Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Методичні вказівки

до виконання лабораторних робіт з дисципліни
«Проектування та випробування гідроприводів»

Затверджено радою
механічного факультету,
протокол № 1/1 від 11.09.2026 р.

Харків-ХНАДУ
2026

Основою для складання методичних вказівок є силабус та робоча програма навчальної дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» для підготовки магістрів механічного факультету на кафедрі будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова згідно спеціальності G11 «Машинобудування», спеціалізації G11.03 «Технологічні машини і обладнання» освітньої програм «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання».

Методичні вказівки містять 8 лабораторних робіт.

Укладачі: Г.А. Аврунін

Рецензент: О.В. Щербак

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова

ВСТУП

Методичні рекомендації призначені для використання студентами-магістрами механічного факультету при виконанні лабораторних робіт.

Наведені матеріали спрямовані на формування інженерних знань в області вивчення і дослідження об'ємних гідроприводів (ОГП) для забезпечення сучасного технічного рівня і конкурентоспроможності проектованих механізмів і машин. Мета справжніх методичних вказівок є ознайомлення студентів з сучасними методами розрахунку ОГП. Отримані навички можуть бути застосовані при виконанні завдань в магістерських кваліфікаційних роботах.

Наведені в методичних вказівках розрахунки ОГП можуть бути використані практично для всіх типів мобільних машин. Технічні можливості сучасного гідрообладнання, високий рівень його інформаційної підтримки виробниками і дилерською мережею в кожному регіоні дають розробнику провести функціонально-вартісний аналіз по кожному гідропристрою і ОГП в цілому. Зазвичай розрахунок ОГП ведуть для декількох режимів, що відрізняються навантажувальними та швидкісними характеристиками, виділяючи серед них екстремальні.

Лабораторна робота 1 – Розрахунок та аналіз роботи гідропривода з гальмівним клапаном

Для забезпечення надійної та безпечної роботи механізмів вантажопідйомних машин (лебідок, кранів і підйомників різного призначення) гідропристроями об'ємного гідропривода вирішуються завдання плавного «підйому-опускання», фіксації і захисту від мимовільного падіння вантажу при відмові джерел енергопостачання або власне гідропривода. З цією метою застосовують гідрозамки, гальмівні гідроклапани, нормально-замкнуті гальма на базі гідроциліндрів і пристроїв автоматики.

Гальмівним гідроклапаном називають гідропристрій, що забезпечує захист від протиобгінного швидкісного режиму гідродвигунів механізмів опускання вантажу стріловидних кранів, лебідок, навантажувачів і ходових механізмів пневмоколісних екскаваторів. Протиобгінний швидкісний режим виникає при збігу напрямку дії навантаження (для гідроциліндра) або крутного моменту (для гідромотора) з напрямом переміщення гідроциліндра або обертання гідромотора, відповідно. Гальмівний гідроклапан забезпечує підтримку постійності швидкості гідродвигуна при опусканні вантажу підйомно-транспортного механізму незалежно від значення попутного зовнішнього навантаження. При цьому гальмування гідродвигуна забезпечується дроселюванням РР в зливній магістралі.

Гідравлічна принципова схема стендової установки ОГП об'ємного обертання барабана лебідки (рис. 1) побудована за розімкненим ланцюгом циркуляції РР і містить насос Н з регульованим робочим об'ємом (машинним регулюванням) і приводним ДВЗ, що нагнітає РР через фільтр Ф, гідророзподільник Р і гальмівний клапан КГ до гідромотора М, з`єднаного вихідним валом з барабаном лебідки для підйому (опускання) вантажу масою m. Злив РР з гідромотора здійснюється через гідророзподільник Р і оливаохолоджувач АТ в гідробак Б. Привод обертання лебідки забезпечений нормально-замкненим гальмом, що діє на вихідний вал гідромотора від гідроциліндра Ц (замикання гальма відбувається автоматично зусиллям пружини в гідроциліндрі), а розмикання під дією тиску РР, що створюється в магістралях гідросистеми A або B і тиску в гідроклапані КГа типу «або». Для захисту гідропривода від перевантажень в каналі нагнітання насоса Н встановлений запобіжний клапан КЗ.

Для контролю параметрів гідропривода встановлені:

– реле контролю рівня РКР в гідробаку Б;

– манометри для контролю тиску в каналі нагнітання насоса МН1 і на зливі з гідросистеми МН2;

– датчик ПТРб температури РР з аналоговим виходом;

– датчики (перетворювачі) тиску з аналоговим виходом ПТа, ПТв, ПТц;

– вимірювач крутного моменту гідромотора ВМм;

– вимірювач крутного моменту насоса ВМн;

– вимірювач частоти обертання гідромотора ДЧОм;

– вимірювач частоти обертання насоса ДЧОн;
– витратоміри РАа, РАв, РАвит;
– електричний датчик положення вантажу ЕДП;
– індикатор забрудненості фільтра Ф (встановлюють індикатори з візуальною або електричною сигналізацією)

Всі параметри перетворювачів передаються за допомого аналого-цифрового перетворювача АЦП на персональний комп'ютер ПК.

При пуску ДВЗ насоса Н для зниження споживаної потужності та гідроудару РР в тупиковому трубопроводі між насосом Н і гідророзподільником Р заздалегідь встановлюють нульове положення регулятора робочого об'єму насоса. Після запуску насоса контролюють тиск в гідросистемі за манометром МН1 (при необхідності проводять налаштування тиску запобіжним клапаном КП при збільшеному значенні подачі насоса.

При підведенні електроживлення до магніту У2 золотник гідророзподільника 1 встановлюється в таке положення, при якому РР прямує через зворотний клапан КО по магістралі $A-A$ до гідромотора М, приводячи останній в обертання. Проте обертання гідромотора почнеться тільки тоді, коли тиском керування $p_к$ від клапана КТа підніме вгору поршень гідроциліндра Ц гальма і відбудеться розгальмування валів гідромотора М і барабана лебідки. Обертання гідромотора проти годинникової стрілки дасть можливість здійснити операцію підйому вантажу. При необхідності опускання вантажу електроживлення подають на магніт У1 гідророзподільника Р і РР надходить до гідромотора М по магістралі $B-B$. За допомогою клапана КТа і гідроциліндра Ц відбувається розгальмування вала гідромотора М і вантаж починає опускатися. Для оберігання вантажу від мимовільного опускання використовується гальмівний клапан КГ, який при зниженні тиску менше налаштування пружини клапана автоматично призведе до зниження швидкості за рахунок дроселювання потоку РР в магістралі і навіть зупинки вантажу при повному перекритті КГ (як показано на схемі). При створенні аварійної ситуації, наприклад, при відмові двигуна ДВЗ або розриві трубопровода, падіння тиску в гідросистемі призведе до автоматичного спрацьовування механічного гальма гідроциліндра Ц і зупинки вантажу.

Таким чином, при роботі вантажопідйомного механізму з гальмівним клапаном розглядають два режими роботи:

1) при підйомі вантажу, коли через гальмівний клапан КГ (а точніше через вбудований в нього зворотний клапан ЗК) РР вільно прямує від насоса Н до гідромотора М;

2) при опусканні вантажу, уоли тиск в каналі нагнітання насоса Н стає нижчим за атмосферний через переміщення вантажу і обертання гідромотора М під власною вагою, що призводить до його мимовільного падіння. Саме для цього служить гальмівний гідро клапан КГ і в той же час забезпечує опускання вантажу з рівномірною швидкістю. Таке обертання вантажу сприяє переходу гідромотора М в насосний режим і його вихідна (зливна) магістраль стає напірною, а опір обертанню

гідромотору, що перейшов в насосний режим, створюється дроселем гальмівного клапана КГ.

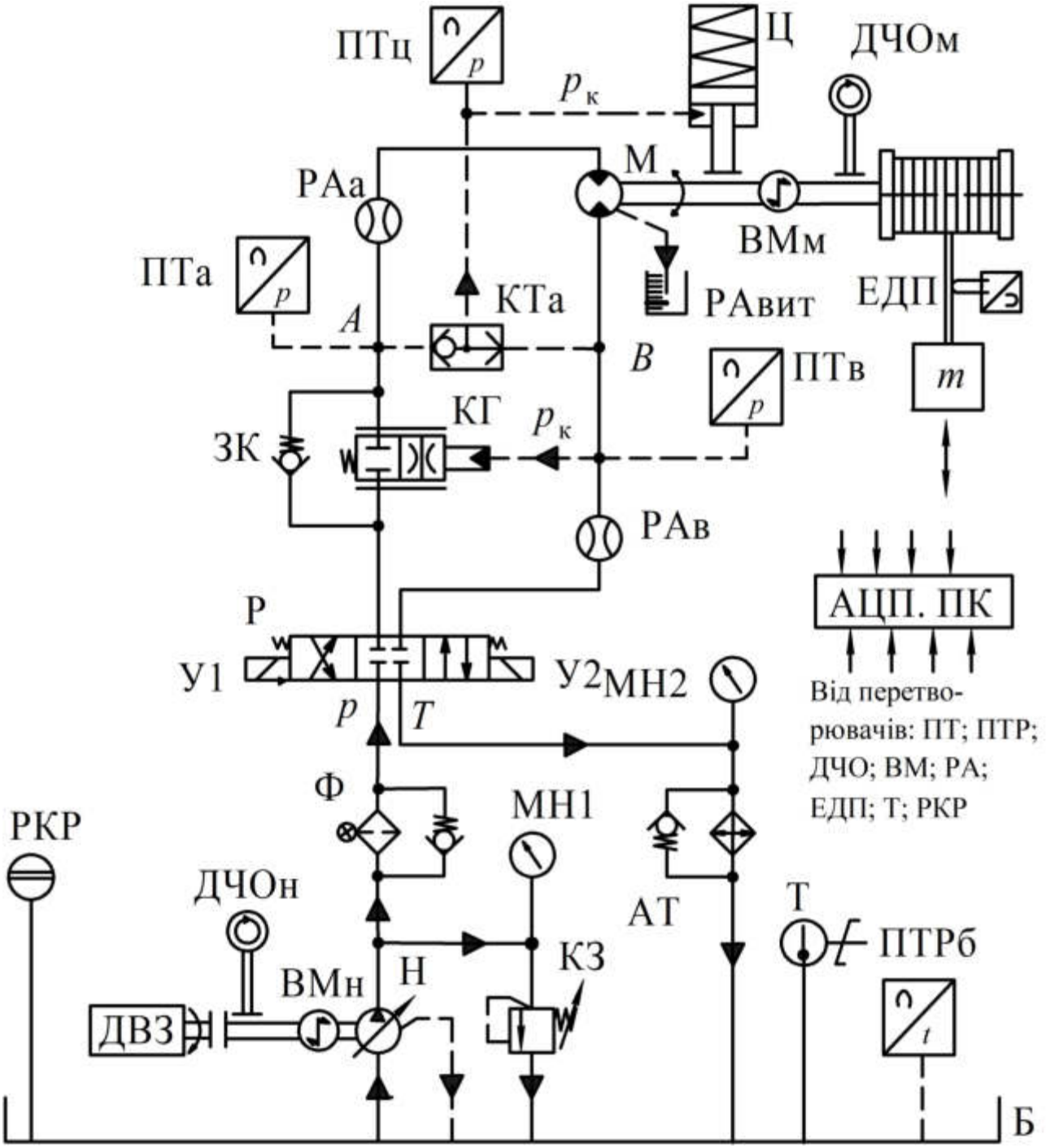


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема лабораторної установки ОГП обертання барабана лебідки від гідромотора М

Частоту обертання гідромотора М при машинному регулюванні подачі насосом Н визначають за формулою

$$n_{\text{м}} = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{о}}}{V_{\text{м}}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (1)$$

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

$\eta_{\text{о}}$ – об'ємний ККД гідромотора,

$Q_{\text{н}}$ – подача насоса, яку визначають за формулою

$$Q_{\text{н}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} \cdot k_Q, \text{ л/хв}, \quad (2)$$

де $V_{\text{н}}$ – робочий об'єм насоса, см^3,

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

k_Q – коефіцієнт витрати (або об'ємний ККД) насоса.

Наведені формули справедливі для розрахунку частоти обертання гідромотора для режимів підйому та опускання вантажу. Розрахункові формули для тиску при підйомі та опусканні вантажу різні у зв'язку з введенням гальмівного гідроклапана. При підйомі вантажу розглядають рівність крутного моменту, що розвивається гідромотором, моменту зовнішнього навантаження

$$M = 0{,}159 \cdot V_{\text{м}} \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{гм}} = M_{\text{вант}}, \quad (3)$$

де M – крутний момент, що розвивається гідромотором, Н.м,

$\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}$ – перепад тисків між вхідною і вихідною магістралями гідромотора, МПа,

$M_{\text{вант}}$ – момент зовнішнього навантаження на лебідці, Н.м.

Перепад тисків на гідромоторі визначають за формулою

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{M}{0{,}159 \cdot V_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{гм}}}, \text{ МПа}. \quad (4)$$

У режимі опускання вантажу у зв'язку з переходом гідромотора в насосний режим виконується така рівність:

$$M_{\text{вант}} = M_{\text{н}} = 0{,}159 \cdot V_{\text{м}} \cdot \Delta p_{\text{н}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{гм}}}, \text{ Н}, \quad (5)$$

де $M_{\text{н}}$ – крутний момент, потрібний для обертання насоса, Н.м,

$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}$ – перепад тисків при роботі гідромотора в на-сосному режимі МПа.

Значення тиску на виході з насоса (тиск нагнітання, що створюється гальмівним гідроклапаном), визначають за формулою

$$p_{\text{вих}} = p_{\text{вх}} + \frac{M_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{0{,}159 \cdot V_{\text{м}}}, \text{ МПа,} \qquad (6)$$

де значенням тиску на вході задаються в межах $p_{\text{вх}} = 1\ldots6$ МПа для забезпечення безкавітаційної роботи гідромотора.

Гальмівний гідроклапан забезпечує гальмування вантажу за рахунок дроселювання зливного потоку РР з гідромотора, що перейшов в насосний режим, з перепадом тисків

$$\Delta p_{\text{гк}} = \frac{Q_{\text{вих}}^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot S_{\text{др}})^2}, \text{ МПа,} \qquad (7)$$

де $Q_{\text{вих}}$ – витрата РР на виході з гідромотора, л/хв,

$\Delta p_{\text{гк}} = p_{\text{вих}} - p_{\text{зл}}$ – перепад тисків на гальмівному гідроклапані, рівний різниці тисків на виході з гідромотора (тиск нагнітання насоса) і тиску на зливі з гальмівного гідроклапана, МПа,

ρ – щільність РР, кг/м^3,

μ – коефіцієнт витрати,

$S_{\text{др}}$ – площа дроселя [мм^2], яка є змінною залежно від значення тиску $p_{\text{вх}}$ в лінії керування гальмівним клапаном, оскільки зсув золотника клапана вліво приводить до відкриття щілини для проходу РР і при допущенні про рівність нулю тиску на зливі ($p_{\text{зл}} = 0$) визначають за формулою

$$S_{\text{др}} = \frac{Q_{\text{вих}}}{60 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{вих}}}}, \text{ мм}^2. \qquad (8)$$

Для конструкції дроселя, що включає кільцеву камеру і золотник з конічним зрізом, площу перерізу дроселя визначають за формулою

$$S_{\text{др}} = \pi \cdot d_{\text{зол}} \cdot \sin\alpha \cdot x, \text{ мм,} \qquad (9)$$

де $d_{\text{зол}}$ – діаметр золотника, мм,

α – кут конічної частини золотника (призначають 5...30°),

x – переміщення золотника [мм], яке при відомій площі перерізу дроселя визначають за формулою

$$x = \frac{S_{\text{др}}}{\pi \cdot d_{\text{зол}} \cdot \sin\alpha}, \text{ мм.} \qquad (10)$$

Витрату на виході з гідромотора (відповідає нагнітанню подачі насоса на режимі опускання вантажу) визначають за формулою

$$Q_{\text{вих}} = Q_{\text{н}} - \Delta Q_{\text{вит}}, \text{ л/хв}, \quad (11)$$

де $\Delta Q_{\text{вит}}$ – зовнішні витоки з гідромотора [л/хв] (зазвичай наводяться в каталогах або підлягають визначенню при випробуваннях шляхом виміру витоків з дренажного отвору).

Завдання: Визначити частоту обертання гідромотора та значення відкриття дросельної щілини гальмівного клапана в режимі опускання вантажу лебідкою: аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів (вар. 1…4 та 5…8), радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії (вар. 9…12). Побудувати залежності частоти обертання гідромотора $n_м$ від витрати $Q_н$ насоса для відповідних варіантів.

Таблиця 3.11 - Розрахунок частоти обертання гідромотора

Вар.	$V_{\text{м}}$, см^3	$Q_{\text{н}}$, л/хв	$\Delta Q_{\text{вит}}$, л/хв	$Q_{\text{вих}}$, л/хв	$M_{\text{н}}$, Н.м	$\eta_{\text{гм}}$	$\frac{M_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{0{,}159 \cdot V_{\text{м}}}$, МПа
1	112	100	2,0		150	0,93	
2	112	120	2,0		150	0,94	
3	112	140	2,5		150	0,95	
4	112	160	3,0		150	0,96	
5	250	200	2,5		300	0,93	
6	250	250	2,5		300	0,94	
7	250	300	3,0		300	0,95	
8	250	350	3,5		300	0,96	
9	400	100	3,0		500	0,94	
10	400	120	3,0		500	0,95	
11	400	140	3,5		500	0,93	
12	400	160	4,0		500	0,92	

Продовження таблиці 3.11

Вар.	$p_{вх}$, МПа	$p_{вих}$, МПа	$\sqrt{\frac{2}{\rho} p_{вих}}$	$S_{др}$, мм^2	$d_{зол}$, мм	x, мм	η_0	$n_м$, хв$^{-1}$
1	4				20		0,94	
2	4				20		0,95	
3	4				20		0,96	
4	4				20		0,97	
5	5				32		0,94	
6	5				32		0,95	
7	5				32		0,96	
8	5				32		0,97	
9	6				20		0,94	
10	6				20		0,95	
11	6				20		0,96	
12	6				20		0,97	

Примітка: Прийняти: ρ = 900 кг/м^3; μ = 0,6; α =30°.

При здачі роботи треба:

1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;
1, Представити розрахунки згідно завданням;
2. Побудувати необхідні графічні залежності;
3. Зробити висновки за результатами розрахунків;
4. Знати теоретичний матеріал.

На рис. 1, а наведена гідравлічна принципова схема однопотокового насоса Н, забезпеченого автоматичним регулятором типу «постійності потужності», що забезпечує постійну потужність на валу насоса за рахунок перерозподілу параметрів гідравлічної потужності – подачі і тиску. На рис. 1, б показана характеристика регулятора.

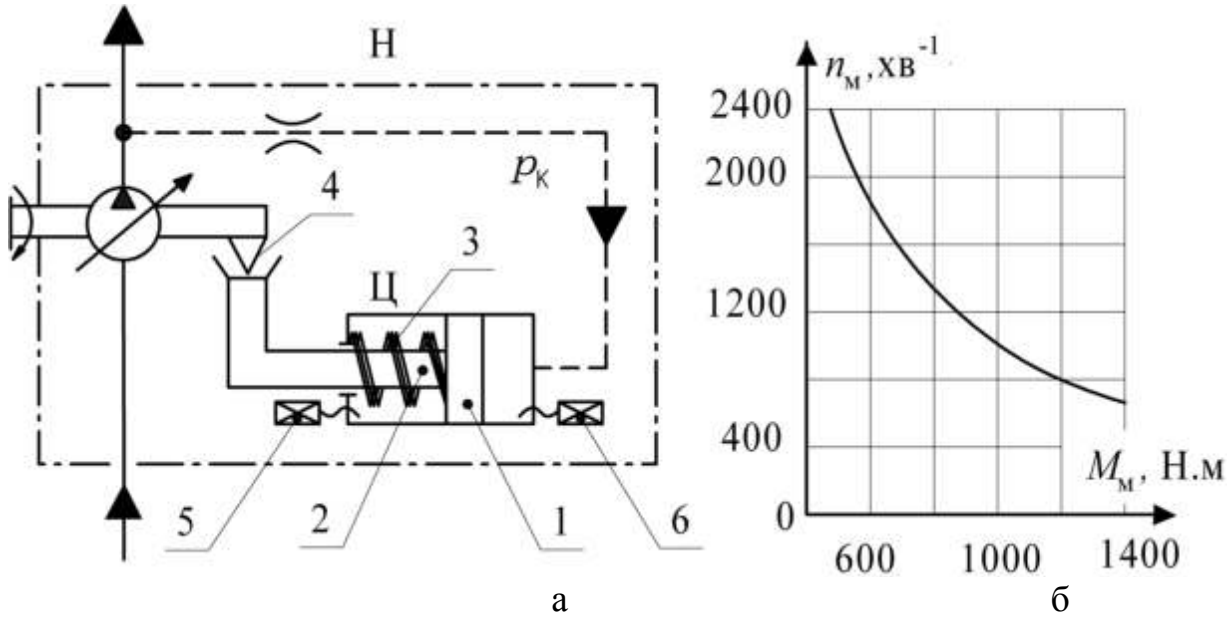


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема аксіальнопоршневого насоса Н типу 311.224 з регулятором «постійності потужності» (а) і його характеристика (б)

Сигналом для відповідної зміни складових гідравлічної потужності в регуляторі є зовнішнє навантаження на гідродвигун гідропривода. Наприклад, в гідроприводі обертального руху підвищення навантаження на гідромотор приводить до зростання його крутного моменту, у зв'язку з чим росте тиск, який розвивається насосом, і знижується його подача до значення, при якому добуток тиску на подачу залишається постійним. Зниження подачі насоса приводить, у свою чергу, до зменшення частоти обертання гідромотора до значення, при якому добуток крутного моменту на частоту обертання зберігається постійним.

Конструкція регулятора включає гідроциліндр Ц, поршень 1 зі штоком 2 і комплект пружин 3. В поршневу порожнину гідроци-ліндра постійно підводять тиск керування $p_к$ від основного потоку РР, якому протидіє комплект пружин 3. Шток 2 впливає на важіль 4 переміщення блоку циліндрів насоса Н. Комплект пружин 3 підібраний таким чином, щоб реалізувати характеристику зміни витрат і подачі насоса з максимальним наближенням до постійного значення потужності. Для обмеження максимального і мінімального значень робочого об'єму насоса передбачені нерухомі упори 5 і 6 (регулювальні гвинти), які заздалегідь настроюють.

Характеристика автоматичного регулятора типу «постійності потужності» може бути записана у вигляді теоретичної рівності (без урахування втрат потужності в гідромашинах, трубопроводах і гідроапаратурі)

$$P_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60} = P_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550} = P_{\text{ц}} = 10^{-3} F_{\text{п}} \cdot v_{\text{п}}, \text{ кВт}, \qquad (1)$$

де $P_{\text{н}}$, $P_{\text{м}}$ та $P_{\text{ц}}$ – потужність насоса, гідромотора та гідроциліндра, відповідно, кВт,

$Q_{\text{н}}$ – подача насоса, л/хв,

$p_{\text{н}}$ – тиск, що розвивається насосом, МПа,

$F_{\text{п}}$ – зусилля, що розвивається гідроциліндром, Н

$v_{\text{п}}$ – швидкість поршня, м/с,

$M_{\text{м}}$ – теоретичний крутний момент, що розвивається гідромотором, який визначають за формулою

$$M_{\text{м}} = 0{,}159 \cdot V_{\text{рм}} \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \qquad (2)$$

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

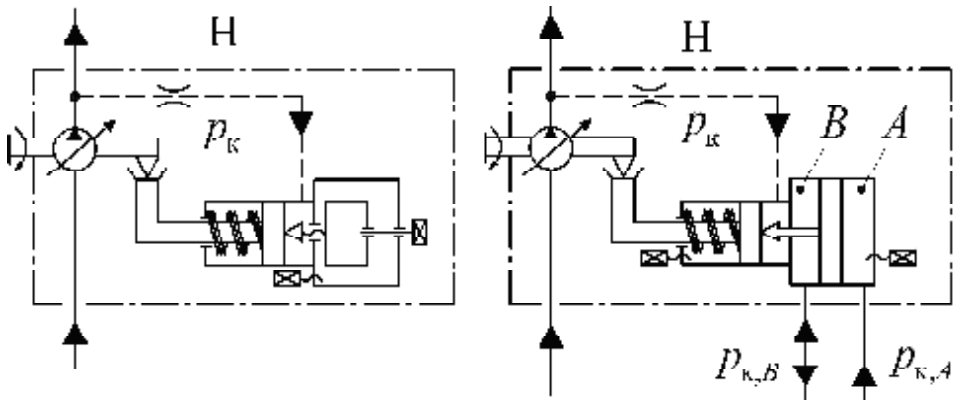
Δp – перепад тисків, МПа,

$n_{\text{м}}$ – частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$.

Автоматичний регулятор «постійності потужності» вико-ристовується в нереверсивних за напрямком подачі насосах і має ряд конструктивних розробок, які розглянемо на прикладі аксіальнопоршневих насосів з похилим блоком циліндрів виробництва Одеського ВАТ «Стройгідравлика»:

1) з механічним обмежувачем подачі (рис. 2, а), що дозволяє проводити ручне регулювання робочого об'єму насоса в широкому діапазоні і в процесі роботи;

2) з гідравлічним обмежувачем подачі (рис. 2, б), в якому тиск $p_{\text{к},A}$ в порожнину A підводиться постійно (порядка 3,0 МПа), а керування робочим об'ємом здійснює оператор шляхом створювання тиску $p_{\text{к},B}$ у порожнині B в діапазоні від 0,69 до 1,89 МПа за допомогою зовнішнього редукційного клапана. За відсутності тиску $p_{\text{к},B}$ у порожнині B і максимальному тиску $p_{\text{к},A}$ в порожнині A робочий об'єм насоса встановлюється на мінімальному рівні;



а б

Рис. 2. Гідравлічні принципові схеми регуляторів насосів типу 311.224, що забезпечують «постійність потужності»: а – з механічним обмежувачем подачі; б – з гідравлічним обмежувачем подачі

3)для забезпечення двох незалежних подач РР в об'ємних гідроприводах будівельно-дорожніх машин (рис. 3).

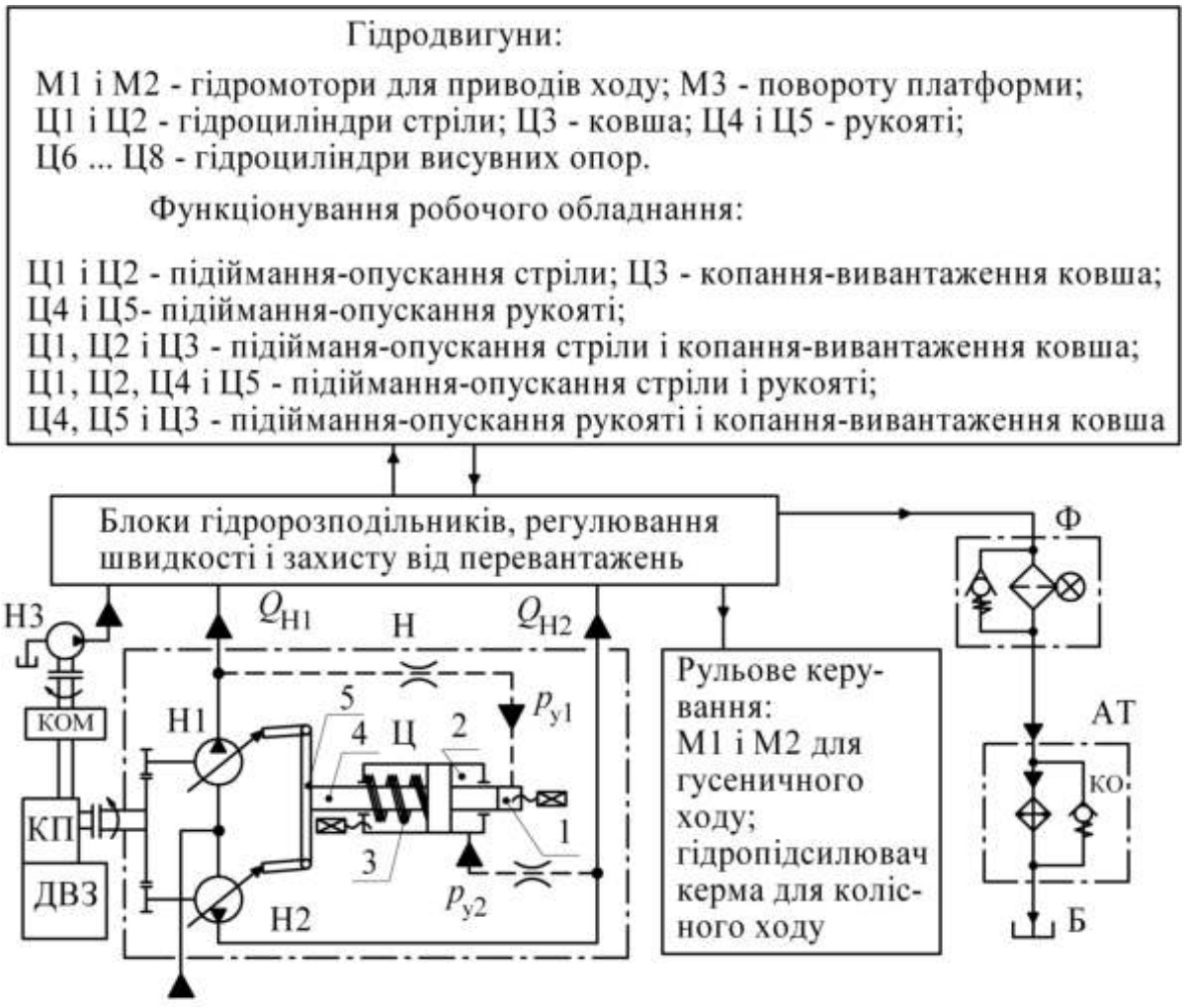


Рис. 3. Структурна схема ОГП екскаватора ЕО-5124

4)Тиск керування p_{y1} і p_{y2} підводять в порожнині 1 і 2 гідроциліндра Ц, створюючи підсумове зусилля на комплект пружин 3. При цьому лівий шток 4 гідроциліндра Ц впливає на важіль 5 механізму зміни робочого об'єму насосів Н1 і Н2. Залежно від зовнішніх навантажень на гідродвигуни (гідроциліндри чи гідромотори) потужність кожного з насосів змінюється, а сумарне значення потужностей залишається постійним.

Екскаватори застосовуються для виконання різноманітних землерийних робіт. Найбільшого поширення набули одноківшеві екскаватори, які за своїм призначенням поділяють на будівельні, кар'єрні, розкривні, крокуючі драглайни, тунельні і шахтні лопати та навантажувачі, кранові та плавучі екскаватори. ОГП широко використовується в екскаваторах для ходу і робочого обладнання і тому такі екскаватори називають гідравлічними. Структурна схема ОГП екскаватора наведена на рис. 3.

Сучасні екскаватори оснащені ОГП на тиск 16…38 МПа і мають гідрофіковані механізми бортового ходу з приводом обертання від гідромоторів, рульового керування і робочого обладнання, включаючи поворот платформи за допомогою гідромотора, і переміщення стріли, рукояті та ковша від гідроциліндрів. ОГП екскаватора містить двопотоковий насос, що забезпечує пересування (хід) і функціонування робочих органів, і додаткові один або два насоси малої подачі, що використовуються для керування реверсивними гідророзподільниками ходу і робочих органів, рульового керування в гусеничних екскаваторах та приводу обертання вентилятора системи охолодження.

Сучасною тенденцією є перехід на тринасосний (трипотоковий) ОГП з двома насосами, забезпеченими індивідуальними регуляторами «постійності потужності» і регульованим насос-мотором для роботи в замкненому ланцюгу циркуляції РР приводу повороту платформи (рис. 4).

В такому ОГП фірми «Orenstein & Koppel» (ФРН) для екскаватора MH-City місткістю ковша до 0,66 м^3 застосована електронна мікропроцесорна система контролю і регулювання робочих об'ємів насосів за допустимим навантаженням двигуна (система PMS – Pump-Managing-System), що забезпечує:

– можливість вибору одного з трьох режимів використання потужності приводного ДВЗ за рахунок зменшення подачі насосів – максимальної (100 %), середньої (75 %) і малої (50 %) потужності;

– автономне регулювання насосів з автоматичним об'єднанням потоків при необхідності підвищення швидкості робочого органа;

– переклад регуляторів насосів на мінімальне значення робочого об'єму при досягненні тиску спрацьовування відповідного запобіжного клапана (такий режим називають «відсіченням тиску»), що сприяє зниженню нагрівання РР та економії палива;

– автоматичне зменшення частоти обертання вала ДВЗ до значення холостого ходу при перервах у роботі більш ніж 10 с;

– діагностування ОГП екскаватора. При виявленні несправності електронної системи керування насосами їх регулятори можуть бути встановлені вручну на певне значення робочого об’єму;

– контроль і регулювання температури охолоджуючої РР у ДВЗ, зокрема, при підвищенні температури потужність ДВЗ автоматично зменшується, що сприяє підвищенню його терміну служби

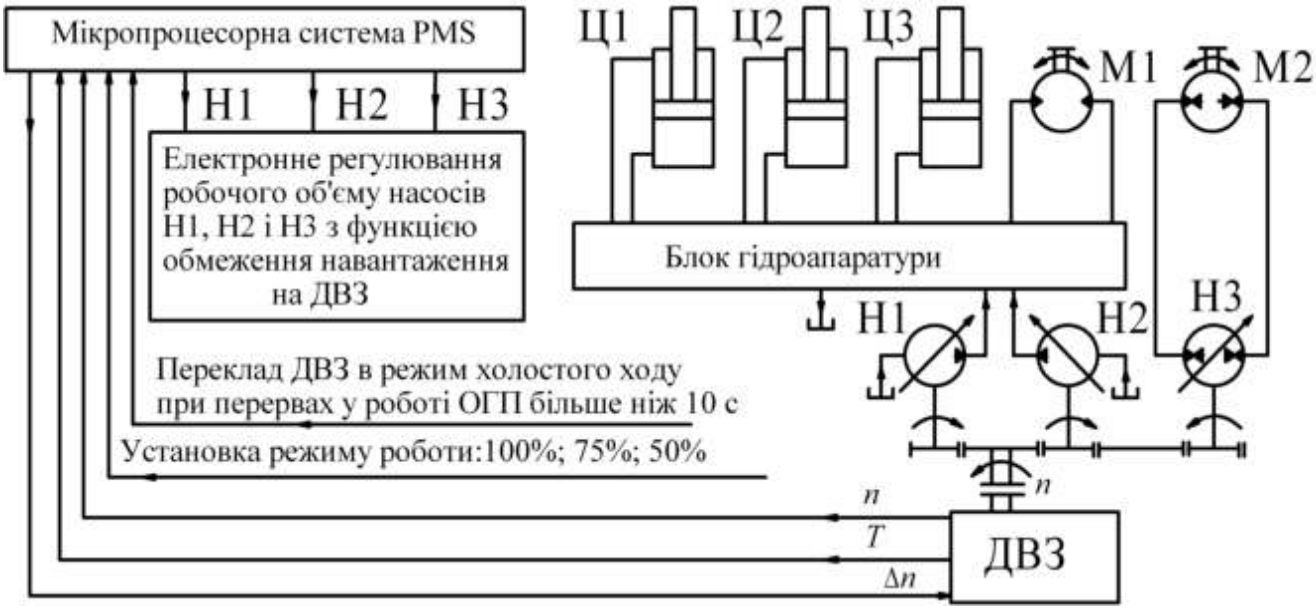


Рис. 4. Структурна схема ОГП екскаватора MH-City: Ц1, Ц2 і Ц3 – гідроциліндри стріли, повороту рукоятки і ковша, відповідно; М1 – гідромотор пересування; М2 – мотор-насос повороту платформи; Н1 і Н2 – насоси ОГП робочого обладнання з регуляторами потужності; Н3 – насос-мотор ОГП повороту платформи

В ОГП екскаваторів широко використовуються й інші пристрої електрогідроавтоматики, зокрема для підвищення ефективності роботи шляхом збільшення зусилля копання до 10 % ОГП екскаватора постачають системою «PowerBoost».

До основних енергозберігаючих засобів, що реалізуються в ОГП екскаваторів, належать:

– автоматичне керування ДВЗ з метою зниження частоти його обертання до режиму холостого ходу при нефункціонуючих гідроциліндрах і гідромоторах ОГП;

– вдосконалені регулятори робочого об’єму насосів автома-тично переводять похилий блок циліндрів в положення мінімального значення робочого об’єму;

– введення локальної рекуперації енергії при підніманні-опус-канні стріли, що забезпечує запас енергії при опусканні ковша і подальше підвищення його швидкості при підйомі;

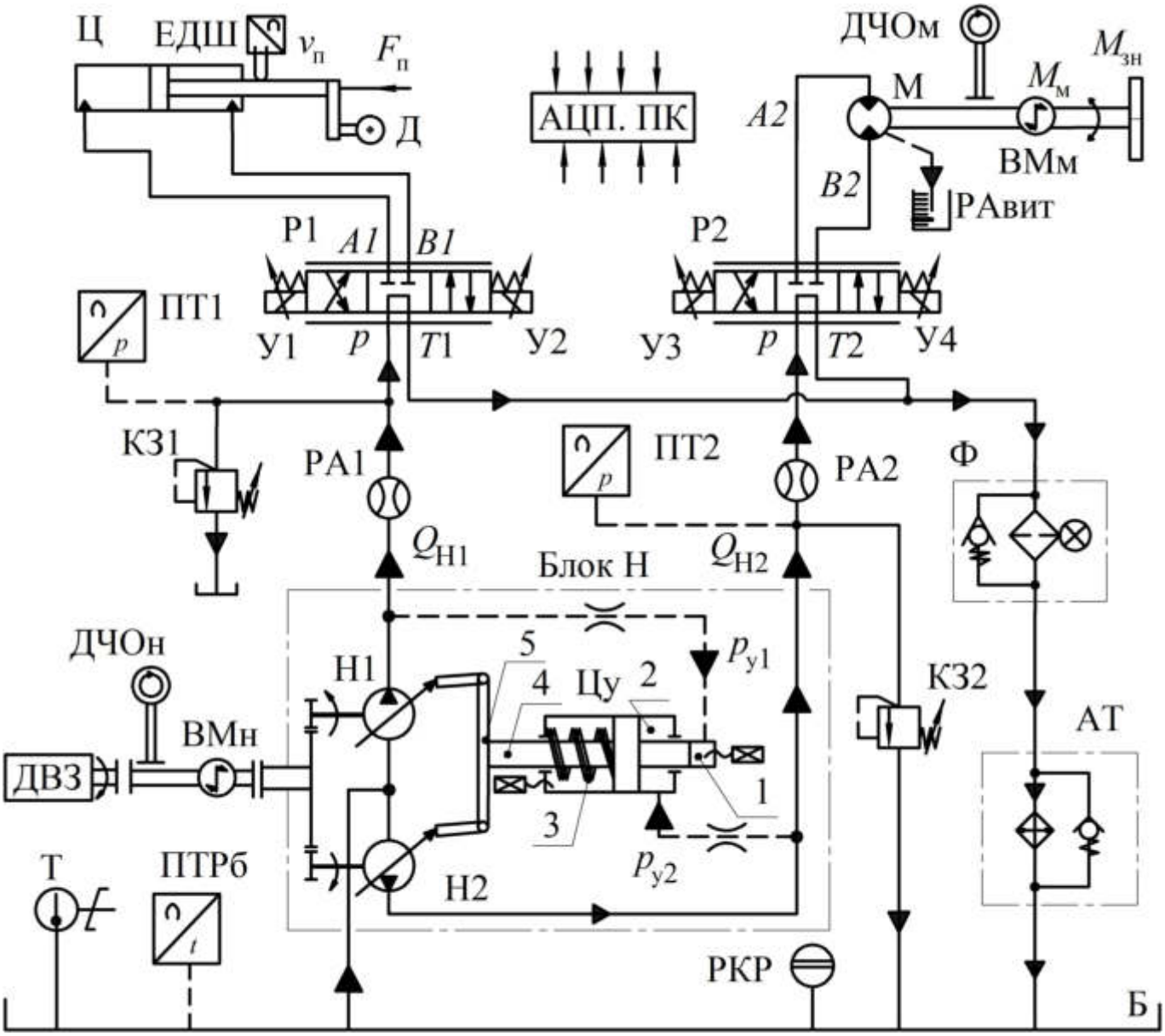
– застосування моноблокових гідророзподільників з поліпше-ними гідравлічними характеристиками.

Вживання насосів із стежним механізмом зміни витрати дозволяє мати реверсивну об'ємну гідропередачу із замкнутим ланцюгом циркуляції РР. При використовуванні ж регуляторів постійності «тиску» і «потужності» насос стає нереверсивним за напрямком подачі, що вимагає установки гідророзподільника між насосом і гідродвигуном.

Завдання: В гідроприводі встановлений насос з регулятором постійності потужності. Визначити зусилля гідроциліндра, частоту обертання та крутний момент гідромотора при заданих значеннях потужності, тиску та швидкості (таблиця 1). Побудувати залежності частоти обертання від крутного моменту гідромотора, а також зусилля від швидкості для варіантів 1…5; 6…10 и 11…15.

Таблиця 1

Вар.	$V_{рм}$, $см^3$	$P_м$, кВт	Δp, МПа	$v_п$, м/с	$F_п$, Н	$M_м$, Н.м	$n_м$, $хв^{-1}$
1	12	15	10	0,1			
2	12	15	20	0,2			
3	12	15	25	0,3			
4	12	15	32	0,4			
5	12	15	40	0,5			
6	250	100	10	0,1			
7	250	100	20	0,2			
8	250	100	25	0,3			
9	250	100	32	0,4			
10	250	100	40	0,5			
11	1000	300	10	0,1			
12	1000	300	20	0,2			
13	1000	300	25	0,3			
14	1000	300	32	0,4			
15	1000	300	40	0,5			



Натурна установка для випробування ОГП з регулятором потужності на насосі

При здачі роботи треба:

1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;
1, Представити розрахунки згідно завданням;
2. Побудувати необхідні графічні залежності;
3. Зробити висновки за результатами розрахунків;
4. Знати теоретичний матеріал.

Лабораторна робота 3 – Розрахунок і аналіз зміни вихідних параметрів насоса при стендових випробуваннях

Вихідними параметрами об'ємного насоса є подача (витрата) РР, тиск і потужність, а втрати потужності в насосі оцінюють ККД (загальним, коефіцієнтом подачі або об'ємним ККД, і гідромеханічним ККД).

На рис. 1 представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД насоса Н з регульованим робочим об'ємом, який приводиться в обертання електродвигуном Д1 і нагнітає РР через дросель ДР, витратомір РА і охолоджувач АТ (з приводом вентилятора від електродвигуна Д2) в гідробак Б. Тиск нагнітання створюється дроселем ДР шляхом зменшення площі його прохідного перерізу, для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КЗ. Під час роботи стенду контролюють частоту обертання вхідного вала насоса перетворювачем (датчиком) ДЧО, крутний момент приводного двигуна Д1 на обертання насоса вимірником ВМ, подачу РР на виході з насоса витратоміром РА і температуру РР у гідробаку термометром Т.

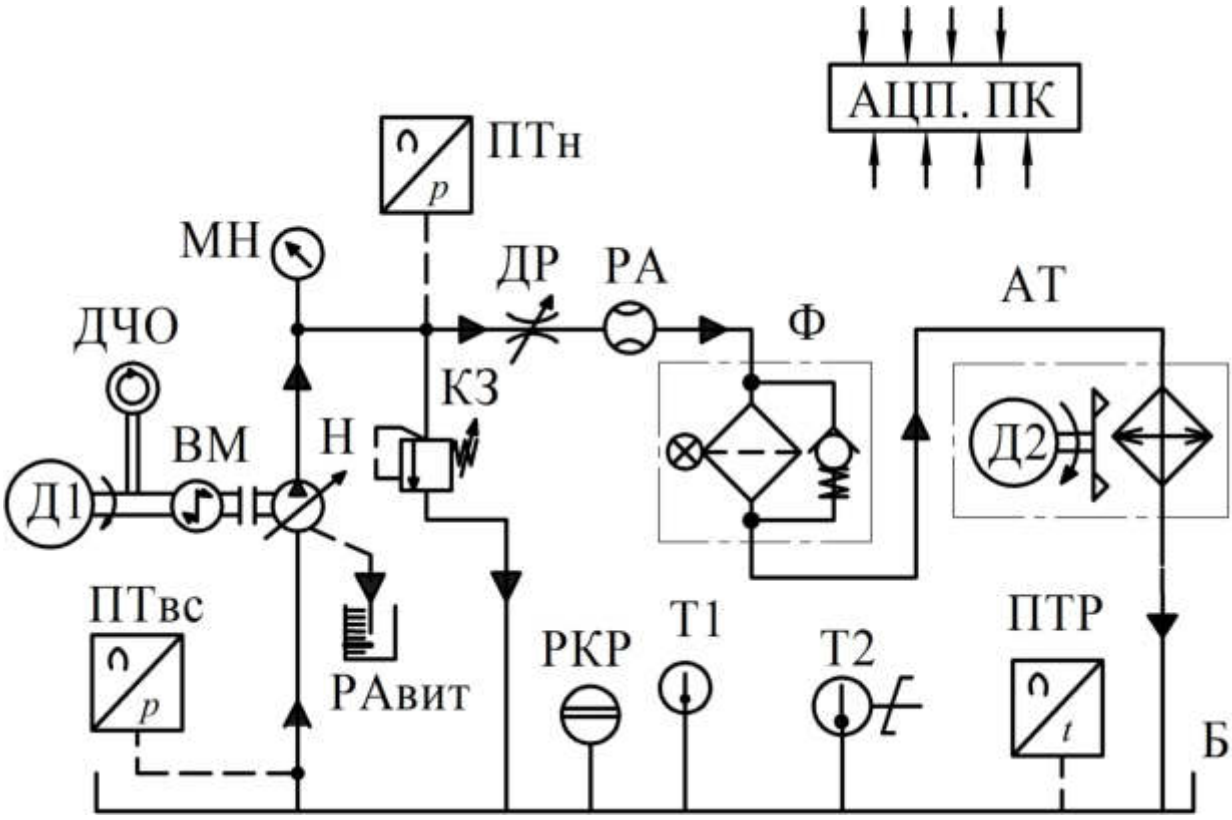


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стенду для визначення ККД насоса Н

Запобіжний клапан КЗ заздалегідь налаштовують на максимальний тиск (вище на 2…3 МПа, ніж тиск при випробуваннях) при повністю закритому дроселі ДР. Для роботи при мінімальному тиску нагнітання насоса дросель ДР повністю відкривають, для створення необхідного тиску дросель ДР прикривають, контролюючи тиск за манометром МН.

Для автоматизації контролю параметрів гідропривода встановлені перетворювачі тиску ПТвс і ПТн, перетворювач температури ПТР, термометри Т1 і електроконтактний термометр Т2, реле РКР рівня РР рідини в гідробаку Б. Ці параметри надходять до АЦП (аналого-цифровий перетворювач) і далі до ПК.

ККД насоса слід розраховувати за формулою

$$\eta = \frac{P_{\text{е}}}{P_{\text{спож}}} = \frac{p \cdot Q \cdot 9550}{60 \cdot M \cdot n} = 0{,}159 \cdot 10^3 \frac{p \cdot Q}{M \cdot n}, \qquad (1)$$

де $P_{\text{спож}}$ – споживана насосом потужність [кВт], визначувана в результаті вимірювань значень крутного моменту і частоти обертання

$$P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{е}}}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \qquad (2)$$

де $P_{\text{е}}$ – ефективна потужність насоса

$$P_{\text{е}} = \frac{p \cdot Q}{60}, \text{ кВт}, \qquad (3)$$

де M – заміряний крутний момент на валу насоса, Н.м,

n – заміряна частота обертання насоса, хв$^{-1}$,

p – тиск нагнітання на виході з насоса або перепад тисків між виходом і входом в насос Δp, МПа,

Q – заміряна подача насоса [л/хв] або ефективна, яка зв'язана з теоретичною через коефіцієнт подачі k_Q або об'ємний ККД ($\eta_{\text{о}}$)

$$Q = Q_{\text{т}} \cdot k_Q; \qquad k_Q = \frac{Q}{Q_{\text{т}}} = \frac{10^3 \cdot Q}{V_{\text{р}} \cdot n}, \qquad (4)$$

де $Q_{\text{т}}$ – теоретична подача насоса, визначувана як добуток частоти обертання на робочий об'єм насоса

$$Q_{\text{т}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n, \text{ л/хв}, \qquad (5)$$

де $V_{\text{р}}$ – робочий об'єм насоса, см^3.

У каталогах наводять значення номінальної подачі насоса $Q = Q_{\text{ном}}$, тобто при роботі в номінальному режимі за тиском $p = p_{\text{ном}}$ і частотою обертання $n = n_{\text{ном}}$, коефіцієнта подачі та ефективної потужності $P_{\text{е,ном}}$

$$k_{Q,\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{т}}} \quad \text{і} \quad P_{\text{е,ном}} = \frac{p_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}}}{60}, \text{ кВт,} \tag{6}$$

або при відомому значенні коефіцієнта подачі визначають її номінальне значення

$$Q_{\text{ном}} = Q_{\text{т}} \cdot k_{Q,\text{ном}}, \text{ л/хв.} \tag{7}$$

Для проведення заводських приймальноздавальних випробувань насосів зазвичай використовують стенди, в яких з метою зниження вартості виготовлення і експлуатаційних витрат приводного двигуна насоса використовують електродвигуни з постійною синхронною частотою обертання: 1000; 1500 і 3000 хв$^{-1}$. Проте, у зв'язку з деякими відхиленнями частоти обертання залежно від навантаження, необхідний облік цих відхилень. Тому коефіцієнт подачі насоса k_Q при приймальноздавальних випробуваннях допускається розраховувати з урахуванням приведення подач насоса до однакової частоти обертання за наступною формулою

$$k_Q = \frac{Q_p}{Q_{p=0}} \cdot \frac{n_{p=0}}{n_p}, \tag{8}$$

де Q_p – зміряна подача насоса при роботі під тиском, л/хв,

$Q_{p=0}$ – зміряна подача насоса при роботі на мінімальному тиску в лінії нагнітання, л/хв,

n_p – частота обертання вала насоса (приводного двигуна) при роботі під навантаженням (тиском), хв$^{-1}$,

$n_{p=0}$ – частота обертання вала насоса (приводного двигуна) при роботі на мінімальному тиску, хв$^{-1}$.

Гідромеханічний ККД насоса визначають за формулою

$$\eta_{\text{гм}} = \eta / k_Q. \tag{9}$$

Крутний момент приводного двигуна на обертання насоса виз- начають за формулою

$$M = \frac{0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot p}{\eta_{\text{гм}}}, \text{ Н.м}, \qquad (10)$$

який без урахування гідромеханічного ККД ($\eta_{\text{гм}} = 1$) є теоретичним

$$M_{\text{т}} = 0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot p, \text{ Н.м}. \qquad (11)$$

Завдання: 1. Визначити теоретичне значення частоти обертання та крутного моменту насосів (таблиця 2.5). Побудувати залежності витрати від частоти обертання і крутного моменту від тиску для варіантів 1…4; 5…8 та 9…12.

Таблиця 2.5 – Розрахунок частоти обертання и крутного моменту насосів

Вар.	$V_p, см^3$	n, хв$^{-1}$	Q_m, л/хв	p, МПа	M_m, Н.м
1	63		31,5	5	
2	63		63	10	
3	63		94,5	25	
4	63		315	45	
5	710		500	5	
6	710		800	10	
7	710		1000	32	
8	710		1600	40	
9	680		500	5	
10	680		1000	10	
11	680		1500	25	
12	680		2000	32	

Примітка: варіанты (1…4) та (5…8) – аксіально-поршневі насоси з похилим блоком циліндрів; (9…12) – радіальнопоршневий гідромотор ексцентрикового типу

2. Визначити коефіцієнт подачі за результатами вимірювань при заводських прийомоздавальних випробуваннях (таблиця 2.7). Побудувати залежність зміни коефіцієнта подачі від тиску для варіантов 1…7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок коефіцієнта витрати насосу

Режим випробувань	$Q_{p=0}$, л/хв	Q_p, л/хв	$n_{p=0}$, хв$^{-1}$.	n_p, хв$^{-1}$.	k_Q
1. 5 МПа	130	127	1450	1450	
2. 10 МПа	130	125	1450	1440	
3. 15 МПа	130	124	1450	1435	
4. 20 МПа	130	123	1450	1430	
5. 25 МПа	130	122	1450	1425	
6. 32 МПа	130	121	1450	1420	
7. 40 МПа	130	119	1450	1417	

3. Визначити ефективну потужність та коефіцієнт витрати насосів за результатами експериментальних випробувань (таблиця 2.8). Побудувати залежності зміни ефективної потужності від тиску для варіантів 1…4; 5…8 и 9…12.

Таблиця 2.8 – Розрахунок ефективної потужності та коефіцієнту витрати насосів

Варіант	$Q_{ном}$, л/хв	$p_{ном}$, МПа	$P_{э,ном}$, кВт	V_p, см^3	n, хв$^{-1}$	Q_m, л/хв	$k_{Q,,ном}$
1	100	5		71	1500		
2	95	10		71	1450		
3	93	25		71	1430		
4	92	32		71	1420		
5	250	5		180	1450		
6	245	10		180	1440		
7	242	25		180	1430		
8	238	40		180	1420		
9	470	5		500	1000		
10	460	10		500	980		
11	450	25		500	970		
12	440	40		500	965		

При здачі роботи треба:

1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;
1, Представити розрахунки згідно завданням;
2. Побудувати необхідні графічні залежності;
3. Зробити висновки за результатами розрахунків;
4. Знати теоретичний матеріал.

Лабораторна робота 4 – Розрахунок і аналіз зміни вихідних параметрів гідромотора при стендових випробуваннях

Вихідними параметрами гідромотора є крутний момент, частота обертання і потужність, а втрати потужності оцінюють ККД (загальним, об'ємним і гідромеханічним).

На рис. 1,а представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД гідромотора при використанні пристрою гальмівного навантаження . За допомогою приводного двигуна Е регульований насос Н нагнітає РР до випробовуваного нереверсивного гідромотора М з пристроєм навантаження НП. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КЗ1. За допомогою клапана тиску КЗ2 створюється протитиск на виході з гідромотора (залежно від особливостей конструкції і частоти обертання від 0,1 до 2 МПа). Контроль параметрів забезпечується за допомогою витратомірів РА1 і РА2 на вході і виході з гідромотора М, датчика (перетворювача) частоти обертання ДЧО вала гідромотора, вимірника крутного моменту ВМ, створюваного пристроєм навантаження НП, манометрів МН1...МН3 і термометра Т у гідробаку Б. Для записів параметрів встановлюють перетворювачі тиску ПТвх і ПТвх, і температури ПТР. Частоту обертання гідромотора М змінюють за допомогою регулятора робочого об'єму насоса Н.

ККД гідромотора (загальний) розраховують за формулою

$$\eta = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{м,спож}}} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p \cdot Q_{\sum}}, \qquad (1)$$

де $P_{\text{м}} = \dfrac{M \cdot n}{9550}$ – вихідна (ефективна) потужність гідромотора, кВт,

$P_{\text{м,спож}} = \dfrac{Q_{\sum} \cdot \Delta p}{60}$ – потужність, споживана гідромотором, кВт,

M – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

n – заміряна частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$,

$\Delta p = p_{\text{мн1}} - p_{\text{мн2}}$ – перепад тисків, заміряний за допомогою манометрів на вході МН1 і виході МН2 з гідромотора, МПа,

$Q_{\sum} = Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}}$ – витрата, що надходить до гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вих}}$ – витрата РР, заміряна витратоміром РА2 на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вих}}$ – витоки РР з дренажного отвору гідромотора, заміряні за допомогою мірної ємності і секундоміра або витратоміра, л/хв.

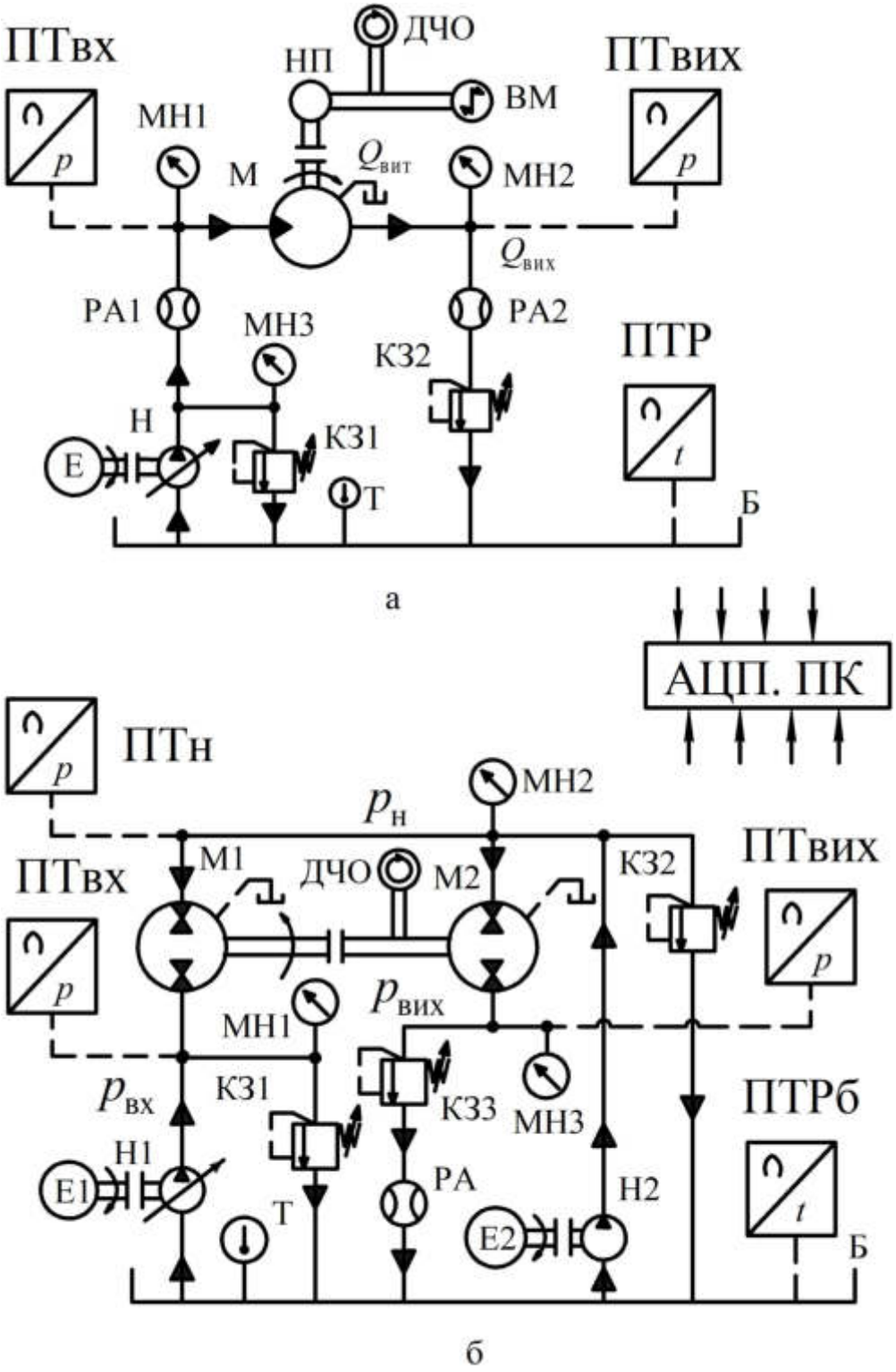


Рис. 1. Гідравлічні принципові схеми стендів для випробування гідромоторів (пристрої кондиціонування РР умовно не показані)

Гідромеханічний ($\eta_{гм}$) і об'ємний ($\eta_о$) ККД гідромотора розраховують за формулами

$$\eta_{гм} = \frac{M}{M_т};\ \ \eta_о = \frac{Q_т}{Q_\Sigma} = \frac{Q_т}{Q_{вих} + Q_{вит}}, \qquad (2)$$

де M – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

$M_т$ – теоретичний крутний момент гідромотора

$$M_т = \frac{1}{2 \cdot \pi} V_р \cdot \Delta p = 0{,}159 \cdot V_р \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \qquad (3)$$

де $V_р$ і $Q_т$ – робочий об'єм [см^3] і теоретична подача гідромотора [л/хв], відповідно.

Теоретичну (геометричну) подачу РР через гідромотор визна-чають за формулою

$$Q_т = 10^{-3} \cdot V_р \cdot n, \text{ л/хв.} \qquad (4)$$

Об'ємний ККД гідромотора розраховують також за формулою

$$\eta_о = \eta / \eta_{гм}. \qquad (5)$$

На рис. 1,б представлена гідравлічна принципова схема стенду для випробувань двох гідромоторів М1 і М2 з рівними робочими об'ємами за рекуперативною схемою із взаємним навантаженням і жорстким з'єднанням валів. Два насоси Н1 і Н2 приводяться в обертання електродвигунами Е1 і Е2, відповідно, і нагнітають РР у гідросистему: насос Н1 низького тиску (зазвичай до 5 МПа) з регульованим робочим об'ємом забезпечує необхідну частоту обертання гідромоторів М1 і М2, а насос Н2 високого тиску створює навантаження на робочі елементи гідромоторів. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжними клапанами КЗ1 і КЗ2. Для контролю параметрів стенду слугують витратомір РА, манометри МН1...МН3 і термометр Т у гідробаку Б. За необхідності на виході з гідромотора М2 встановлюють клапан тиску КЗ3 для створення підпору в лінії зливу РР у гідробак Б. Рекуперативна схема стенду дозволяє проводити випробування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні зі схемою із пристроєм навантаження. За допомогою перетворювачів ПТвх, ПТвих, ПТн і ПТРб записують параметри на ПК,

За наслідками вимірювань тиску розраховують середнє значення гідромеханічного ККД

$$\eta_{\text{г.м.середн}} = \sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \qquad (6)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск нагнітання на вході в гідромотори (манометр МН2), МПа,

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідромотор М1 (манометр МН1), МПа,

$p_{\text{вих}}$ – тиск на виході випробовуваного гідромотора М2 (мано-метр МН3), МПа.

Оскільки в наведеній формулі значення тиску нагнітання $p_{\text{н}}$ і на виході $p_{\text{вих}}$ є постійними для кожного режиму вимірювань, то зв'язок між тиском на вході $p_{\text{вх}}$ і гідромеханічним ККД $\eta_{\text{г.м.середн}}$ має такий вигляд

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{н}} - \eta^2_{\text{г.м.середн}}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}), \text{ МПа.} \qquad (7)$$

Таким чином, кожному значенню гідромеханічного ККД відповідає певний тиск на вході $p_{\text{вх}}$, що дозволяє побудувати відповідну графічну залежність, достатньо зручну при проведенні випробувань.

Середнє значення загального ККД розраховують за формулою

$$\eta_{\text{середн}} = \eta_{\text{г.м.середн}} \cdot \eta_{\text{о.середн}}, \qquad (8)$$

де $\eta_{\text{о.середн}}$ – середнє значення об'ємного ККД гідромотора, що є відношенням корисної (теоретичної) витрати до загальної витрати РР, що пройшла через гідромотор

$$\eta_{\text{о.середн}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит.середн}}}, \qquad (9)$$

де $Q_{\text{т}}$ – геометрична (теоретична) витрата РР через гідромотор, л/хв,

$V_{\text{р}}$ – робочий об'єм гідромотора, см^3,

n – заміряна частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$,

$Q_{\text{вих}}$ – витрата, заміряна витратоміром РА на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит.середн}}$ – витоки РР з дренажного отвору гідромотора, (вимірюють витоки з обох гідромоторів, набувають середнього значення), л/хв.

Середнє значення крутного моменту випробовуваних гідромоторів слід встановлювати шляхом обчислення

$$M_{\text{середн}} = \frac{V_{\text{р}}}{2\pi}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \cdot \eta_{\text{г.м.середн}} =$$

$$= 0{,}159 \cdot V_{\text{р}}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}})\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м.} \qquad (10)$$

Крутний момент зрушування гідромотора (найменший крутний момент навантаженого гідромотора в момент урухомлення його частин чи за заданого перепаду тисків) розраховують за формулою

$$M_{\text{зруш.середн}} = \frac{V_{\text{р}}}{2\pi}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}})\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м,} \qquad (11)$$

де $p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідромотор М1, при якому нерухома система з двох гідромоторів починає обертатися, МПа.

Механічну потужність на валу гідромотора (зустрічаються тер-міни «вихідна» і «ефективна» потужність) визначають за формулою

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт,} \qquad (12)$$

де M – заміряний або розрахований крутний момент, Н.м,

n – заміряна за датчиком ДЧО частота обертання, хв$^{-1}$.

Потужність гідромотора при номінальних параметрах (тобто при встановлених розробником гідромоторів номінальних значеннях тиску і частоти обертання) визначають за формулою

$$P_{\text{ном}} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550}, \text{ кВт.} \qquad (13$$

Потужність, споживану гідромотором, визначають за формулою

$$P_{\text{спож}} = \frac{P}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} \text{ або } P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\eta} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \qquad (14)$$

де η – загальний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій досягає 0,9...0,97.

У технічних характеристиках гідромоторів зазвичай наводять номінальні значення параметрів у номінальному режимі роботи за частотою обертання, тиску, витрати, крутного моменту і потужності

$$n = n_{\text{ном}};\quad \Delta p = \Delta p_{\text{ном}};\ Q_{\sum} = Q_{\text{ном}};\ M = M_{\text{ном}};\ P_{\text{м}} = P_{\text{ном}}, \qquad (15)$$

за допомогою яких можуть бути визначені за наведеними вище формулами значення об'ємного, гідромеханічного і загального ККД. У конкретних умовах експлуатації ОГП гідромотор має робочі параметри, що забезпечують функціонування машини або механізму із заданою частотою обертання і крутним моментом, пропорційним тиску. Термін «робочий тиск» стандартизований як значення тиску в конкретному випадку експлуатації ОГП.

В ОГП підвищеної надійності робочий тиск не повинен перевищувати 75 % від номінального, тому важливе значення має етап конструкторсько-доводочних випробувань (КДВ) гідрофікованої машини, в процесі яких визначають робочі параметри і, за необхідності, уточнюють робочий об'єм гідромоторів.

Завдання:

1. Визначити крутний момент, вихідну (ефективну) потужність, об'ємний ККД,

споживану потужність та витрату гідромотора в повному діапазоні зміни його частоти обертання (таблиця 2.13). Побудувати залежність крутного моменту та споживаної потужності від частоти обертання для варіантів 1…7.

Таблиця 2.13 – Розрахунок вихідних характеристик радіальнопоршневого гідромотора одноциклової дії

Таблиця 2.13 – Розрахунок вихідних характеристик радіальнопоршневогго гідромотора одноциклової дії

Варіант	$V_{\text{р}}$, см^3	n, хв$^{-1}$	Δp, МПа	$\eta_{\text{гм}}$	M, Н.м	$P_{\text{м}}$, кВт	η	$\eta_{\text{о}}$	$Q_{\sum}$, л/хв	$P_{\text{спож}}$, кВт
1	400	5	25	0,85			0,26			
2	400	50	25	0,90			0,63			
3	400	100	25	0,92			0,74			
4	400	200	25	0,93			0,84			
5	400	300	25	0,95			0,90			
6	400	350	25	0,90			0,88			
7	400	400	25	0,85			0,84			

2.Визначити крутний момент, гідромеханічний ККД та вихідну потужність як середню з двох гідромоторів радиальнопоршневых за рекуперативною схемою випробувань за даними результатів вимірювань (таблиця 2.14). Побудувати залежності зміни вихідної потужності, крутного моменту та гідромеханічного ККД від частоти обертання для для варіантів 1…6.

Таблиця 2.14 – Розрахунок середніх значень вихідних характеристик гідромоторів при стендових випробуваннях за рекуперативною схемою

Варіант	$V_р$, см^3	n, хв$^{-1}$	$p_н$, МПа	$p_{вх}$, МПа	$p_{вих}$, МПа	$\eta_{г.м.ср}$	$M_{ср}$, Н.м	P, кВт
1	2500	10	25	2,0	0,5			
2	2500	30	25	2,2	0,5			
3	2500	60	25	2,8	0,5			
4	2500	90	25	3,4	0,8			
5	2500	120	25	4,6	0,9			
6	2500	150	25	6,8	1,2			

При здачі роботи треба:

1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;
1, Представити розрахунки згідно завданням;
2. Побудувати необхідні графічні залежності;
3. Зробити висновки за результатами розрахунків;
4. Знати теоретичний матеріал.

Лабораторна робота 5. Аналіз характеристики регулятора витрати Гідро розподільника 5РПС100 трактора ХТЗ

На цей час ХТЗ провів модернізацію ОГП навісного обладнання шляхом заміни моноблочних гідророзподільників Р80 на секційні з пропорційним керуванням і енергозберігальною системою LS типу 5РПС100 виробництва ВАТ «Будгідравліка» і LSC90 фірми «Bondioli & Pavesi» і шестеренних насосів НШ50А-3Л на насоси в чавунному корпусі HPG-356. Для рульового керування застосовують насос-дозатор SUB-400-S1 фірми «LIFAM» (Сербія).

На рис. 1 наведена гідравлічна принципова схема ОГП тракторів ХТЗ з однонасосною системою постачання РР рульового керування і навісного та причіпного технологічного обладнання. Напорна секція гідророзподільника (Блок Б), що містить основний КП2 і пілотний КП3 запобіжні клапани. Пілотний клапан КП3 нормально-закритого типу налаштований на тиск 20 МПа. Слід зазначити, що в процесі конструкторсько-довідних випробувань вдалося знизити перепад тиску холостого ходу (в режимі розвантаження насоса) з 1,2 до 0,5 МПа. Розподільні секції Р1...Р5 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.

Для забезпечення жорсткості характеристик (сталості витрати РР, що протікає через золотник при його фіксованому відкритті незалежно від зміни навантаження на гідроциліндр або гідромотор) встановлено регулятор витрати РП. За необхідності дозування подається витрата РР до конкретного гідродвигуна та відсутності вимог до жорсткості вихідних характеристик гідродвигуна в гідророзподільники вбудовані регульовані дроселі ДР. Налаштування регулятора витрати і дроселів здійснюється попередньо перед виконанням заданої технологічної операції за допомогою регулювальних гвинтів.

На рис. 2 показані місця розміщення елементів гідросистеми: 1 – важелі керування розподільником 2; 3 – сапун; 4 – панель з'єднувальних муфт БРС; 5 – гідроциліндри ЗНУ; 6 – бак; 7 – насос.

Загальним недоліком для всіх способів дросельного регулювання є залежність швидкості гідродвигуна від зовнішнього навантаження, зниження якої визначається як «нежорсткість» характеристики. Підвищення навантаження викликає зміну перепаду тисків на дроселі, тому рішення задачі стабілізації швидкості зводиться до забезпечення постійності цього перепаду.

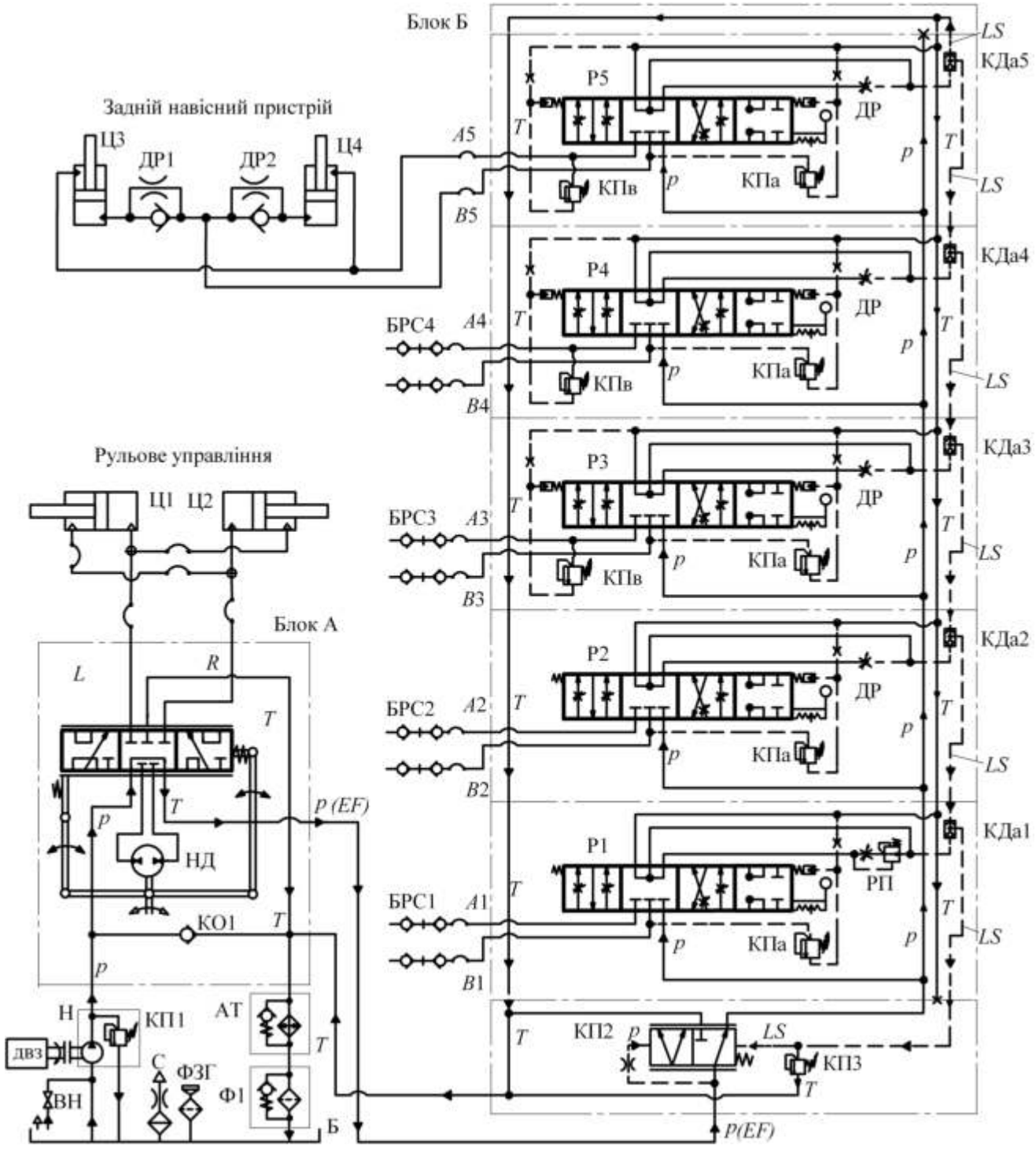


Рис. 1. Однонасосна гідравлічна принципова схема рульового керування і навісного обладнання колісного трактора ХТЗ з гідророзподільником 5 РПС100

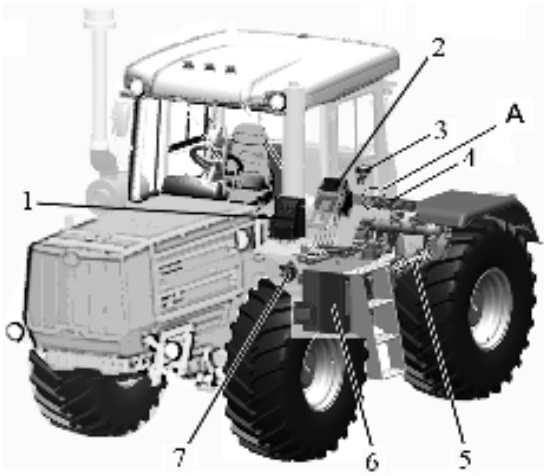


Рис. 2. Розміщення вузлів гідросистеми на тракторі ХТЗ

Саме таку функцію виконує регулятор витрати – гідроапарат керування витратою, призначений для підтримування заданої витрати незалежно від перепаду тисків у підводжуваному та відводжуваному потоках РР. Знайшли застосування два типи регуляторів витрати:

1) двопровідний регулятор витрати – регулятор витрати, в якому РР тече в одному напрямку від входу до виходу;

2) трипровідний регулятор витрати – регулятор витрати, в якому РР тече в одному напрямку, а надлишок зливається.

Принцип дії регуляторів витрати заснований на використанні дроселювального гідропристрою, що забезпечує постійний перепад тисків на регульованому дроселі. Дроселювальний гідропристрій виконує функцію керування дроселя (компенсатора тиску) і одночасно елемента порівняння в системі замкненого зворотного зв'язку. На рис. 3 наведено двопровідний регулятор витрати, що включає послідовно розташовані регульований дросель ДР і клапан тиску КТ, який складається із дроселювального золотника 1, під торці якого підведений тиск – до дроселя $p_{\text{н}}$ (тиск нагнітання насоса) і після дроселя $p_{\text{др}}$, і пружини 2 в порожнині більш низького тиску (за дроселем ДР).

Завдяки наявності двох дроселів ДР і КД перепад тисків між входом і виходом у двопровідний регулятор

$$\Delta p = p_{\text{н}} - p_{\text{гд}}, \text{ МПа}, \tag{1}$$

де $p_{\text{гд}}$ – тиск від зовнішнього навантаження на гідродвигун, який ділиться на дві частини:

– внутрішній постійний перепад на дозуючому дроселі

$$\Delta p_{\text{const}} = p_{\text{н}} - p_{\text{др}}, \text{ МПа}; \tag{2}$$

– і зовнішній змінний перепад тисків

$$\Delta p_{\text{var}} = p_{\text{др}} - p_{\text{гд}}, \text{ МПа.} \quad (3)$$

Двопровідний регулятор витрати встановлюють в ОГП послідовно, забезпечуючи постійне значення витрати до гідродвигуна незалежно від зовнішнього навантаження, або паралельно.

Аналітичний вираз постійності перепаду тисків на дозуючому дроселі може бути одержаний при розгляді рівноваги сил, що діють на золотник клапана тиску КД при допущенні про відсутність гідродинамічних сил і тертя в зазорі між золотником і корпусом

$$p_{\text{н}} \cdot S_{\text{зол}} = p_{\text{др}} \cdot S_{\text{зол}} + F_{\text{пр}}, \quad (4)$$

де $S_{\text{зол}}$ – площа золотника, мм^2,

$F_{\text{пр}} = c \cdot l_0$ – зусилля пружини жорсткістю c [Н/мм], створюване її попереднім зміщенням l_0 [мм], Н,

з якого визначають перепад тисків

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p_{\text{др}} = \frac{c \cdot l_0}{S_{\text{зол}}} \approx \text{const}, \text{ МПа,} \quad (5)$$

постійність якого забезпечується малим ходом золотника z через пружину невисокої жорсткості, що робить мінімальний вплив на значення перепаду тисків.

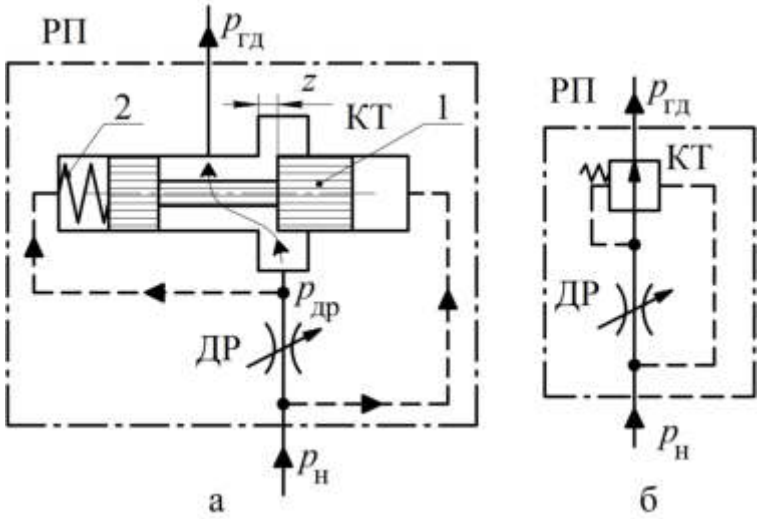


Рис. 3. Двопровідний регулятор витрати:
а – конструктивна схема; б – гідравлічна принципова схема

Таким чином, вираз витрати через дросель при постійних значеннях площі перерізу і перепаду тисків приймає також постійне значення

$$Q_{\text{др}} = 60\mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{др}}}{\rho}} \approx \text{const}\text{, л/хв.} \qquad (6)$$

Трипровідний регулятор витрати (рис. 4) відрізняється від двопровідного тим, що дозуючий дросель ДР і клапан КТ зв'язані один з одним паралельно, а не послідовно. Регулятор витрати із запобіжним клапаном типу МПГ55-1 включає регульований дросель ДР1, клапан тиску КТ у формі диференціального золотника 1, на верхній торець якого (більшого діаметра $D_{\text{б}}$) спирається пружина 2, і керуючий запобіжний клапан КП з регулювальним гвинтом 3 для настройки значення максимального тиску. Верхня порожнина золотника 1 сполучена з магістраллю нагнітання гідродвигуна $p_{\text{гд}}$ через нерегульований дросель ДР2, а нижня диференціальна $D_{\text{б}} - D_{\text{м}}$ і центральне кільцеве проточування 4 повідомлені з нагнітанням насоса $p_{\text{н}}$. Злив РР в бак Б здійснюється через дросельну щілину, утворену золотником 1 і проточуванням 4. Лінія $p_{\text{у}}$ служить для дистанційного керування запобіжним клапаном КЗ, гідророзподільник Р забезпечує розвантаження насоса за відсутності електроживлення на магніті У. Для поєднання золотником 1 функцій компенсатора, що забезпечує постійність перепаду тисків на дроселі ДР1, і запобіжного клапана, встановлений дросель ДР2. При відкритті запобіжного клапана КЗ течія РР викличе перепад тисків на дроселі ДР2, завдяки чому порушиться умова рівноваги золотника 1 і останній зміститься вгору, відкриваючи щілину для проходу РР з нагнітання насоса (проточування 4) в гідробак Б. Підключення до каналу керування запобіжного клапана КП двопровідного гідророзподільника Р дозволяє забезпечити розвантаження насоса.

Запишемо умову рівноваги диференціального золотника 1

$$p_{\text{н}} \cdot S_{\text{м}} + p_{\text{н}}(S_{\text{б}} - S_{\text{м}}) = p_{\text{гд}} \cdot S_{\text{б}} + F_{\text{пр}}, \qquad (7)$$

де $S_{\text{б}} = \pi \cdot D_{\text{б}}^2 / 4$ и $S_{\text{м}} = \pi \cdot D_{\text{м}}^2 / 4$ – площі верхньої (більшого діаметра $D_{\text{б}}$) і нижньої (малого діаметра $D_{\text{м}}$) торцевих камер золотника 1.

Після перетворень отримаємо

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p_{\text{гд}} = \frac{F_{\text{пр}}}{S_{\text{б}}} = \frac{c \cdot l_0}{S_{\text{б}}} \approx \text{const}\text{, МПа,} \qquad (8)$$

збігається з виразом (5).

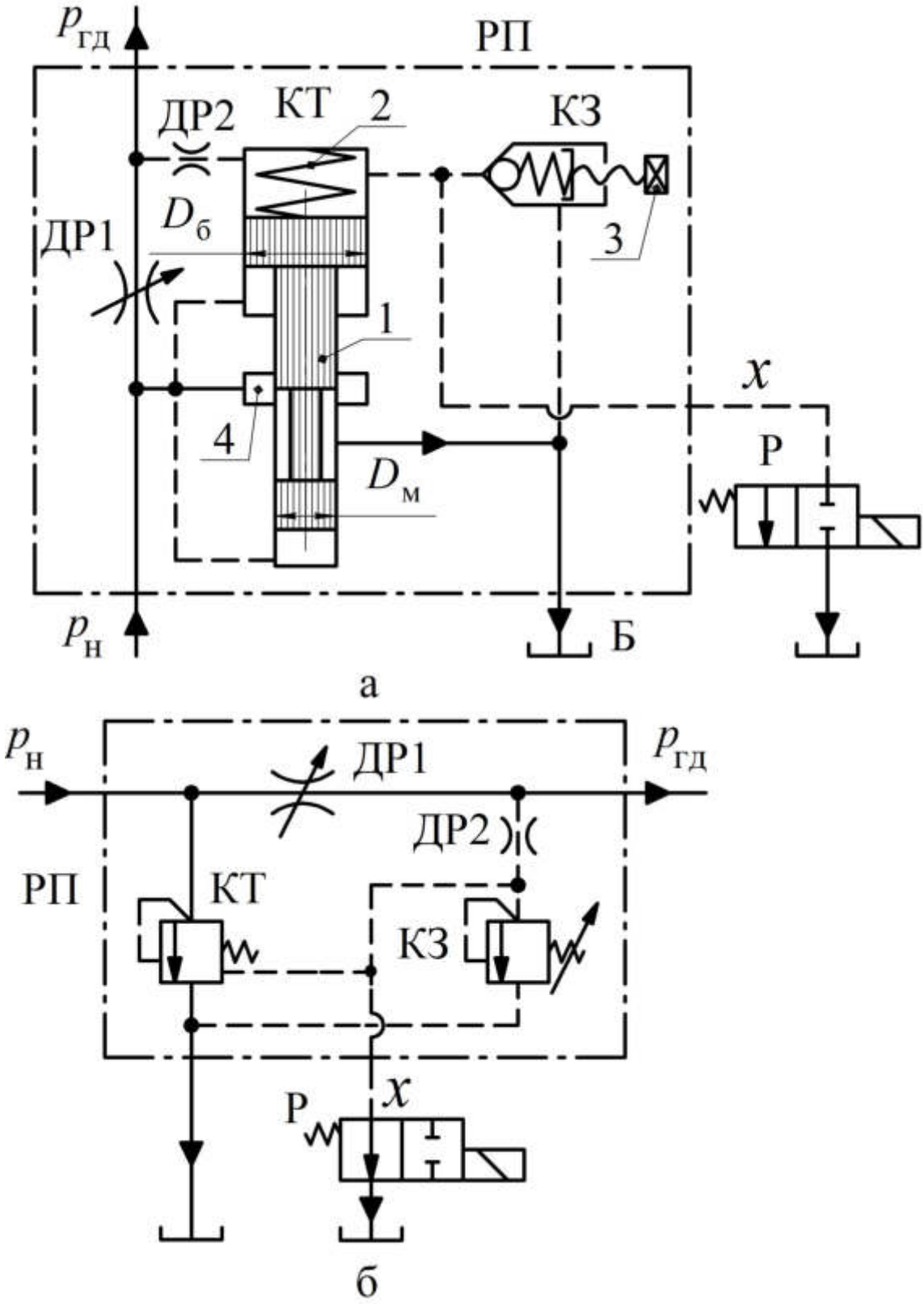


Рис. 4. Трипровідний регулятор витрати типу МПГ55-1:
а – напівконструктивна схема; б – гідравлічна принципова схема

У трипровідних регуляторах перепад тисків підтримується в межах $\Delta p_{\text{др}}$ = (0,2…0,25) МПа, що визначається відношенням $\frac{c \cdot l_0}{S_{\text{б}}}$, у зв'язку з чим тиск нагнітання насоса пов'язаний з тиском перед гідродвигуном такою залежністю

$$p_{\text{н}} = p_{\text{гд}} + \Delta p_{\text{др}} = p_{\text{гд}} + (0,2...0,25), \text{ МПа}, \quad (9)$$

в якій значення постійного перепаду тисків на дроселі $\Delta p_{\text{др}}$ вважається ідеальним.

Втрати тиску на дроселі ДР1 в трипровідному регуляторі становлять близько 4 % при тиску 6,3 МПа і менш ніж 2,5 % при тиску більше 10 МПа.

Завдяки постійному зливу РР з лінії нагнітання насоса в гідробак Б трипровідний регулятор доповнюють функцією запобіжного клапана КП і тим знижують габарити і масу гідроапаратури регулювання витрати і захисту від перевантажень.

При обліку сил тертя і переміщення пружини рівняння рівноваги для трипровідного регулятора (7) приймає такий вигляд

$$p_{\text{н}} \cdot S_{\text{зол}} = p_{\text{гд}} \cdot S_{\text{зол}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} = p_{\text{гд}} \cdot S_{\text{зол}} + c(l_0 + l) + F_{\text{тр}}, \quad (10)$$

де l_0 – попереднє зсунення пружини, мм;

l – відхилення пружини жорсткістю c [Н/мм] від початкового положення при роботі клапана тиску, мм,

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя золотника, Н,

і тому відносну похибку стабілізації витрати РР визначають за формулою

$$\delta_Q = \sqrt{1 + \frac{l}{l_0} + \frac{F_{\text{тр}}}{c \cdot l_0}} - 1. \quad (11)$$

При виконанні завдання треба користуватися такими формулами:

– для визначення частоти обертання гідромотора

$$n_{м,i} = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{др}} \cdot \eta_{\text{ом}}}{V_{\text{м}}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (12)$$

где $Q_{\text{др}}$ – витрата робочої рідини через дросель регулятора, л/хв,

$V_{\text{м}}$ – робочий об'єм гідромотора, см^3,

$\eta_{ом}$ – об'ємний ККД гідромотора;

– для визначення витрати через дросель трипровідного регулятора

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\Delta p_{др,і}(1+\delta_{др})}\text{, л/хв,} \qquad (13)$$

где $\mu = 0{,}6$ – коефіцієнт витрати,

$S_{др} = \dfrac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}$ – площа перерізу дроселя циліндричної форми [мм^2] діаметром $d_{др}$ [мм],

$\Delta p_{др,і} = 0{,}25$ МПа – перепад тиску на дроселі регулятора (ідеальне або теоретичне значення),

$\rho = 900$ кг/м^3 – щільність РР,

$\delta_{др}$ – відносне відхилення перепаду тисків на дроселі, обумовлене деформацією пружини та силами тертя в золотнику дроселя (заданий параметр);

– для визначення тиску на гідромоторі

$$\Delta p_{м} = \frac{M_{м}}{0{,}159 \cdot V_{м} \cdot \eta_{гм}}\text{, МПа,} \qquad (14)$$

где $\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

– для визначення тиску, що розвиває насос

$$p_{н} = \Delta p_{м} + p_{вих} + \Delta p_{др,і} = \Delta p_{м} + 0{,}75\text{, МПа,} \qquad (15)$$

где $p_{вих} = 0{,}5$ МПа – тиск на виході з гідромотора, МПа;

– для оцінки відхилення частоти обертання гідромотора

$$\delta_{n} = \left(1 - \frac{n_{м,i}}{n_{м,макс}}\right)100\%\text{,} \qquad (16)$$

де $n_{м,i}$ – значення частоти обертання в кожному розрахунковому варіанті, хв$^{-1}$,

$n_{м,макс} = n_{м,i,макс}$ – максимальне значення в кожній групі варіантів (гідромоторів з однаковим робочим об'ємом), хв$^{-1}$.

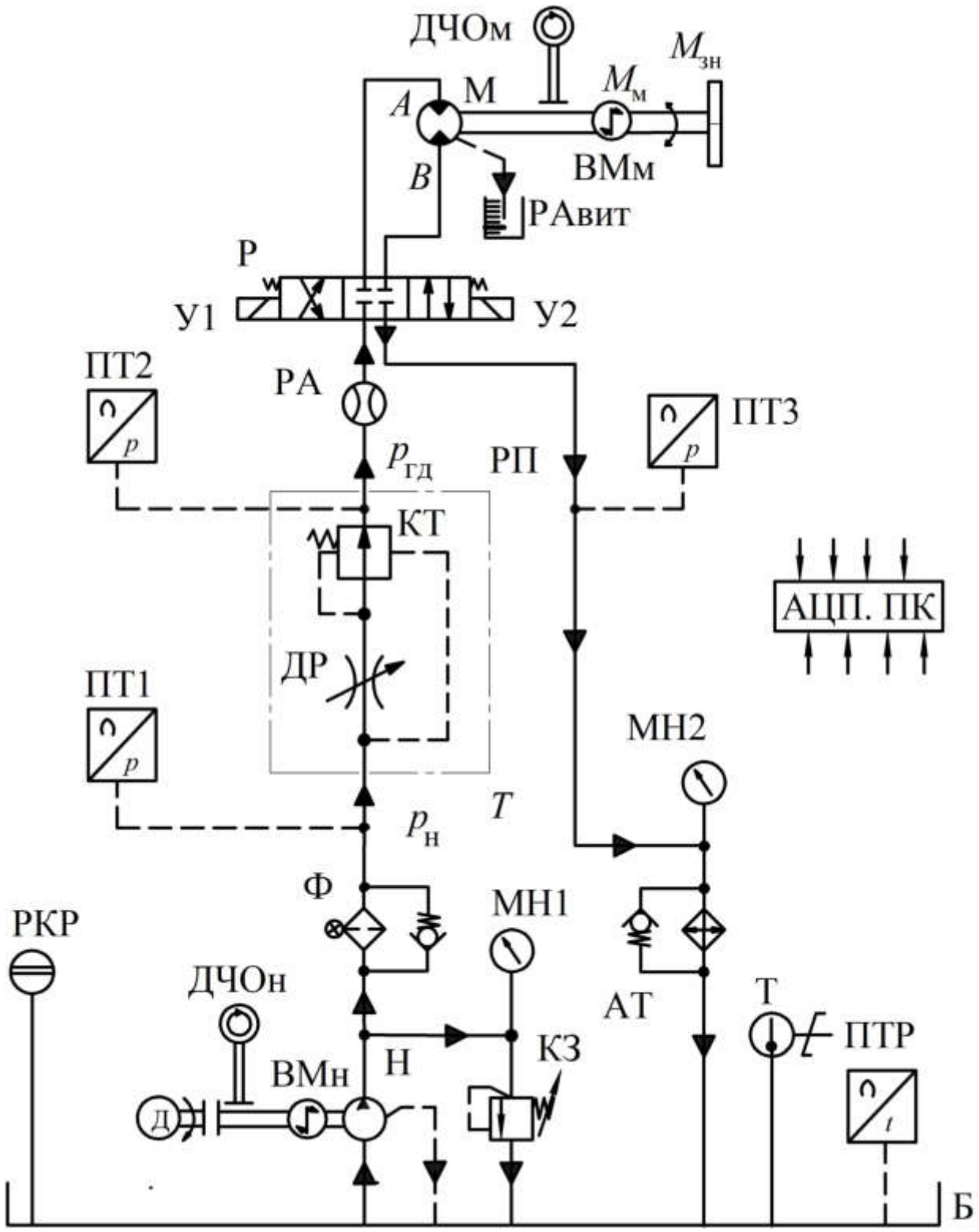


Рис. 5. Стендова установка для випробувань регулятора витрати

Завдання: Визначити витрату РР скрізь трипровідний регулятор витрати з урахуванням зміни довжини пружини та сил тертя на золотнику (табл. 1). Побудувати залежності зміни частоти обертання гідромотора від зовнішнього навантаження (крутного моменту) для варіантів 1…4; 5…8 и 9…12.

Таблиця 1 – Розрахунок трипровідного регулятора витрати

Вар.	$V_м$, $см^3$	$d_{др}$, мм	$S_{др}$, $мм^2$	$M_м$, Н.м	$\eta_{гм}$	$\Delta p_м$, МПа	$p_н$, МПа	$\delta_{др}$	$1+\delta_{др}$
1	20	2,0		1	0,78			0	
2	20	2,0		4	0,82			0,02	
3	20	2,0		8	0,86			0,03	
4	20	2,0		16	0,90			0,05	
5	40	4,0		2	0,8			0	
6	40	4,0		8	0,84			0,02	
7	40	4,0		16	0,88			0,03	
8	40	4,0		32	0,92			0,05	
9	160	5,0		8	0,80			0	
10	160	5,0		62,5	0,87			0,02	
11	160	5,0		125	0,91			0,03	
12	160	5,0		250	0,95			0,05	

Вар.	$60\mu \cdot S_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$\sqrt{\Delta p_{др,i}(1+\delta_{др})}$	$Q_{др}$, л/хв	$\eta_{ом}$	$n_{м,i}$, $хв^{-1}$	δ_n, 100%
1				0,990		
2				0,970		
3				0,955		
4				0,940		
5				0,995		
6				0,980		
7				0,970		
8				0,955		
9				0,995		
10				0,975		
11				0,960		

Примітка: При розрахунку витрати $Q_{др}$ вираз $\sqrt{\Delta p_{др,и}(1+\delta_{др})}$ необхідно обчислювати до третього знаку після коми.

При здачі роботи треба:

1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;
1, Представити розрахунки згідно завданням;
2. Побудувати необхідні графічні залежності;
3. Зробити висновки за результатами розрахунків;
4. Знати теоретичний матеріал.

Лабораторна робота 6 – Аналіз роботи ОГП з двома гідродвигунами від одного насосу

На рис. 1 представлена гідравлічна принципова схема гідропривода з двома гідродвигунами – гідроциліндром Ц та гідромотором М, до яких РР поступає від одного насосу Н. Приводний двигун Е приводить в обертання насос Н, від якого робоча рідина (РР) поступає через витратомір РАн до дроселів ДР1 і ДР2. Від дроселя ДР1 рідина поступає через гідророзподільникі Р1 і Р2 до гідроциліндра Ц. Гідророзподільник Р1 має чотиріпровідну, трьохпозіційну схему з ручним керуванням і забезпечує роботу гідроциліндра Ц у двох напрямках. Швидкість поршня гідроциліндра Ц контролюється датчиком ДШ на штоці гідроциліндра. До гідромотора М рідина поступає через дросель ДР1 та гідророзподільник Р3. Гідромотор М має нереверсивне обертання валу і застосовується для привода обертання вентилятора оливаохолоджувача, значення якого контролюється датчиком частоти обертання ДЧО. Для захисту гідропривода від перевантажень встановлено запобіжний клапан КЗ. РР зливається в гідробак Б по трубопроводу з позначкою $p_{\text{зл}}$.

Для контрою тиску в трубопроводах гідропривода застосовують манометр МН (тиск $p_{\text{н}}$ в лінії нагнітання насоса Н) та перетворювач тиску ПТ1 і ПТ2.

Для очищення РР застосовують фільтр Ф з перепускним клапаном. Для контроля температури РР встановлено термометр Т.

Контроль параметрів гідропривода здійснюється за допомогою перетворювачів ДЧО, ПШ, Т та ПТ, сигнали яких поступають в електронний блок (АЦП, ПК)..

Регулювання швидкості гідроциліндра М або гідромотора М, або разом одночасно обох, виконується за допомогою дроселів ДР1 і ДР2. Так як насос має постійний робочий об’єм, то витрати насоса діляться меж гідроциліндром Ц і гідромотором М.

Для двухгідродигунового гідропривода виконується рівняння нерозривності

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{м}}, \qquad (1)$$

де $Q_{\text{н}}$ – витрата (подача) насоса, л/хв.,

$Q_{\text{ц}}$ – витрата (подача) гідроциліндра, л/хв,

$Q_{\text{м}}$ – витрата (подача) гідромотора, л/хв.

Швидкість поршня при підведенні витрати в поршневу та штокову порожнини розраховують за формулами (використовуємо теоретичні формули виходячи з високого рівня герметичності сучасних ущільнень, що забезпечують об'ємний ККД гідроциліндрів близьким до 100%)

$$v_{\text{п}} = 16,7\frac{Q_{\text{ц}}}{S_{\text{п}}},\ \text{м/с}, \qquad v_{\text{п,шт}} = 16,7\frac{Q_{\text{ц}}}{S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}},\ \text{м/с}, \qquad (2)$$

де $Q_{\text{ц}}$ – витрата (подача) гідроциліндра, л/хв.,

$S_{\text{п}} = \pi \cdot D_{\text{п}}^2 / 4$ – площа поршня діаметром D [мм], мм^2,

$S_{\text{шт}} = \pi \cdot d^2 / 4$ – площа штока діаметром d [мм], мм^2.

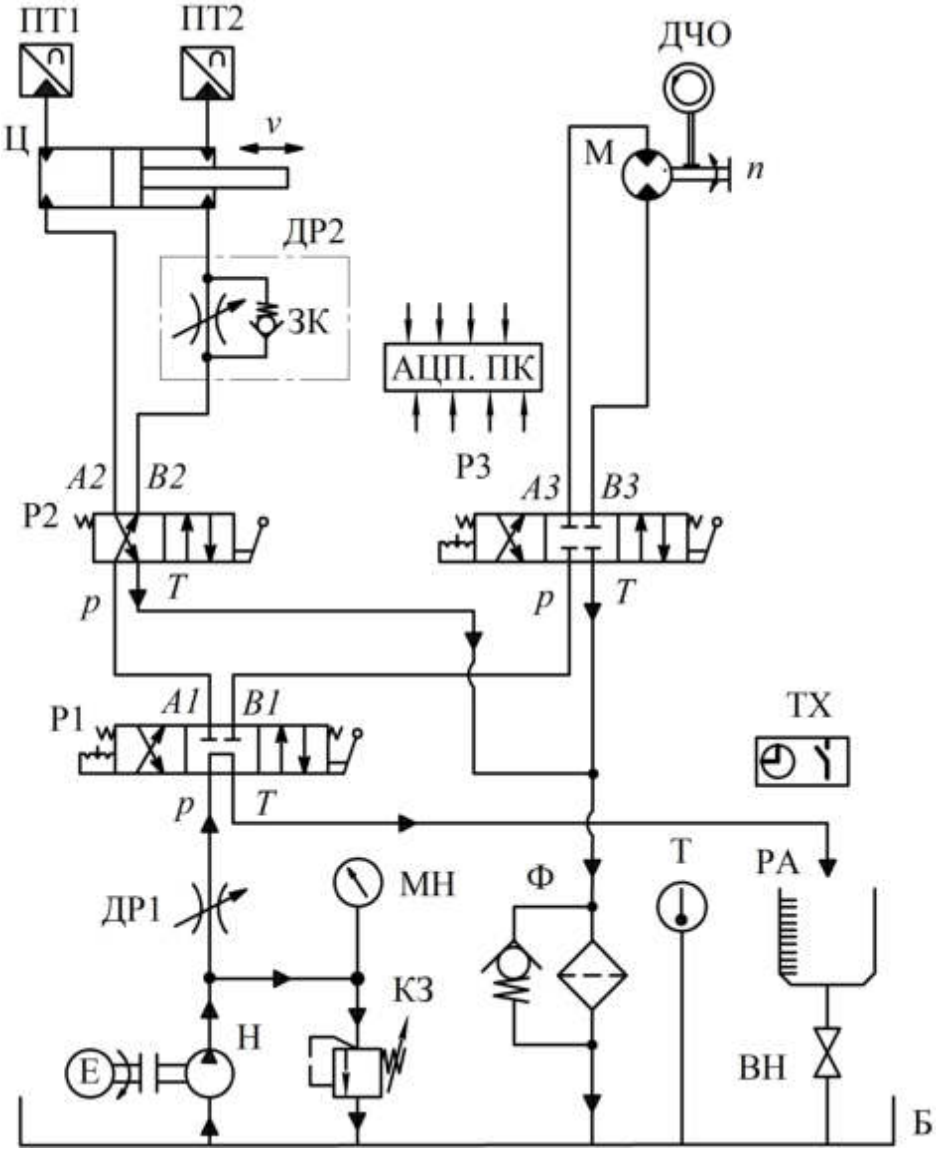


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема ОГП з гідроциліндром Ц та гідромотором М для обертання вентилятора оливаохолоджувача АТ

Частоту обертання гідромотора розраховують за формулою

$$n = 10^3 \frac{Q_м \cdot \eta_{ом}}{V_м},\ \text{хв}^{-1}, \qquad (3)$$

де $Q_м$ – витрата (подача) гідромотора, л/хв.,

$V_м$ – робочий об'єм гідромотора, см^3,

$\eta_{ом}$ – об'ємний ККД гідромотора.

Завдання: розрахувати швидкість гідроциліндра та частоту обертання гідромотора в двохгідродвигуновому гідроприводі при різних значення витрати на кожен з гідродвигунів за рахунок дроселювання на вході в гідроциліндр. Побудувати на одному графіку залежність швидкості поршня гідроциліндра (при подводі в поршневу і штокову порожнини) і частоти обертання гідромотора від витрати робочої рідини, що поступає до гідромотора для варіантів 1…4, 5..8, 9..12 та 13…16.

Вар.	$Q_ц$, л/хв	D, мм	d, мм	$V_м$, см^3	$S_п$, мм^2	$S_{шт}$, мм^2	$v_п$, м/с	$v_{п,шт}$, м/с	$Q_м$, л/хв	$\eta_{ом}$	n, хв$^{-1}$
1	30	40	25	10					0	1,0	
2	20	40	25	10					10	0,92	
3	10	40	25	10					20	0,96	
4	0	40	25	10					30	0,98	
5	40	50	25	16					0	1,0	
6	20	50	25	16					20	0,92	
7	5	50	25	16					35	0,96	
8	0	50	25	16					40	0,98	
9	100	63	32	56					0	1,0	
10	70	63	32	56					30	0,92	
11	10	63	32	56					90	0,96	
12	0	63	32	56					100	0,98	
13	125	100	50	112					0	1,0	
14	50	100	50	112					75	0,92	
15	25	100	50	112					100	0,96	
16	0	100	50	112					125	0,98	

При здачі роботи треба:

1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;

1, Представити розрахунки згідно завданням;

2. Побудувати необхідні графічні залежності;

3. Зробити висновки за результатами розрахунків;

4. Знати теоретичний матеріал.

Лабораторна робота 7 – Розрахунок витрати повітря за допомогою сопла Вентурі

Мета роботи: набуття навичок роботи зі стендовим обладнанням при випробуваннях і дослідженнях об'ємного пневмопривода.

Вимоги до студента: дотримуватися неухильно правил техніки безпеки і порядку роботи, запропонованого викладачем.

Основними параметрами повітряного потоку є витрата повітря, швидкість його течії в заданому перерізі трубопроводу, режим течії і потужність.

Витратою називається кількість робочого середовища, що проходить через поперечний переріз каналу в одиницю часу, і визначається як твір швидкості $v\,[\text{м/с}]$ потоку середовища на площу перетину $S\ [\text{м}^2]$

$$Q = v \cdot S = [\frac{\text{м}}{\text{с}}\text{м}^2],\ \text{м}^3/\text{с}. \tag{1}$$

Рівняння нерозривності або суцільності потоку нестисливого середовища формулюється як «витрата середовища через перетин каналу є постійною величиною»

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = v_i \cdot S_i = \text{const},\ \text{м}^3/\text{с}. \tag{2}$$

Розрахунок швидкості потоку повітря в трубопроводі круглого перетину з урахуванням зміни щільності повітря від температури проводять за формулою

$$v = \frac{Q}{S}\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}} = \frac{4 \cdot 10^3 Q}{3{,}6 \cdot \pi \cdot D^2}\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}},\ \text{м/с}, \tag{3}$$

де Q – витрати повітря, м^3/год,

$\text{S} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ – площа перерізу трубопроводу діаметром $D\,[\text{мм}]$, мм^2,

$\rho_\text{н} = 1{,}205\ \text{кг/м}^3$ і $\rho_\text{М}$ – щільність повітря при нормальних умовах за ГОСТ 19862 (при абсолютному тиску 101,325 кПа або 760 мм. рт. стовпа і температурі
20^oC) і при робочому (магістральному) тиску в повітропроводі, відповідно, кг/м^3.

Режим течії повітря є важливим фактором, що визначає втрати потужності в пневмосистемі. Розрізняють два види течії повітря – ламінарний і турбулент-

ний. При ламінарному плині шари повітря рухаються паралельно стінок трубопроводу і внутрішній шар має максимальну швидкість, а зовнішній шар знаходиться в статичному стані під стінами трубопроводу (рис. 1, а). При зростанні швидкості повітря і досягненні її критичного значення потік змінюється і стає турбулентним (рис. 1, б). При турбулентному режимі течії збільшується опір потоку повітря і втрати потужності. Критична швидкість не є строго визначеною величиною, так як залежить від в'язкості повітря, швидкості його течії і конфігурації каналу. Режим течії визначають за допомогою безрозмірного числа Рейнольдса

$$Re = 10^3 \frac{v \cdot d_г}{\nu_{в'язк}} \quad , \tag{4}$$

де v – швидкість течії повітря, м/с,

$d_г$ – гідравлічний діаметр, визначуваний за формулою

$$d_г = \frac{4S}{П}, \text{ мм}, \tag{5}$$

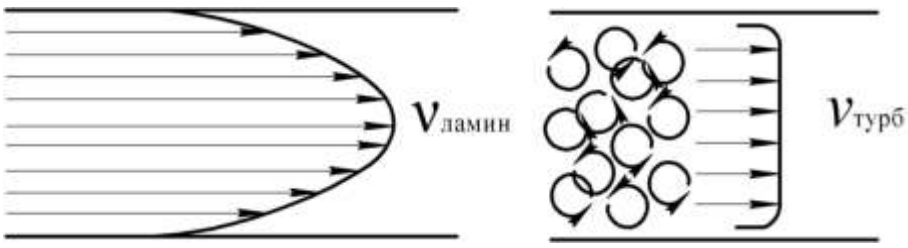
S – площа перерізу (наприклад, трубопроводу), мм^2

П – змочений периметр, мм,

$\nu_{в'язк}$ – коефіцієнт кінематичної в’язкості, мм^2/с.

Для циліндрових отворів і труб гідравлічний діаметр рівний діаметру отвору або труби

$$d_{г,цил} = d_г = \frac{4S}{П} = \frac{4\pi \cdot d^2}{4\pi \cdot d} = d \text{ , мм.} \tag{6}$$



а б

Рис. 1. Режими течії повітря: а – ламінарний; б – турбулентний

Зміна режиму течії повітря:

– потік є ламінарним, якщо

$$Re < Re_{кр};\qquad (7)$$

– турбулентним, якщо

$$Re > Re_{кр},\qquad (8)$$

де $Re_{кр}$ = 2300 критичне значення числа Re.

Залежність в'язкості і щільності повітря від температури при атмосферному тиску наведена на рис. 2.

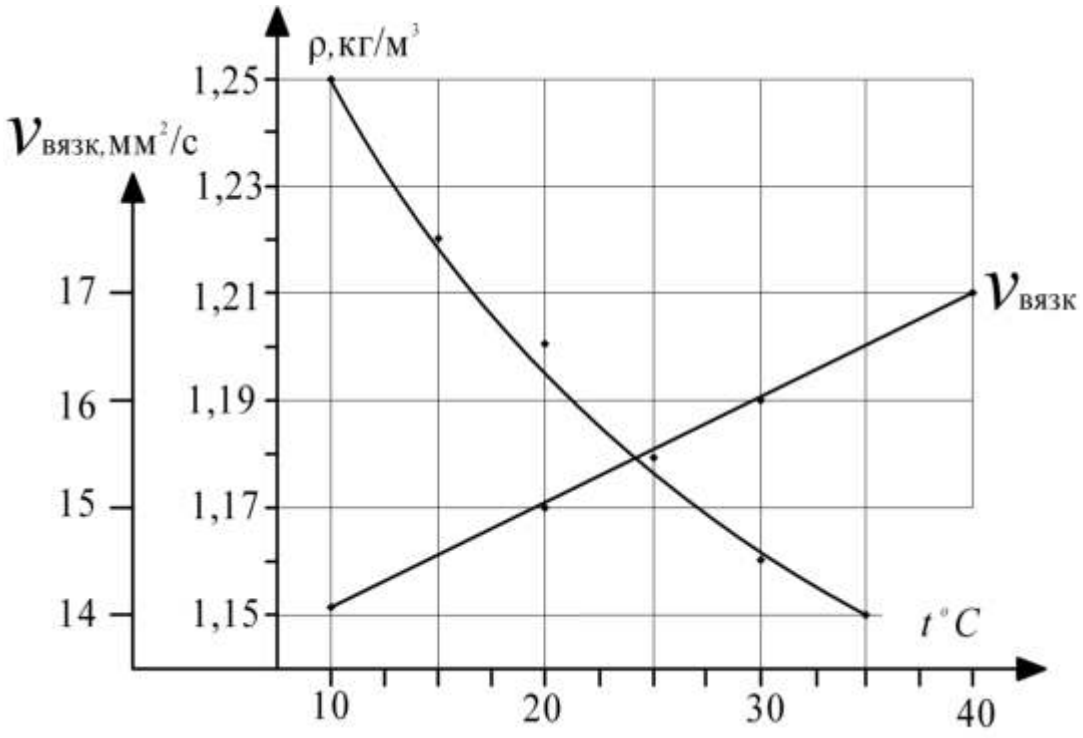


Рис. 2. Залежність в'язкості і щільності повітря від температури при атмосферному тиску

Вираз для пневматичної потужності потоку повітря може бути представлено у вигляді

$$P = Q \cdot p\ [\frac{м^3}{с} \cdot Па = \frac{м^3 \cdot H}{с \cdot м^2} = \frac{H \cdot м}{с}],\ Вт,\qquad (9)$$

где Q – витрата робочого середовища (повітря), $м^3/с$,

p – тиск, Па,

H – зусилля в один Ньютон ($H = [\frac{кг \cdot м}{с^2}]$ – рух одного кілограма маси $[m]$ з прискоренням в один метр в секунду в квадраті $[\frac{м}{с^2}]$.

Принципова пневматична схема вимірювання витрати повітря, наприклад, з витяжної шафи, представлена на рис. 3. Повітря за допомогою блоку А (найбільш простим пристроєм є пилосос, який позначений як КМ, до складу якого входить фільтр Ф з індикатором забрудненості ІЗ), транспортується з витяжної шафи ВШ по магістралі, що включає два послідовно розташованих дроселя:
ДР1 – дросель постійного перетину типу «сопло Вентурі», яке використовується як витратомір повітря;
ДР2 – регульований дросель (засувка або вентиль), що забезпечує зміну витрати повітря.

У дроселі ДР1 проводять вимірювання тиску за допомогою візуального приладу МН2 – моновакуумметра і (або) перетворювача тиску з аналоговим виходом ПТ (значення електричного сигналу через АЦП передаються в ПК). Атмосферний тиск контролюють барометром МН1.

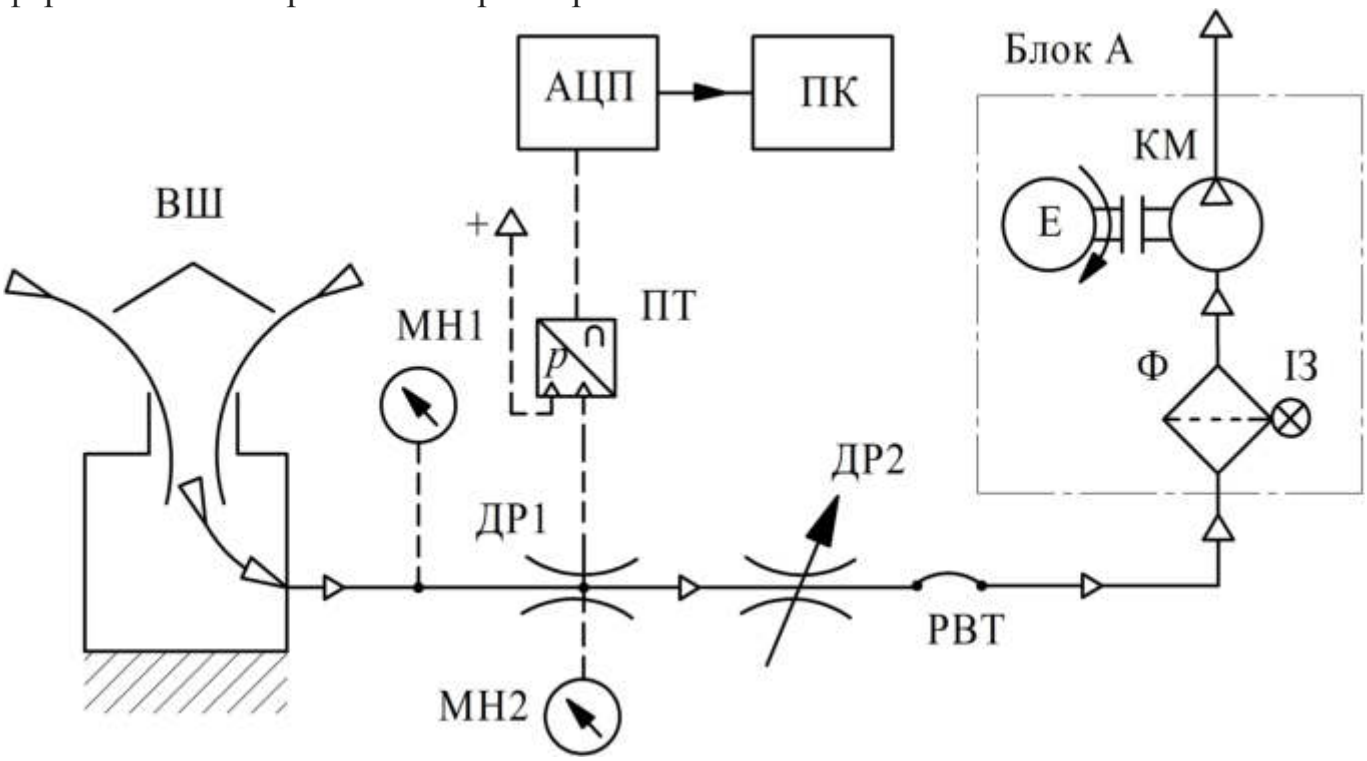


Рис. 3. Пневматична принципова схема вимірювання витрати повітря з витяжної шафи

Значення витрати повітря при течії по витяжному трубопроводу круглого перерізу визначається за спрощеною формулою (принцип роботи витратоміра заснова-ний на використанні течії повітря через опір типу «сопло Вентурі»)

$$Q = 0{,}182 \cdot d^2 \sqrt{\frac{\Delta p\ (273{,}15 + t^\circ C)}{\mathrm{p_a}}},\ \text{м}^3/\text{год}, \qquad (10)$$

де d – діаметр сопла в дроселі постійного перетину ДР1, м,

$\mathrm{p_a}$ – атмосферний тиск, який вимірюють за барометром МН1 перед початком роботи, мм ртутного стовпа,

Δp – перепад тисків на дроселі типу «сопло Вентурі», який визначають за допо-могою перетворювача тиску ПТ з двома вимірювальними отворами, одне з яких служить для вимірювання негативного тиску (вакууму «-») в соплі дифузора і під-ключено до електричного виходу, а друге повідомляється з атмосферою, або за допомогою вакуумметра МН2, кПа,

$t^\circ C$ – температура всмоктуваного атмосферного повітря, $^\circ C$.

При проведенні лабораторної роботи визначають перепад тисків при декількох (3…5) положеннях дроселя ДР2, проводять розрахунок витрати повітря Q за формулою (9) і будують графічну залежність перепаду тисків від витрати $\Delta p = f(Q)$.

Далі визначають швидкість потоку повітря в одному із заданих перетинів в трубопроводу діаметром D, число Re і потужність повітряного потоку P.

Загальний вигляд установки з витратоміром типу «сопло Вентурі» представ-лено на рис. 4, в складі якої є дросель (кран-вентиль) для регулювання витрати і моновакуумметр для вимірювання тиску (вакууму)



Рис. 4. Установка для вимірювання витрати повітря за допомогою витратоміра типу «сопло Вентурі»

Приклад розрахунку.

1. У разі перепаду тисків $\Delta p = 1{,}6$ кПа, значенні атмосферного тиску $\mathrm{p_a}$ = 750 мм рт. стовпа, температурі навколишнього повітря $t = 21^\circ C$ і для витратоміра з постійним діаметром сопла $d = 7$ мм, отримаємо

$$Q = 0{,}182 \cdot d^2 \sqrt{\frac{\Delta p\ (273{,}15 + t^\circ C)}{\text{p}_\text{a}}} = 0{,}182 \cdot 7^2 \sqrt{\frac{1{,}6(273{,}15+21)}{750}} = 7{,}06 \ \text{м}^3/\text{год}.$$

1. Розрахунок швидкості потоку при діаметрі $d = D = 7$ мм проводимо за формулою (співвідношення щільності при цьому $\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}} = 1$)

$$\nu = \frac{Q}{S}\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}} = \frac{4 \cdot 10^3 Q}{3{,}6 \cdot \pi \cdot D^2}\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 7{,}06}{3{,}6 \cdot \pi \cdot 7^2} = 50{,}98 \ \text{м/с}.$$

3. Число Re досягає значення

$$Re = 10^3 \frac{v \cdot d_\text{г}}{\nu_\text{в'язк}} = 10^3 \frac{50{,}98 \cdot 7}{15} = 23791,$$

що відповідає турбулентному режиму течії повітря.

4. При діаметрі вихідного трубопроводу $d = D = 80$ мм швидкість повітряного потоку істотно зменшується

$$\nu = \frac{Q}{S}\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}} = \frac{4 \cdot 10^3 Q}{3{,}6 \cdot \pi \cdot D^2}\frac{\rho_\text{Н}}{\rho_\text{М}} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 7{,}06}{3{,}6 \cdot \pi \cdot 80^2} = 0{,}39 \ \text{м/с},$$

і число Re приймає значення

$$Re = 10^3 \frac{v \cdot D}{\nu_\text{в'язк}} = 10^3 \frac{0{,}39 \cdot 80}{15} = 2080,$$

і число Re приймає значення, відповідне ламінарному режиму течії.

5. Потужність повітряного потоку при $Q = 7{,}06 \ \text{м}^3/\text{год} = 0{,}00196 \ \text{м}^3/\text{с}$ і $\Delta p = 1{,}6 \ \text{кПа} = 1600 \ \text{Па}$ складе

$$P = \frac{1}{3{,}6} Q \cdot \Delta p \ = \frac{1}{3{,}6} 7{,}06 \cdot 1{,}6 = 3{,}14 \ \text{Вт}.$$

Завдання. Розрахувати витрату, швидкість та потужність повітряного потоку згідно прикладу та при змінних значеннях діаметра d сопла Вентурі та перепаду тисків Δp. Побудувати відповідні залежності витрати, швидкості та потужності від перепаду тисків для варіантів 1…4; 5…8 та 9…12. Для всіх варіантів D=80 мм, $\nu_{в'язк}$ = 15 мм^2/с, $t = 21°C$, p_a = 750 мм рт. стовпа, $\rho_н / \rho_м = 1$.

Вар.	d, мм	Δp, кПа	Q, м^3/год	v_d, м/с	Re_d	v_D, м/с	Re_D	P, Вт
1	7	1						
2	7	1,2						
3	7	2,5						
4	7	3,0						
5	8	1						
6	8	1,2						
7	8	2,5						
8	8	3,0						
9	9	1						
10	9	1,2						
11	9	2,5						
12	9	3,0						

При здачі роботи треба:

1.Знати теоретичну частину щодо застосування витратоміра за допомогою дроселя «сопло Вентурі»;

2. Побудувати графік і зробити висновок про характер залежності перепаду тиску від витрати $\Delta p = f(Q)$;

3. Вказати чисельні значення швидкості і потужності потоку повітря;

4. Вказати значення числа Re і характер перебігу повітряного потоку;

5. Знати позначення елементів на принциповій пневматичній схемі;

6.Зробити висновки за результатами розрахунків.

Лабораторна робота 8 – Розрахунок частоти обертання гідромотора ОГП оливаохолоджувача

На рис. 1 наведена гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода обертального руху сучасної конструкції, вживаного в мобільних машинах, з керуванням робочим об'ємом насоса за допомогою двоступеневого електрогідравлічного регулятора стежного принципу дії з механічним зворотним зв'язком. Гідропривод має насос Н і гідромотор М, сполучені один з одним за допомогою трубопроводів і рукавів високого тиску РВТ. На насосі Н змонтовані насос підживлення Нп із запобіжним клапаном КЗп, запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2 основних магістралей $A-A$ і $B-B$, зворотні клапани системи підживлення ЗК1 і ЗК2, регулятор зміни робочого об'єму насоса з гідророзподільником Р з пропорційним електричним керуванням, гідроциліндр Ц і пристрій механічного («жорсткого») зворотного зв'язку ЗЗ між ними, і клапани для автоматичного спрацьовування захисту від перевантажень КТа типу «або» і КЗк, що обмежують роботу гідропривода на максимальному тиску. Клапан КПк має настройку на тиск дещо менший, ніж основні клапани КЗ1 і КЗ2. Насос підживлення окрім своєї основної функції здійснює також подачу РР в канал керування регулятора робочого об'єму насоса Н (тиск $p_{\text{к}}$). На гідромоторі М встановлені гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з магістралі низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолоджування і гідроклапан тиску КТ для підтримки тиску в каналі зливу на рівні значення тиску підживлення. Зовнішніми гідропристроями об'ємного гідропривода є всмоктуючий фільтр Ф на вході в насос підживлення Нп і охолоджувач АТ. Контроль забрудненості фільтроелемента здійснюється за індикатором забрудненості на фільтрі з електричною сигналізацією або за допомогою візуального моновакуумметра. У зв'язку з високою теплонавантажністю гідропривода охолоджування вузлів тертя гідромашин забезпечується шляхом направлення РР з гідророзподільника Рп через клапан КТ в корпус гідромотора М, з останнього в корпус насоса Н ($Q^{\text{м}}_{\text{вит}}$) і далі ($Q^{\text{н}}_{\text{вит}}$) у охолоджувач АТ.

При роботі гідропривода обертання насосам Н і Нп передається від приводного двигуна (ДВЗ) «м» і РР нагнітається до гідромотора в напрямку $A-A$ або $B-B$ залежно від необхідного напрямку обертання робочого органу машини. Безступінчата зміна робочого об'єму насоса і напрямку подачі РР для реверсування обертання гідромотора здійснюється за допомогою регулятора слідкуючого принципу дії, що має механічний зворотний зв'язок ЗЗ між керівним регулюючим пристроєм (слідкуючим золотником Р) і гідроциліндром Ц безпосередньої дії на похилий диск насоса.

Привод стежного золотника гідророзподільника Р здійснюється дистанційно електричними пропорційними магнітами У1 і У2, що дозволяє спростити кінематичні зв'язки між насосом і оператором (замінивши механічну тягу на електричні провода) і автоматизувати роботу гідропривода [97;110]. При подачі електроживлення на магніт У1 золотник гідророзподільника Р зміщується

управо і РР надходить в ліву порожнину $B1$ гідроциліндра Ц, переміщаючи його поршень управо, впливаючи на похилий диск насоса Н. При зсуві золотника гідророзподільника Р вліво під дією електроживлення на магніт У2 потік керування РР надходить в праву порожнину $A1$ гідроциліндра Ц і переміщує поршень вліво, впливаючи на похилий диск насоса Н. Зворотний зв'язок ЗЗ забезпечує фіксацію поршня гідроциліндра Ц в заданому гідророзподільником Р положенні і однозначний зв'язок між електричним сигналом керування на електромагнітах і значенням робочого об'єму насоса Н.

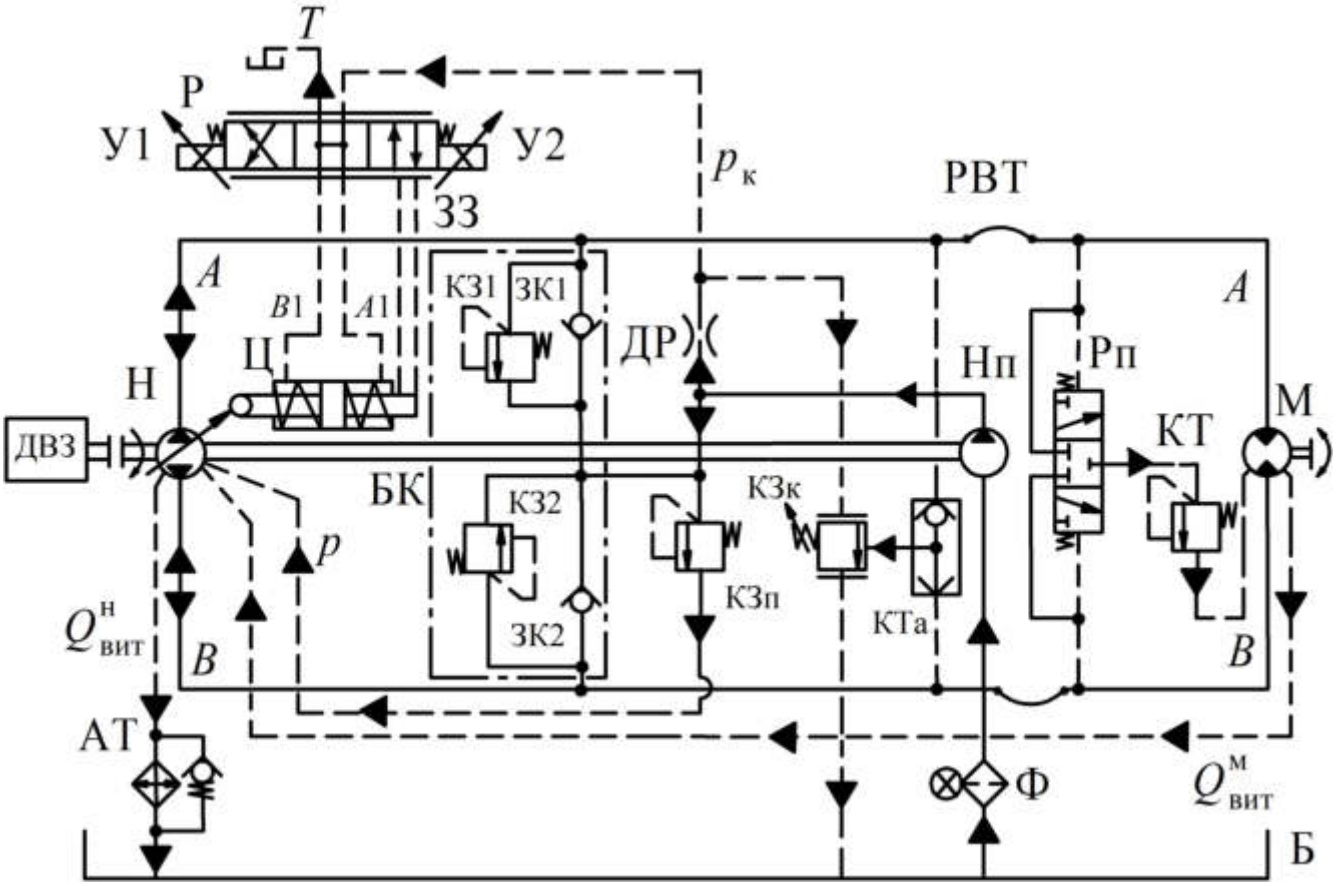


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема гідропривода з електрогідравлічним пропорційним стежним регулятором подачі насоса Н

При досягненні тиску в одній з основних магістралей $A-A$ або $B-B$, рівного настройці тиску клапана КПк, останній скидає тиск в каналі живлення гідророзподільника Р до мінімального значення ($p_к \approx 0$). За наявності дроселя ДР це скидання тиску не робить впливу на значення тиску в контурі підживлення, що дуже важливо, оскільки у цей момент гідромашини працюють на близькому до максимального тиску і споживають практично всю витрату підживлення для компенсації витоків РР. За відсутності тиску керування в порожнинах гідроциліндра Ц пружини в останньому встановлюють поршень в нейтральне положення, відповідне нульовому робочому об'єму насоса. Гранична умова роботи гідропривода щодо тиску і припинення обертання гідромотора (і сполученого з ним робочого органу) надає оператору сигнал для вживання за-

ходів з усунення перевантаження. За такою гідравлічною схемою виробляють гідромашини та гідропередачі на їх базі фірми «Rexroth Bosch Group» (серія A4VG) і «Sauer-Danfoss» (серія H1).

На рис. 2 наведені залежності подачі насоса $Q_{\text{н}}$ від положення регулюючого органу x – кута нахилу ϕ ручки переміщення приводу стежного золотника, тиску керування редукційним гідро-клапаном $p_{\text{к}}$ на вході в гідроцилідр зміни кута похилого диску, або значення струму I на пропорційних електромагнітах. Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх характеристики носять близький до лінійного характер

$$Q_{\text{н},i} = 10^{-3} V_{\text{рн},i} \cdot n_{\text{н}} = 10^{-3} V_{\text{рн}} \frac{x-a}{b-a} \cdot n_{\text{н}}, \text{ л/хв}, \qquad (1)$$

де $V_{\text{рн}}$ – максимальне значення робочого об'єму насоса, см^3,

$V_{\text{рн},i}$ – поточне значення робочого об'єму насоса, см^3,

$a....b$ – зона керувальної мускульної або електричної дії на слідкуючий золотник або тиску на гідроциліндр регулятора насоса,

x – керувальна дія в діапазоні від a до b (діапазон від 0 до ± a є зоною нечутливості),

$n_{\text{н}}$ – частота обертання насоса, хв$^{-1}$.

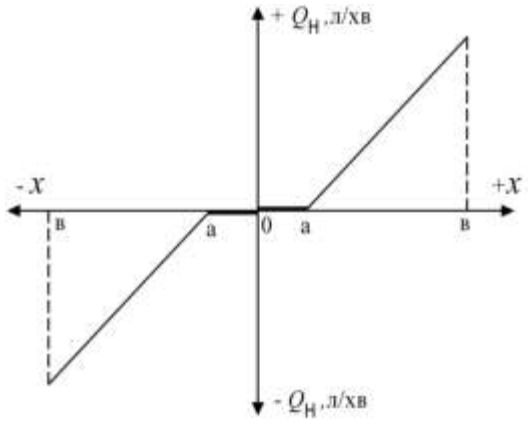


Рис. 2. Характеристика зміни подачі насоса $Q_{\text{н}}$ від керувального сигналу x механізму регулювання робочого об'єму

Таким чином, для регулятора з гідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є тиск p, створюваний в порожнинах силового гідроциліндра, для регулятора з електрогідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є електричні сигнали (струму I або напруги U) для дії на пропорційний електромагніт редукційного клапана, для регулятора з мускульним керуванням значеннями $a....b$ є відхилення тяги керування ϕ. Значення тиску керування, електричного сигналу або кута відхилення тяги наводяться постачальниками гідромашин, дозволяючи споживачу

підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування або кінематику механізму мускульного керування.

Частота обертання гідромотора пропорційна подачі РР, підведеної від насоса

$$n_{м,i} = n_н \frac{V_{рн,i}}{V_{рм}} \eta_{он}\eta_{ом} = n_н \frac{V_{рн}}{V_{рм}} \frac{(x-a)}{(b-a)} \eta_{он}\eta_{ом}, \text{ хв}^{-1}, \quad (2)$$

де $V_{рм}$ – робочий об'єм гідромотора, см^3,

$\eta_{он}$ і $\eta_{ом}$ – об'ємний ККД насоса і гідромотора відповідно.

При екстремальних значеннях $x = a$ і $x = b$ одержуємо нульову і максимальну частоти обертання гідромотора

$$n_{м,i} = 0 \text{ при } x = a \quad \text{і} \quad n_{м,макс} = n_н \cdot \frac{V_{рн}}{V_{рм}} \cdot \eta_{он} \cdot \eta_{ом} \text{ при } x = b. \quad (3)$$

При необхідності визначення значення тиску редукування на вході в силовий гідроциліндр або значення електричного сигналу одержимо таку залежність:

$$x = a + \frac{V_{рм} \cdot n_{м,i} \cdot (b-a)}{V_{рн} \cdot n_н \cdot \eta_{он} \cdot \eta_{ом}}. \quad (4)$$

Таким чином, можливе попереднє визначення керуючого сигналу для його подальшого завдання при роботі гідропривода (безпосередньо тиску або електричного сигналу, формованого електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

Як приклад, на рис. 3 наведена гідравлічна принципова схема гідропривода з машинним керуванням частоти обертання вентилятора повітряного охолоджувача АТ. Насос Н з приводним двигуном Е нагнітає РР до нереверсивного гідромотора М. Частота обертання вала гідромотора М і лопатей вентилятора пропорційна температурі РР в гідросистемі. Запобіжний клапан КЗ забезпечує захист від перевантажень (для контролю тиску служить манометр МН). На вході в оливаохолоджувач АТ встановлений витратомір РА. Перепад тисків на оливаохолоджувачі АТ вимірюється за допомогою перетворювачів ПТ1 і ПТ2. В гідробаку встановлені термометр Т і перетворювач температури ПТР.

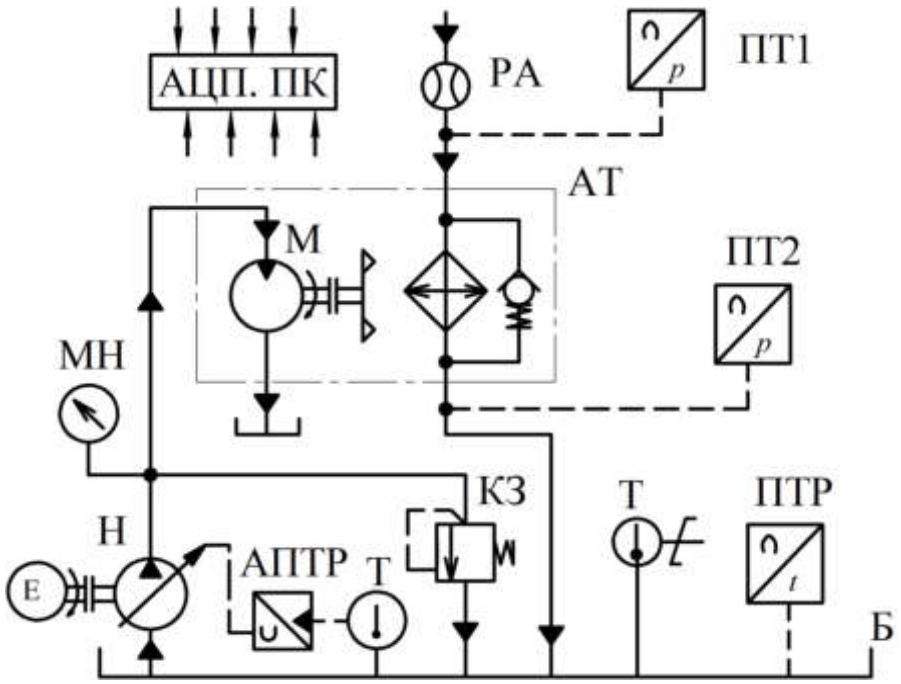


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема гідропривода з керуванням робочого об’єму насоса Н для обертання гідромотора М вентилятора повітряного охолоджувача АТ

Сигналом для зміни положення регулятора робочого об’єму насоса Н служить інформація про температуру РР з датчика Т у гідробаку Б, аналогового перетворювача температури АПТ і оброблена електронним блоком. Залежність між частотою обертання гідромотора і температурою РР носить лінійний характер, у зв’язку з чим частоту обертання гідромотора, що вимагається для підтримки заданої температури, визначають за формулою (без урахування об’ємного ККД насоса і гідромотора)

$$n_{\text{м},i} = \frac{10^3 Q_{\text{н,макс}}}{V_{\text{рм}}} \cdot \frac{T_i - T_0}{T_{\text{макс}} - T_0} = n_{\text{м,макс}} \cdot \frac{T_i - T_0}{T_{\text{макс}} - T_0},\ \text{хв}^{-1}, \qquad (5)$$

де T_0 – значення температури РР, після досягнення якої виникає необхідність включення вентилятора системи охолоджування: 40…50 °С для стаціонарних гідроприводів; 60…75 °С для гідроприводів мобільних машин народногосподарського застосування; 75...90 °С – для гідроприводів спеціальних машин,

$T_{\text{макс}}$ – максимальна допустима температура РР (50…60 °С для стаціонарних, 75…115 °С для мобільних і 115...135 °С для мобільних гідроприводів спеціальної техніки),

T_i – поточне (задане) значення температури РР ,°С,

$Q_{\text{н,макс}}$ – максимальне значення подачі насоса, л/хв,

$n_{\text{м,макс}} = \dfrac{10^3 Q_{\text{н,макс}}}{V_{\text{рм}}}$ – максимальна частота обертання гідромотора [хв$^{-1}$] з робочим об'ємом $V_{\text{рм}}$ [см^3].

При заданій температурі РР, рівній її максимальному допустимому значенню $T_i = T_{\text{макс}}$, частота обертання гідромотора також досягає максимального значення

$$n_{\text{м},i} = n_{\text{м,макс}}. \tag{6}$$

Подачу насоса, що забезпечує задану частоту обертання гідромотора (4.132), визначають за формулою

$$Q_{\text{н},i} = 10^{-3} V_{\text{рм}} \cdot n_{\text{м},i}, \text{ л/хв}, \tag{7}$$

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

$n_{\text{м},i}$ – частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$.

Розрахунок втрат тиску за довжиною трубопровода, що знаходиться за оливаохолоджувачем, проводиться за формулою

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0{,}584 \cdot \frac{L}{d^4} \cdot Q \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \tag{8}$$

де L – довжина трубопровода, м,

d – внутрішній діаметр трубопровода, мм,

Q – витрата робочої рідини, л/хв,

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкости РР, сСт,

Завдання 1: Визначити частоту обертання та вихідну потужність гідромотора привода вентилятора олива охолоджувача при різних значеннях температури РР в ОГП (таблиця 4.9). Побудувати залежності потужності гідромотора від його частоти обертання для варіантів 1…4; 5…8 и 9…12.

Завдання 2: Визначити втрати тиску по довжині у трубопроводі на виході з оливаохолоджувача (таблиця 4.10). Побудувати залежності зміни перепаду тисків змінного параметра: варіанти 1…4 – від в'язкості РР; 5…8 – від довжини трубопроводу; 9 ... 12 - від витрати РР.

Таблиця 4.9

Вар.	$V_{рм}$, см^3	$T_{макс}$, °С	T_0, °С	T_i, °С	$n_{м,макс}$, хв$^{-1}$	$M_м$, Н.м	$\frac{T_i - T_0}{T_{макс} - T_0}$	$n_{м,i}$, хв$^{-1}$	$P_м$, кВт
1	20	75	50	50	4000	0			
2	20	75	50	55	4000	32			
3	20	75	50	65	4000	48			
4	20	75	50	75	4000	64			
5	25	90	75	75	3500	0			
6	25	90	75	80	3500	40			
7	25	90	75	85	3500	60			
8	25	90	75	90	3500	80			
9	32	130	90	90	3000	0			
10	32	130	90	100	3000	50			
11	32	130	90	110	3000	75			
12	32	130	90	130	3000	100			

Таблиця 4.10 – Розрахунок втрат тиску за довжиною трубопровода, встановленого за олива охолоджувачем

Варіант	d , мм	L , м	Q , л/хв	$\nu_{в'язк}$, мм^2/с	$\Delta p_{тр}$, МПа
1	10	2,4	30	30	
2	10	2,4	30	100	
3	10	2,2	30	200	
4	10	2,4	30	400	
5	20	8,0	60	30	
6	20	12,0	60	30	
7	20	16,0	60	30	
8	20	20,0	60	30	
9	40	10,0	120	30	
10	40	10,0	240	30	
11	40	10,0	960	30	
12	40	10,0	1920	30	

При здачі роботи треба:
1.Побудувати гідравлічну принципову схему лабораторної установки;
1, Представити розрахунки згідно завданням;
2. Побудувати необхідні графічні залежності;
3. Зробити висновки за результатами розрахунків;
4. Знати теоретичний матеріал.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник . В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.

2. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.

3. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: навчальний посібник / Г. А. Аврунін, І. І. Кириченко, І. І. Мороз; під ред. Г. А. Авруніна. – Харків : ХНАДУ, 2009. 424 с.

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

5. ДСТУ 3455.1-96 (2-96; 3-96; 4-96). Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Терміни та визначення. Держстандарт України. Київ : 1997. 196 с.

6. ДСТУ ISO 4413:2002. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила за стосування (ISO 4413:1998, IDT. – Держпоживстандарт України. Київ : 2005. – 31с.

7. Проектування та випробування гідроприводів БДМ. Дистанційний курс/ Аврунін Г.А. – Сертификат ЛІТОс-ХНАДУ, 2019р. https://dl.khadi.kharkov.ua/course/view.php?id=1010.

ЗМІСТ

Вступ……3

Лабораторна робота 1 – Розрахунок та аналіз роботи гідропривода з гальмівним клапаном……..4

Лабораторна робота 2 – Розрахунок крутного моменту та частоти обертання гідромотора в ОГП з регулятором потужності на насосі……11

Лабораторна робота 3 – Розрахунок і аналіз зміни вихідних параметрів насоса при стендових випробуваннях…….18

Лабораторна робота 4 – Розрахунок і аналіз зміни вихідних параметрів гідромотора при стендових випробуваннях……..23

Лабораторна робота 5. Аналіз характеристики регулятора витрати Гідро розподільника 5РПС100 трактора ХТЗ……..30

Лабораторна робота 6 – Аналіз роботи ОГП з двома гідродвигунами від одного насосу…….40

Лабораторна робота 7 – Розрахунок витрати повітря за допомогою сопла Вентурі……43

Лабораторна робота 8 – Розрахунок частоти обертання гідромотора ОГП оливаохолоджувача……50

Рекомендована література…….57

Навчальне видання

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни
«Проектування та випробування гідроприводів»

(Лабораторні роботи 1-8)

Укладач: Аврунін Григорій Аврамович

Відповідальний за випуск доцент Шербак О.В.

В авторській редакції

Підп. до друку _____20____р. Формат 60х84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr . Ум. друк. арк. Замовлення Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

Віддруковано Свідоцтво