67	12...56

Розглянемо деякі конструкції радіальнопоршневих гідромоторів MCR. На рис. 2.52 і рис. 2.53 представлений гідромотор моделі MCR-A з вихідним шліцьовим валом. Блок циліндрів 4 з'єднаний з валом 6 за допомогою шліців. Поршні 3 розташовані радіально в розточеннях блоку циліндрів 4 і контактують з кулачком 5 через ролики 8. Між поршнями та роликами встановлені антифрикційні прокладки. Отвори D, які розташовані в задній частині корпусу 2, призначені для течії РР через розподільник 7 в камери циліндрів Е.

В гідромоторах встановлюються конічні роликові підшипники, що здатні передавати високі осьові та радіальні зусилля.

Гідромотори можна використовувати для різних застосувань залежно від навісного обладнання, яке можна встановити на шліцьовому валу, наприклад, зірочку гусеничного або ланцюгового приводу.



Рис. 2.52. Гідромотор моделі MCR-A

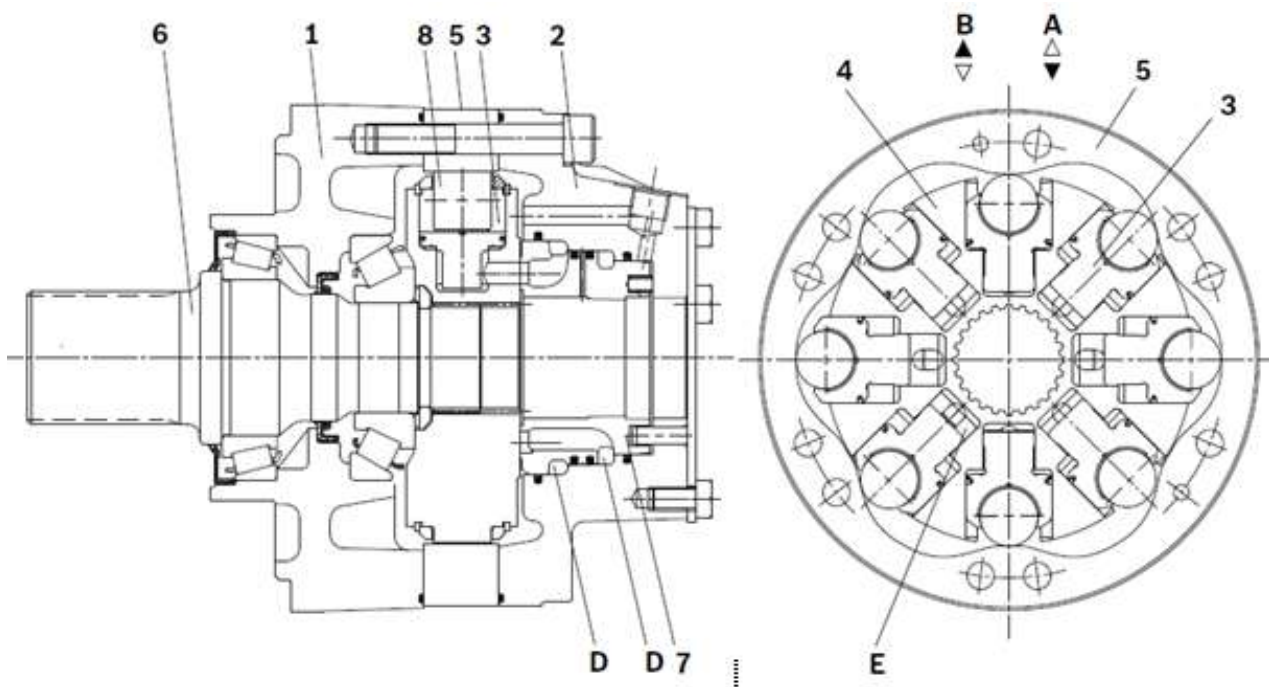


Рис. 2.53. Гідромотор моделі MCR-A: 1 – корпус передній, 2 – корпус задній, 3 – поршень, 4 – блок циліндрів, 5 – кулачок (копір), 6 – вал, 7 - розподільник торцевий, 8 – ролик. D – кільцеві колектори підводу та відводу РР; А і В – підводи та відводи РР до колекторів D; Е – поршневий простір

На рис. 2.54 і рис. 2.55 приведено гідромотор-колесо моделі MCR-C з маточиною для кріплення колеса та двома ступенями регулювання робочого об'єму. До складу гідромотора входять: 1 – корпус передній, 2 – корпус задній, 3 – ролик, 4 – блок циліндрів, 5 – кулачок (копір), 6 – маточина, 7 – розподільник торцевий, 8 – поршень; D –

кільцеві колектори для підводу та відводу РР до гідророзподільника 7 в гідромоторі з регульованим робочим об'ємом; А і В – підводи та відводи РР до колекторів D; Е – поршневий простір; L – дренажний отвір РР з корпусу гідромотора. За допомогою 4-х колекторів D здійснюється регулювання робочого об'єму гідромотора. Відмітимо, що у цій конструкції поршні циліндричні і не мають додаткових опорних поверхонь, як у моделі MCR-A.



Рис. 2.54. Гідромотор-колесо моделі MCR-C

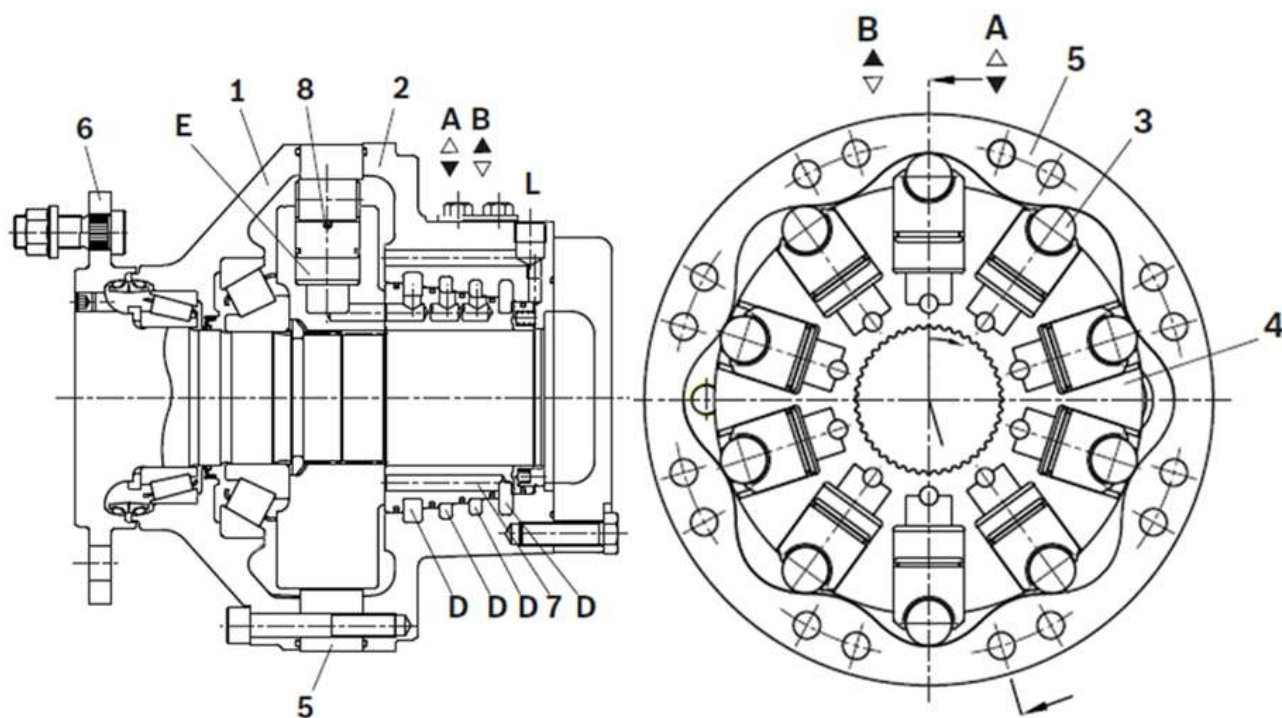


Рис. 2.55. Гідромотор-колесо моделі MCR-C

На рис. 2.56 приведений загальний вид гідромотор-колеса моделі MCR-F з маточиною для кріплення колеса та вбудованим диско-

вим гальмом. Відмітимо, що у цій конструкції поршні також циліндричні і не мають додаткових опорних поверхонь, як у моделі MCR-A.



Рис. 2.56. Гідромотор моделі MCR-F

В гідромоторах MCR застосовують поршневу групу типу поршень-ролик (рис. 2.57), яка стала вже традиційною для сучасних високомоментних гідромоторів останніх 30 років. Блок циліндрів 1 з поршнями 2 та ущільненнями 3 за допомогою опорних роликів 4 контактує з поверхню кулачка-копира 6. Між роликами 4 та поршнями 2 встановлений антифрикційний матеріал 5. Характерною особливістю таких поршневих груп є її нерозвантаженість поршня 2 від бокового (тангенціального) зусилля від дії роликів 4. Саме бокова поверхня поршня 2 сприймає це зусилля (рис. 2.57,а). Для збільшення площі опорної поверхні, на яку діє бічна сила з боку роликів 4, поршні 2 мають ступінчасту форму (рис. 2.57,б), що дозволило зменшити радіальний габарит гідромотора.

Велика площа поршня 2 є робочою і на поршні встановлено ущільнення 3. Нижній хвостовик 7 поршня 2 збільшує опорну поверхню поршня і ущільнення не потребує. Є також конструкція поршня, в якій для здійснення безпечного режиму вільного ходу в основі кожного поршня встановлені магніти 8 (рис. 2.57,в). При тиску в корпусі гідромотора, створеного через отвір L, та розвантажених від тиску отворах A і B, поршні з роликами і копиром не контактують між собою. При відсутності тиску в отворі L магніти 7 будуть утримувати поршні з роликами від контакту з копиром.

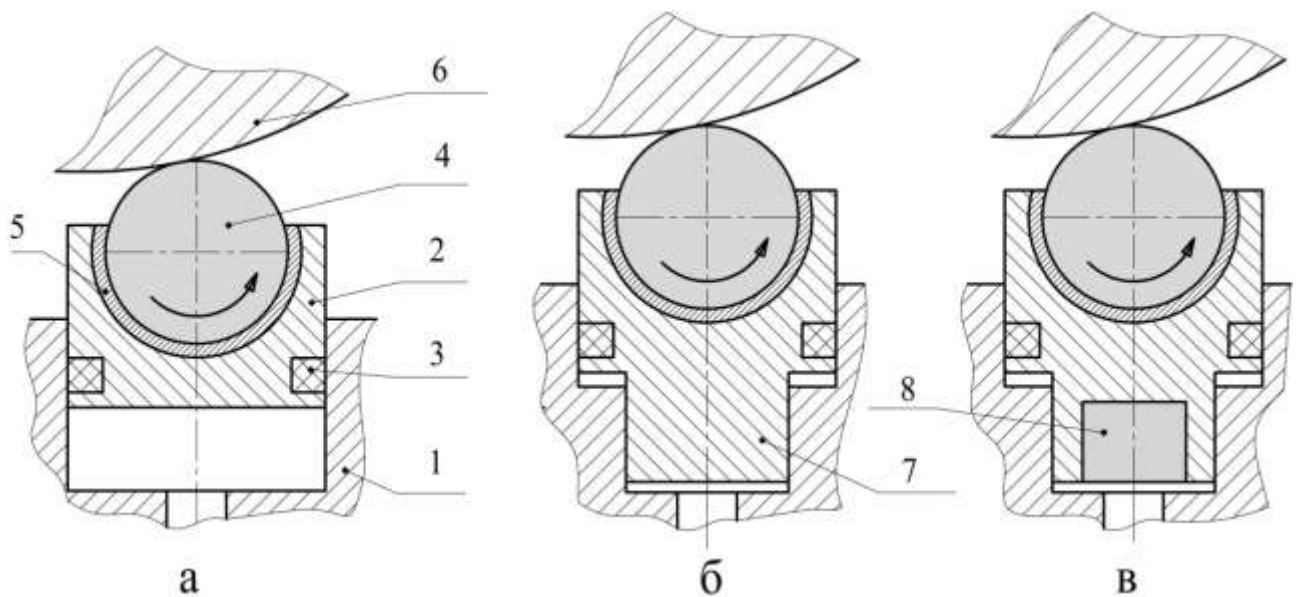


Рис. 2.57. Поршневі групи радіальнопоршневих гідромоторів моделі MCR: а – з циліндричним поршнем 2; б – з циліндричним поршнем 2 та хвостовиком 7; в – з магнітом 8 у поршні

Розглянемо гідравлічні схеми агрегування гідромоторів MCR. На рис. 2.58 представлені гідравлічні принципи схеми застосування гальмівного обладнання гідромоторів MCR. Виготовляються гідромотори без гальма (рис. 2.58,а), зі стоянковим гальмом (рис. 2.58,б) і з динамічним (робочим) гальмом. Лінія Z призначена для підведення тиску розгальмування в штокову порожнину гідроциліндра Цст.

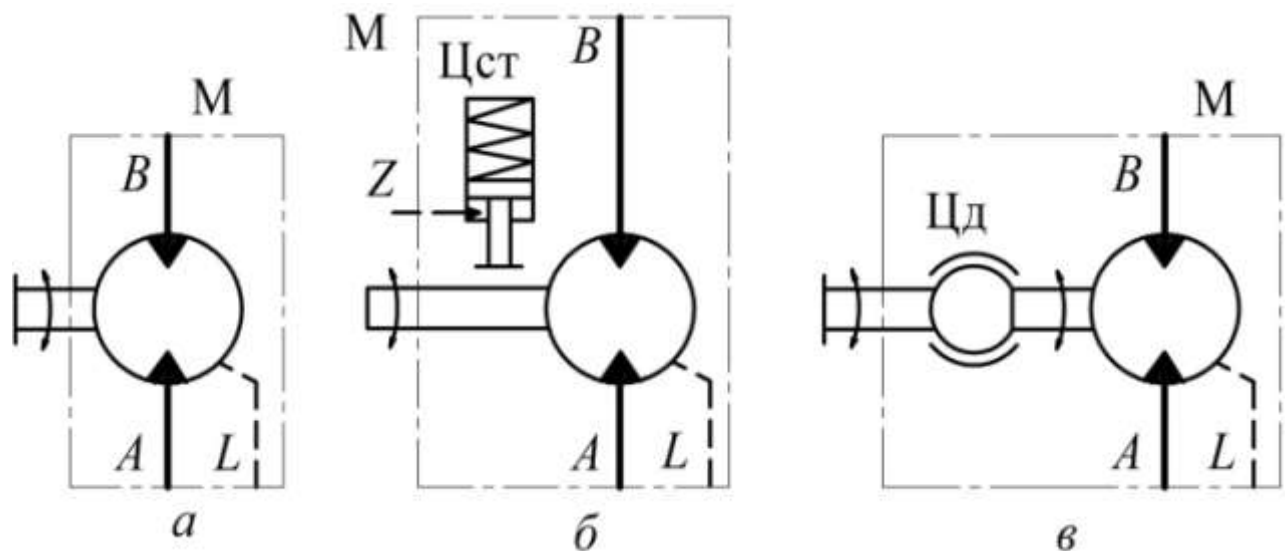


Рис. 2.58. Гідравлічні схеми оснащення гідромоторів моделі MCR-A: а – без гальма; б – зі стоянковим гальмом; в – з динамічним гальмом

На рис. 2.59 приведена залежність витрати РР через дроселі (жиклери) при перепаді тисків 2,5 МПа, які застосовують для прокачування корпусів гідромоторів з метою охолодження їхніх пар тертя. Лінія 1 відповідає максимальним значенням витрати, а лінія 2 мінімальним значенням з пропонувананих фірмою жиклерів діаметрами 1 мм; 1,5 мм; 1,7 мм; 2 мм та 2,3 мм, які можливо заказати при виборі гідромотора. Стандартне значення жиклера дорівнює 0,6 мм.

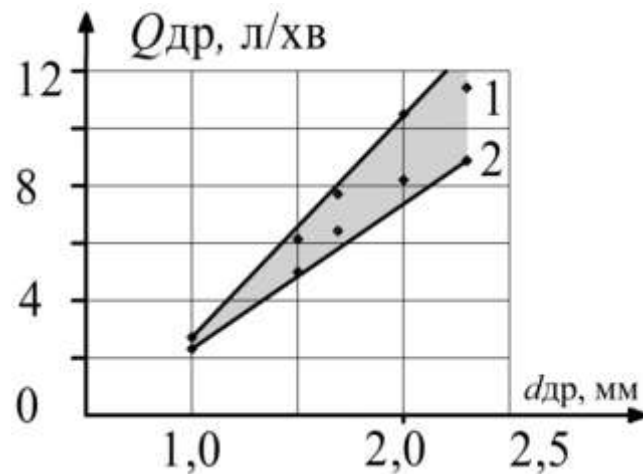


Рис. 2.59. Витрати прокачування РР через корпуси гідромоторів MCR-A

Блоки прокачування (інша назва «промивання») робочої рідини через корпус гідромотора для його охолодження мають два конструктивних виконання (рис. 2.60). Блок промивання на рис. 2.60,а складається з гідророзподільника Рп і клапана тиску КТ.

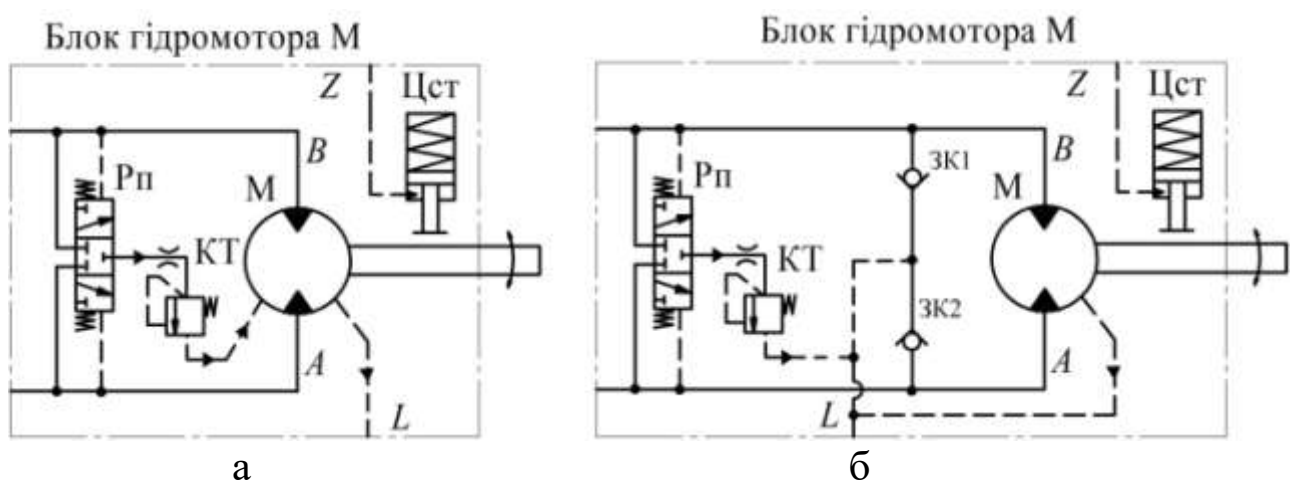


Рис. 2.60. Гідрравлічна принципова схема гідромотора моделі MCR-A з блоками промивання

Гідророзподільник Рп працює в автоматичному режимі таким чином, що його золотник завжди переміщується в сторону низького тиску (підживлення) і зливає через свій отвір частину витрати з трубопроводу між гідромотором та насосом. Клапан КТ підтримує тиск в системі підживлення зазвичай на рівні значення на 0,2..0,3 МПа нижче порівняно з налаштуванням тиску на клапані насоса підживлення. Блок промивання на рис. 2.60,б доповнений двома зворотними клапанами ЗК1 і ЗК2, які сполучені з лінією *L* зливу РР в гідробак ОГП. Така система дає захист від кавітаційних явищ за рахунок підсмоктування оливи в ту гілку гідросистеми, де має місце падіння тиску нижче за атмосферний.

Гідравлічна принципова схема гідромотора з запобіжними і антикавітаційними клапанами представлена на рис. 2.61, а та, що доповнена гідророзподільником для забезпечення керування гальмом Цст, представлена на рис. 2.62.

Запобіжні клапани К31 і К32 налаштовані на максимальний тиск, який для гідромоторів МСР складає 45 МПа (тільки для МСР-Х дорівнює 35 МПа). В комплектацію з запобіжними клапанами входять також зворотні (антикавітаційні) клапани ЗК1 і ЗК2, які сполучені з лінією *M* нагнітання насоса підживлення.

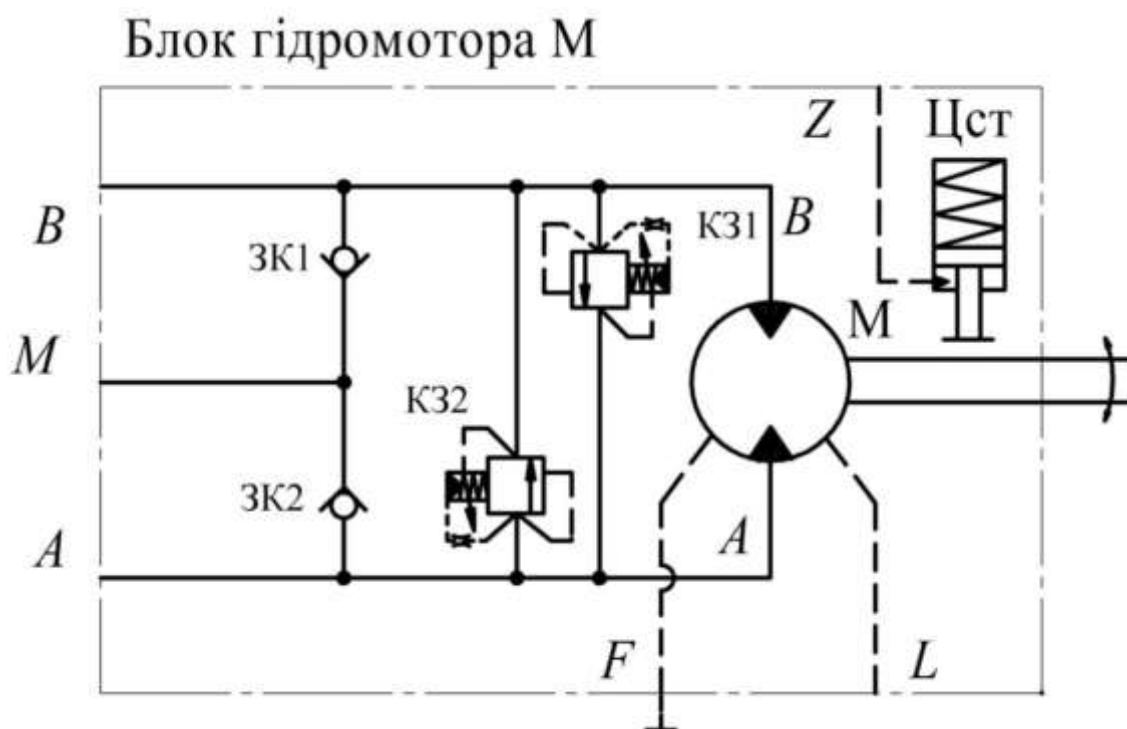


Рис. 2.61. Гідравлічна принципова схема гідромотора МСР-А з гальмом, запобіжними і антикавітаційними клапанами

Гідророзподільник Р має гідравлічне управління від клапана КТа (типа «або»), до якого підведені лінії управління Х1 і Х2. При підведенні живлення до ліній Х1 або Х2 за допомогою клапана КТа, тиск РР переміщує золотник гідророзподільника праворуч, що приводить до сполучення штокової порожнини гальма Цст з лінією управління Х1 і Х2 і розгальмування гідромотора. При відсутності управління у лініях Х1 і Х2, золотник гідро-розподільника Р зміщується вліво і РР через дросель ДР та зворотний клапан ЗКЗ зливається зі штокової порожнини гальма Цст. За допомогою пружини здійснюється гальмування гідромотора.

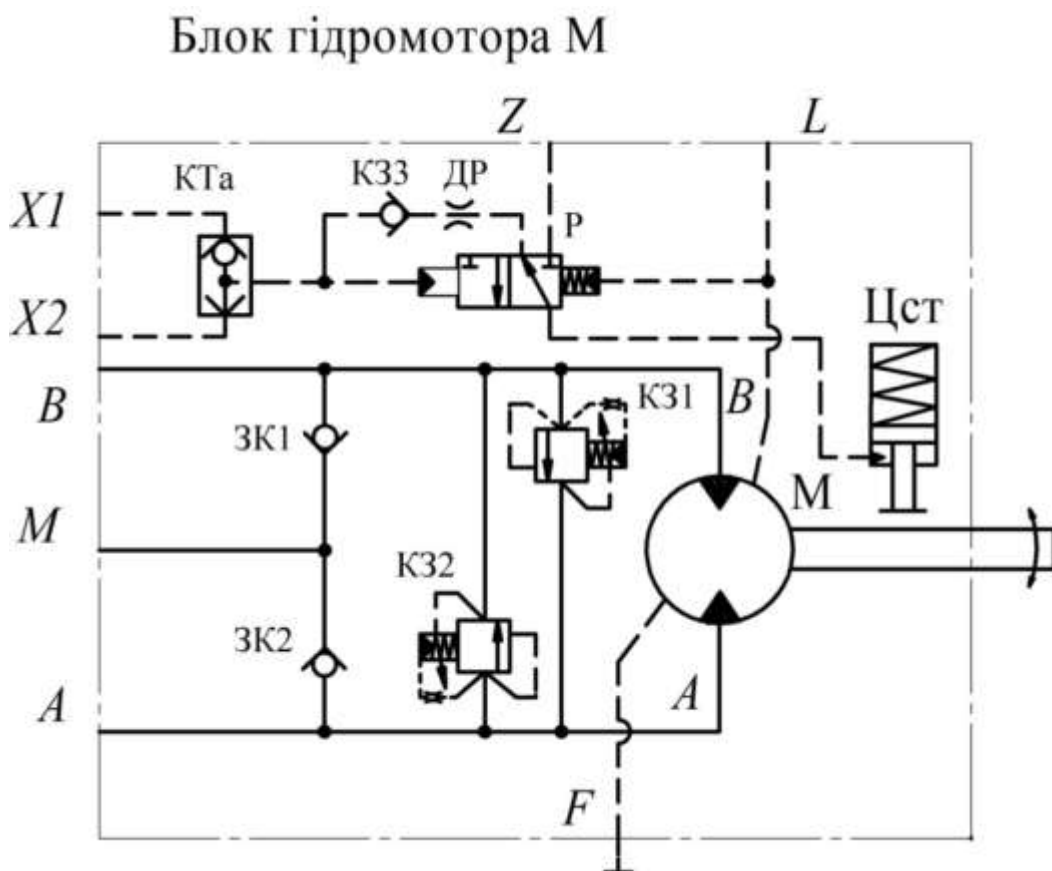


Рис. 2.62. Гідравлічна принципова схема гідромотора МСR-А з запобіжними і антикавітаційними клапанами, і системою керування гальмом Цст

На рис. 2.63 представлена гідравлічна принципова схема керування гідромотора М з регульованим робочим об'ємом, на якій умовно показано, що гідромотор М складається з двох гідромоторів М1 та М2. Гідромотор М1 працює постійно, а гідромотор М2 відключають від лінії високого живлення для зменшення робочого об'єму гід-

ромотора М. Для відключення гідромотора М2 встановлений п'яти-провідний двопозиційний гідророзподільник Р1 з гідравлічним управлінням від зовнішньої лінії Х. До лінії керування Х поєднаний також двопровідний двопозиційний гідророзподільник Р2. Золотник гідророзподільника Р1 переміщується вліво при тиску 1,2 МПа, що приводить до об'єднання отворів А2 та В2 і вирівнюванню тиску між ними.

Гідромотор М2 при цьому не створює крутний момент і таким чином робочий об'єм загального гідромотора М зменшується, наприклад, удвічі.

Якщо в порожнинах гідромотора М2 мають місце витіки РР, що сприяє виникненню кавітації, то підвищують тиск в лінії Х до 1,5 МПа, що зміщує золотник додаткового гідророзподільника Р2 вліво і РР поступає к отворам А2 і В2, запобігаючи кавітації.

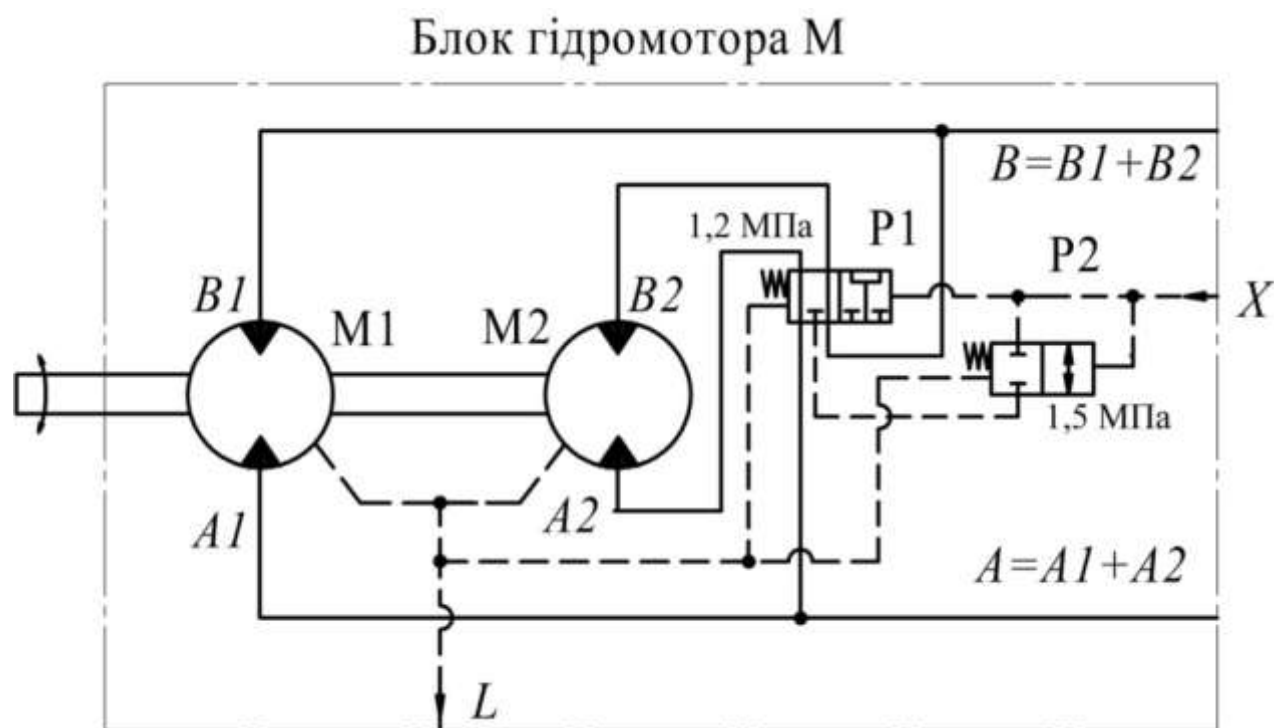


Рис. 2.63. Гідравлічна принципова схема керування гідромотора МСR-А з регульованим робочим об'ємом

Стоянкове гальмо гідромоторів МСR (рис. 2.64,а) відповідає стандартам обладнання згідно з EN474.

Пакет дисків 3, що встановлений за допомогою шліців на гальмівному валу 2 та корпусі гальм 4, стискається силою дискової пружини 5, що діє через поршень 6. Тертя між дисками створює утриму-

ючий момент. Коли РР подається в кільцеву зону 7, тиск на поршень зростає, протидіючи силі пружини 5. Якщо застосовано достатній тиск в 3 МПа, то поршень рухається праворуч, усуваючи стиснення пакета дисків і дозволяючи двигуну вільно обертатися. Коли тиск припиняється, пружина 5 повертає поршень назад ліворуч і знову стискає пакет дисків 3. Таким чином, гальмо є нормально-замкненого типу і відповідає вимогам безвідмовності.

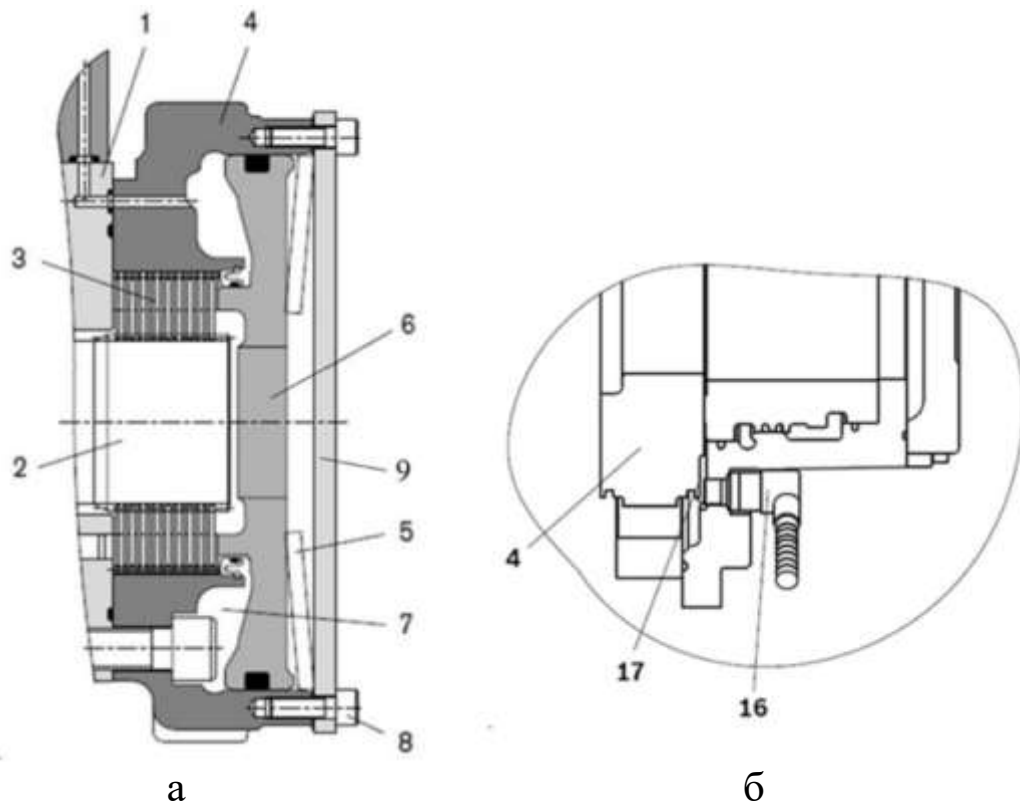


Рис. 2.64. Стоянкове гальмо (а) та перетворювач частоти обертання 16 (б), змонтований на корпусі гідромотора MCR (блок циліндрів 4, торцевий диск 17)

У разі несправності гідравлічної системи розгальмування можна виконати вручну, послабивши гвинти 8 торцевої кришки 9.

На рис. 2.64,б приведений вид на датчик (перетворювач) частоти обертання.

На рис. 2.65 приведені залежності ККД гідромоторів MCR від відносної частоти обертання ( $\eta / \eta_{\text{макс}}$ ). Об'ємний ККД ( $\eta_o$ ) гідромоторів MCR досягає близько одиниці при максимальній частоті обертання, в зоні роботи 20%...40% від максимальної частоти обертання досягає 98%. Гідромеханічний ККД ( $\eta_{\text{ГМ}}$ ) досягає максимального

значення 92% при частоті обертання 20%...40% від максимального значення та зменшується до 72% при максимальному значенні частоти обертання. Таким чином, загальний ККД гідромоторів досягає 91%...92%.

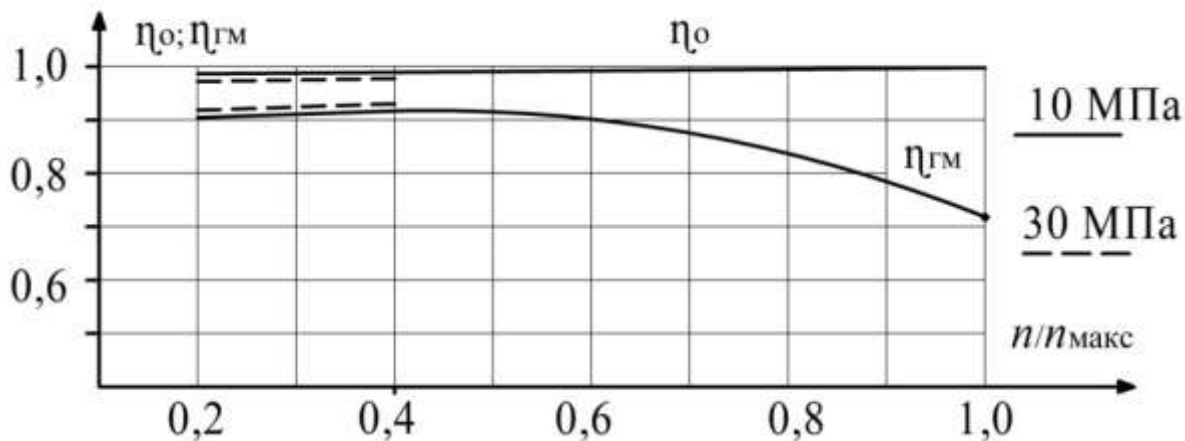


Рис. 2.65. ККД гідромоторів MCR

## 2.4. Героторні гідромотор-колеса

В мобільних машинах знаходять застосування героторні гідромотори, які відносять до класу високомоментних тихохідних гідромашин. Героторним гідромотором називається гідромотор з внутрішнім зчепленням, в якому робочі камери відокремлені одна від іншої тільки зубцями шестерень без проміжного серпоподібного елемента [5]. Принцип дії героторних гідромоторів (зустрічаються також терміни – планетарні, орбітальні і шестеренні з внутрішнім зчепленням) ґрунтується на різному співвідношенні зубів нерухомого статора (зовнішньої шестерні) і шестерні, яка обертається усередині статора, причому осі цих деталей не збігаються (мають ексцентриситет). При обертанні внутрішньої шестерні щодо статора (рух внутрішньої шестерні при цьому виглядає як планетарний) між зубами шестерень утворюються змінні за обсягом робочі камери.

Підведення оливи до цих камер спричиняє створення моменту сил на внутрішній шестерні, за допомогою якої передається крутний момент на вихідний вал гідромотора. Розподільний вузол гідромотора торцевого або цапфового типів обертається синхронно з внутрішньою шестернею і забезпечує напереміне сполучення робочих камер гідромотора з магістралями високого (від насоса) і низького

(зливу) тиску. Гідромотори випускаються в різних конструктивних виконаннях, що впливає на вихідні характеристики, довговічність і габарити. За типом героторні шестеренні пари розрізняють з безпосереднім контактом зубів внутрішньої і зовнішньої шестерень і з роликками у зовнішній шестерні (такий тип гідромоторів називають «геролерним»). Геролерна конструкція забезпечує мінімальний рівень тертя і підвищує довговічність гідромотора навіть при постійній роботі з високими тисками, тому такі гідромотори рекомендують для експлуатації при частих реверсах і на малов'язкісних РР. Провідні позиції на ринку героторних гідромоторів посідають фірми «SAUER-DANFOSS», «EATON», «PARKER HYDRAULICS», «WHITE-HYDRAULICS», «M+S HYDRAULIC», «BOSCH-REXROTH» та ін. Героторні гідромотори випускаються з робочими об'ємами від 8 см<sup>3</sup> до 2100 см<sup>3</sup>, максимальний тиск нагнітання досягає від 16 МПа до 42 МПа, максимальна частота обертання від 2500 до 120 хв<sup>-1</sup> (для мінімального і максимального робочих об'ємів, відповідно). Максимальна вихідна потужність гідромоторів не перевищує 70 кВт. Кількість зубів внутрішньої шестерні дорівнює 4 для малих і збільшується до 6 і 8 для гідромоторів великих робочих об'ємів.

Робочий об'єм шестеренної гідромашини героторного типу, в якій ротор (внутрішня шестерня) має на один зуб менше, ніж статор (зовнішня шестерня з внутрішніми зубами), і здійснює планетарний рух, визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot z \cdot (A_{\text{макс}} - A_{\text{мін}}) \cdot b, \text{ см}^3, \quad (1.18)$$

де  $A_{\text{макс}}$  і  $A_{\text{мін}}$  – максимальне і мінімальне значення площі міжзубової камери, відповідно, мм<sup>2</sup>,

$z$  – число зубів ротора (внутрішньої шестерні), мм,

$b$  – ширина зубів шестерень, мм.

На прикладі продукції фірми «SAUER-DANFOSS» [32; 33]. всі типи героторних гідромоторів можуть бути представлені у вигляді збільшеної класифікації за типом героторної пари, розподільного і підшипникового вузлів (рис. 2.66 і табл. 2.25).

Гідромотори мають конструктивну схему з цапфовим розподільником РР і суміщенням вихідного вала з цапфою (вал-цапфа) або торцевим розподільним вузлом, що пов'язаний з вихідним валом гідромотора зубчастою муфтою (карданом). Торцевий розподільний ву-

зол має більш високу герметичність у порівнянні з цапфовим (перший відноситься до вузлів з гарантованим гідростатичним притиском контртіл, а другий – з гарантованим зазором) і не сприймає зовнішніх радіальних навантажень з боку вихідного валу завдяки приводу обертання за допомогою муфти.

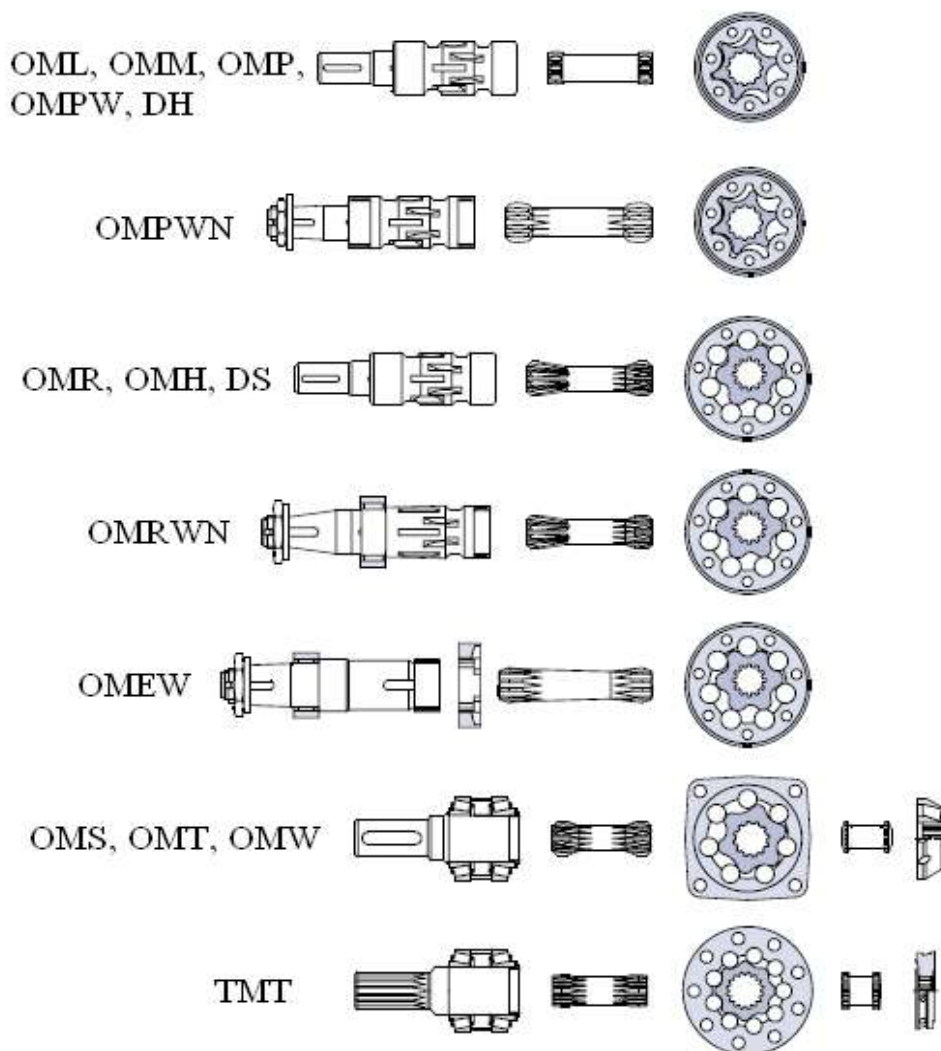


Рис. 2.66. Героторні гідромотори фірми «SAUER-DANFOSS»

Переваги торцевого розподільника дозволяють отримати мінімальний рівень об'ємних і механічних втрат потужності (підвищити ККД гідромотора) і забезпечити в гідромоторах серій OMS, OMT, OMV, OMEW і TMT стійку роботу на мінімальних («повзучих») частотах обертання. Крім того, установка валу в кінцевих радіально-упорних підшипниках дозволяє гідромоторам сприймати значні зовнішні осьові і радіальні навантаження. У героторних гідромоторах встановлюють підшипники кочення або ковзання вихідного валу. Для

роботи з підвищеними статичними і динамічними навантаженнями надається перевага використанню гідромоторів з підшипниками кочення на валу. Гідромотори з конічними підшипниками призначені для роботи у важких умовах.

Таблиця 2.25

Класифікація героторних гідромоторів фірми «SAUER-DANFOSS»

Серія гідромоторів	Конструкція героторної пари		Тип розподільного вузла		Підшипники опор вала	
	без роликів	з роликами	вал-цапфа	торцевий	кочення	ковзання
OML, OMM, OMP, OMPW, DH	+	-	+	-	-	+
OMPW N	+	-	+	-	+	-
OMR, OMH, DS	-	+	+	-	-	+
OMRW N	-	+	+	-	+	-
OMEW	-	+	-	+	+	-
OMS, OMT, OMV	-	+	-	+	+	-
TMT	-	+	-	+	+	-

Основні переваги героторних гідромоторів:

– надійність і компактність, високі питомі показники. Відношення маси гідромотора до максимального крутного моменту досягає 0,013 кг/Нм, що в два рази нижче, ніж у радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії і знаходиться на рівні радіальнопоршневих гідромоторів багатоперіодної дії (0,007...0,02 кг/Нм);

– широкий діапазон зміни частоти обертання;

– високий момент зрушування;

– можливість використання в гідроприводах із замкненим і розімкненим ланцюгами циркуляції РР;

– можливість сприйняття валом гідромотора значних радіальних навантажень;

– можливість використання широкого асортименту робочих рідин, в тому числі негорючих і біологічно активних;

– наявність цілої низки конструктивних виконань, що дозволяють створити гідропривод з мінімальними габаритами і масою.

Героторні гідромотори фірми «SAUER-DANFOSS» мають широку номенклатуру робочих об'ємів і конструктивних виконань, включаючи 15 конструктивних серій у загальній кількості з 87 зна-

чень робочих об'ємів від 8 до 800 см<sup>3</sup>. Максимальна потужність гідромоторів від 2 до 70 кВт, максимальний тиск від 14 до 42 МПа в залежності від типорозміру.

Крутний момент досягає 2700 Нм, максимальна частота обертання 2500 хв<sup>-1</sup>. Маса гідромоторів становить від 1,2 кг до 37 кг залежно від типорозміру і конструктивного виконання.

На рис. 2.67 представлений загальний вигляд героторного гідромотора, який складається з передньої кришки 1, проставки 2, задньої кришки 3 і встановленого між ними статора 4 з внутрішнім зубчастим вінцем. Робочий орган гідромотора складається з ротора 5 у вигляді шестизубої шестерні, що перебуває в зчепленні зі статором 4, внутрішні зуби якого утворені сімома циліндричними вставними роликами 6. Вал гідромотора 7 встановлений в радіально-упорних конічних підшипниках 8 і ущільнений за допомогою манжети 9. Ротор 5 з роликами 6 статора 4 обмежені по стінках проставками 2 і 10, що забезпечують герметичність робочих камер. При обкатуванні ротора 5 по роликах 6 статора 4 утворюються замкнені робочі камери змінного об'єму. При цьому вісь ротора описує коло радіусом, рівним заданому ексцентриситету робочої пари шестерень.

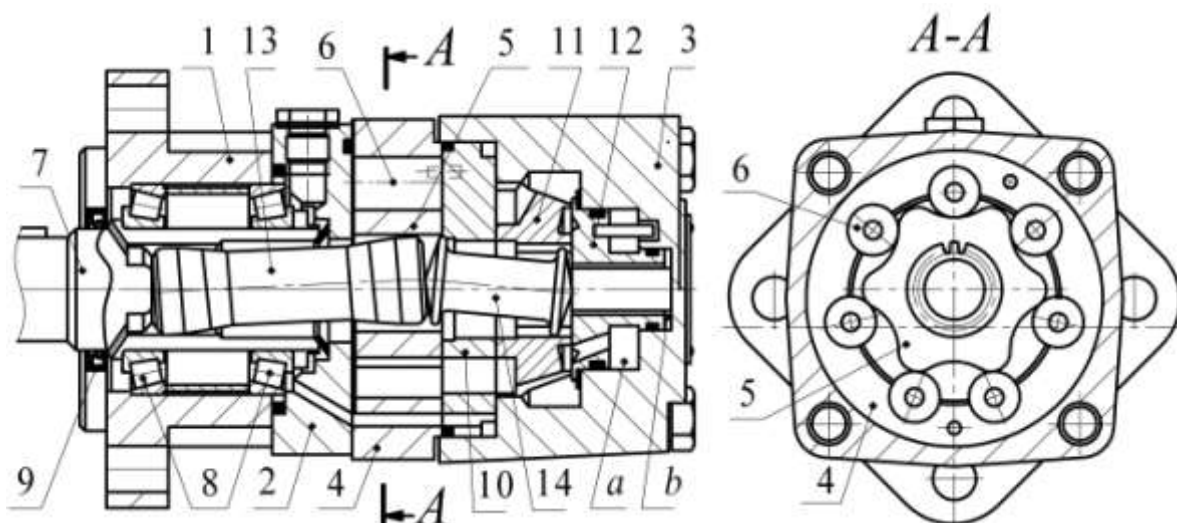


Рис 2.67. Героторний гідромотор:  
а – поздовжній; б – поперечний розрізи

Сполучення робочих камер з магістралями насоса забезпечується за допомогою розподільного вузла, що включає торцевий обертовий диск 11 і диференціальний (ступінчастий) поршень 12, порожнини *a* або *b* якого забезпечують притиск диска 11 до шестеренної

пари. Передача обертання від вала 7 до диска 11 здійснюється деталями 13 і 14 карданної передачі. Гідромотори шести робочих об'ємів від 80 до 315 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 16 і максимальний 21 МПа допускають радіальне в 6000 Н і осьове в 3000 Н навантаження на вал.

Героторні гідромотор-колеса за останні роки стали представляти істотну конкуренцію радіальнопоршневим гідромоторам одноциклової і багатоциклової дії для крутних моментів до 3000 Нм. Для порівняння наведемо основні технічні характеристики двох світових лідерів у галузі створення радіальнопоршневих гідромоторів. Фірма «Sai» (Італія) виробляє кілька серій мотор-колес на базі гідромоторів одноциклової (ексцентрикової) дії, у тому числі з робочим об'ємом від 60 до 800 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 25 МПа і максимальний (піковий) до 30...58 МПа.

Мотор-колесо серії P05-170 з робочим об'ємом 166 см<sup>3</sup> має масу 16 кг (з вбудованим гальмом) і призначене для роботи при перепаді тисків до 35 МПа і частоті обертання до 900 хв<sup>-1</sup>. Пікова потужність гідромотора обмежена значенням в 37 кВт. Фірма «POCLAIN HYDRAULICS» (Франція) виробляє серію мотор-колес MS на базі радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії. Мінімальне значення робочого об'єму 172 см<sup>3</sup>, максимальне 15000 см<sup>3</sup>. Мотор-колесо серії MS02 з робочим об'ємом 172 см<sup>3</sup> має масу 27 кг (з вбудованим гальмом) і призначене для роботи на перепаді тисків до 45 МПа і частоті обертання до 510 хв<sup>-1</sup>, значення пікової потужності не повинно перевищувати 18 кВт.

Героторний гідромотор (мотор-колесо) фірми «M+S HYDRAULIC» серії MS з робочим об'ємом 162 см<sup>3</sup> з вбудованим гальмом має масу 17,8 кг, максимальний перепад тисків 23 МПа, частоту обертання до 560 хв<sup>-1</sup> і потужність 22 кВт.

Фірма «МОТОР-Імпекс» (м. Харків) постачає на ринок України широку гаму героторних гідромоторів виробництва фірми «M+S HYDRAULIC» [34]. У дев'яти серіях гідромоторів є 58 значень робочих об'ємів від 8 до 800 см<sup>3</sup> на тиск 11...40 МПа і потужністю до 54 кВт (рис. 2.68). Героторні гідромотори мають ряд конструктивних виконань, що задовольняють вимогам розробника ОГП за компонуванням, надійністю, безпекою і компактністю.

При виборі типу дренажної системи евакуації витоків РР з корпусу гідромотора можливе виконання без окремої дренажної лінії (рис. 2.68,а). У цьому випадку тиск в корпусі гідромотора дорівнює

напівсумі значень тисків нагнітання і зливу. За наявності окремої лінії дренажу  $T$  (рис. 2.68,б) тиск у корпусі гідромотора дорівнює тиску в гідробаку.

Зворотні клапани  $ЗК1$  і  $ЗК2$  (рис. 2.68,в) обмежують тиск у корпусі гідромотора значенням тиску в лінії зливу  $РР$ . При сполученні лінії зливу з гідробаком схеми згідно з рис. 2.68,б і г рівнозначні. Установка на гідромотор стоянкового  $Ц_{ст}$  або робочого  $Ц_{рг}$  гальма (рис. 2.68,г і д, відповідно) суттєво спрощують загальне компонування транспортної машини і безпеку її експлуатації.

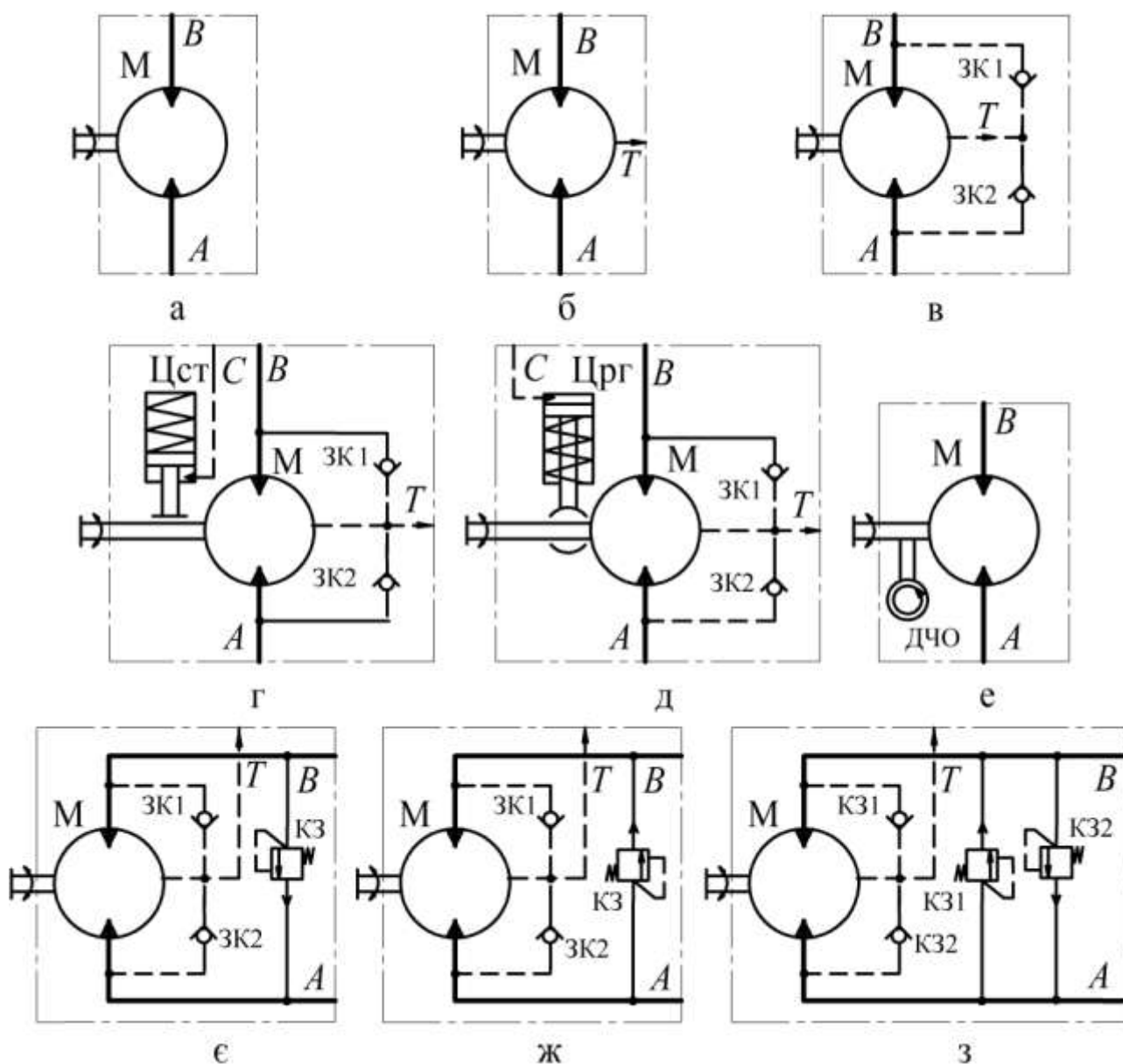


Рис. 2.68. Гідравлічні принципи схеми оснащення героторних гідромоторів

Вбудований у гідромотор перетворювач (датчик) частоти обертання ДЧО (рис. 2.68,е) дозволяє контролювати швидкість руху транспортної машини.

Залежно від типу ОГП гідромотори комплектуються запобіжними клапанами. При нереверсивному обертанні робочого органа, коли під тиском знаходиться постійно тільки одна з порожнин гідромотора *A* або *B*, достатньо застосування гідромотора тільки з одним запобіжним клапаном (рис. 2.68,а), при реверсивному обертанні необхідно встановлювати два клапани *K31* і *K32* (рис. 2.68,з).

Під час експлуатації героторного гідромотора на вал останнього можуть діяти істотні швидкісні, радіальні і осьові навантаження. У такому випадку вал в гідромоторі встановлюють у голчастих або радіально-упорних конічних підшипниках.

Фірма «WHITE HYDRAULICS» (США) спеціалізується на виробництві героторних гідромоторів 15 серій з робочими об'ємами від 50 см<sup>3</sup> до рекордних 2100 см<sup>3</sup> [35-41]. Рекомендований фірмою тяговий розрахунок дозволяє вибрати для проектованої мобільної машини робочий об'єм героторного гідромотора.

На рис. 2.69 приведені складові частини героторного гідромотора: 1. Пилозахисне ущільнення; 2. Металева опорна прокладка; 3. Резервне ущільнення; 4. Ущільнення валу; 5. Мале ущільнювальне кільце поршня; 6. Мале поршневе ущільнення; 7. Велике ущільнювальне кільце поршня круглого перерізу; 8. Велике поршневе ущільнення; 9. Ущільнювальне кільце круглого перерізу; 10. Ущільнення корпусу (3); 11. Ущільнення колектора; 12. Ущільнення комутатора; 13. Ущільнювальне кільце круглого перерізу; 14. Резервне ущільнення; 15. Корпус; 16. Підшипник вала; 17. Диски фрикційні (10); 18. Диск штамповані (9); 19. Штамповані товсті диски (2); 20. Поршень; 21. Пружини (25); 26. Розпірні прокладки (1-3); 23. Гвинти (8); 25. Проставка ланки приводу; 26. Привод; 27. Ротор в зборі; 28. Колектор; 29. Комутатор в зборі; 30. Поршень торцевої кришки; 31. Пружина поршня; 32. Торцева кришка; 33. І.Д. збірка тегів; 34. Монтажні болти (7); 35. Вал; 36. Шлиці валу; 37. Гайка валу.

На рис. 2.70 приведена частина героторного гідромотора DT серії 710 фірми WHITE HYDRAULICS, оснащеного гальмівною багатодисковою системою в передньому корпусі.

На рис. 2.71,а представлена гідравлічна принципова схема автоматичного розгальмування гідромотора М серії DT фірми WHITE HYDRAULICS.

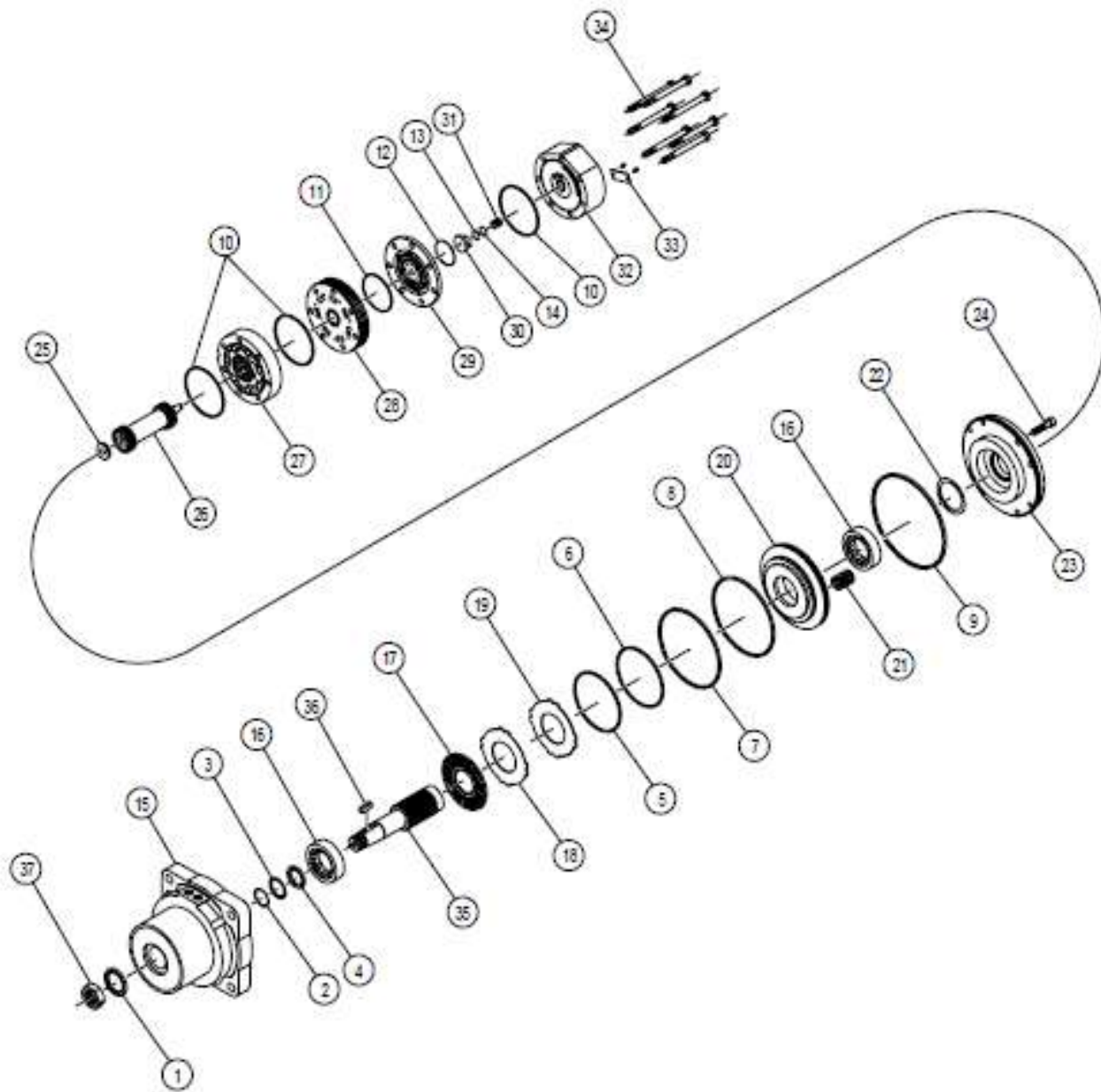


Рис. 2.69. Складові частини героторного гідромотора фірми «WHITE HYDRAULICS»

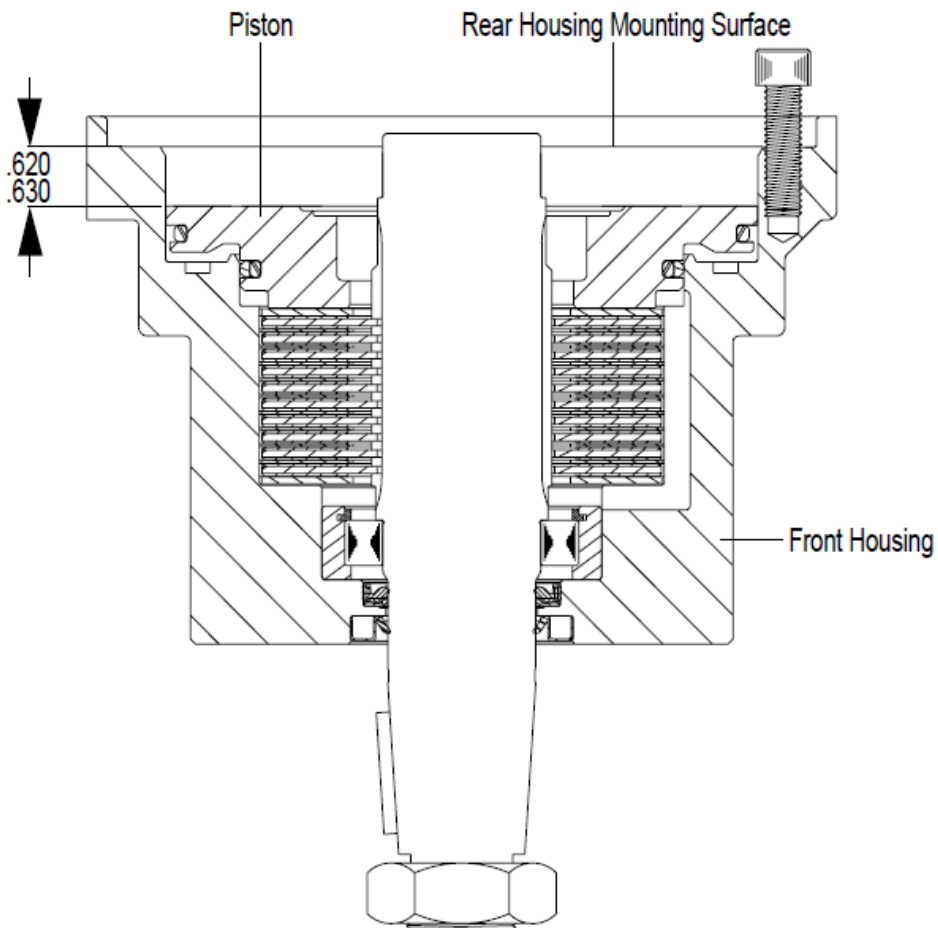


Рис. 2.70. Гальмівна система героторного гідромотора DT серії 710 фірми «WHITE HYDRAULICS»

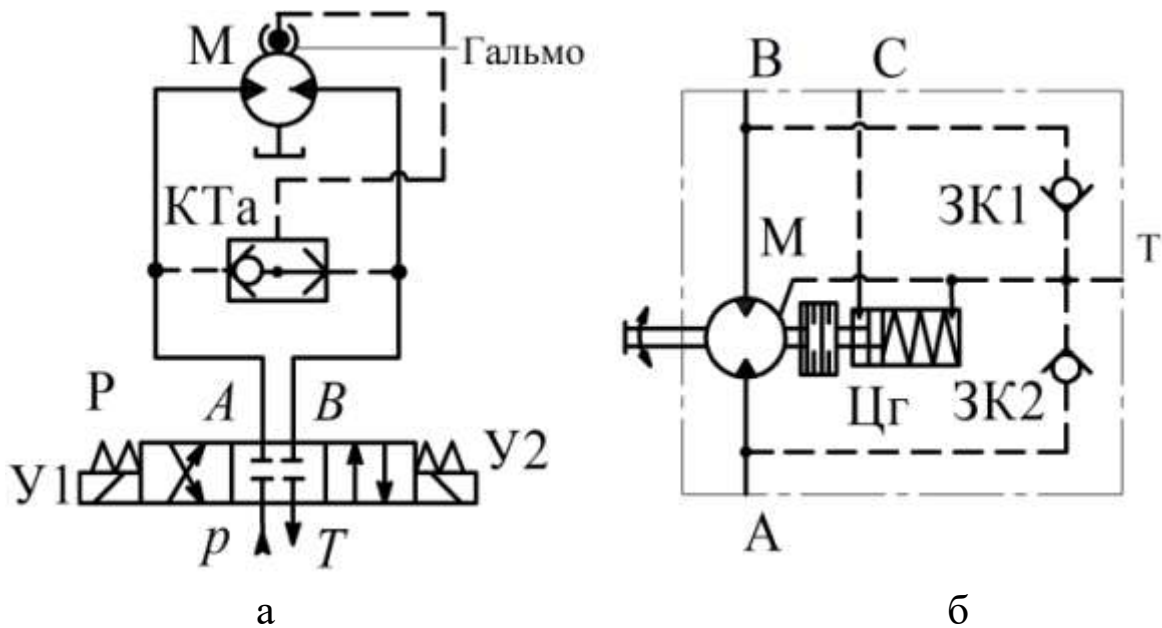


Рис. 2.71. Гідравлічна принципова схема гідропривода розгальмування героторного гідромотора серії DT фірми WHITE HYDRAULICS

Клапан тиску КТa типу «або» розташований між лініями А і В сполучення гідромотора М з гідророзподільником Р. Залежно від значення більшого тиску в цих лініях запірний елемент (наприклад, шарик) клапана КТa зміщується в протилежний бік і тиск подається за штриховою лінією в механізм розгальмування вала гідромотора М. На рис. 2.71,б показана схема розгальмування в більш повному зображенні гальмівного циліндра Цг (з розгальмуванням тиском від окремого джерела С) і зворотних клапанів ЗК 1 і ЗК2 дренажних витоків Т.

На рис. 2.72 позначені окремі деталі і вузли гідромотора.

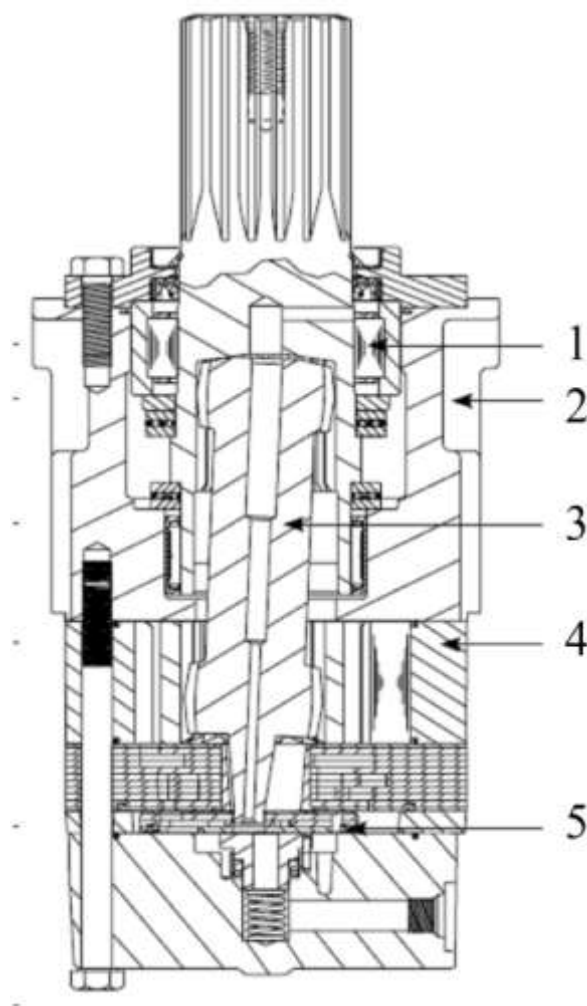


Рис. 2.72. Гідромотор серії DT фірми WHITE HYDRAULICS

До переваг гідромотора відносять:

1 – потужний роликовий підшипник витримує високі бічні навантаження і отримує примусове змащення для охолодження і збільшення терміну служби;

2 – компактний корпус сприяє високому співвідношенню потужності до маси в гідромоторі. Споживачу пропонуються передні та задні монтажні фланці;

3 – високо навантажена карданна передача отримує примусове змащення для тривалого терміну служби і здатна витримувати екстремальні робочі цикли;

4 – героторні гідромотори з проміжними роликками (геролерного типу) серії DT мають робочі об'єми до  $2093 \text{ см}^3$  для створення високого крутного моменту;

5 – тризонний орбітальний клапан (розподільник торцевого типу) точно дозує РР в міжзубовий простір гідромотора і забезпечує виняткову ефективність з точки зору мінімізації витоків і підвищення об'ємного ККД гідромотора.

На рис. 2.73 представлені гідромотори серії DT фірми «WHITE HYDRAULICS» різних конструктивних виконань, зокрема гідромотор-колесо.

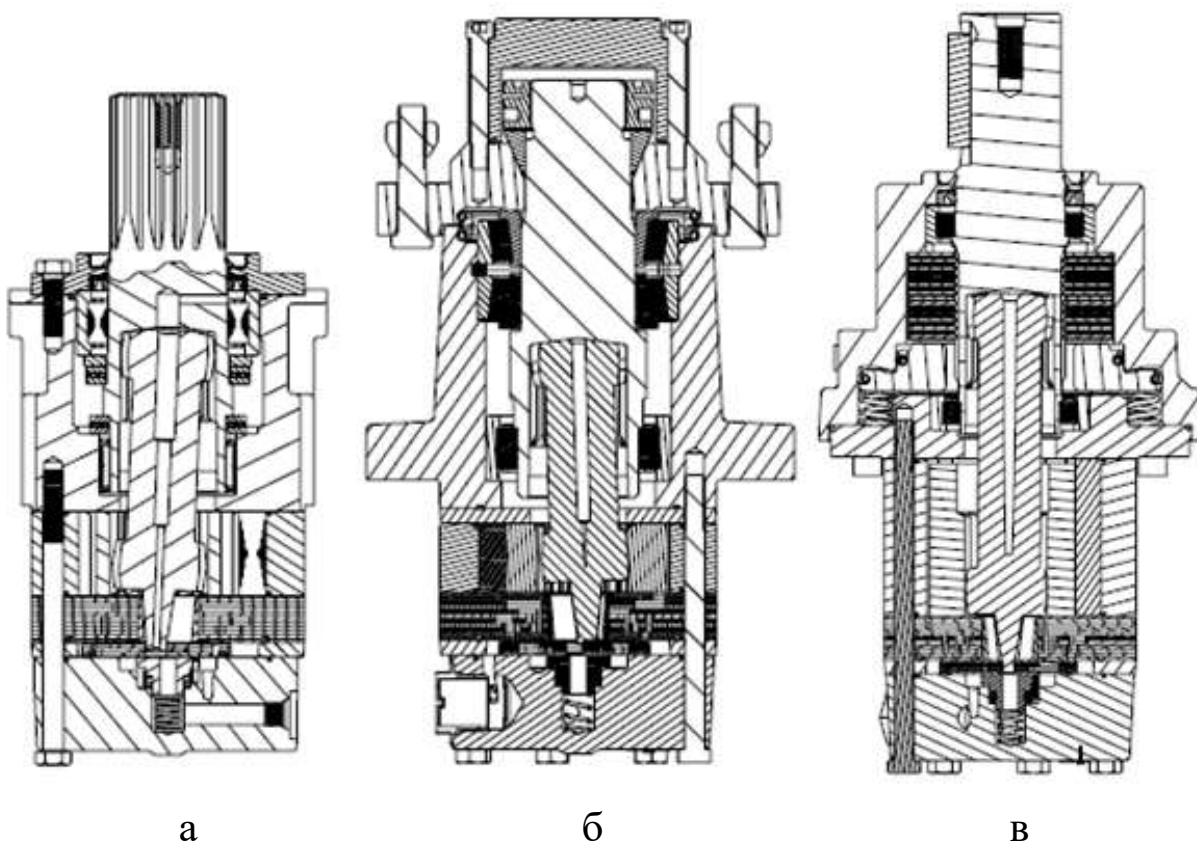


Рис. 2.73. Гідромотори серії DT фірми «WHITE HYDRAULICS»:

а – стандартного виконання; б – з матчиною для колеса;

в – з гальмом

Фірма «BONDIOLI & PAVESI» (Італія) є на ринку України торговим представником фірми «WHITE HYDRAULICS» (США). Головний офіс фірми знаходиться в США (White Hydraulics, Inc., World Headquarters), виробництво гідромоторів ведеться також «White Hydraulics GmbH» (ФРН).

Фірма «WHITE HYDRAULICS» володіє найбільш широким типорозміром біля героторних гідромоторів, робочий об'єм яких знаходиться в діапазоні від  $50 \text{ см}^3$  до  $2100 \text{ см}^3$ .

Фірма «WHITE HYDRAULICS» має у своїй номенклатурі 15 різних серій героторних гідромоторів:

MP – конструкція з цапфовим розподільником, забезпечує малу частоту обертання. Максимальний ККД досягає 73% ... 80% в залежності від типорозміру. Діаметри валів 25 мм і 32 мм на крутний момент до 675 Нм;

MR – конструкція з цапфовим розподільником, забезпечує малу частоту обертання. Максимальний ККД досягає 75% ... 85% в залежності від типорозміру. Діаметри валів 25 мм і 32 мм на крутний момент 610 Нм;

MS – конструкція з торцевим розподільником. Максимальний ККД досягає 85% для всіх типорозмірів серії. Діаметри валів 32 мм і 35 мм на крутний момент до 622 Нм;

RE – конструкція з торцевим розподільним плаваючим диском (з гарантованим зазором між контртілами). Діаметри валів 25 мм; 32 мм і 35 мм на крутний момент до 1200 Нм;

RG – конструкція з торцевим розподільним диском. Діаметр вала 25 мм на максимальний крутний момент до 650 Нм;

RS – конструкція з цапфовим розподільником, забезпечує малу частоту обертання. Діаметр вала 25 мм на максимальний крутний момент до 680 Нм;

DT – конструкція з торцевим розподільним диском і гідростатичним прижимом контртіл (Three-Zone orbiting valve). Діаметри валів 40 мм; 50 мм і 60 мм на крутний момент до 2700 Нм;

НВ – конструкція з торцевим розподільником і гідростатичним прижимом контртіл. Діаметри валів 25 мм і 32 мм на крутний момент до 882 Нм;

DR – конструкція з торцевим розподільником і гідростатичним прижимом контртіл. Діаметри валів 25 мм і 32 мм на крутний момент до 1200 Нм;

СЕ – конструкція з торцевим розподільником і гідростатичним прижимом контртіл. Діаметр вала 35 мм на крутний момент до 1200 Нм;

Крім вищевказаних серій, представлених у табл. 2.26, фірма рекламує гідромотори, гальма і розподільники витрат серій MD, MV, MT, BK і FD.

Таблиця 2.26

Основні технічні характеристики героторних гідромоторів  
фірми «WHITE HYDRAVLICS»

Серія, робочі об'єми, см <sup>3</sup>	Максим. тиск, МПа	Максим ча- стота обер- тання, хв <sup>-1</sup>	Максим. крутний момент, Нм	Потужність, кВт	Маса, кг
MP 50...400	11...17	185...975	108...533	7,5...6,8	5,6...7,4
MR 50...400	12...20	240...970	126...515	7,9...6,9	6,7...9
MS 80...320	14...21	285...1000	150...410	16,1...20	8,1...10,6
RE 120...750	14...28	130...490	383...1237	12,3...11,1	10,6...17,5
RG 40...320	17...21	235...1020	100...600	6,2...8,4	6,9...9,5
RS 50...400	10...16	220...490	95...463	4,2...7,5	6,1...11,5
DT 300...2100	14...26	50...380	955...3342	11,1...27,4	20,2...40,5
DR 200...750	17...28	150...560	644...1390	14,2...27,3	13,4...30,3
CE 120...750	14...24	130...490	356...1237	12,1...11,3	10,9...20,1
HB 50...400	21...28	230...830	158...1020	9,6...17,8	8,8...22,3

*Примітки:* 1. Значення потужності, що отримані як добуток номінальної частоти обертання на крутний момент; 2. Технічні характеристики гідромоторів наведені при температурі робочої рідини 54°С і кінематичній в'язкості 46 сСт, за винятком серії MS (50°С і 35 сСт).

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМІСІЇ НАВАНТАЖУВАЧА З ГІДРОМОТОР-КОЛЕСАМИ

Проведемо дослідження динаміки трансмісії фронтального навантажувача H20-Linde з гідромотор-колесами. На рис. 3.1 приведена розрахункова схема гідравлічної повно-поточної трансмісії з гідромотор-колесами (ГМК) для аналізу її динаміки. Гідромотори радіальнопоршневого типу (гідромотор-колеса) М1 і М2 з регульованим двоступеневим робочим об'ємом приводиться в обертання при подачі РР насосом Н (аксіальнопоршневим з регульованим робочим об'ємом). Насос Н приводиться в обертання двигуном внутрішнього згорання ДВЗ. На гідромотори діє підсумкове зовнішнє навантаження ЗН1 і ЗН2 (або крутний момент супротиву  $M_c$ , якій діє на гідромотор-колеса).

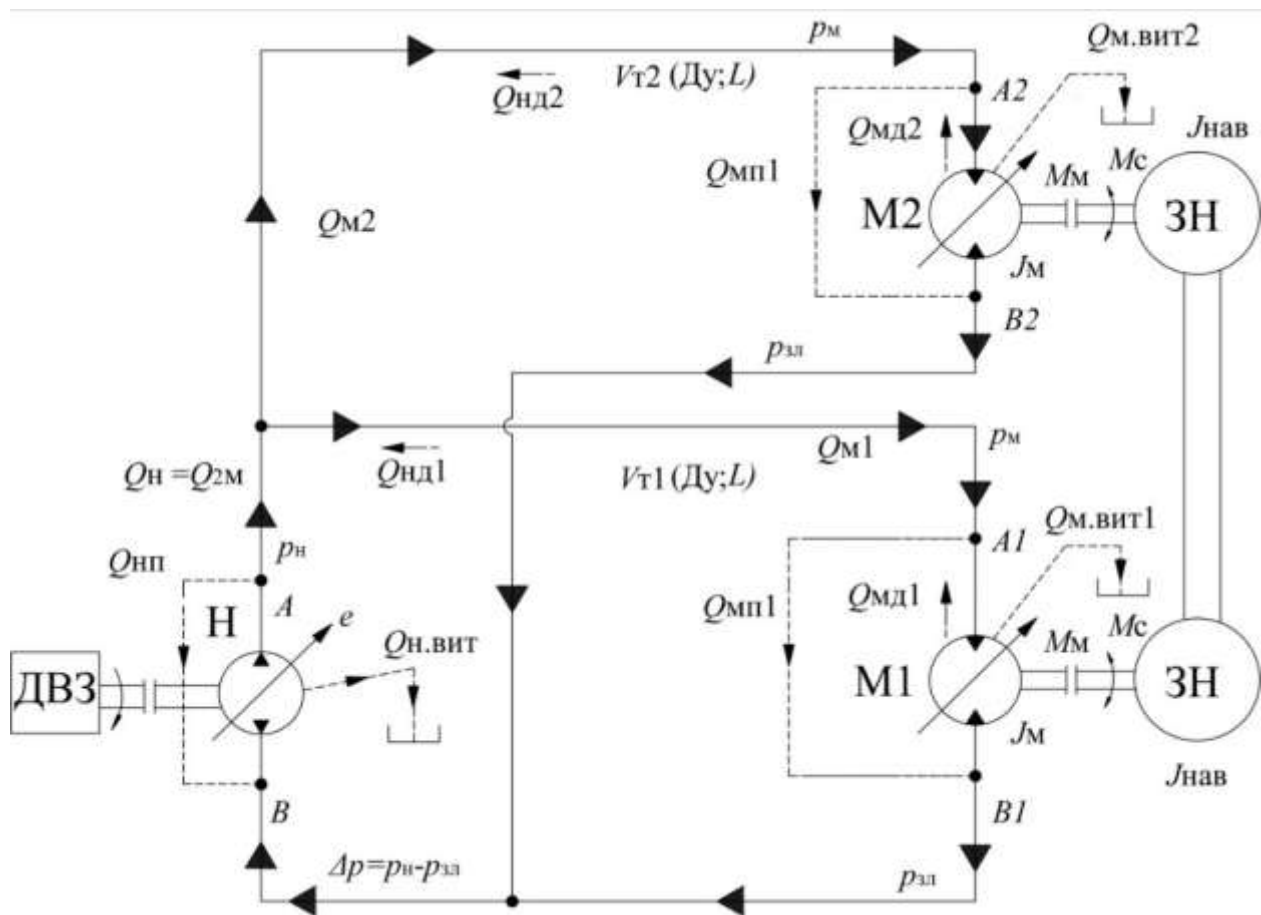


Рис. 3.1. Гідравлічна схема для дослідження динаміки гідравлічної трансмісії навантажувача H20-Linde

Насоси та гідромотори мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витоки РР, які відносяться до коефіцієнту подачі для насоса і об'ємного ККД для гідромоторів, а також гідродинамічні та механічні втрати, які відносяться до гідромеханічного ККД гідромашин. Для спрощення вводимо еквівалентний робочий об'єм гідромотора, якій дорівнює робочим об'ємам двох гідромоторів, та також сумуємо витрати РР з цих гідромоторів і моменти інерції. Позначки на схемі будуть пояснюватись при складанні математичної моделі трансмісії.

Скористаємося математичною моделлю ОГП [42-46], доповнивши її введенням регульованого гідромотора. Формально ця модель також може використовувати евристичний модуль стадійного навантаження, коли робочий орган – бульдозерний відвал або розпушувач занурюється у землю вже після початку руху трактора. У математичній моделі робляться такі допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями; момент інерції трактора приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються у зв'язку з їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами високого тиску).

Таким чином вирази для тиску  $p_m$  [МПа] і частоти обертання гідромотора  $n_m$  [хв<sup>-1</sup>] мають вигляд:

$$p_m = \int_0^t \left[ Q_{HT,e}(t) - 10^{-3} V_{M,i}(t) \cdot n_m(t) - C_{ПВ} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{TP}} dt, \quad (3.1)$$

$$n_m = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{П}} \left[ \frac{1}{2\pi} V_{M,i}(t) \cdot (p_H - p_{ЗЛ}) \cdot \eta_{M,ГМ} - M_c \right] dt, \quad (3.2)$$

де  $Q_{HT,e} = Q_{HT} \cdot e$  – подача насоса при заданому відносному куті повороту похилого диска  $e$ , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах  $e = 0 \dots \pm 1$ , л/хв.;

$Q_{HT} = 10^{-3} V_H n_H$  – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом  $V_H$  [см<sup>3</sup>] і частотою обертання приводного двигуна ДВЗ  $n_H$  [хв<sup>-1</sup>] без урахування витоків РР, л/хв.;

$V_{M,i} = V_M \cdot i$  – поточне встановлене значення робочого об'єму гідромотора [см<sup>3</sup>], пропорційне максимальному  $V_M$  і залежному від параметра регулювання  $i = 0 \dots 1$ ;

$C_{\text{пв}}$  – коефіцієнт підсумкових зовнішніх ( $C_{\text{н.зв}}$  і  $C_{\text{м.зв}}$ ) та внутрішніх ( $C_{\text{н.вн}}$  і  $C_{\text{м.вн}}$ ) витоків РР насоса ( $\Delta Q_{\text{н.зв}}$  та  $\Delta Q_{\text{н.вн}}$ ) і гідромотора ( $\Delta Q_{\text{м.зв}}$  та  $\Delta Q_{\text{м.вн}}$ ), л/(хв.МПа);

$V_{\text{тр}}$  – об'єм оливи во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром  $D_{\text{зв}}$  [мм] та довжиною  $L$  [м],  $\text{дм}^3$ ;

$E$  – модуль пружності оливи, який викликає деформаційну витрату РР  $\Delta Q_{\text{нд}}$ , що викликана її стисливістю та об'ємом трубопроводу  $V_{\text{тр}}$ , МПа;

$J_{\text{п}} = J_{\text{м}} + J_{\text{р}} + J_{\text{ро}}$  – підсумковий момент інерції, приведений до валу гідромотора, в який входять  $J_{\text{м}}$  – момент інерції частин гідромотора, що обертаються,  $J_{\text{р}}$  – момент інерції приводної частини (редуктора) та  $J_{\text{ро}}$  – момент інерції робочого органу (трактора),  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$p_{\text{н}} \approx p_{\text{м}}$  і  $p_{\text{зл}}$  – тиск в лініях нагнітання насоса (гідромотора) і зливу РР до насоса, відповідно (тиск  $p_{\text{зл}}$  приймається постійним), МПа;

$\eta_{\text{м.гм}}$  – гідромеханічний ККД гідромотора;

$M_{\text{с}}$  – момент опору (зовнішнього навантаження), Нм.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик гідропривода, змінними в часі і що задаються заздалегідь параметрами являються: момент опору зовнішнього навантаження  $M_{\text{с}}$ ; подача насоса  $Q_{\text{нт,е}}$ ; робочий об'єм гідромотора  $V_{\text{м,і}}$  і його гідромеханічний ККД ( $\eta_{\text{м.гм}}$ ). Необхідність введення змінного значення гідромеханічного ККД обумовлена його істотним зниженням на режимах регулювання робочого об'єму гідромотора. Таке явище обумовлено двома факторами. Перш за все зазначимо, що при сталості моменту опору зниження робочого об'єму гідромотора призводить до зростання теоретичних значень перепаду тисків і частоти обертання:

$$\Delta p_{\text{т}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{с}}}{V_{\text{м,і}}}, \text{ МПа}; \quad n_{\text{м}} = 10^3 \frac{Q_{\text{нт,е}}}{V_{\text{м,і}}}, \text{ хв}^{-1}. \quad (3.3)$$

Зростання частоти обертання гідромотора призводить до підвищення гідродинамічних витрат і на перемішування РР в його корпусі. На зниження гідромеханічного ККД гідромотора на режимі регулю-

вання робочого об'єму істотний вплив мають втрати потужності, пропорційні частоті обертання, до яких відносять гідродинамічні втрати [5], що пропорційні швидкості РР по довжині і місцевих опорах, і та частина механічних втрат, яка залежить від швидкості обертання – в основному це втрати на перемішування РР в корпусі. Ці втрати часто класифікують як втрати холостого ходу.

Для радіальнопоршневих і героторних гідромоторів в каталогах наводяться функціональні залежності перепаду тиску холостого ходу від частоти обертання при постійній в'язкості РР. Для аксіальнопоршневих гідромоторів такі дані, як правило, не приводять, тому важливого значення набуває інформація, що отримана при стендових випробуваннях.

Наприклад, втрати холостого ходу виявляються досить істотними, досягаючи 1,5...3,5 МПа при номінальній частоті обертання гідромоторів постійного робочого об'єму. Відповідно, при зменшенні робочого об'єму гідромотора варто очікувати підвищення перепаду тисків холостого ходу. Для насосів, які використовуються в замкненому ланцюзі циркуляції РР, істотними виявляються втрати в режимі нульового значення похилого диску, що досягають 12...20 кВт. Тому в першому наближенні без особливої втрати точності значення ККД і коефіцієнтів об'ємних і гідромеханічних втрат задаємо на підставі дослідних даних для гідромашин аксіальнопоршневого типу. Безумовно, експериментальні дані по конкретних гідромашинах дозволять уточнити результати справжніх досліджень, не впливаючи на загальний характер процесів.

За результатами попередніх статичних розрахунків трансмісії навантажувача Н20-Linde отримано (дивись також табл. 1.1):

– для функціонування трансмісії обрано два радіальнопоршневих гідромотор-колеса МСR3-400 компанії «Rexroth Bosch Group» з максимальним  $V_{м.макс} = 400 \text{ см}^3$  і мінімальним  $V_{м.0,5} = 200 \text{ см}^3$  робочими об'ємами;

– максимальний крутний момент одного гідромотора для створення тягового зусилля навантажувача в 14,2 кН дорівнює 1619 Нм;

– максимальна частота обертання гідромотор-колеса навантажувача при швидкості 18,5 км/год повинна досягати  $n_{м.макс} = 251,43 \text{ хв}^{-1}$ ;

– максимальна подача насоса повинна бути не менше 88,4 л/хв при номінальній частоті обертання приводного ДВЗ в  $2200 \text{ хв}^{-1}$ ;

– ККД гідропривода дорівнює  $\eta_{\text{онт}} = 0,746$ .

На рис. 3.2 приведені блок-схеми map-VisSim заданих чисельних параметрів при моделюванні роботи гідроприводної повнопоточної трансмісії навантажувача: момент зовнішнього навантаження (супротиву); подача насоса; час зміни робочого об'єму гідромотор-колеса і його гідромеханічного ККД; зміни об'ємних ККД насоса і гідромотор-колес.

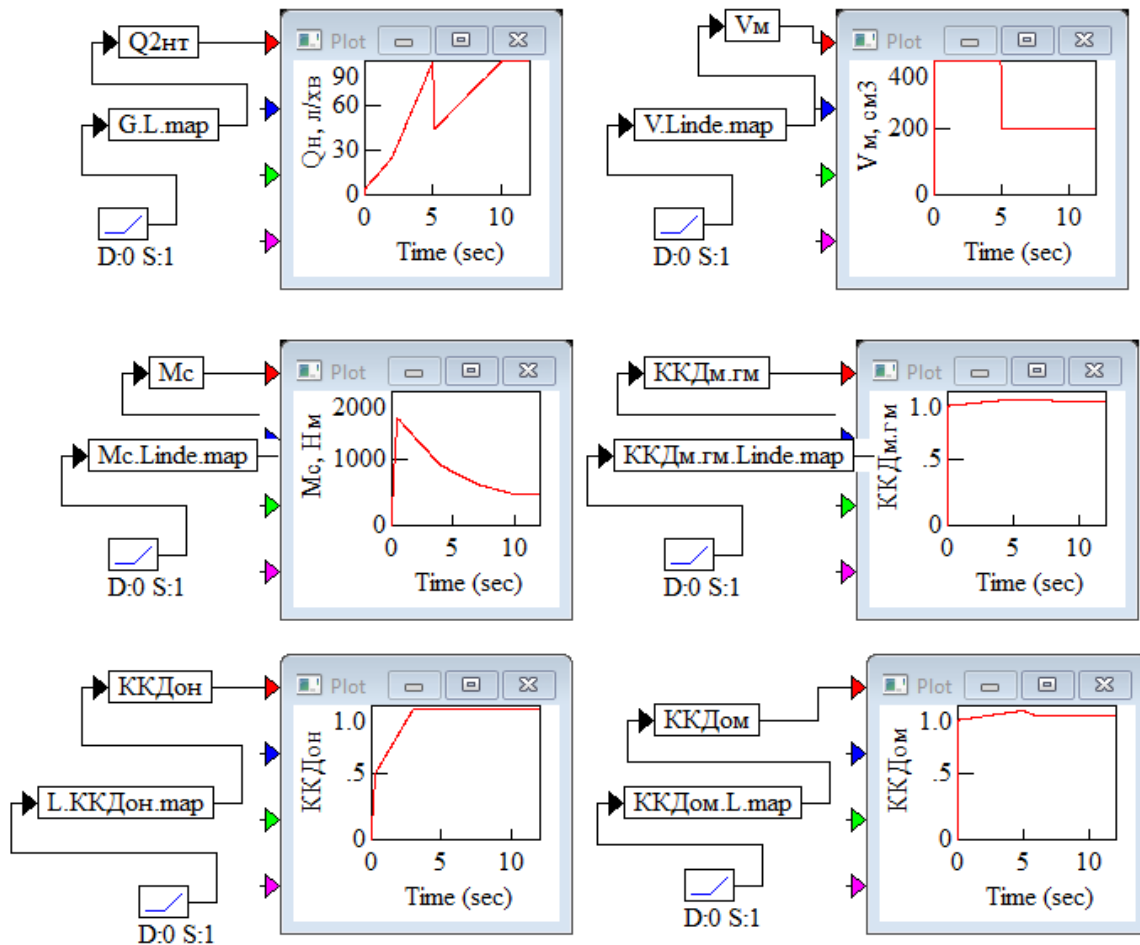


Рис. 3.2. Блок-схеми map-VisSim заданих змінних параметрів гідропривода навантажувача H20-Linde

На рис. 3.3 показані осцилограми робочого циклу гідравлічної трансмісії при повному циклі швидкості до 18,5 км/год, де в основі моделювання є синхронне одночасне зменшення робочих об'ємів гідромотор-колес і подачі насоса.

Таке синхронне зменшення режимів дає можливість запобігти коливанию швидкості навантажувача, тобто підтримати постійну частоту обертання гідромотор-колес:

$$n_M = \frac{Q_H}{V_M} = \frac{Q_{H400}}{V_{M400}} = \frac{Q_{H200}}{V_{M200}} = const, \quad (3.4)$$

де  $Q_{H400}$  і  $Q_{H200}$  – значення подач насоса при відповідних значеннях робочих об'ємів гідромотор-коліс  $V_{M400}$  і  $V_{M200}$ .

Виконання таких умов дає можливість досягнення плавного режиму збільшення або зменшення швидкості навантажувача, що є одним з завдань моделювання роботи трансмісії навантажувача.

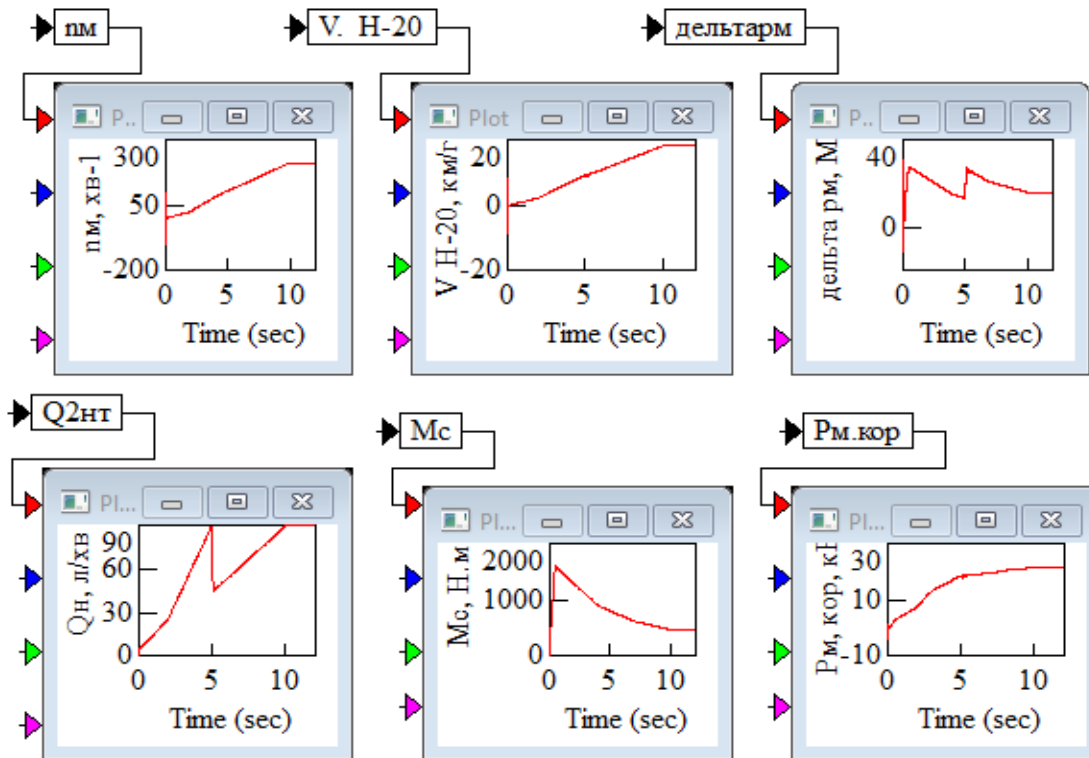


Рис. 3.3. Осцилограми моделювання гідравлічної трансмісії навантажувача в повному циклі його переміщення і виконанні умов синхронізації (3.4)

При порушенні умов синхронізації (рис. 3.4), наприклад, при запізненні зменшення подачі насоса на 0,1 с, при переміщенні навантажувача мають місце коливання швидкості з 9,3 км/год до 17,9 км/год і потужності з 18 кВт до 35 кВт, тобто майже вдвічі і цей процес діє біля 0,2 с. Є також коливання тиску в гідроприводі до 32 МПа.

На рис. 3.5 приведені осцилограми повного циклу переміщення навантажувача, включаючи зрушування при максимальному супротиву, розгін, встановлений режим, гальмування і подальше переміщення з постійним супротивом і розгоні навантажувача. Всі ці цикли опору приведені на осцилограмі  $M_c(t)$ . На режимі розгону при пос-

тійному мінімальному робочому об'ємі гідромотора в  $200 \text{ см}^3$  також досягається максимальна швидкість навантажувача в  $18,5 \text{ км/год}$  без перевищення потужності на першому етапі маневрування.

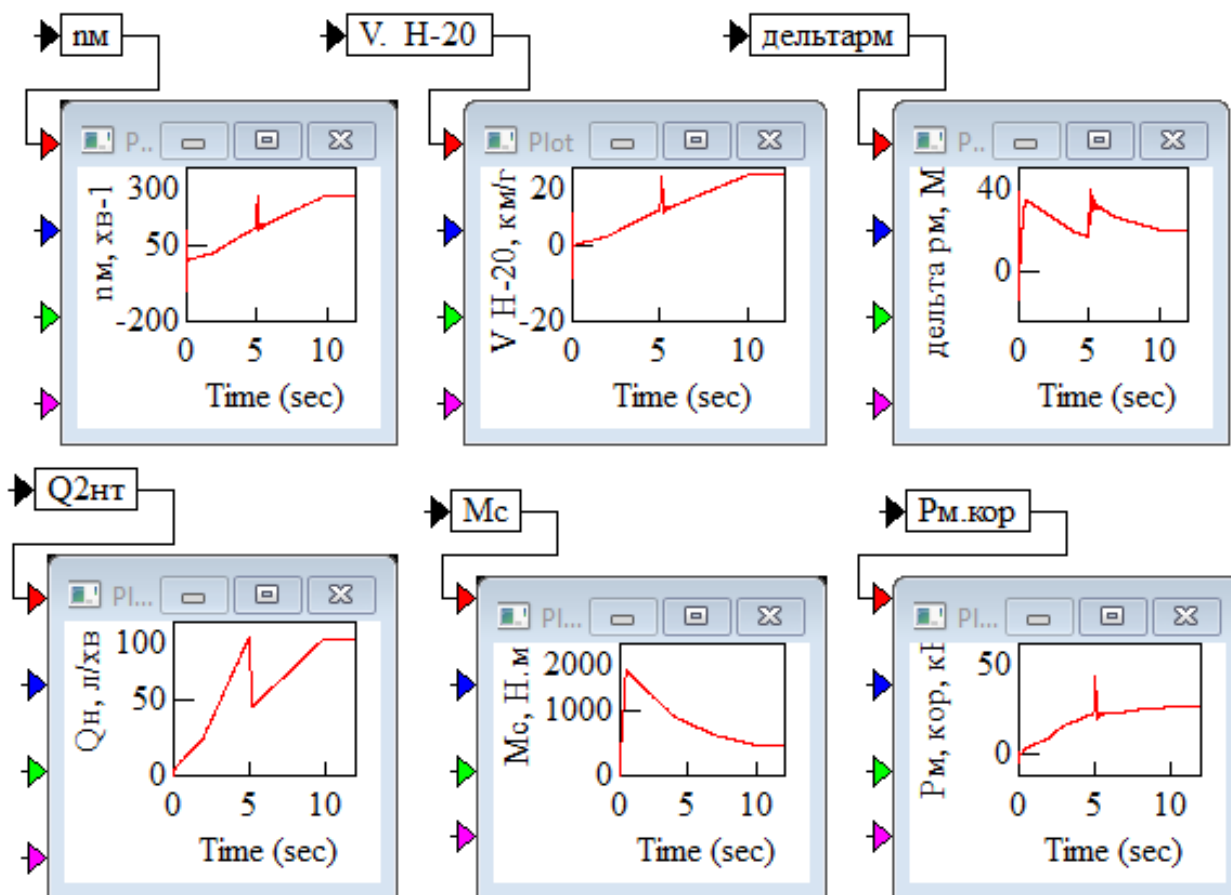


Рис. 3.4. Вплив несинхронності переключення витрати насоса і робочих об'ємів гідромотора на параметри навантажувача

На рис. 3.6 приведені осцилограми зміни параметрів в гідроприводі при зрушуванні навантажувача з максимальним моментом супротиву  $1618,8 \text{ Нм}$  при постійній інтенсивності подачі робочої рідини, але за різним часом зростання цього значення. При моделюванні часу зростання зусилля за  $0,1 \text{ с}$  тиск досягає майже  $100 \text{ МПа}$ , а вже при швидкодії в  $0,5 \text{ с}$  тиск зростає тільки до  $50 \text{ МПа}$ , але його дія характеризується разовим стрибком і не перевищує час в  $0,008 \text{ с}$ . Такий результат моделювання потребує експериментальних спостережень на макетному зразку навантажувача. Можна відмітити і коливання швидкості навантажувача при його зрушуванні, але вони також короткочасні. Слід також відмітити, що інтенсивність подачі насосу не впливає на коливання тиску в гідроприводі.

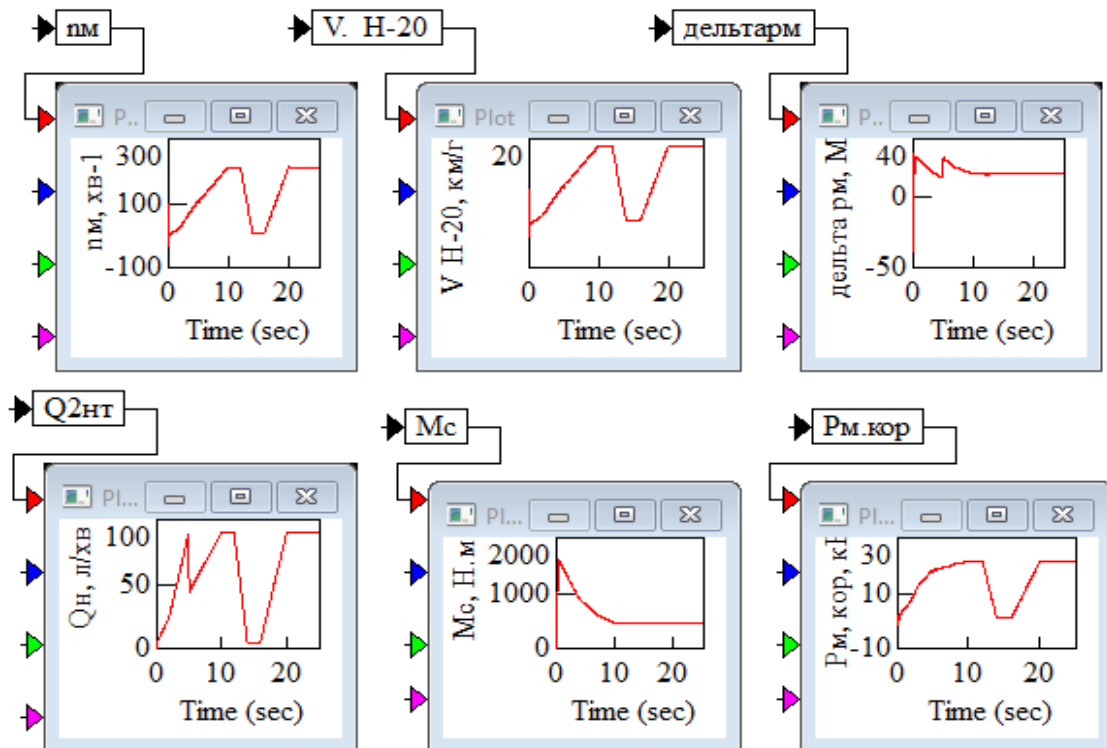


Рис. 3.5. Повний цикл переміщення навантажувача Н20 згідно заданому моменту супротиву  $M_c(t)$

Таким чином, за результатами моделювання і розрахунку динаміки трансмісії з гідромотор-колесами, встановлено:

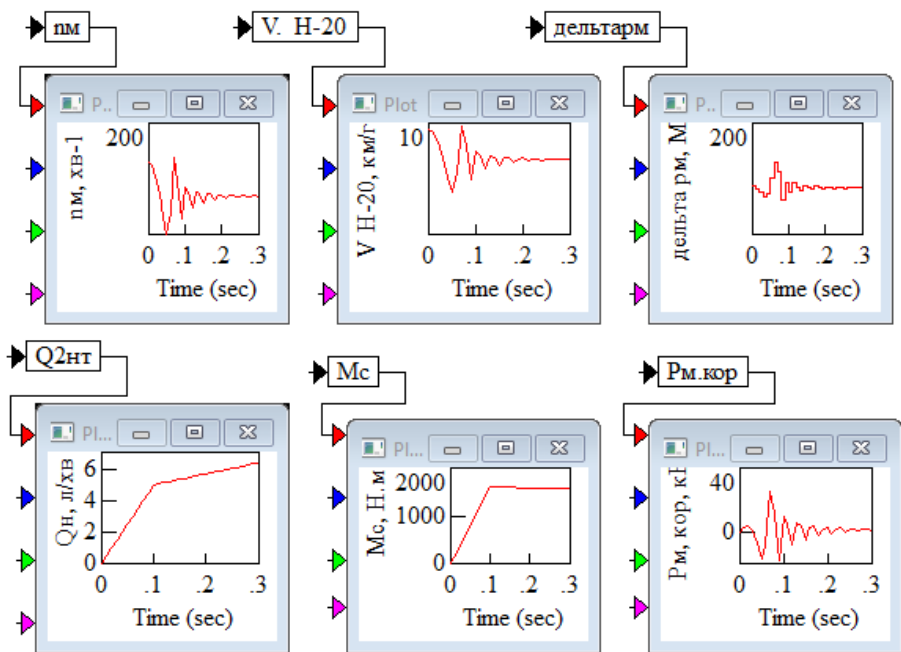
- пакет прикладних програм VisSim дозволив змоделювати роботу гідроб’ємної трансмісії навантажувача Н20-Linde з модернізованою системою за рахунок заміни аксіальнопоршневих гідромоторів з планетарними редукторами на високомоментні радіальнопоршневі гідромотор-колеса зі ступеневим регулюванням робочого об’єму;

- при моделюванні роботи трансмісії навантажувача і аналізу її динамічних характеристик використані блоки map-VisSim з чисельним завданням зовнішнього навантаження і швидкості згідно тягово-швидкісної характеристики, подачі насоса, зміни робочого об’єму гідромоторів та ККД насоса та гідромоторів;

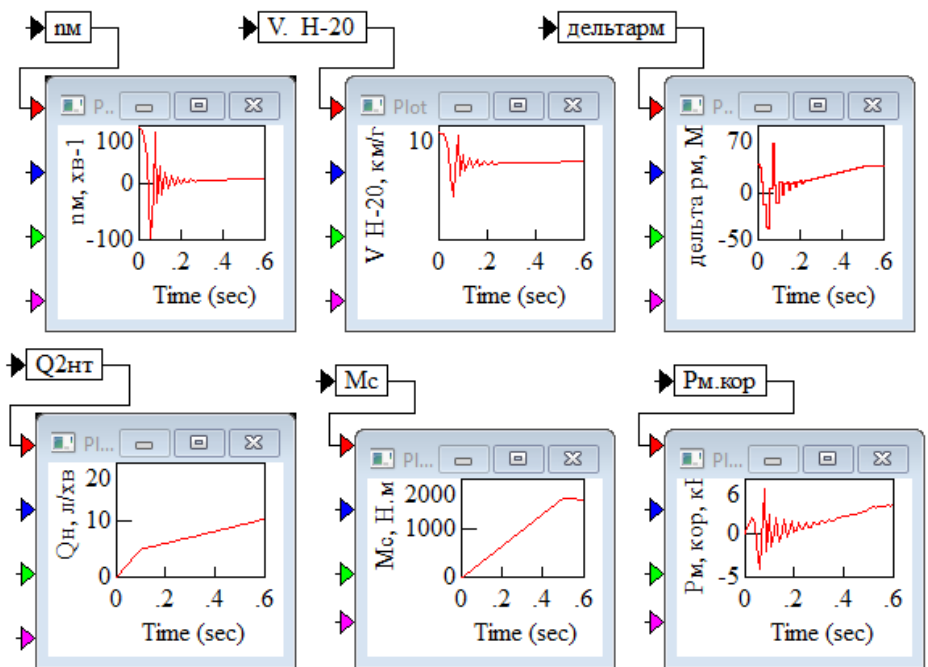
- за результатами моделювань визначена можливість застосування гідромотор-колес радіальнопоршневого типу багатоциклової дії MCR3-400 виробництва компанії «Rexroth Bosch Group». Така трансмісія забезпечує максимальні швидкість навантажувача в 18,5 км/год і тягове зусилля в 14,2 кН;

- визначена необхідність синхронізації переключення робочого об’єму гідромоторів і зміни подачі насоса для забезпечення мініміза-

ції амплітуди коливань швидкості навантажувача в режимі її безступеневої зміни. Ці вимоги можливо реалізувати за рахунок використання програмної системи керування подачі насосу і режимами переключення ступенів регулювання гідромотор-коліс.



а



б

Рис. 3.6. Осцилограми при зрушуванні навантажувача з максимальним крутним моментом 1618,8 Нм за 0,1 с (а) і 0,5 с (б)

## 4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ПЕРЕСУВАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 4.1. Методика розрахунку об'ємного гідропривода пересування з гідромоторами

На рис. 4.1 представлені структурні схеми навантажувачів з повнопотоковими трансмісіями з гідроприводом, тобто трансмісіями, в яких на відміну від двопотокових гідромеханічних трансмісій, насос і гідромотор (гідромотори) створюють повну потужність трансмісії. Наприклад, в мобільних машинах, зокрема навантажувачах, застосовують трансмісію з двох гідромашин – насоса Н і гідромотора М, який має регульований робочий об'єм і обертає через редуктор карданні вали ведучих мостів (а). Така трансмісія встановлена в навантажувачі Weidemann-9080 [8; 9].

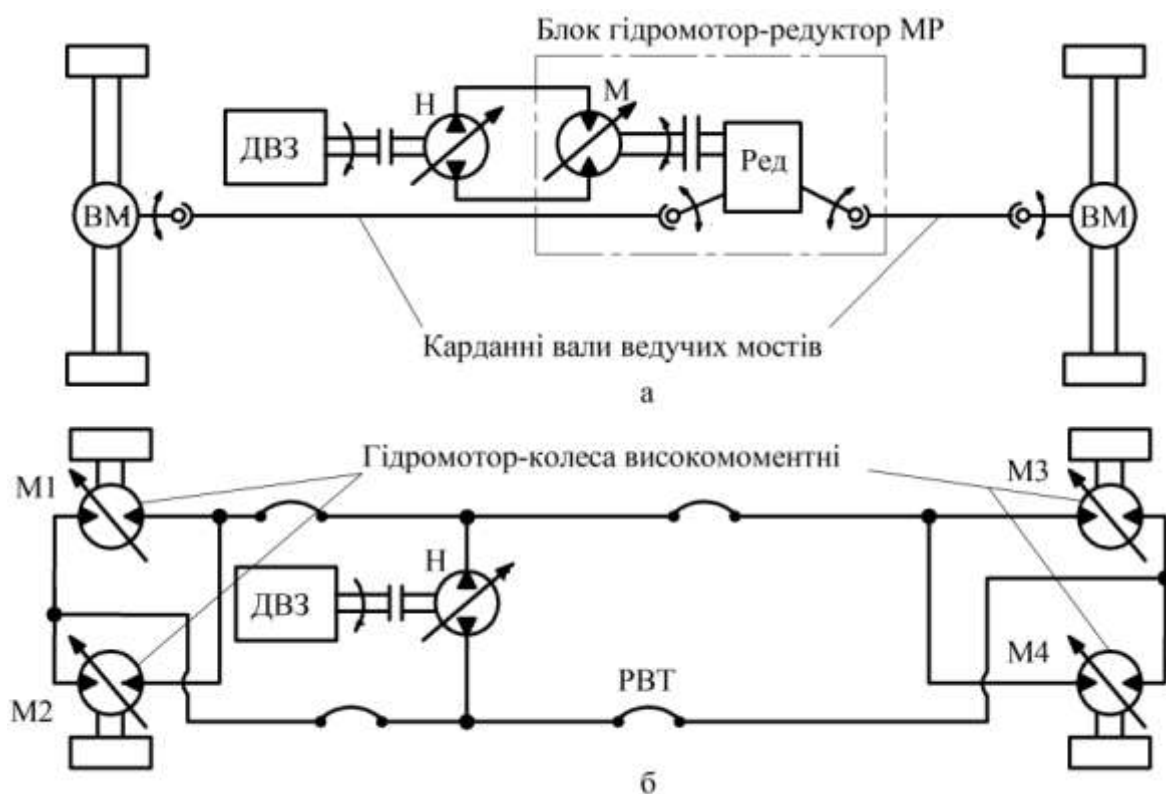


Рис. 4.1. Трансмісії мобільних машин з повнопотоковим гідроприводом

Трансмісія з гідромотор-колесами має багатомашинну схему, в якій один або два насоси обертають за допомогою гідромоторів мато-

чини ведучих коліс. В гусеничному тракторі-бульдозері ТС-10ХТЗ маточини двох ведучих зірочок обертаються аксіальнопоршневими з регульованим робочим об'ємом гідромотор-колесами з планетарними редукторами [2; 3]. Така ж схема застосована в колісному вилковому навантажувачі Linde H20, але з одним насосом і двома аксіальнопоршневими гідромоторами з похилим диском і постійним робочим об'ємом [6; 7]. Чотири героторні гідромотор-колеса з постійним робочим об'ємом використовують в трансмісії комунальної прибиральної машини Nilfisk MV4500 [2; 3]. При застосуванні радіальнопоршневих гідромоторів М1...М4 одноциклової або багатоциклової дії з'являється можливість відмови від проміжного редуктора, а за допомогою конструкцій гідромоторів з регульованим робочим об'ємом зменшення настановної потужності насосної установки і приводного ДВЗ (б). Відмова від карданних валів суттєво спрощує компоновку машини щодо розташування насоса з приводним ДВЗ відносно ведучих маточин машини за допомогою рукавів високого тиску РВТ.

Розглянемо методику статичного розрахунку гідропривода з гідромотором, для якої необхідні такі дані:

1) крутний момент, що розвивається гідромотором  $M_M$  [Нм], значення якого наводять в технічному завданні на проектування ОГП. Значень розрахункового крутного моменту може бути декілька у залежності від умов експлуатації машини – зрушування (пусковий) в технологічному режимі, при максимальній транспортній швидкості, при екстремальних режимах роботи, наприклад, при буксируванні;

2) екстремальні частоти обертання гідромотора  $n_{\max}$  і  $n_{\min}$ , пов'язані з встановлюваною (максимальною) потужністю приводного двигуна насоса і його частотою обертання  $n_{\text{дв}}$  [хв<sup>-1</sup>];

3) вимоги до умов експлуатації та керування гідромашинами.

Як приклад, розглянемо гідропривод з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини і машинним регулюванням швидкості.

Метою розрахунку є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання робочого органа.

Розглянемо алгоритм розрахунку гідропривода трансмісії, який складається з таких етапів:

1) Визначення робочого об'єму гідромотора. Попередньо робочий об'єм визначають за формулою:

$$V_{\text{м,попер}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м,попер}} \cdot \eta_{\text{МГМ,попер}}}, \text{ см}^3, \quad (4.1)$$

де  $M_{\text{м}}$  – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, Нм,  $\Delta p_{\text{м,попер}}$  і  $\eta_{\text{МГМ,попер}}$  – перепад тисків [МПа] і гідромеханічний ККД гідромотора, що заздалегідь задають згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом, яке знаходиться в межах:

$$\Delta p_{\text{м,попер}} = 21 \dots 25 \text{ МПа}; \eta_{\text{МГМ,попер}} = 0,9 \dots 0,98. \quad (4.2)$$

2) Отримане за формулою (2.1) значення робочого об'єму округлюють до найближчого більшого значення  $V_{\text{м}}^*$  з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

3) На підставі уточненого значення робочого об'єму і гідромеханічного ККД визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі:

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot V_{\text{м}}^* \cdot \eta_{\text{МГМ}}^*}, \text{ МПа}, \quad (4.3)$$

де  $\eta_{\text{МГМ}}^*$  – гідромеханічний ККД гідромотора за каталогом.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора за робочим об'ємом проведений коректно. Для забезпечення підвищеної довговічності гідропривода і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75 % від номінального значення.

4) Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням і при роботі в замкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини:

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{втрат}} = \Delta p_{\text{м}} + 0,05 \cdot \Delta p_{\text{м}} = 1,05\Delta p_{\text{м}}, \text{ МПа}, \quad (4.4)$$

де  $\Delta p_{\text{втрат}}$  – гідравлічні втрати тиску РР в трубопроводах між насосом і гідромотором, значення яких зазвичай не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого

значення загального ККД ОГП, тому попередньо втрати визначають таким чином:

$$2\Delta p_{\text{втрат}} = 0,05 \cdot \Delta p_{\text{м}} \text{ або } \Delta p_{\text{втрат}} = 0,025 \cdot \Delta p_{\text{м}}, \text{ МПа}, \quad (4.5)$$

де коефіцієнт 2 враховує втрати в трубопроводах від насоса до гідромотора і від гідромотора до насоса.

Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень згідно відповідних технічних характеристик:

$$\Delta p_{\text{н}} \leq \Delta p_{\text{н,ном}}; p_{\text{нагн.н}} \leq p_{\text{н.ном}}. \quad (4.6)$$

5) Визначають витрату оливи, яку необхідно підвести до гідромотора від насоса при максимальній швидкості робочого органу:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{м}}^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (4.7)$$

де  $Q_{\text{н}}$  – фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД, л/хв,

$n_{\text{макс}}$  – максимальна частота обертання гідромотора, хв<sup>-1</sup>,

$\eta_{\text{ом}}$  – об'ємний ККД гідромотора, який визначається як частка від ділення загального ККД на гідромеханічний згідно каталогам виробників:

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_{\text{м}} / \eta_{\text{МГМ}}. \quad (4.8)$$

б). Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}, \text{ л/хв}, \quad (4.9)$$

де  $\eta_{\text{он}}$  – коефіцієнт подачі насоса за каталогом.

7) Визначають попередньо робочий об'єм насоса, що забезпечує подачу оливи при заданій номінальній частоті обертання його приводного двигуна:

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (4.10)$$

де  $n_{\text{дв}}$  – номінальна частота обертання приводного двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$k = 1,05 \dots 1,2$  – коефіцієнт зношування гідромашин під час експлуатації.

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого і позначають  $V_{\text{н}}^*$ .

8) Визначають максимальну корисну потужність гідропривода при заданих значеннях крутного моменту [Нм] і частоти обертання [ $\text{хв}^{-1}$ ]:

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{макс}}}{9550}, \text{ кВт.} \quad (4.11)$$

9) Визначають максимальну споживану насосом потужність:

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нг}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт,} \quad (4.12)$$

де  $\Delta p_{\text{н}}$  – перепад тисків на насосі (4.4), МПа,

$Q_{\text{н}}$  – фактична подача основного насоса (4.7) л/хв,

$\eta_{\text{н}}$  – загальний ККД основного насоса,

$\eta_{\text{нгм}}$  – гідромеханічний ККД основного насоса

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}. \quad (4.13)$$

10) Визначають споживану насосом підживлення потужність:

$$P_{\text{пп}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{пп}} \cdot n_{\text{дв}} \cdot p_{\text{пп}}}{60 \cdot \eta_{\text{ппгм}}} = \frac{Q_{\text{ппт}} \cdot p_{\text{пп}}}{60 \cdot \eta_{\text{ппгм}}}, \text{ кВт,} \quad (4.14)$$

де  $V_{\text{пп}}$  – робочий об'єм насоса підживлення за каталогом,  $\text{см}^3$ ,

$n_{\text{дв}}$  – номінальна частота обертання насоса підживлення, яка збігається з частотою обертання приводного двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$p_{\text{пп}} = 1,6 \dots 2,4$  МПа – тиск насоса підживлення,

$\eta_{\text{ппгм}} = 0,5 \dots 0,8$  – гідромеханічний ККД насоса підживлення,

$Q_{\text{ппт}}$  – теоретична подача насоса підживлення

$$Q_{\text{НПТ}} = 10^{-3} V_{\text{НП}} \cdot n_{\text{ДВ}}, \quad \text{л/хв.} \quad (4.15)$$

11) Визначають сумарну споживану потужність насосів, яка не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом

$$P_{\Sigma \text{спож}} < P_{\text{спож.кат}} \cdot \text{кВт:} \quad (4.16)$$

12) Визначають загальний ККД гідропривода

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{кор}} / P_{\Sigma \text{спож}} \cdot \quad (4.17)$$

## 4.2. Методика розрахунку об'ємного гідропривода з гідроциліндрами

Об'ємні гідроприводи з використанням гідроциліндрів як приводів робочих органів технологічного обладнання мобільних машин можливо застосувати за декількома гідравлічними схемами, якими передбачаються режими реверсування, зміни швидкості, енергозбереження та автоматизації дистанційного керування [48].

На рис. 4.2 наведена гідравлічна принципова схема гідропривода гусеничних тракторів ХТЗ новітньої серії ХТЗ-181.20(22), яка створена на базі серійних тракторів ХТЗ-150 [49-52]. До складу гідропривода входять шестеренний насос Н з вмонтованим запобіжним клапаном КЗ1, гідробак Б, блок А гідророзподільників Р1...Р5, гідроциліндр Ц заднього навісного пристрою і дроселем ДР1 зі зворотним клапаном. Таким чином, в блоці А застосований тільки гідророзподільник Р5 для функціонування гідроциліндра Ц, а гідророзподільники Р1...Р4 можуть бути використані для зовнішніх гідроциліндрів або гідромоторів за допомогою швидкороз'ємних з'єднань ШРЗ1... ШРЗ4 (отвори на виході з гідророзподільників позначені буквами А1...А5 і В1...В5). Всі гідророзподільники мають чотиріпозиційне виконання (підйом, опускання, нейтральна і плаваюча позиції). Для гідророзподільників Р3...Р5 застосовані системи автоповернення при досягненні тиску значенням біля максимального за допомогою мініатюрних запобіжних клапанів КЗа і КЗб. Для цього зливні лінії клапанів тиску КЗа і КЗб сполучені з торцевими порожнинами золотника. При відкритті одного

з клапанів відбувається розфіксація золотника і його повернення в нейтральне положенні за допомогою центруючих пружин. У секціях P1 і P2, що призначені для роботи з гідромоторами, система самоповернення на одній з ліній не встановлюється.

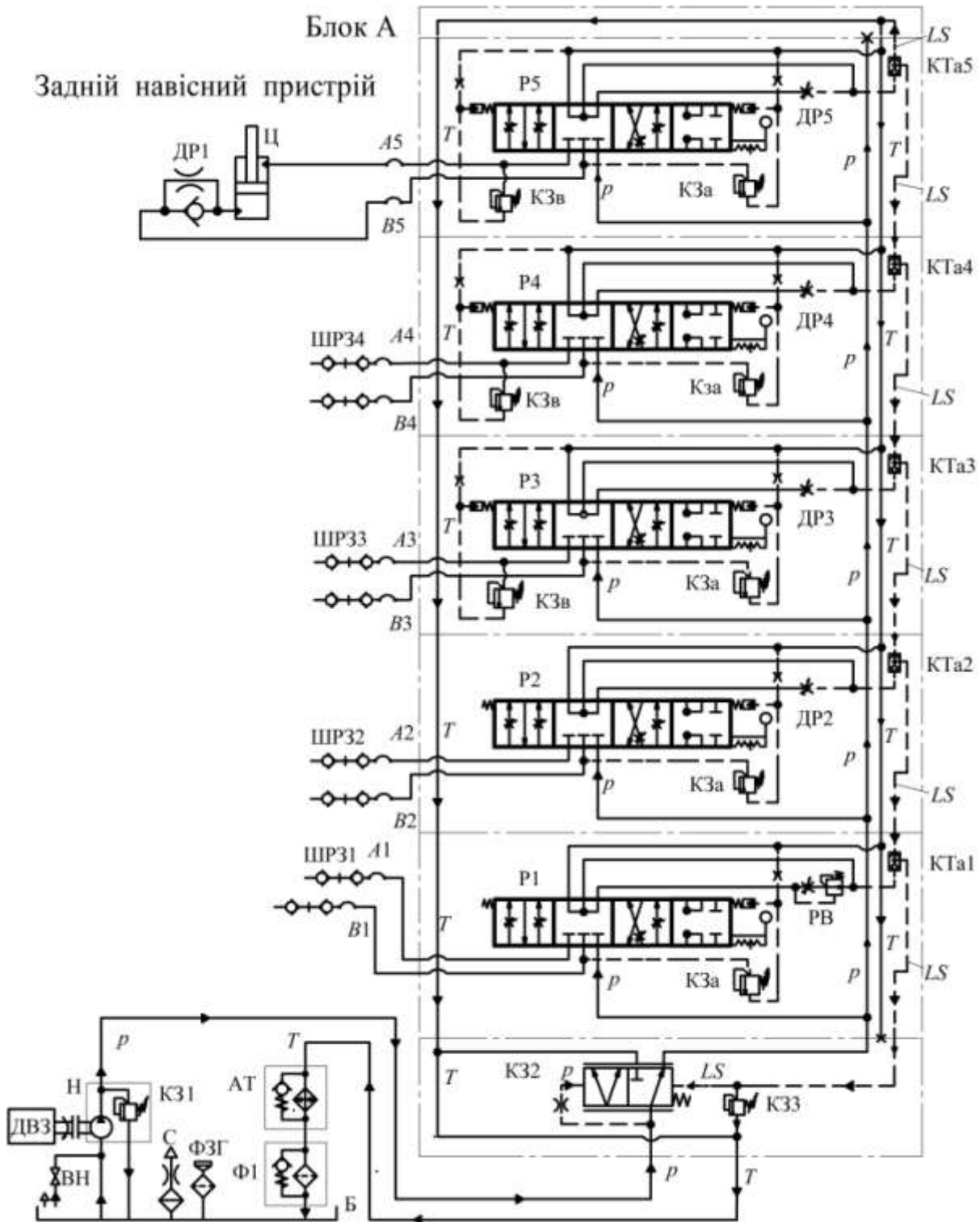


Рис. 4.2. Гідравлічна принципова схема технологічного обладнання гусеничних тракторів ХТЗ-181.20 і ХТЗ-181.22

Гідророзподільники P2...P5 мають дроселі ДР2...ДР4 для регулювання витрати робочої рідини, але без стабілізації витрати при зміні зовнішнього навантаження на гідродвигуни гідропривода. Регулятор витрати РВ з функцією стабілізації витрати встановлений на гідророзподільнику P1. Налаштування регулятора витрати і дроселів здійснюється попередньо перед виконанням заданої технологічної операції за допомогою регулювальних гвинтів або маховичків.

Пілотний клапан К33 нормально-закритого типу налаштований на тиск 20 МПа забезпечує функціонування запобіжного клапану К32. Розподільні секції P1...P5 містять основні золотники чотирипозиційного типу в шестипровідному виконанні з механічним фіксатором робочих положень (підіймання-опускання-плаваюча) і клапани тиску КДа1...КДа5 типу «або» системи енергозбереження LS.

Система LS забезпечує:

- запуск насоса Н при мінімальному тиску нагнітання (розвантаження);
- автоматичну мінімізацію налаштування тиску основного клапана К33 до значення тиску найбільшого споживача шляхом подачі керуючого сигналу тиску послідовно від ліній або клапанів тиску КТа1...КТа5 («або») золотників P1...P5 до правого торця клапана К32.

Блок А функціонування власного ЗНУ трактора за допомогою гідроциліндра Ц з дроселем ДР1 зі зворотним клапаном забезпечує швидке висування штока гідроциліндра (олива надходить до поршневої порожнини через зворотний клапан) і повільне повернення (олива витискується з поршневої порожнини через дросель ДР1).

Кондиціонування робочої рідини в гідросистемі забезпечується фільтром Ф1 в лінії зливу в гідробак Б, сапуном С (повітряним фільтром), заливним фільтром ФЗГ і оливаохолоджувачем АТ.

При аварійному режимі роботи, наприклад, внаслідок розгерметизації РВТ, рівень рідини в гідробаку Б знижується і всмоктування через трубопровід з засувкою (гідровентилем) ВН припиняється через потрапляння повітря (показано незатушованою стрілкою). Але оскільки всмоктувальна горловина трубопроводу розміщена істотно вище горловини паралельного всмоктувальному трубопроводу, то в баку Б зберігається деяка кількість рідини для підживлення після перекриття гідровентиля ВН і дозволяє завершити функціонування гідропривода.



шня гідроциліндра Цн тільки в тому випадку, коли тиск в гідроприводі досягає значення налаштування пружини регулятора. В цьому випадку поршень переміщує шток гідроциліндра Цн і похилий диск насоса Н в положення, що відповідає мінімальному куту нахилу диска і мінімальному робочому об'єму та подачі насоса. подача насоса на такому режимі тільки компенсує витоки робочої рідини.

Українське підприємство «Гідросила» [55] випускає аксіально-поршневі насоси з похилим диском серії PVC з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 18; 28; 38; 45; 51; 63 і 71 см<sup>3</sup>) на номінальний тиск 28 МПа і максимальний 35 МПа. Насоси забезпечені автоматичними регуляторами постійності тиску або комбінованим регулятором подачі і тиску типу «Load Sensing» (чутливий до навантаження відповідно до західної термінології), дозволяючи істотно знизити енергоспоживання і нагрівання ОГП технологічного обладнання мобільних машин. Регулятор РВ призначений для регулювання витрати насоса незалежно тиску в гідроприводі таким чином, що за дроселем ДР виконаний зворотний зв'язок LS. Цей зворотний зв'язок тиску за дроселем LS діє праворуч на золотник регулятора РВ. Порівняння тисків  $p_n$  перед дроселем і  $p_{ц}$  (фактично це тиск на вході в гідроциліндр якщо не враховувати втрати тиску за довжиною трубопроводів та в гідророзподільниках Р1, Р2 або Р3), а також зусилля пружини, дає необхідне переміщення золотнику регулятора РТ і відповідне регулювання тиску в гідроциліндрі Цн робочого об'єму насосу.

Таким чином, за допомогою регулятора РВ забезпечується подача насоса, яка необхідна для переміщення гідроциліндрів бурильної стріли Ц1 і Ц2, кранової стріли Ц3 і Ц4 або гідроциліндра Ц5 нахилу шнека з заданою за технологічним процесом швидкістю. Так система теоретично виконує рівняння нерозривності між насосом і гідроциліндрами, тобто не має класичної системи дросельного керування, коли надлишок робочої рідини, яку не використовують гідроциліндри, прямує через відкритий запобіжний клапан в гідробак, створюючи зайві витрати палива і перегрів робочої рідини. Тому такий гідропривод з насосом Н, що оснащений автоматичними регуляторами тиску РТ і витрати РВ, є енергозберігаючим.

Для забезпечення заданого положення штоків гідроциліндрів Ц1 і Ц2 або Ц3 і Ц4 при роботі гідропривода і його зупинці (наприклад, при відмові ДВЗ), встановлені гідрозамки ЗМ1...ЗМ4. Ці гідроприс-

рої відносяться до зворотних клапанів з системою автоматичного керування.

Блок Б гідророзподільників складається з трьох золотникових чотиріпозиційних (позиції – підйом, опускання, нейтральна і плаваюча) восьмипровідних гідророзподільників  $P1...P3$  з ручним керуванням. За допомогою пружин золотники автоматично встановлюються у нейтральне положення, яке відповідає режиму розвантаження насоса від тиску, коли застосований насос з постійним робочим об'ємом.

За допомогою відповідних каналів (портів)  $A1...A3$  і  $B1...B3$  гідро розподільники  $P1...P3$  з'єднуються з гідроциліндрами  $Ц1...Ц5$ .

Для забезпечення енергозбереження в гідроприводі на режимах, коли поршні гідроциліндрів досягають своїх крайніх положень, в блоці гідророзподільників встановлені гідроциліндри  $Цав$ , запобіжні клапани  $КЗав$  і дроселі  $ДРав$ . При досягненні тиску в гідроприводі, коли спрацьовують запобіжні клапани  $КЗав$ , гідроциліндри  $Цав$  переміщуються вгору і розфіксують золотники. Ця розфіксація приводить до того, що за допомогою пружин золотники встановлюються в нейтральне положення.

Фільтр  $\Phi$  розміщений в лінії зливу  $T$  робочої рідини в гідробак Б і забезпечує її очищення від забруднень. Зворотний клапан на фільтрі  $\Phi$  забезпечують цілісність фільтроелемента при його забрудненні.

Контроль параметрів гідропривода забезпечується манометрами  $MН1$  і  $MН2$  в лініях  $p_n$  нагнітання насоса і  $p_{зл}$  зливу робочої рідини в гідробак Б, витратоміром  $РА$ , термометром  $T$  і реле  $РКР$  контролю рівня робочої рідини в гідробаку.

Використання електропропорційної дросельної системи регулювання швидкості гідроциліндрів потребує використання електронного блоку  $БУ$  керування дроселем.

На рис. 4.4 приведена розрахункова схема гідропривода переміщення гідроциліндрів стріли  $Ц1$  і  $Ц2$  бурильно-кранового обладнання машини БКМ. Робочий режим крану при підйомі вантажу приведений на рис. 4.4,а, де на гідроциліндри  $Ц1$  і  $Ц2$  діє зовнішнє навантаження  $F_{ц}$ , яке треба подолати шляхом підведення робочої рідини в порожнини  $A1$  і  $A2$  під тиском  $p_A$  і для створення необхідної швидкості гідроциліндра  $v$  для подолання переміщення значенням  $u$  за час  $t$  треба підвести витрату  $Q_{цA}$ . В гідроциліндрі діють сили тертя

$\Delta F_{\text{ц}}$  в поршневному і штоковому ущільненнях, а також втрати тиску при течії робочої рідини. Ці сили тертя є гідромеханічними втратами і визначають гідромеханічний ККД гідроциліндра. Силу зовнішнього навантаження  $F_{\text{ц}}$  і сили тертя  $\Delta F_{\text{ц}}$  треба подолати за допомогою тиску  $p_A$ .

Робоча рідина зливається зі штокових порожнин В1 і В2 гідроциліндрів під тиском  $p_{\text{зл}}$ . Характеристикою ділянки підводу робочої рідини є її стисливість (модуль пружності  $E$ ) і початковий об'єм поршневої порожнини  $V_{\text{пп}}$ .

На рис. 4.4,б приведена схема роботи гідропривода при опусканні стріли для здійснення навантаження на буровий шнек. Робоча рідина під тиском  $p_B$  і витратою  $Q_{\text{ц}B}$  підводиться в штокові порожнини В1 і В2 гідроциліндрів Ц1 і Ц2 для подолання зовнішнього навантаження  $F_{\text{ц}}$ . Робоча рідина зливається з поршневих порожнин А1 і А2 гідроциліндрів під тиском  $p_{\text{зл}}$ .

Слід відзначити, що робота бурильної стріли може бути розглянута на двох режимах. При підйомі стріли без протидії ґрунту на шнек, коли останній обертається, практично на гідроциліндри діє мінімальне зусилля зовнішнього навантаження. Але в тому випадку, коли бур не обертається при поламці гідромотора, зусилля на гідроциліндри може суттєво зростати для зрушування бурового шнеку з землі.

Тому розглядаємо гідропривод переміщення бурильної стріли на двох режимах, які можуть бути екстремальними щодо значень зовнішнього навантаження на гідроциліндри. У зв'язку з тим, що гідроциліндри працюють паралельно, то для спрощення запису розрахункових формул розглядаємо один гідроциліндр, а при визначенні подачі насоса та вибору його робочого об'єму, а також ККД гідропривода і діаметрів трубопроводів внесемо необхідні подвійні значення витрати. Такій підхід дасть можливість обрати окремо конкретний гідроциліндр з номенклатурного ряду їх виробника.

Крім того, перехід на живлення гідропривода від аксіальнопоршневого насоса з номінальним тиском в 28 МПа (максимальним 35 МПа) дає можливість підняти значення зовнішнього навантаження на гідроциліндри, тобто підняти технічний рівень бурильної установки.

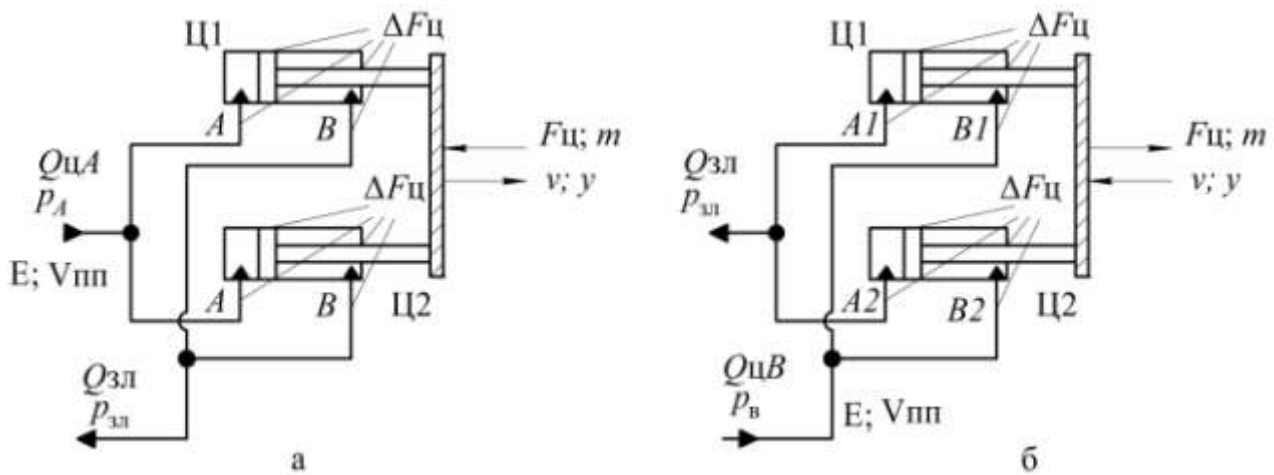


Рис. 4.4. Розрахункові схеми гідропривода переміщення кранової і бурової стріл при підводі оливи в поршневу (а) або штокову (б) порожнини

Вихідні дані для розрахунку гідропривода з гідроциліндром:  
 1) Зусилля, що розвиваються гідроциліндрами при підводі робочої рідини в безштокову (поршневу)  $F_{цA}$  і штокову  $F_{цB}$  для гідроциліндрів двосторонньої дії (згідно рис. 4.4), кН;

2) Хід поршнів гідроциліндрів  $l_{ц}$ , мм;

3) Час  $t$  переміщення поршнів гідроциліндрів з одного крайнього положення в інше (прямий хід при русі штоків назовні і зворотний хід при русі всередину гідроциліндрів), с;

4) Конструктивні особливості гідроциліндрів в частині кріплення штоків і корпусу (на провушинах, лапах, цапфах та ін.);

5) Значення номінального  $p_{ном}$  (що допускається при роботі без обмеження за часом) і максимального  $p_{макс}$  тисків, якими зазвичай задаються виходячи з номенклатури гідроприскоїв (насоса, гідроциліндра і гідроапаратури управління і захисту від перевантажень), МПа;

6) Значення номінальної частоти обертання приводного ДВЗ насоса гідропривода,  $хв^{-1}$ ;

7) Діапазон зміни швидкості гідроциліндрів в експлуатації. Метою розрахунку гідропривода є визначення діаметрів поршнів і штоків гідроциліндрів, витрати, споживаної гідроциліндрами, допустимого навантаження на гідроциліндри, робочого об'єму насоса і потужності приводного двигуна (ДВЗ), визначення ККД гідропривода, зведеного діаметра трубопроводів і гідроапаратів, а також ємності гідробака.

Алгоритм розрахунку гідропривода стріли бурильної установки складається з таких етапів.

1). Розрахунок основних параметрів гідроциліндра.

1.1). Розрахунок діаметра поршня і вибір гідроциліндра.

Для гідроциліндрів з однобічним штоком попередньо визначають діаметр поршня, нехтуючи площею штока:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_{\text{цА}}}{\pi \cdot p_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}}}, \text{ мм}, \quad (4.18)$$

де  $F_{\text{цА}}$  – зусилля, що діє на поршень (зовнішнє навантаження, яке є заданим значенням, див. вище), Н,

$p_{\text{вх}}$  – тиск на вході в гідроциліндр, значення якого має становити близько 75% від номінального для забезпечення підвищеної довговічності гідропривода:

$$p_{\text{вх}} = 0,75 p_{\text{ном}}, \text{ МПа}, \quad (4.19)$$

$\eta_{\text{ГМ}}$  – гідромеханічний ККД гідроциліндра (для сучасних конструкцій задаються  $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96 \dots 0,98$ ).

Діаметр поршня  $D_{\Pi}$  округлюють у більший бік, виходячи зі стандартних значень  $D_{\Pi}^*$  за каталогами виробників.

Далі проводять перевірку на функціонування гідроциліндра при тягнутому навантаженні, коли шток рухається всередину (при підводі тиску РР в штокову порожнину), мм:

$$D_{\Pi, \text{тн}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left( \frac{4F_{\text{цВ}}}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + p_{\text{вх}} d^{*2} \right)} \leq D_{\Pi 1}^*, \text{ МПа}. \quad (4.20)$$

Якщо умова (4.20) не виконується, то необхідно збільшення площі штокової порожнини за рахунок діаметра поршня.

Уточнюють робочий перепад тисків, що необхідний для преодолання зовнішнього навантаження при вибраних діаметрах поршня і штока гідроциліндра:

$$\Delta p_{\text{роб}} = \frac{1}{D_{\text{П1}}^{*2}} \left( \frac{4 \cdot F_{\text{ЦА}}}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - p_{\text{Вих}} \cdot d^{*2} \right), \text{ МПа}, \quad (4.21)$$

який не повинен перевищувати 75% номінального тиску насоса  $p_{\text{ном}}$ .

1.2). Розрахунок швидкості поршня і споживаної витрати проводять за теоретичними формулами виходячи з високого рівня герметичності ущільнень, що забезпечують об'ємний ККД гідроциліндрів близьким до 100:

$$v_{\text{П}} = 10^{-3} \frac{l_{\text{П}}}{t}, \text{ м/с}; Q_{\text{П}} = 0,06 \cdot v_{\text{П}} \cdot S_{\text{П}} = 0,06 \cdot v_{\text{П}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{П1}}^{*2}}{4}, \text{ л/хв}, \quad (4.22)$$

де  $S_{\text{П}}$  – площа поршня, мм.

Швидкість поршня при підводі РР в штокову порожнину (зворотній хід або рух штока всередину гідроциліндра):

$$v_{\text{П,ШТ}} = 16,7 \frac{Q_{\text{ШТ}}}{S_{\text{П}} - S_{\text{ШТ}}}, \text{ м/с}, \quad (4.23)$$

де  $S_{\text{ШТ}} = \pi \cdot d^{*2} / 4$  – площа штока діаметром  $d^*$  [мм], мм<sup>2</sup>,

$Q_{\text{ШТ}}$  – витрата, що підводиться в штокову порожнину, значення якої може бути рівним витраті, яка подається в поршневу порожнину  $Q_{\text{ШТ}} = Q_{\text{П}}$  або менше ( $Q_{\text{ШТ}} < Q_{\text{П}}$ ), якщо значення швидкості перевищує допустиме.

Попередньо в формулу (4.23) підставляють  $Q_{\text{ШТ}} = Q_{\text{П}}$  і при необхідності витрату обмежують установкою дроселя або зміною робочого об'єму в регульованому насосі, а максимальне значення витрати визначають за формулою:

$$Q_{\text{ШТ, макс}} = 0,06(S_{\text{П}} - S_{\text{ШТ}}) \cdot [v_{\text{П(ШТ)}}], \text{ л/хв}. \quad (4.24)$$

1.3). Навантаження, що відповідає втраті поздовжньої стійкості гідроциліндра, визначають за формулою Ейлера згідно відповідних рекомендацій [2-4].

1.4). Попередній розрахунок тиску в гідроприводі і визначення робочого об'єму насоса. Тиск, що розвивається насосом, залежить від наступних факторів:

$$p_H = \Delta p_{\text{роб}} + p_{\text{вих}} + \Delta p_{\text{втрат}}, \quad \text{МПа}, \quad (4.25)$$

де  $p_{\text{вих}}$  – тиск на виході (зливі) гідроциліндра, значення якого визначається гідравлічним опором оливи, наприклад, втратами тиску в трубопроводі, фільтрі і оливаохолоджувачі, МПа,

$\Delta p_{\text{втрат}}$  – гідравлічні втрати тиску оливи вздовж вхідного трубопроводу від насоса до гідроциліндра, включаючи втрати в гідроапаратах (наприклад, в гідророзподільнику, регуляторі витрати, зворотному клапані, фільтрі та ін.). Ці втрати підлягають розрахунку та їхнє значення не повинно перевищувати 5% від робочого тиску для забезпечення високого значення ККД гідропривода:

$$\Delta p_{\text{втрат}} \approx 0,05 \Delta p_{\text{роб}}, \text{ МПа}. \quad (4.26)$$

Примітка: ця формула не враховує перепад тисків на дроселі системи LS енергозбереження.

Шляхом зіставлення витрати  $Q_{\text{п}}$ , споживаної гідроциліндром і номінальної подачі насоса, за каталогом попередньо підбирають типорозмір (шифр) і значення об'ємного ККД і загального ККД насоса, які необхідні для подальшого розрахунку.

Визначають максимальну теоретичну подачу насоса, що забезпечує максимальну швидкість гідроциліндрів:

$$Q_{\text{нт}} = 2Q_{\text{п}} / \eta_{\text{но}}, \text{ л/хв}, \quad (4.27)$$

де  $Q_{\text{п}}$  – витрата, що споживана гідроциліндром (4.22), яка дорівнює фактичній подачі насоса з урахуванням того, що працюють паралельно два гідроциліндри:

$$2Q_{\text{п}} = Q_{\text{н}}, \quad (4.28)$$

$\eta_{\text{но}}$  – об'ємний ККД насоса, значення якого для сучасних конструкцій насосів знаходиться в межах  $\eta_{\text{но}} = 0,92 \dots 0,98$ .

Визначають робочий об'єм насоса, який забезпечує необхідну подачу оливи:

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{HT}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (4.29)$$

де  $n_{\text{дв}}$  – номінальна частота обертання валу приводного двигуна насоса ( $n_{\text{дв}} = n_{\text{н}}$ ),  $\text{хв}^{-1}$ ,

$k$  – коефіцієнт, що враховує знос гідропривода при експлуатації.

Робочий об'єм насоса уточнюють за каталогом, округляючи до найближчого більшого значення  $V_{\text{н}}^*$ .

Слід звернути увагу на те, що при виборі насоса з регульованим робочим об'ємом споживана гідроциліндром витрата і подача насоса збігаються, а при застосуванні насоса з постійним робочим об'ємом подача насоса завжди більше витрати:

$$Q_{\text{н}} > 2Q_{\text{п}}, \text{ л/хв}, \quad (4.30)$$

що обумовлено округленням у більшу сторону робочого об'єму обраного насоса з номенклатурного ряду виробника і введенням коефіцієнта  $k$  більше одиниці.

1.5). Розрахунок ККД гідропривода.

1) Визначають максимальну корисну потужність гідропривода:

$$P_{\text{кор}} = 10^{-3} F_{\text{цA(B)}} \cdot v_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (4.31)$$

де значення зусилля  $F_{\text{цA(B)}}$  є заданим [Н], а швидкість  $v_{\text{п}}$  поршня [м/с] визначають за формулами (4.22) або (4.23).

2). Розрахунок споживаної насосом потужності.

Якщо в гідроприводі застосовується машинно-дросельний спосіб регулювання швидкості (маємо аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом і додатково для налаштування необхідної витрати встановлений дросель і реалізується режим LS енергозбереження), то з урахуванням втрат на дроселі запишемо таку формулу для тиску нагнітання насоса гідропривода з машинно-дросельним регулюванням швидкості гідроциліндра

$$p_{\text{н.маш-др}} = p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{др.LS}}, \text{ МПа}, \quad (4.32)$$

де  $\Delta p_{\text{др.LS}}$  – перепад тисків на дроселі, завдяки якому і зворотному зв'язку на регуляторі витрати насоса налаштовується автоматично необхідна за технологічним процесом подача насоса ( $\Delta p_{\text{др.LS}} \approx 1,4$  МПа).

При насосі з регульованим робочим об'ємом і машинно-дросельним регулюванням швидкості поршня споживана потужність дорівнює

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н.маш-др}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot p_{\text{н.маш-др}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (4.33)$$

де  $p_{\text{н.маш-др}}$  – тиск на виході насоса (4.32), МПа,

$Q_{\text{н}}$  – фактична подача насоса (4.28), л/хв,

$Q_{\text{нт}}$  – теоретична подача насоса (4.27), л/хв,

$\eta_{\text{н}}$  і  $\eta_{\text{нгм}}$  – загальний і гідромеханічний ККД насоса.

У технічній характеристиці насосів наводять значення загального ККД ( $\eta_{\text{н}}$ ) і об'ємного ККД, тому гідромеханічний ККД визначають за формулою

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{но}}. \quad (4.34)$$

3). Визначають загальний ККД гідропривода

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}. \quad (4.35)$$

### **4.3. Розрахунок і вибір трубопроводів, гідробака, оливаохолоджувача, фільтра та робочої рідини**

Внутрішній діаметр трубопроводу визначають за формулами, наведеними в нормативній документації з необхідними обмеженнями щодо допустимої швидкості течії робочої рідини в трубопроводах [56].

Об'єм (ємність) гідробака визначають за формулою;

$$V_{\text{б}} = 1,1(a \cdot Q_{\text{н}} + Q_{\text{зл}}), \text{ дм}^3, \quad (4.36)$$

де  $Q_{\text{н}}$  – теоретичне значення подачі насоса, л/хв.

$a = 1,0$  – коефіцієнт для незамкненого ланцюга циркуляції РР,

$a = 0,5$  – коефіцієнт для замкненого ланцюга циркуляції РР,

$Q_{\text{зл}}$  – об'єм РР, що зливається в гідробак з гідросистеми, дм<sup>3</sup>,

1,1 – коефіцієнт збільшення об'єму гідробака на вміст у ньому 10% об'єму повітря.

Розрахунок оливаохолоджувача. Для розрахунку теплової потужності пропонується спрощений метод на основі визначення втрат пропорційно споживаній потужності гідропривода в 15...20% при машинному і до 30% при дросельному управлінні витратою оливи [57]:

$$\Delta P_{\text{маш}} = (0,15 \dots 0,2) \cdot P_{\text{спож}}; \Delta P_{\text{др}} = 0,3 \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт}, \quad (4.37)$$

де  $\Delta P_{\text{маш}}$  і  $\Delta P_{\text{др}}$  – втрати потужності при машинному і дросельному способах управління гідропривода, відповідно, кВт,

$P_{\text{спож}}$  – споживана потужність гідропривода, кВт.

Якщо в гідроприводі застосовується машинно-дросельний спосіб регулювання швидкості (маємо насос з регульованим робочим об'ємом і додатково, для налаштування необхідної витрати, встановлений дросель і реалізується режим LS енергозбереження), то з урахуванням втрат на дроселі запишемо таку формулу для розрахунку теплової потужності:

$$\Delta P_{\text{маш-др}} = 0,25 \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт}. \quad (4.38)$$

За каталогом підбирають необхідний за розсіяною тепловою потужністю охолоджувач і визначають витрати РР, які необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на охолоджувачі. Так як охолоджувачі мають обмеження по тиску на вході ( $[p_{\text{вх}}] \leq 0,6$  МПа), то необхідно підібрати трубопровід на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході в охолоджувач не повинен перевищувати допустимого по міцності значення:

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{тр.L}} < [p_{\text{вх}}], \quad \text{МПа}, \quad (4.39)$$

де  $\Delta p_{\text{охл}}$  – перепад тисків між входом і виходом оливаохолоджувача, МПа,

$\Delta p_{\text{тр.L}}$  – втрати тиску за довжиною трубопроводу з охолоджувача:

$$\Delta p_{\text{тр.L}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^4} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot \nu_{\text{в'язк}} < [p_{\text{вх}}] - 0,1, \text{ МПа}, \quad (4.40)$$

де  $L$  – довжина зливного трубопроводу, м,

$d$  – внутрішній діаметр трубопроводу, мм,

$Q_{\text{нт}}$  – теоретична витрата оливи насосом, л/хв,

$\nu_{\text{в'язк}}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості оливи, мм<sup>2</sup>/с (сСт),

$[p_{\text{вх}}] = 0,6$  – допустимий тиск на вході в оливаохолоджувач, МПа,

0,1 МПа – перепад тисків на олива охолоджувачі.

Розрахунок фільтра. Загальною тенденцією є те, що незалежно від потужності гідропривода і об'єкта використання, його надійність визначається рівнем очищення оливи, як найважливішим чинником підтримки стабільних зазорів у поршневих і золотникових парах та зниження ризиків аварійного виходу з ладу гід्रोобладнання унаслідок задирок або заклинювання вузлів. Завдання фільтрування оливи в гідроприводі полягає в її очищенні до рівня, що виключає поломки, відмови в роботі або інтенсивне зношування частин гідропрстроїв протягом всього терміну експлуатації.

Для оцінки ефективності фільтроелементів відповідно до міжнародного стандарту ISO 4406/1999 визначають кількість забруднюючих частинок у пробі оливи об'ємом в 1 см<sup>3</sup> відповідно розмірним кодам-класам ISO. В міру накопичення експериментального досвіду розмірні групи зазнавали зміни і в цей час у каталогах фірм можна зустріти такі позначення кодів ISO:

- двозначний код – градація по частинках більше 5 і 15 мкм;
- тризначний код – градація по частинках більше 2; 5 і 15 мкм при підрахунку частинок за допомогою мікроскопа;
- тризначний код – градація по частинках більше 4; 6 і 14 мкм при автоматизованому підрахунку частинок за допомогою електронних пристроїв.

Коди ISO позначаються в порядку наростання розмірної групи, наприклад, запис вигляду 20/14/12 позначає коди відповідно до кількості частинок в пробі розміром більше 2; 5 і 15 мкм, відповідно.

Відповідно до ISO 16889/1999 (Multi-Pass test) у лабораторних умовах визначають «бета-співвідношення  $\beta_x$ », за допомогою якого можна об'єктивно порівнювати фільтри різних виробників:

$$\beta_x = Z_{x(\text{вхід})} / Z_{x(\text{вихід})}, \quad (4.41)$$

де  $Z_{x(\text{вхід})}$  і  $Z_{x(\text{вихід})}$  – кількість частинок розміром більше за значення  $x$  в пробах оливи на вході у фільтр і виході з нього, відповідно.

Необхідний клас чистоти оливи в гідросистемі визначається за гідропристроєм, що потребує найбільш якісного очищення.

Перепад тисків на фільтрі дозволяє дати оцінку гідравлічному опору оливи, включаючи втрати на корпусі і фільтроелементі:

$$\Delta p_{\text{ф}} = \Delta p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{ел}}, \text{ МПа}, \quad (4.42)$$

де  $\Delta p_{\text{к}}$  і  $\Delta p_{\text{ел}}$  – втрати тиску на корпусі і фільтроелементі, відповідно, МПа.

Для фільтрів низького тиску рекомендоване значення  $\Delta p_{\text{ф}}$  не повинне перевищувати 0,03 МПа, для середнього – 0,05 МПа і для високого – 0,08 МПа.

Швидкості перебігу робочої рідини за рекомендаціями фірми ARGO (ФРН) мають бути не більше 1,5 м/с для всмоктувальних, 4,5 м/с для зливних, для напірних 4,5; 8 і 12 м/с фільтрів при робочому тиску до 4; 25 і 60 МПа, відповідно.

Для гідроприводів із замкненим ланцюгом циркуляції фільтри встановлюють в лінії всмоктування або нагнітання насоса підживлення. Відмова від перепускного клапана на всмоктувальному фільтрі гарантує від потрапляння забруднень з гідробака в основний контур гідропривода, а установка сигналізатора забрудненості (наприклад, моновакуумметра на фільтрі) дозволяє діагностувати технічний стан гідропривода. Завдяки такій схемі контролю вдається вже при запуску насоса щодо зміни показників моновакуумметра оцінити стан оливи. Так, якщо у міру прогрівання перепад тиску не знижується, то забруднений фільтр і заміну фільтроелемента проводять до

початку змінної експлуатації. Контроль при запуску і своєчасна заміна фільтроелемента істотно скорочують кількість відмов ОГП у процесі експлуатації.

Фірма «SAUER-DANFOSS» для забезпечення в гідроприводі з замкненим ланцюгом циркуляції оливи класу чистоти 18/13 за ISO 4406 (відповідає класу 11 за ГОСТ 17216) рекомендує проводити вибір фільтроелементів залежно від місця їх розташування в гідросистемі насоса підживлення:

1) при установці фільтра у всмоктувальній лінії насоса підживлення  $\beta_{35-45} = 75$  або рівноцінне значення  $\beta_{10} = 1,5...2,0$ ;

2) при установці фільтра в лінії нагнітання насоса підживлення потрібне  $\beta_{15-20} = 75$  або  $\beta_{10} = 10$ . Для захисту від забруднень насоса підживлення в лінії всмоктування необхідно в обов'язковому порядку встановлювати фільтр з сіткою 100 або 125 мкм.

Вибір сорту робочої рідини. В якості основного сорту робочої рідини для об'ємних гідроприводів мобільних машин рекомендується олива мінеральна типу МГЕ-46В, або закордонні зразки з підвищеними в'язкісно-температурними і трибологічними характеристиками, наприклад серії UTTO (універсальні тракторні трансмісійні оливи). Так, концерн ADDINOL LUBE OIL GmbH (ФРН) виробляє трансмісійно-гідравлічні мінеральні оливи серії UTTO для тракторів (Universal Tractor Transmission Oil), будучи одночасно продуктом серії TOU (Tractor Oil Universal). Оливи UTTO відповідають по класифікації моторним SAE10w30, 10w40, 15w40 і 20w40 (UTTO Extra 20w-40 з температурою застигання «мінус» 39°C), трансмісійним GL-4(API) і гідравлічним HLP-D і HVLP (DIN 51524 2/3). Наприклад, олива UTTO 10w30 відповідає гідравлічному класу HVLP46 (H – олива гідравлічна, V – з поліпшеними в'язкісно-температурними властивостями, L – з антиокисною присадкою, P – з протизношувальною присадкою, 46 – коефіцієнт кінематичної в'язкості оливи – 41,4...50,6 сСт при температурі 40°C).

При експлуатації при низьких температурах навколишнього повітря застосовують також рідини Tellus 15 при температурі від «мінус» 20°C до 60°C або Aero Shell Fluid 4 при температурі від «мінус» 40°C до 60°C з можливою установкою ущільнень, що зберігають властивості еластичності при низьких температурах.

## 5. РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА З ГІДРОЦИЛІНДРАМИ

Дослідження динамічних характеристик трансмісії навантажувача з гідромотор-колесами приведені в розд. 3. Ці дослідження показали можливість використання гідромотор-колес на прикладі трансмісії навантажувача Linde. В роботах [42-46; 59-61] розглянуті дослідження щодо підвищення технічного рівня гідроприводів та динамічних характеристик бортових гідравлічних трансмісій гусеничних тракторів і рульового керування колісних тракторів. Тому в даному розділі розглянемо методику і результати динамічних розрахунків гідропривода зворотньо-поступального руху на прикладі переміщення стріли бурильно-кранової машини [53; 54].

### 5.1. Математична модель динаміки гідропривода нахилу бурильної стріли

Скористаємось розрахунковою схемою гідроциліндрів підйому-опускання бурильної стріли машини БКМ (див. рис. 4.4) як частиною повної гідравлічної принципової схеми згідно рис. 4.3. Розглядаємо режими роботи гідропривода при найбільш напруженому режимі, коли треба витягнути буровий шнек з ґрунту. На такому режимі треба створювати максимальне зусилля на стрілу щоб витягнути бур з ґрунту. Обмеженням щодо зусилля, яке в змозі створити гідропривод є тиск робочої рідини від аксіальнопоршневого насосу. Максимальне значення тиску може досягати 35 МПа згідно технічній характеристиці насоса і налаштовується регулятором тиску РТ насоса, а також може бути обмеженим запобіжним клапаном в блоці гідророзподільників. Якщо йти шляхом підвищення тиску до 35 МПа, то тоді треба підібрати гідророзподільники і гідроциліндри на такий же підвищений тиск. Принципово, закордонна номенклатура гідророзподільників і гідроциліндрів дозволяє функціонувати на підвищених до 32 МПа тисках.

Таким чином, розглядаємо режим, коли до поршнів циліндрів підводиться витрата  $Q_{2ц}$  під тиском  $p_A$ . Ця витрата  $Q_{2ц}$  необхідна бути за значенням такою, щоб поршні зі штоками рухались зі швид-

кістю  $v$  і переміщувались на задану відстань  $y$  (повний хід гідроциліндра досягає 900 мм). Робоча рідина зливається зі штокової порожнини гідроциліндра під тиском  $p_{зл}$ . Характеристикою ділянки підводу робочої рідини є її стисливість (модуль пружності  $E$ ) і початковий об'єм поршневої порожнини  $V_{пш}$ . На штока гідроциліндрів діє зовнішнє навантаження  $F_{2ц}$ , а в гідроциліндрах діють сили тертя  $\Delta F_{2ц}$  в поршневих і штокових ущільненнях (буксах), а також втрати тиску при течії робочої рідини. Ці сили тертя є гідромеханічними втратами і оцінюються як гідромеханічний ККД гідроциліндра. Силу зовнішнього навантаження  $F_{2ц}$ , сили тертя  $\Delta F_{2ц}$  і силу, що створюється тиском на злив  $p_{зл}$  в штоковій порожнині, треба подолати за допомогою тиску  $p_A$ .

У зв'язку з високою герметичністю сучасних ущільнень втрати щодо витоків робочої рідини відсутні і їх не розглядаємо в математичній моделі. Також для спрощення не розглядаємо модель дроселя системи LS на вході в гідророзподільник, а обмежуємося завданням витрати робочої рідини на вході в поршневі порожнини гідроциліндрів. Така дія досягається електронним блоком гідропривода, якій трансформує потрібні умови роботи щодо швидкості гідроциліндра автоматичним відкриттям щілини дроселя і зворотним зв'язком за швидкістю штока гідроциліндра.

На штока гідроциліндрів діють сили опору зовнішнього підсумкового навантаження  $F_{2ц}$ , тиску  $p_{A(B)}$ , напівсухого і рідинного тертя в ущільненнях. При побудові математичної моделі гідропривода приймаємо наступні допущення [61]: коефіцієнти витрати  $\mu$ , щільність  $\rho$  і модуль  $E$  об'ємної пружності  $PP$  приймаємо постійними, рівними середнім значенням; нехтуємо витокami в елементах ОГП в порівнянні зі значеннями витрат в порожнинах гідроциліндра; не враховуємо хвилеві процеси в трубопроводах з причини їх невеликої довжини і великого діаметру; тиск на виході насоса при включенні гідророзподільника приймаємо постійним, який налаштований запобіжним (переливним) клапаном гідропривода.

Візьмемо за основу математичну модель гідропривода поступального руху (з гідроциліндром) [61] з урахуванням прийнятих допущень та з введенням доповнень, які пов'язані з завданням витрати та зовнішнього навантаження в повному циклі переміщення гідро-

циліндра за допомогою числових блоків пакету прикладних програм map-VisSim.

Витрата в поршневих порожнинах гідроциліндрів має форму запису:

$$Q_{2Ц} = 2S_{\Pi} \cdot v + \frac{V_{\Pi\Pi} + 2S_{\Pi} \cdot y}{E} \cdot \frac{dp_A}{dt}, \quad (5.1)$$

і в нормальній формі Коши відносно похідної  $\dot{p}_A$  знайдемо значення тиску:

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{Q_{2Ц} - 2S_{\Pi} \cdot v}{V_{\Pi\Pi} + 2S_{\Pi} \cdot y} \cdot E; \quad p_A = \int_0^{t_K} dp_A dt, \quad (5.2)$$

де  $Q_{2Ц}$  – витрата РР на вході в гідроциліндри,

$S_{\Pi}$  – ефективна площа поперечного перерізу поршневої порожнини одного гідроциліндра діаметром  $D_{\Pi}$  [мм],

$v$  і  $y$  – швидкість [м/с] і переміщення поршнів [м], відповідно,

$V_{\Pi\Pi}$  – початковий об'єм оливи в поршневих порожнинах, дм<sup>3</sup>;

$E$  – модуль пружності оливи, МПа.

Рівняння руху поршнів навантажених двох гідроциліндрів з урахуванням сил тертя через їх гідромеханічний ККД має вигляд:

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [2S_{\Pi} p_A - 2S_{\Pi\Pi} p_B - F_{2Ц} - \Delta F_{2Ц}], \quad v = \int_0^{t_K} \dot{v} dt, \quad y = \int_0^{t_K} v dt, \quad (5.3)$$

де втрати на тертя  $\Delta F_{2Ц}$  визначаємо як:

$$\Delta F_{2Ц} = F_{2ЦТ} (1 - \eta_{ГМ}), \quad \text{Н}, \quad (5.4)$$

де  $\eta_{ГМ}$  – гідромеханічний ККД одного гідроциліндра:

$$\eta_{ГМ} = F_{Ц} / F_{ЦТ}, \quad (5.5)$$

де  $F_{ц}$  – фактичне заміряне, наприклад, при стендових випробуваннях значення зусилля, яке розвивається гідроциліндром, Н,

$F_{цт}$  – теоретичне значення зусилля. Н.

Гідромеханічний ККД гідроциліндра залежить від значення тиску робочої рідини та втрат тертя і тиску по довжині і в каналах штуцерів, досягаючи при номінальному (максимальному робочому) тиску 96...99% та істотно знижується при низькому тиску, наближаючись до  $\eta_{гм} \approx 0$ .

Визначення гідромеханічного ККД для поршневого гідроциліндра з однобічним штоком ведуть за формулами [2]:

при прямому ході поршня і підводі оливи в порожнину А:

$$\eta_{гмА} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{цА}}{D^2 p_A - (D^2 - d^2) p_{зл}}, \quad (5.6)$$

де теоретичне значення зусилля дорівнює:

$$F_{цтА} = \frac{\pi \left[ D^2 p_A - (D^2 - d^2) p_{зл} \right]}{4}, \text{ Н}, \quad (5.7)$$

при зворотному ході і підводі РР в порожнину В

$$\eta_{гмВ}^{зх} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{цВ}}{(D^2 - d^2) p_B - D^2 p_{зл}}, \quad (5.8)$$

де теоретичне значення зусилля дорівнює:

$$F_{цтВ} = \frac{\pi \left[ (D^2 - d^2) p_B - D^2 p_{зл} \right]}{4}, \text{ Н}, \quad (5.9)$$

де  $F_{цА}$  і  $F_{цВ}$  – зусилля на штоку гідроциліндра при підводі оливи в відповідну порожнину, Н

$D$  і  $d$  – діаметри поршня і штока, відповідно, мм;

$p_A$  і  $p_B$  – тиск нагнітання в порожнинах гідроциліндра, МПа;

$p_{зл}$  – тиск в зливній порожнині гідроциліндра, МПа.

Запишемо рівняння для знаходження тиску, швидкості та переміщення гідроциліндрів при течії рідини під тиском  $p_B$  в штоковій порожнині, що відповідає технологічному режиму подачі бурового шнеку в ґрунт.

Знаходимо витрату в штокових порожнинах гідроциліндрів:

$$Q_{2шт} = 2S_{штп} \cdot v + \frac{V_{штп} + 2S_{штп} \cdot y}{E} \cdot \frac{dp_B}{dt}, \quad (5.10)$$

і в нормальній формі Коши відносно похідної  $\dot{p}_A$  знайдемо значення тиску:

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{Q_{2штп} - 2S_{штп} \cdot v}{V_{штп} + 2S_{штп} \cdot y} \cdot E; \quad p_B = \int_0^{t_k} dp_B dt, \quad (5.11)$$

де  $Q_{2штп}$  – витрата оливи на вході в гідроциліндри,

$S_{штп}$  – ефективна площа поперечного перерізу штокової порожнини одного гідроциліндра діаметром поршня  $D_{п}$  [мм] і штоку  $d_{шт}$  [мм], мм<sup>2</sup>;

$v$  і  $y$  – швидкість [м/с] і переміщення поршнів [м], відповідно;

$V_{штп}$  – початковий об'єм оливи в поршневих порожнинах, дм<sup>3</sup>;

$E$  – модуль пружності оливи, МПа

Рівняння руху двох поршнів навантажених гідроциліндрів з урахуванням сил тертя через їх гідромеханічний ККД має вигляд:

$$\dot{v} = \frac{1}{m} \left[ 2S_{штп} p_B - 2S_{штп} p_A - F_{2ц} - \Delta F_{2ц} \right], \quad v = \int_0^{t_k} \dot{v} dt, \quad y = \int_0^{t_k} v dt, \quad (5.12)$$

Для гідропривода переміщення бурильної стріли за допомогою двох паралельних і жорсткооб'єданих між собою металоконструкцією стріли гідроциліндрів з параметрами кожного поршневого одноштокового гідроциліндра  $D_{п} = 110$  мм,  $d_{шт} = 56$  мм і  $l_{п} = 930$  мм задаємо максимальні значення зусилля в  $F_{2ц} = 340$  кН і витрати  $Q_{2ц} = 107,3$  л/хв,

що дає можливість реалізувати повний підйом стріли за 10 с. Крім того, задаємо значення тиску в зливній порожнині  $p_{зл} = 0,5$  МПа.

Для режиму підйому бурового шнеку після його занурення в важкий скальний ґрунт знайдемо максимальне (пікове) зусилля двох гідроциліндрів при спрацьовування запобіжного клапан при тиску в  $p_{32} = 32$  МПа:

$$F_{2ц.пик} = 2S_{п} \cdot p_{32} \cdot \eta_{ГМ}, \text{ Н.} \quad (5.13)$$

## 5.2. Моделювання динаміки гідропривода нахилу бурильної стріли

Для проведення динамічного аналізу гідропривода нахилу бурильної стріли скористаємося пакетом прикладних програм VisSim і побудуємо відповідні обчислювальні блоки за вищенаведеними формулами. При цьому використовуємо блоки змінних параметрів Variable і задаємо режими зовнішнього навантаження, витрати робочої рідини, що забезпечують необхідний час переміщення стріли, і ККД гідроциліндра.

Режими, що задаємо, записуємо в чисельному вигляді за допомогою блоків map-VisSim. Для рішення диференційних рівнянь скористаємося методом інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю  $\Delta = 0,001$  с в діапазоні до  $t_K = 0,025$  с. Ці рішення дають вихідні характеристики  $p_A(t)$ ,  $v(t)$  і  $y(t)$ , що дають можливість виконати відповідний аналіз.

При моделюванні динамічних процесів розглянемо режими роботи гідропривода нахилу бурильної стріли залежно від часу щодо зовнішнього навантаження, витрати і ККД гідроциліндра з урахуванням властивостей робочої рідини (модуля пружності) і маси, приєднаної до штоків гідроциліндрів.

На першому етапі перевіряємо виконання завдання щодо повного переміщення гідроциліндрів на хід 900 мм за 10 с. На рис. 5.1 приведені осцилограми, зокрема знизу ті, що задають навантаження, витрату та ККД гідроциліндрів, а зверху значення перепаду тисків в гідроприводі, швидкості і переміщення гідроциліндрів, відповідно.

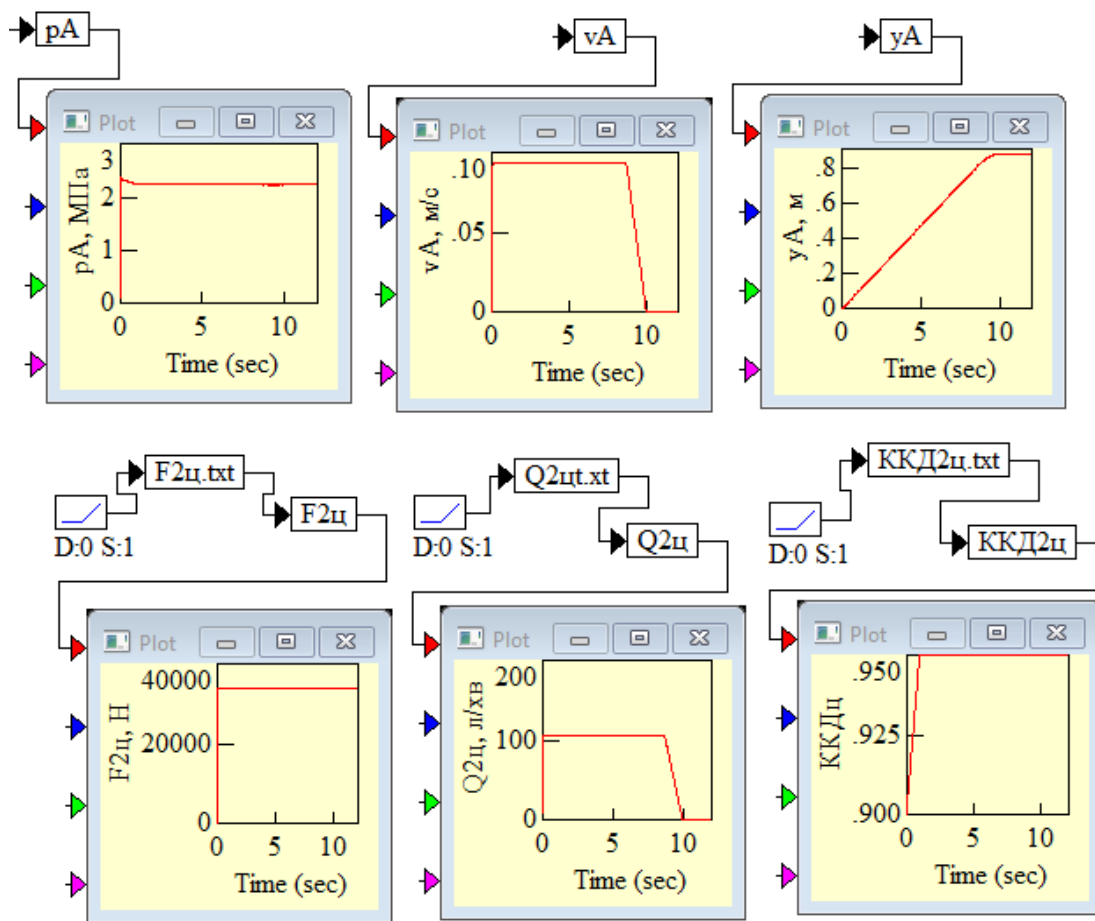


Рис. 5.1. Перевірка виконання завдання з переміщення гідроциліндрів на 900 мм за 10 с в режимі холостого ходу

В режимі холостого ходу, тобто при навантаженні в 34 кН (10 % від номінального в 340 кН) і витраті робочої рідини від насоса в 107,3 л/хв маємо пересування гідроциліндрів зі швидкістю 0,09 м/с і тому виконується переміщення в 900 мм за 10 с. Перепад тисків на такому режимі не перевищує 2,2 МПа, що відповідає режиму холостого ходу при налаштуванні бурильної стріли на технологічний режим буріння. При цьому враховуємо, що гідроциліндр не має витоків робочої рідини по ущільненням згідно його технічної характеристики, а витокami по гідророзподільнику нехтуємо в зв'язку їх малістю (на такому режим за тиском не більше 0,01 л/хв).

На другому етапі розглядаємо режим роботи гідропривода при витягуванні бурового шнека з ґрунту. Нормальний режим роботи з зусиллям 340 кН (рис. 5.2) дає перепад тисків в гідроприводі 19 МПа, що відповідає статичному розрахунку. При зростанні навантаження за 0,01 с тиск і швидкість практично не мають коливань.

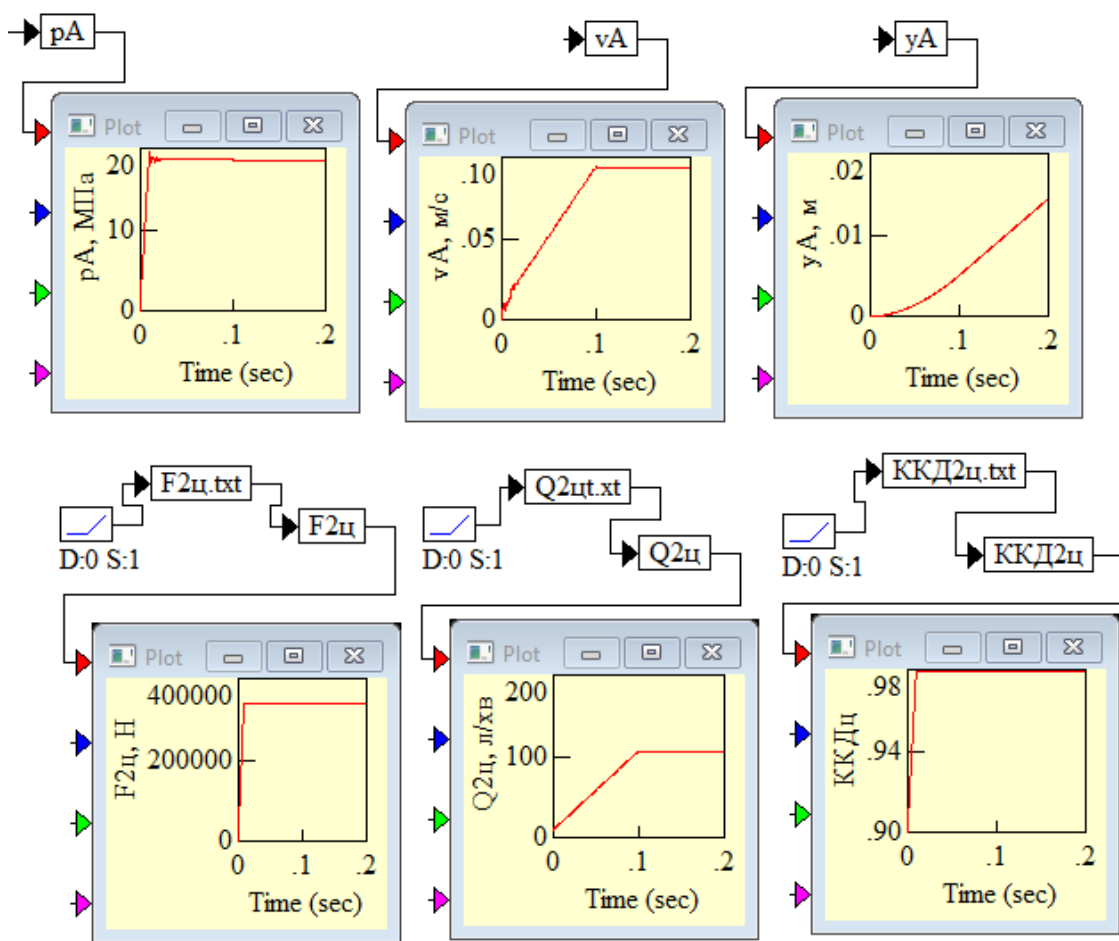


Рис. 5.2. Осцилограми зміни параметрів гідропривода при зростанні навантаження за 0,01 с

При зменшенні часу навантаження до 0,001 с коливальний процес суттєво зростає і перепад тисків досягає 32 МПа (рис. 5.3), що вже практично на рівні можливостей насоса і гідроциліндра за тиском. Мають місце і коливання швидкості гідроциліндрів. Але коливання припиняються дуже швидко, десь за 0,02 с, що дає сподівання на те, що не впливають суттєво на міцність і довговічність гідропривода.

Далі зробимо оцінку впливу зменшення модуля пружності робочої рідини на коливання гідропривода. Для цього моделюємо гідропривод таким чином, наче модуль пружності зменшився з нормального, при відсутності нерозчиненого повітря ( $E = 1500$  МПа згідно рис. 5.3.), до зменшеного значення  $E = 500$  МПа (рис. 5.4), що відповідає насиченню робочої рідини нерозчиненим повітрям (повіряними бульбашками). Коливальний процес збільшується за часом з 0,02 с (рис. 5.4) до 0,6 с при максимальній амплітуді 36 МПа.

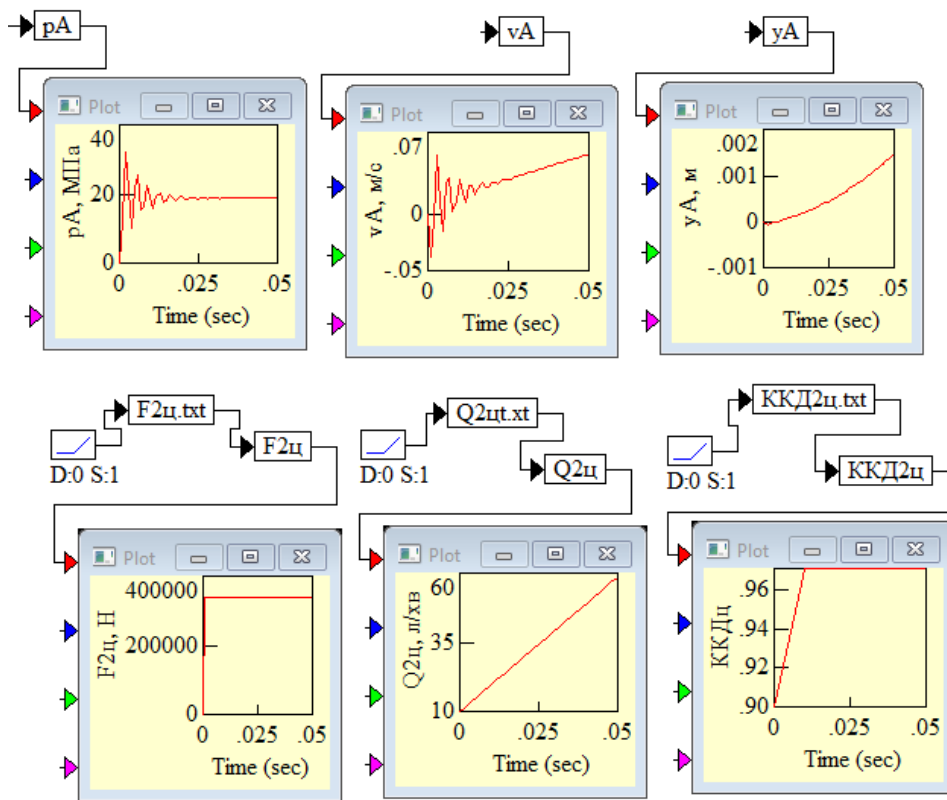


Рис. 5.3. Осцилограми зміни параметрів гідропривода при зростанні навантаження за 0,001 с

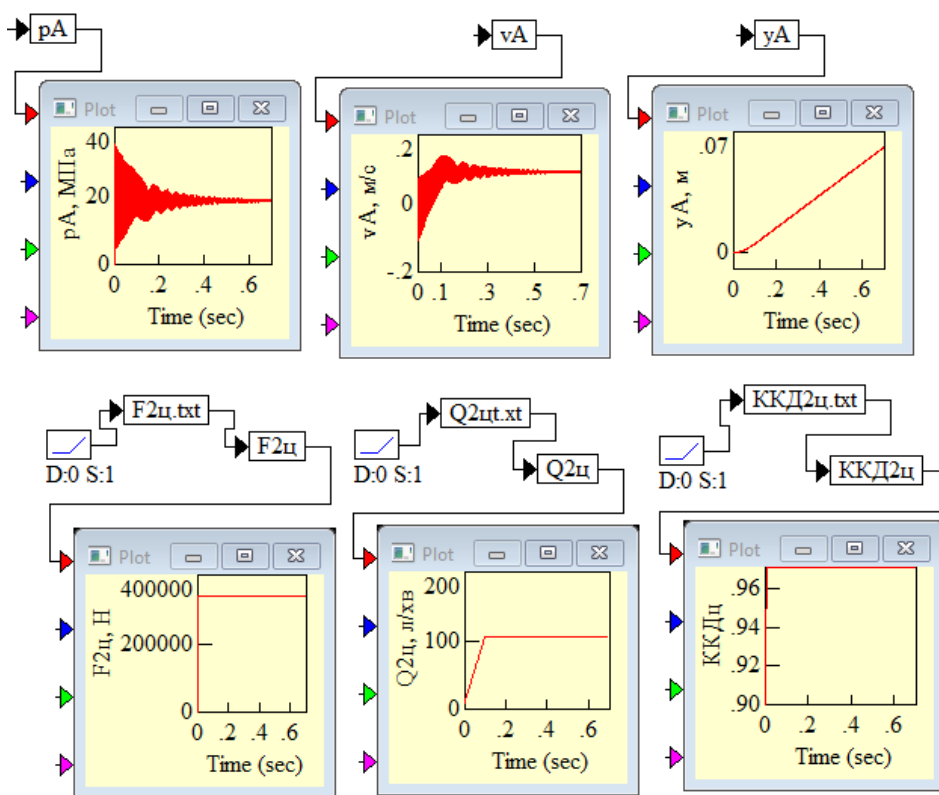


Рис. 5.4. Осцилограми зміни параметрів гідропривода при зростанні навантаження за 0,001 с і зменшенні модуля пружності робочої рідини до  $E = 500$  МПа (порівняння з рис. 5.3)

Для оцінки рівня коливань тиску розглянемо осцилограму в збільшеному масштабі (рис. 5.5) і виконаємо розрахунок за формулою:

$$f = \frac{n_{\text{кол}}}{t} = \frac{10}{0.065} = 153,8, \text{ Гц}, \quad (5.14)$$

де  $n_{\text{кол}} = 10$  – кількість коливань за час в 0,065 с.

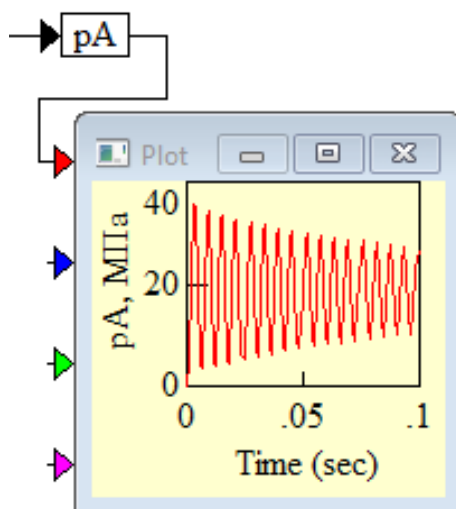


Рис. 5.5. Збільшена в масштабі осцилограма тиску від часу на режимі згідно рис. 5.4 (зверху і ліворуч)

Для моделювання повного робочого циклу гідропривода нахилу бурильної стріли розглянемо рівняння (2.53) створення тиску в штокових порожнинах  $p_B$  при переведенні стріли в робоче положення для початку буріння і побудуємо розрахункові блоки в пакеті VisSim за аналогією з попередніми для поршневої порожнини. Для перевірки адекватності побудованих блоків зробимо розрахунки щодо відношень площин порожнин, тиску в гідроприводі і швидкості гідроциліндрів при підводі в лінії  $p_A$  і  $p_B$ :

$$\frac{p_A}{p_B} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{S_{\text{штп}}}{S_{\text{штп}}} = \frac{25,2 \text{ МПа}}{18,6 \text{ МПа}} = \frac{0,127 \text{ м/с}}{0,094 \text{ м/с}} = \frac{12100 \text{ мм}^2}{8964 \text{ мм}^2} = 1,35. \quad (5.15)$$

Відношення площин поршневої до штокової порожнин в 1,35 разів дає при однакових значеннях зовнішнього навантаження та

витрати пропорційне підвищення тиску і швидкості переміщення поршнів. Такі однакові співвідношення вказують на відсутність помилок щодо підставлених заданих значень. Для підтримки однакового рівня тисків штучно задаємо зусилля значенням в 252 кН для тиску  $p_B$  в штокових порожнинах, що в 1,35 менше ніж при тиску  $p_A$  ( $F_{2ц} = 340$  кН в попередніх розрахунках).

На рис. 5.6 представлена циклограма роботи гідропривода нахилу стріли при переведенні її в робоче положення і створення подачі на бур для його занурення в землю при обертанні.

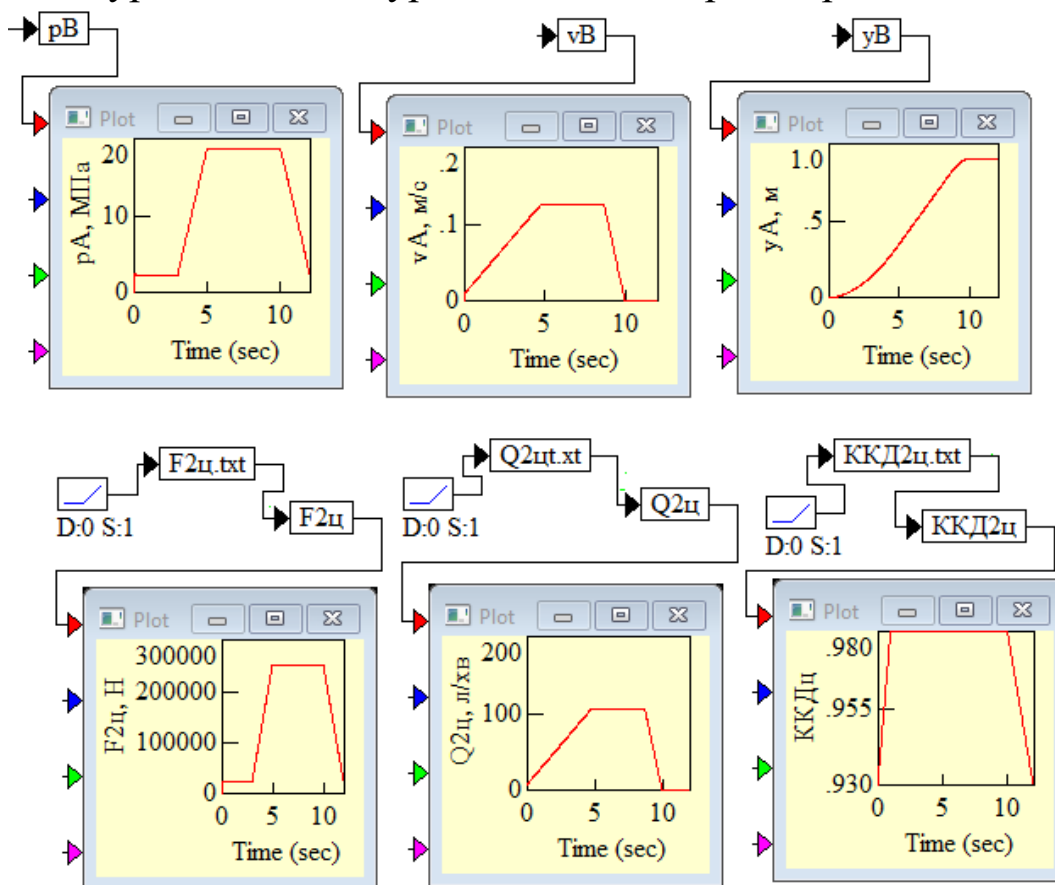


Рис. 5.6. Осцилограми роботи гідропривода нахилу бурильної стріли за повний цикл одного проходу бурового шнеку

При цьому повне навантаження задаємо через 5 с після початку переміщення стріли (до значення в 3 с стріла з буром наближається до свердловини практично в режимі холостого ходу), далі йде процес буріння з повним навантаженням за час в 5 с, а далі витрата робочої рідини зменшується до нульового значення за 2 с. Цикл робочого режиму складає 12 с і при цьому повний хід поршня в 900 мм займає час в 10 с.

Таким чином, розглянуті змодельовані в пакеті VisSim динамічні режими підводу робочої рідини в поршневу порожнину і штокові порожнини, що відповідають технологічним циклам підйому стріли і її нахилу для створення зусилля на бур при його обертанні, відповідно. За результатами розрахунків:

1) Виявлені досить суттєві коливання тиску в гідроприводі залежно від швидкодії зростання зовнішнього навантаження в порівнянні зі статичним режимом, де перепад тисків не перевершує 19 МПа. Коливальний процес дає підвищення тиску до 32 МПа;

2) Виявлені коливання тиску в гідроприводі при зменшенні модуля пружності робочої рідини при її насиченості нерозчиненим повітрям. Максимальне значення тиску досягає 36 МПа. Коливання є короткочасними з частотою 150 Гц;

3) Подальші дослідження гідропривода нахилу бурильної стріли треба виконати на натурному дослідному зразку бурильно-кранової машини з використанням аксіальнопоршневого насоса з автоматичним регулятором тиску і витрати, і безступенево регульованим дроселем з пропорційним електромагнітом.

## ВИСНОВКИ

Аналіз сучасних досягнень в області створення гідромотор-коліс, розрахунки відповідних трансмісій та моделювання їхніх динамічних процесів, дають можливість зробити висновок про перспективність такого напрямку. Щодо створення раціональної схеми об'ємного гідропривода трансмісії багатовісного транспортного засобу, то основними напрямками є:

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

- в гідравлічній принциповій схемі трансмісії треба передбачити засоби електрогідроавтоматики для протидії буксуванню гідромотор-коліс;

- при використанні радіальнопоршневих багатоциклових гідромотор-коліс зі ступінчастим регулюванням робочого об'єму необхідно забезпечити одночасну зміну подачі насоса за допомогою зворотних зв'язків за швидкістю мобільної машини та тиску в гідроприводі. При такому регулюванні насоса та гідромотор-коліс робота трансмісії буде найближче відповідати тягово-швидкісній характеристиці транспортного засобу.

Для мобільних машин зі швидкістю до 60 км/год можливе застосування радіальнопоршневих гідромотор-коліс в безредукторному варіанті, для підвищених швидкостей потрібна комбінація гідромотор-колеса з двохступеневою коробкою передач.

Розглянуті методики статичного і динамічного розрахунків гідроприводів з використанням в якості приводів робочих органів гідроциліндрів і гідромоторів. Вперше розглянуті динамічні процеси в гідроприводі нахилу бурильної та кранової стріл на режимах навантаження двох паралельних гідроциліндрів.

Рекомендовано використовувати сучасну номенклатуру гідроприсроїв, зокрема вітчизняного виробництва [62].

Методики і результати розрахунків рекомендуються для використання при створенні гідроприводів технологічного обладнання будівельно-дорожніх машин та трансмісій тракторів.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). [Введен с 1998-01-01]. (Державний стандарт України). 48 с.

2. Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Бондаренко А.І., Пелипенко Є.С. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: Навчальний посібник; під ред. В.Б. Самородова. НТУ «ХПІ». Харків : ФОРМ Панов А. М., 2020. 524 с.

3. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник; під ред. Г.А. Авруніна. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.

4. Посилання: Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмо-автоматики: навчальний посібник. Г. А. Аврунін, І. І. Кириченко, І. І. Мороз; під ред. Г. А. Авруніна. Харків : ХНАДУ, 2009. 424 с.

5. Посилання: Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Част. 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Введен 1998-01-01]. 60 с. (Державний стандарт України).

6. Посилання: <https://technoaktiv.com.ua/ua/cp62794-linde.html>

7. Посилання: <https://www.lecturaspecs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavantazuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098>

8. Посилання: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:23727:ed-1:v1:en> Weideman

9. Посилання: <https://www.tria-agro.com/product/pogruzchiki/weidemann-9080-frontalnyj-pogruzchik/>

10. Посилання: <https://gardenunion.com.ua/navantazhuvach-t-156-54/>

11. Посилання: <https://prom.ua/ua/Frontalnyj-pogruzchik-t-156.html>

12. Посилання: <https://t-i-t.com.ua/htz-17021/>

13. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears / Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company // RE 90010-02/07.2016 – Replaces: 90010/-07.2012 - 941 p.

14. Посилання: <http://dspace.nbu.gov.ua/bitstream/handle/123456789/131231/04-Abdula.pdf?sequence=1>

15. Посилання: [https://hydromotor.com.ua/radialno\\_porshnevye\\_hydromotory/parker-calzoni](https://hydromotor.com.ua/radialno_porshnevye_hydromotory/parker-calzoni)

16. Посилання: <https://motorimpex.ua/products/gidromotory-radialno-porshnevye-reguliruemye-ts8vf-s-reduktorom>
17. Посилання: <https://motorimpex.ua/products/gidromotory-koleso-radialno-porshnevye-reguliruemye-bv1wr6b>
18. Посилання: <https://motorimpex.ua/products/gidromotory-koleso-radialno-porshnevye-reguliruemye-bv1wr20>
19. Посилання: <https://motorimpex.ua/products/gidromotory-koleso-radialno-porshnevye-reguliruemye-bv2wr10>
20. Посилання: <https://motorimpex.ua/products/gidromotory-koleso-radialno-porshnevye-reguliruemye-bv2wr20>
21. R8C Couple Series. Dual Displacement Hydraulic Motor / Technical Catalog // Italgroup. Italy. – 2018. – 160 p.
22. Посилання: <https://technoaktyv.com.ua/ua/p1893402104-rotary-power-sma.html>
23. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Шевченко Д. М., Мороз І.І. Тенденції розвитку приводів обертання автобетонозмішувачів. POLISH JOURNAL OF SCIENCE. ISSN 3353-2389. Warszawa, Poland, email: editor@poljs.com. site: <http://www.poljs.com> № 59, 2023. С. 133-146.
24. SELECTION GUIDE. 2021. PRODACT /SYSTEMS/ SERVICES. POCLAIN HYDRAULICS. A02486C-2021. 176 p.
25. MI250 – [www.poclain-hydraulics.com](http://www.poclain-hydraulics.com). 27/09/21. 24 с.
26. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354. Edition: 01.2015, 24 p.
27. Product Manual Compact CA EN 396-10h 20011, 32 p.
28. Product Manual COMPACT CBP EN834-4h 2011, 32 p.
29. Product Manual VIKING EN397-4a 2009, 26 p.
30. MHP20/MHP27 Hydraulic Motors. [www.poclain-hydraulic.com](http://www.poclain-hydraulic.com) B24840Z. 05.10.2021. 60 p.
31. Аврунін Г. А., Подригало М. А., Єременко А. В. Мороз І. І. Аналіз можливості застосування гідромотор-колес в трансмісіях швидкісних тракторів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х : НТУ «ХПІ», 2023. № 2. С. 24-32 (online).
32. Посилання: [https://hydromotor.com.ua/gerotornye\\_hydromotory/sauer-danfoss](https://hydromotor.com.ua/gerotornye_hydromotory/sauer-danfoss)

33. Посилання: <https://hydro-maximum.com.ua/ua/g16199559-gidromotory-danfoss>
34. Посилання: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/gidromotory/tip-gerotorni>
35. Посилання: <https://whitedriveproducts.com/>
36. Посилання: <https://www.precisionfluidpower.com/white-hydraulics/>
37. Посилання: <https://northernhydraulics.net/catalog/m-white-hydraulics-64-1.html>
- 38.Посилання: [https://www.eshydagent.se/images/Katalog\\_DT\\_710.pdf](https://www.eshydagent.se/images/Katalog_DT_710.pdf)
39. Посилання: <https://pdf.directindustry.com/pdf/white-drive-products/dt/7310-366383.html#open697697>
40. Посилання: [https://www.cenhyd.com/pdf/white/brakes/dt\\_catalog.pdf](https://www.cenhyd.com/pdf/white/brakes/dt_catalog.pdf)
41. WHITE HYDRAULICS. Service Instructions For The DR (610) & DT (710) Series. PI666750 9/01. 4 p.
42. Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Мороз І.І., Щербак О.В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора. Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». X : 2021. №26. С. 94–106.
43. Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І.І., Шевченко Д. М. Аналіз технічних характеристик високомоментних гідромоторів з обмеженнями на основі динамічних розрахунків. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. X : НТУ «ХПІ», 2022. № 2. С. 24-32 (online).
44. Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І.І. Особливості динаміки об'ємного гідропривода залежно від режимів зовнішнього навантаження. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. X.: НТУ «ХПІ», 2022. № 1. С. 42-48 (online).
45. Аврунін Г. А., Подригало М. А., Подригало Н. М., Мороз І. І. Дослідження динаміки трансмісії навантажувача з високомоментни-

ми ступенево-регульованими мотор-колесами. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. X : НТУ «ХПІ», 2024. № 1. С. 27-36.

46. Аврунін Г.А., Пімонов І.Г., Щербак Щ.В., Мороз І.І., Михайленко І.В., Цента Є.М. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim. Промислова гідраліка і пневматика. Вінниця. 2021. 4(68). С. 15–35.

47. Решетило Є.І., Поторока А.С., Подригало М.А., Аврунін Г.А. Історія розвитку і технічні вимоги до сучасних колісно-гусеничних машин з гібридними електротрансмiсіями. POLISH JOURNAL OF SCIENCE. ISSN 3353-2389. Warszawa, Poland, email: editor@poljs.com. site: <http://www.poljs.com>. № 63, 2023. С. 69-84. DOI: 10.5281/zenodo.8046095

48. 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.

49. Посилання: <http://xtz.ua/ua/tractory/>

50. Посилання: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Харківський\\_тракторний\\_завод](https://uk.wikipedia.org/wiki/Харківський_тракторний_завод).

51. Посилання: <http://xtz.ua/ua/gusenychni-tractory/xtz-181-22.html>

52. Посилання: <http://xtz.ua/files/pdf/150-181.pdf> (керівництво з експлуатації).

53. Бурильно-кранова машина БКМ-2М. Паспорт: БКМ-2М.00.00.000ПСТОВ. ТУ У 29.5-42283450-001:2020. ТОВ «МК БУДАГРОМАШ». 2024. 12 с.

54. Бурильно-кранова машина БКМ-2М. КЕРІВНИЦТВО З ЕКСПЛУАТАЦІЇ: БКМ-2М.00.00.000КЕ. ТОВ «МК БУДАГРОМАШ». 2024. 28 с.

55. Посилання: <http://hydrosila-apm.pat.ua/>

56. ДСТУ ISO 4413:2002. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила за стосування (ISO 4413:1998, IDT. – Держпоживстандарт України. Київ : 2005. 31с.

57. Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OK-ELD Type. HYDAC INTERNATIONAL: Catalogue 02 Section 10. – Brochure E 5.805.0/01.02. 8 p.

58. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І.І. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. X : НТУ «ХПІ». 2021. № 2. С. 48-57.

59. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Резніков О.О., Мороз І.І., Зорькін М.Є. Аналіз об'ємного гідропривода підйому стріли мобільного підйомника з робочою платформою. Polish Journal of Science. Warzhava, Poland. № 47 (2022). Vol. 1. С. 43-55.

60. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Шевченко Д.М., Мороз І.І. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода бетонозмішувача на автомобільному шасі. Polish Journal of Science. Warzhava, Poland. № 34 (2020). Vol. 1. С. 31-39.

61. Аврунін Г.А., Подригало М.А., Закапко О.Г., Мороз І.І., Разарьонов Л.В., Холодов А.П., Холодов М.П. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування самохідного тракторного шасі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. X : НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 35-42.

62. 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.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	3
1.АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОМОТОР-КОЛІС В ТРАНСМІСІЯХ МОБІЛЬНИХ МАШИН.....	4
1.1.Трансмисії сучасних мобільних машин.....	4
1.2. Вихідні дані для розрахунку трансмісій с гідромотор-колесами.....	18
1.3. Результати розрахунку трансмісій с гідромотор-колесами.....	20
2.ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ГІДРОМОТОР-КОЛІС.....	24
2.1. Аксиальнопоршневі гідромотор-колеса .....	24
2.2. Радіальнопоршневі високомоментні ексцентрикові гідромотор-колеса .....	47
2.3. Радіальнопоршневі високомоментні багатоциклові гідромотор-колеса .....	65
2.4. Героторні гідромотор-колеса.....	107
3.ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМІСІЇ НА ВАНТАЖУВАЧА З ГІДРОМОТОР-КОЛЕСАМИ .....	121
4.МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ПЕРЕСУВАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	130
4.1. Методика розрахунку об'ємного гідропривода пересування з гідромоторами .....	130
4.2. Методика розрахунку об'ємного гідропривода з гідроциліндрами .....	135
4.3. Розрахунок і вибір трубопроводів, гідробака, оливаохолоджувача, фільтра та робочої рідини .....	147
5. РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА З ГІДРОЦИЛІНДРАМИ.....	152
5.1. Математична модель динаміки гідропривода нахилу бурильної стріли.....	152
5.2. Моделювання динаміки гідропривода нахилу бурильної стріли.....	157
ВИСНОВКИ.....	164
ЛІТЕРАТУРА .....	165



Наукове видання

АВРУНІН Григорій Аврамович  
ПОДРИГАЛО Михайло Абович  
ЄФИМЕНКО Олександр Володимирович  
ФІДРОВСЬКА Наталія Миколаївна  
ПОДРИГАЛО Надія Михайлівна  
МОРОЗ Ірина Іванівна

**ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ ТРАНСМІСІЙ  
І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ  
МОБІЛЬНИХ МАШИН**

*Монографія*

Відповідальний за випуск *Н.М. Фідровська*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *Н.В. Ольховська*