

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни РНД

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки
об'ємних гідроприводів БДМ»

Практичні заняття 5-8.

Затверджено радою
Механічного факультету,
протокол № 1 від 28.08.2026 р.

Харків - 2026

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ» відноситься до третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти PhD

Метою вивчення дисципліни PhD «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ» є розвинення дослідницького досвіду в області теорії і методології динаміки об'ємних гідроприводів (ОГП) будівельно-дорожніх машин (БДМ), зокрема їх робочих органів та механізмів пересування і рульового керування, продукування нових теоретичних знань щодо сучасних методів вивчення динамічних процесів, концепцій динамічного аналізу ОГП, практичні навички та вміння застосовувати основні методи та підходи динаміки машин для розкриття особливостей формування динамічного навантаження БДМ та пошуку джерел підвищення показників ефективності машин на підставі аналізу динамічних процесів, які виникають при експлуатації.

Предметом дисципліни є теоретичні основи моделювання, розрахунку і аналізу динамічних процесів в ОГП БДМ на сучасному етапі.

В 2026 начальному році передбачено збільшення практичних занять з 4 до 8, тому до складу методичних вказівок входять додатково 4 нові практичні заняття, в яких розглянуті методики розрахунків параметрів гідропристроїв, зокрема визначення їх ККД, за результатами стендових випробувань.

Укладачі - Аврунін Григорій Аврамович , к.т.н., доцент, кафедра
будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова,

Мороз Ірина Іванівна, старший викладач,
кафедра вищої математики.

Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ

Практичне заняття 5. Аналіз результатів стендових випробувань насоса

Аксіальнопоршневий насос з постійним робочим об'ємом моделі PBF20.56 виробництва підприємства «Гідросила» представлений на рис. 1, а в табл. 1 технічна характеристика типорозмірного ряду насосів серій PBF10 PBF20 для порівняння. Для оцінки технічного рівня насосів введений питомий показник відношення маси насоса до його потужності m/P (кг/кВт). За цим показником зі значенням 0,25 провідне місце займає насос PBF20.56.

Для стендових випробувань обраний насос PBF20.56 з номінальним тиском 40 МПа, що перевищує задане для гідропривода маніпулятора значення в 32 МПа, тобто має суттєйний запас з тиском. Насос моделі 10.4.56 має номінальне значення тиску 25 МПа, що нижче заданого.

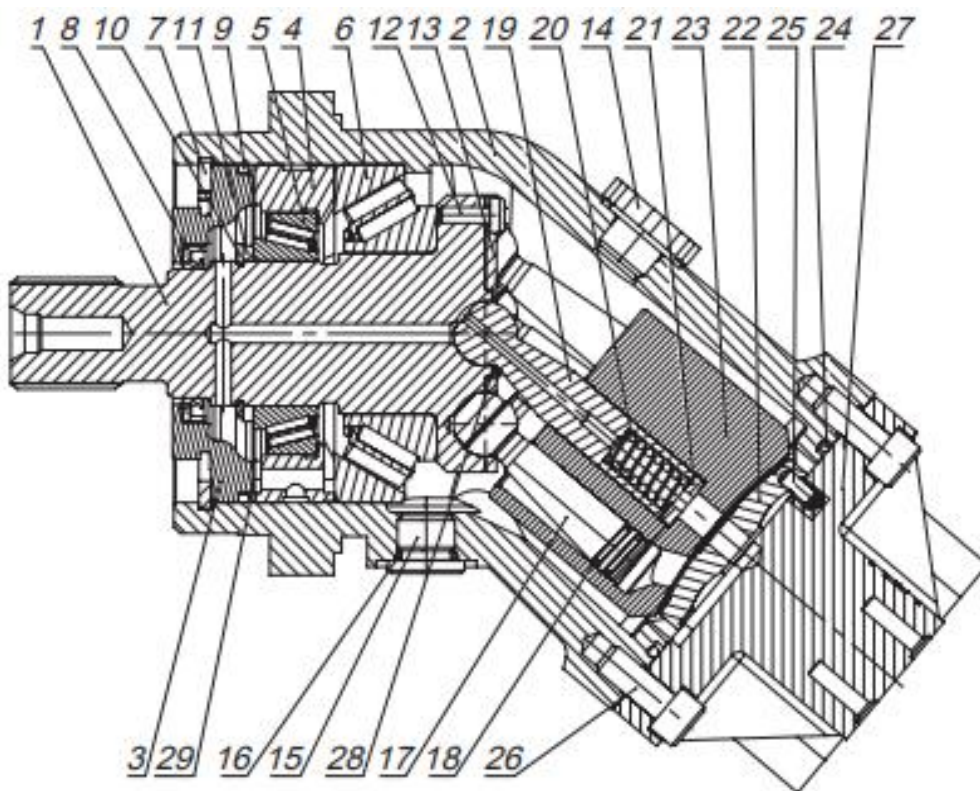


Рис. 1. Аксіальнопоршневої насос з похилим блоком циліндрів серії PBF20 (робочі об'єми 56 см³, 80 см³ і 107 см³) з єдиною деталлю поршень-шатун 17 (або плунжер за заводською термінологією)

До складу насоса PBF20.56 входять вихідний вал 1; основний корпус 2, корпус 3 розташування ущільнення і задня кришка 27. В отворах блоку циліндрів 23 розташовані поршні 17 з ущільненнями 18. Своїм заднім сферичним торцем блок циліндрів 23 контактує з торцевим розподільним диском 22. У центальному отворі блока циліндрів 23 розміщений палець (шип) 19. Пружина 20 через шайбу опорну 21 підтискує блок циліндрів 23 до

розподільника 22 для забезпечення герметичності поверхонь цих деталей при запуску насоса. Штифт 25 утримує від повороту розподільний диск 22. Під обоймою 4 розташований підшипник 5 і окремо підшипник 6. Кільця стопорні 7 і 10 утримають від переміщення корпус 3 з манжетою 8. Гумові кільця ущільнювальні 9, 16 і 24 герметизують елементи конструкції насоса. Шайба підтиску 11 створює попередній натяг радіально-упорних підшипників 5 і 6. Сепаратор 13 утримує поршні 17 на фланці вихідного валу 1. Через пробки 14 і 15 заливають робочу рідину у корпус насоса та зливають при необхідності. До конструкції насоса входять також регулювальні шайби 28 і 29, і гвинти 12 і 26.

Таблиця 1. Технічна характеристика насосів серій PBF10 та PBF20

Параметри, розмірність	Серія PBF10			Серія PBF20		
	10.2.28	10.4.56	10.4.112	20.56	20.80	20.107
Робочий об'єм, см ³	28	56	112	56,1	80,4	106,7
Частота обертан., хв ⁻¹						
Номінальна	1920	1800	1200	2000	1800	1600
Максим. при 0,08 МПа	3000	2500	2000	3000	2680	2400
Максим. при 0,2 МПа	4750	3750	3000	3750	3350	3000
Мінімальна	400					
Тиск. нагнітання, МПа номін/максим.	20/32	25/40		40/45		
Макс. тиск дренажу, МПа	0,1	0,25				
Номін. подача л/хв	51	96	129	108,8	140,3	165,6
Коеф. подачі	0,95	0,95	0,96	0,97	0,97	0,97
Номін. споживана потужність, кВт	22,8	46	60,3	82,2	106	125,1
Номін. вихідна потужність , кВт	17	40	54	72,5	93,5	110,4
Маса, кг	9	17	29	18	23	32
Маса до потужності, <i>m / P</i> , кг/кВт	0,53	0,43	0,54	0,25	0,35	0,29

На рис. 2. і рис. 3 приведені габаритні розміри і зовнішній вигляд насосів моделі PBF20.56.

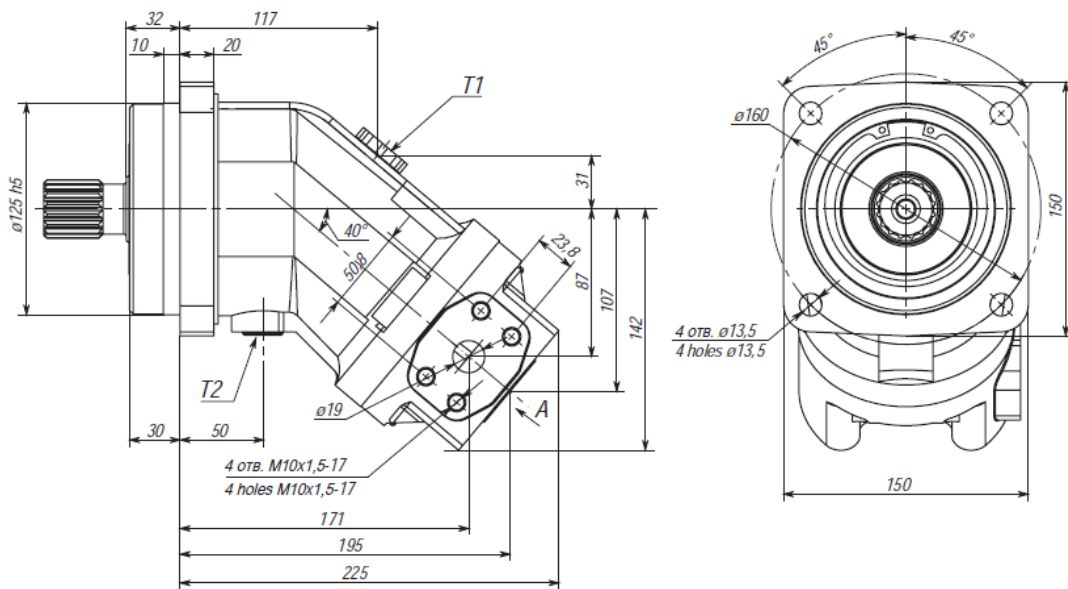


Рис. 2. Габаритні та приєднувальні розміри аксіальнопоршневого насосу з похилим блоком циліндрів моделі PBF20.56 виробництва «Гідросила»

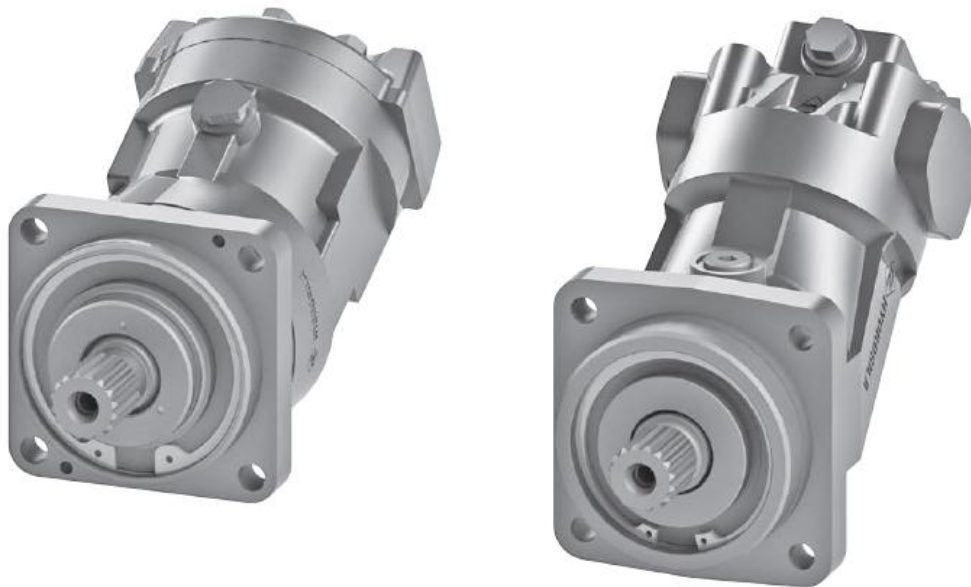
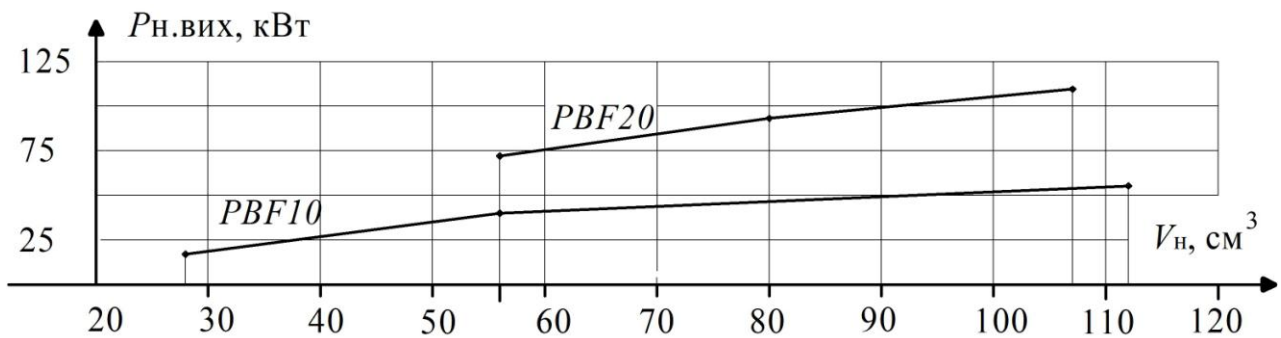


Рис. 3. Аксіальнопоршневий насос моделі PBF20.56 виробництва «Гідросила» з розташуванням приєднувальних отворів для оливи позаду і збоків

На рис. 4 приведені значення вихідної потужності насосів аксіальнопоршневих насосів серій PBF10 і PBF20 «Гідросила». Там же вказані значення номінальної частоти обертання гідромоторів. Для серії PBF10 номінальна потужність складає від 25 кВт до 50 кВт, а для серії PBF20 від 75 кВт до 110 кВт. Таким чином, нові гідромашини з похилим блоком циліндрів відповідають вимогам для гідроприводів широкого ряду мобільних машин переважно будівельно-дорожнього напрямку.



На рис. 5 представлена принципова гідравлічна схема стенда для визначення ККД насоса Н (моделі PBF20.56) з постійним робочим об'ємом, який приводиться в обертання електродвигуном Е1 і нагнітає оливу через дросель ДР, витратомір РА і охолоджувач АТ (з приводом вентилятора від електродвигуна Е2) в гідробак Б. Тиск нагнітання p_n створюється дроселем ДР шляхом зменшення площі його прохідного перерізу (перетину), для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КЗ. Під час роботи стенду контролюють частоту обертання вхідного вала насоса перетворювачем (датчиком) ДЧО, крутний момент приводного електродвигуна Е1 на обертання насоса вимірювачем ВМ, подачу оливи Q_n на виході з насоса витратоміром РА і температуру оливи у гідробаку термометром Т.

Запобіжний клапан КЗ заздалегідь налаштовують на максимальний тиск (вище на 2...3 МПа, ніж тиск при випробуваннях, тобто в нашому випадку на 35 МПа) при повністю закритому дроселі ДР. Для роботи при мінімальному тиску нагнітання насоса дросель ДР повністю відкривають, для створення необхідного тиску дросель ДР прикривають і ведуть контроль тиску 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 оливи в гідробаку Б. Ці параметри надходять до АЦП (аналога-цифрового перетворювача) і далі до ПК.

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

Методика знаходження ККД насоса при випробуваннях передбачає такі етапи. Безпосередньо при випробуваннях вимірюють тиск нагнітання, подачу насоса, частоту його обертання і крутний момент на валу електродвигуна Е1.

ККД насоса знаходять за формулою:

$$\eta = \frac{P_{\text{еф}}}{P_{\text{спож}}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}} \cdot 9550}{60 \cdot M_{\text{н}} \cdot n} = 0,159 \cdot 10^3 \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{M_{\text{н}} \cdot n}, \quad (1)$$

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

$$P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{еф}}}{\eta} = \frac{M_{\text{н}} \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

де $P_{\text{еф}}$ – ефективна потужність насоса:

$$P_{\text{еф}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{60}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

де $M_{\text{н}}$ – заміряний крутний момент на валу насоса, Н.м,

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

$p_{\text{н}}$ – тиск нагнітання на виході з насоса або перепад тисків між виходом і входом в насос Δp , МПа,

$Q_{\text{н}}$ – заміряна подача насоса [л/хв] або ефективна, яка зв'язана з теоретичною через об'ємний ККД (η_0):

$$Q_H = Q_{HT} \cdot \eta_o; \quad \eta_o = \frac{Q_H}{Q_{HT}} = \frac{10^3 \cdot Q_H}{V_p \cdot n}, \quad (4)$$

де Q_{HT} – теоретична подача насоса, визначувана як добуток частоти обертання на робочий об’єм насоса:

$$Q_{HT} = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/хв}, \quad (5)$$

де V_p – робочий об’єм насоса, см^3 .

Гідромеханічний ККД насоса визначають за формулою:

$$\eta_{ГМ} = \eta / \eta_o. \quad (6)$$

Крутний момент приводного електродвигуна на обертання насоса визначають за формулою:

$$M_H = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot p_H}{\eta_{ГМ}}, \text{ Н.м}, \quad (7)$$

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

$$M_{HT} = 0,159 \cdot V_p \cdot p_H, \text{ Н.м}. \quad (8)$$

В табл. 2 приведені результати проведених вимірювань параметрів насоса PBF20.56 і результати розрахунків за вищеприведеними формулами. При розрахунках застосований пакет прикладних програм VisSim, що дозволяє швидко і точно отримувати результати, а також може бути корисним при випробуваннях інших насосів.

Слід підкреслити, що при проведенні стендових випробувань частота обертання насоса штучно підтримувалась постійною в 1000 хв^{-1} . Якщо стендова установка має електродвигун без можливості регулювання частоти обертання, то тоді допускається розраховувати об’ємний ККД насоса шляхом приведення подач насоса до однакової частоти обертання за формулою:

$$\eta_o = \frac{Q_{Hp}}{Q_{Hp=0}} \cdot \frac{n_{p=0}}{n_p}, \quad (9)$$

де Q_{np} – змiряна подача насоса при роботi під тиском, л/хв,

$Q_{np=0}$ – змiряна подача насоса при роботi на мiнiмальному тиску в лiнii нагнiтання, л/хв,

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

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

Таблиця 2. Результати стендових випробувань та розрахунку ККД насоса PBF20.56

№	Результати вимiрювань				Результати розрахункiв випробувань насоса						
	Q_n	p_n	n	M_n	$P_{\text{еф}}$	$P_{\text{спож}}$	η	$Q_{\text{нт}}$	η_o	$M_{\text{нт}}$	$\eta_{\text{гм}}$
1	56	5	1000	55,1							
2	55,4	10	1000	103,7							
3	55,2	16	1000	160,3							
4	54,9	25	1000	245,1							
5	54,4	32	1000	310,2							

Примітки: 1. Розмiрнiсть параметрiв у таблицi: Q_n [л/хв]; p_n [МПа]; n [хв^{-1}]; M_n [Н.м]; $P_{\text{еф}}$ i $P_{\text{спож}}$ [кВт]; $Q_{\text{нт}}$ [л/хв]; $M_{\text{нт}}$ [Н.м]; 2. Умовно, постійна частота обертання насоса автоматично пiдтримується системою регулювання електродвигуна.

На рис .6 приведені графічні залежності отриманих розрахункових значень ККД насоса PBF20.56.

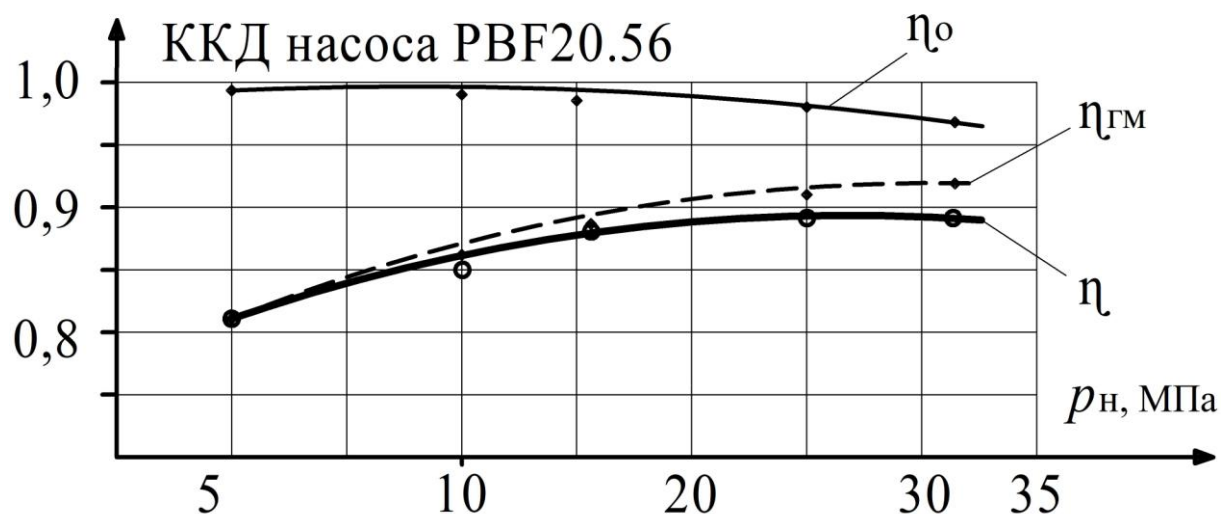


Рис. 6. Залежність об'ємного, гідромеханічного та загального ККД

аксіально-рошнєвого насосу PBF20.56 від тиску

Блоки VisSin завдання параметрів та розрахункові блоки для визначення ККД насоса і результати розрахунку приведені на рис. 7....10.

Вихідні дані для розрахунку ККД насоса PBF20.56 та втрат тиску в зливному трубопроводі

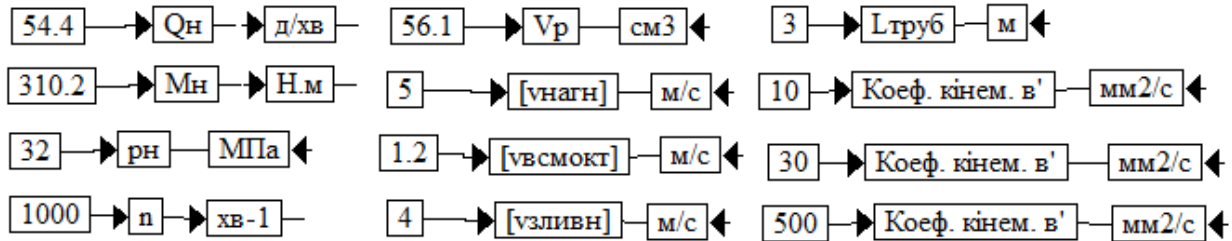
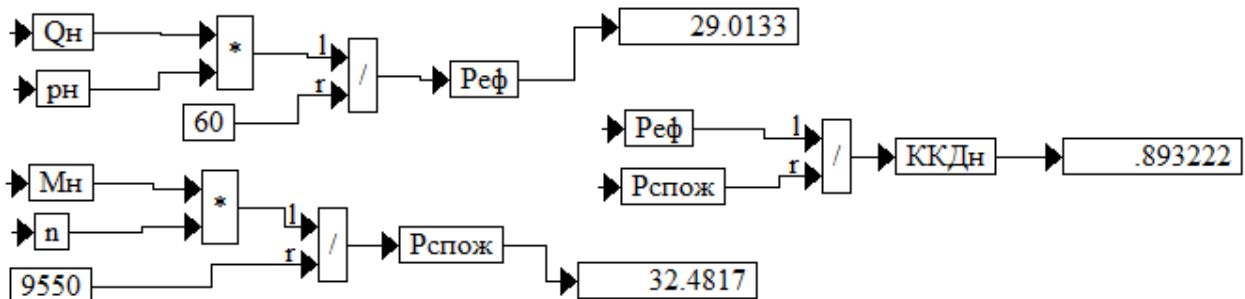


Рис. 7. Вихідні дані для розрахунку гідропривода стенда

Розрахунок ефективної, споживаної потужності та ККД насоса



Розрахунок об'ємного і гідромеханічного ККД насоса

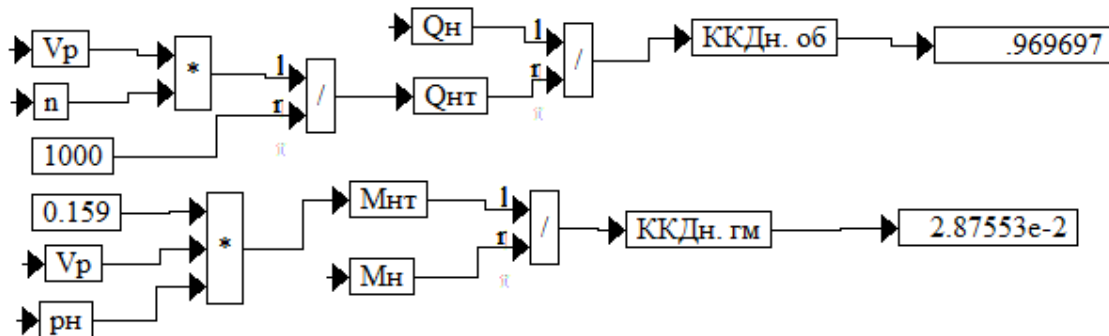


Рис. 8. Блоки розрахунку потужності та КПД насоса PBF20.56 при тиску в 32 МПа

Розрахунок діаметрів трубопроводів

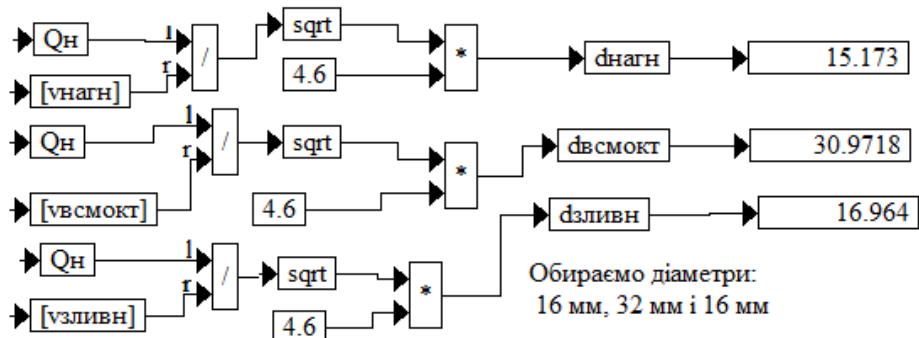


Рис. 9. Блоки розрахунку діаметрів трубопроводів

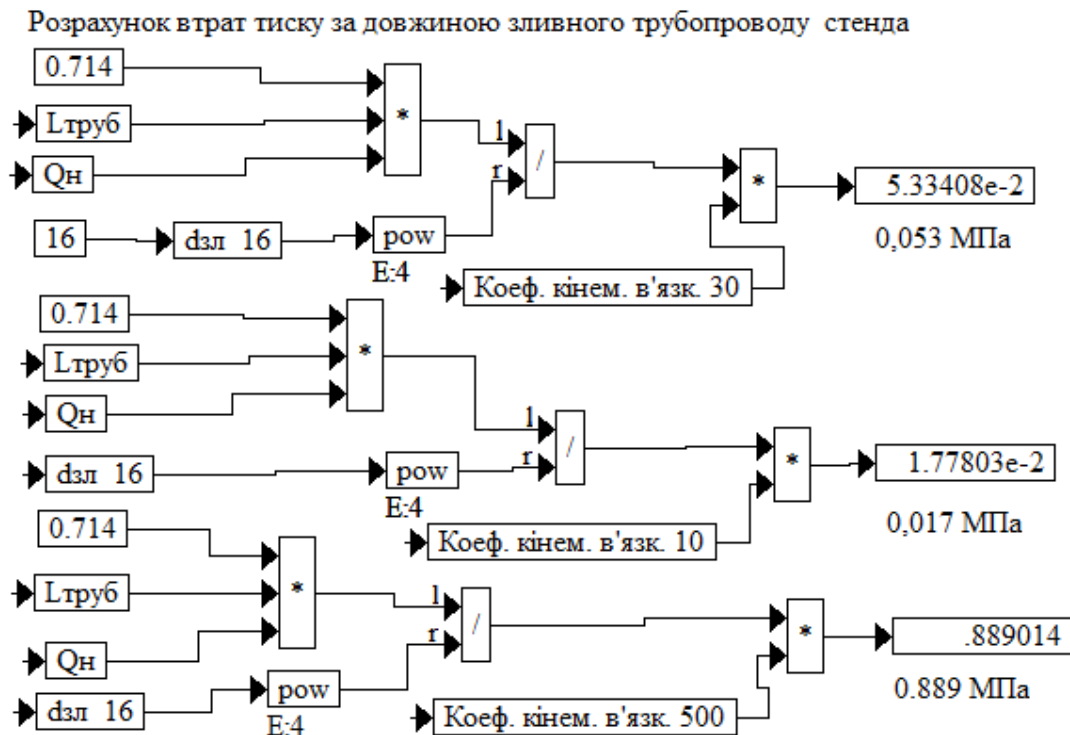


Рис. 10. Блоки розрахунку втрат тиску по довжині трубопровода при трьох значеннях коефіцієнта кінематичної в'язкості робочої рідини

При проведенні розрахунків щодо втрат тиску в зливному трубопроводі стендової установки задавали мінімальне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості робочої рідини в 10 мм²/с, номінальне або оптимальне значення в 30 мм²/с і максимальне в 500 мм²/с, яке відповідає пуску насоса в умовах низьких температур навколишнього повітря («холодного» пуску). В якості робочої рідини обрана мінеральна олива для гідроприводів марки МГС-46В (олива гідравлічна єдина для будівельно-лорожніх машин з коефіцієнтом кінематичної в'язкості 46 мм²/с при температурі 40°). Ця олива відповідає вимогам використання в гідроприводах при тисках більше ніж 32 МПа і має присадки, що збільшують довговічність пар тертя гідромашин.

Завдання для практичної роботи. Побудувати обчислюванні блоки в пакеті VisSim і виконати необхідні розрахунки. Зробити висновки за результатами розрахунків.

Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ

Практичне заняття 6. Аналіз результатів випробувань гідромотора MFH-71

Для проведення порівняльного аналізу гідромоторів в **табл. 1** зведені технічні характеристики можливих для використання в автобетонозмішувачі гідромоторів приблизно з однаковим робочим об'ємом в 71 см^3 і 75 см^3 . Об'єктом порівнянь є технічні характеристики аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим диском виробництва підприємства «Гідросила» трьох серій MFS, MFH і MFH2. Всі ці гідромотори призначені для роботи в гідроприводах із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини або для використання в замкненому контурі згідно закордонній термінології. Принципово, за рівнем тиску і частоти обертання гідромотори задовольняють вимогам роботи в гідроприводах автобетонозмішувачів.

Найкращі показники технічного рівня m / P [кг/кВт], тобто відношення маси гідромотора до його потужності, мають гідромотори розробки останніх років MFH2-75 з показником 0,26 кг/кВт, найбільше значення в 0,63 кг/кВт має гідромотор першої серії виробництва MFS-71. З урахуванням цього показника, а також функціонально-вартісного аналізу обираємо для гідропривода автобетонозмішувача гідромотор MFH-71 з достатньо високим показником 0,32 кг/кВт. Саме такі гідромотори постачає підприємство «Гідросила» на комплектацію гідроприводів вітчизняних автобетонозмішувачів КрАЗ.

Таблиця 1. Порівняння технічних характеристик гідромоторів MFH2-75, MFH-71 і MFS-71

Параметри, розмірність	Гідромотори «Гідросила»:		
	MFH2-75	MFH-71	MFS-71
Робочий об'єм, см^3	75	69,8	69,8
Частота обертання, хв^{-1} , номінальна	3300	2500	1500
Частота обертання, хв^{-1} , максимальна	4150	4160	2800
Тиск нагнітання (номін./макс.), МПа	42/48	42/45	36,7/42
Макс. тиск. дренажу, МПа	0,25		
Номінальна витрата (теорет.), л/хв	247,5	175	104,7
Номін. крутний момент (теорет.), Н.м	501	466	407,6
Номін. крут. момент, Н.м	441	424	-
Гідромеханічний ККД	0,88	0,91	-
Номін. потужн., кВт (при номінальній частоті обертання і крутному моменту)	152,4	112	64
Маса, кг	40	40/35	40
Маса до потужності, m / P , кг/кВт	0,26	0,36/0,32	0,63

Примітка: маса і відношення маси до потужності над рисою відноситься до гідромотора з коробкою клапанів, під рисою в конструкції з вбудованими клапанами.

На **рис. 1** приведені габаритні і приєднувальні розміри гідромотора MFH-71, а також його зовнішній вигляд, на **рис. 2** приведена клапанна коробка гідромотора і її гідравлічна принципова схема.

Далі розглянемо методику і результати стендових випробувань гідромотора MFH-71, а також виконаємо розрахунок стендового обладнання.

Блок клапанів для застосування в об'ємних гідроприводах із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини монтується на гідромоторах «Гідросила» або виготовляється задніх кришках гідромоторів М. До складу блоку входять основні запобіжні клапани високого тиску КЗ з вмонтованими зворотними клапанами (high pressure relief valve and check valve), клапан тиску насоса підживлення КЗп (purge relief valve) і гідророзподільник Р системи місцевого охолодження підшипників кочення і пар тертя ковзання гідромотора (має такі назви: селективний; обміну або промивальний) (shuttle valve).

Отвори 1 і 2 є дренажними для заправки оливою корпусу гідромотора і зливу витоків, отвір 3 для вимірювання тиску в системі підживлення, отвори 4 і 5 дають можливість під'єднання перетворювачів високого тиску.

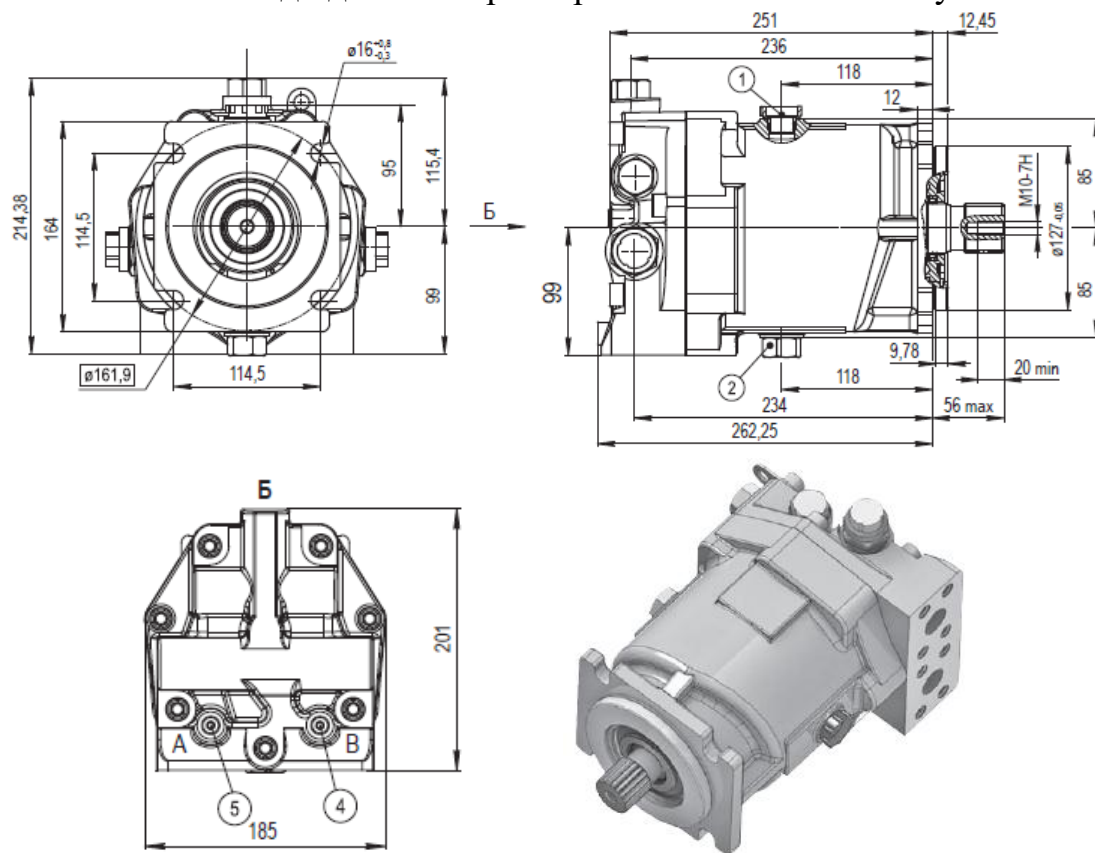


Рис. 1. Аксиальнопоршневий гідромотор MFH-71: габаритні, приєднальні розміри та зовнішній вигляд

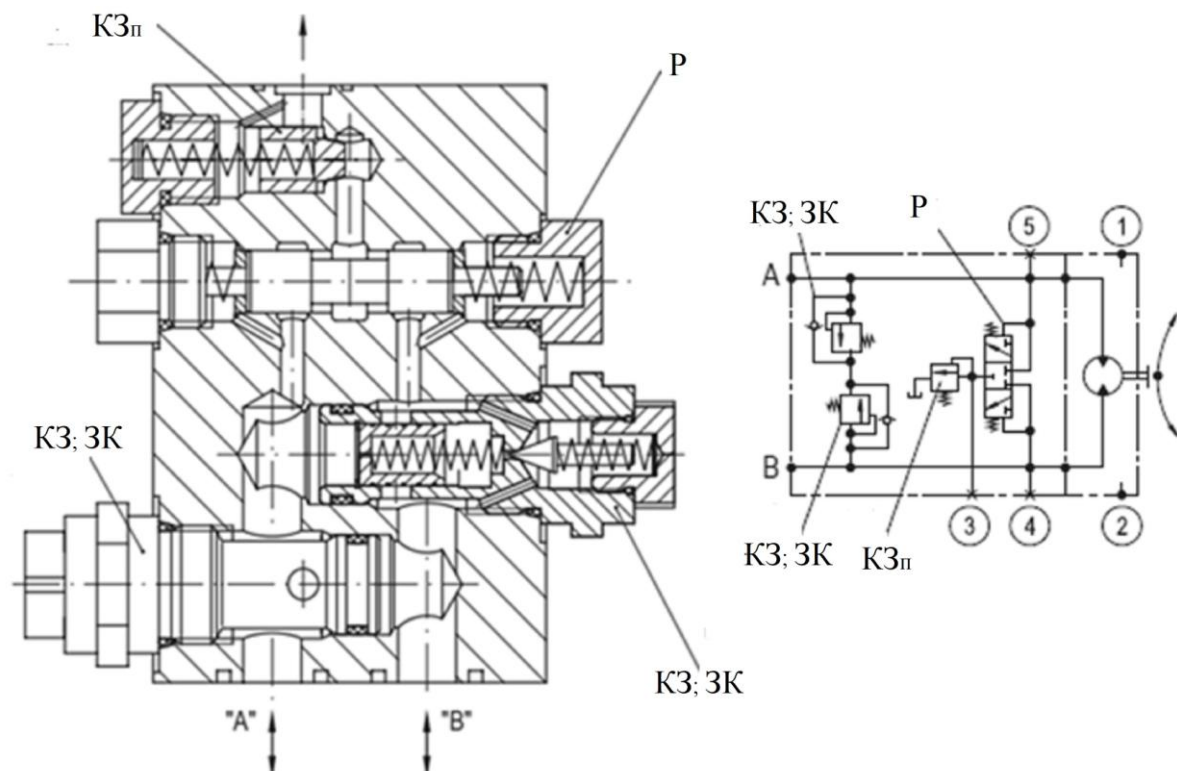


Рис. 2. Блок клапанів гідромотора MFH-71 і його гідравлічна принципова схема

2.2 Результати стендових випробувань гідромотора MFH-71

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

Стенові випробування аксіальнопоршневих гідромоторів передбачені на підприємстві яке здійснює ремонт гідромоторів.

Гідравлічна схема стенду для випробувань гідромоторів М1 і М2 з однаковим робочим об'ємом приведена на **рис. 3**. Електродвигун Д1 приводить в обертання пластинчастий насос Н1 (можливе використання аксіальнопоршневого насоса), який підводить робочу рідину до гідромотора М1. Регулювання швидкості гідромотора М1 здійснюється за допомогою регулятора робочого об'єму насоса Н1. Для захисту від перевантажень встановлений запобіжний клапан КЗ1. Протитиск на злив з гідромотора М2 в гідробак Б підтримується клапаном КЗ3.

Навантаження гідромоторів М1 і М2 здійснюється насосом Н2 з приводним електродвигуном Е2. Налаштування тиску здійснюється за допомогою клапана КЗ2.

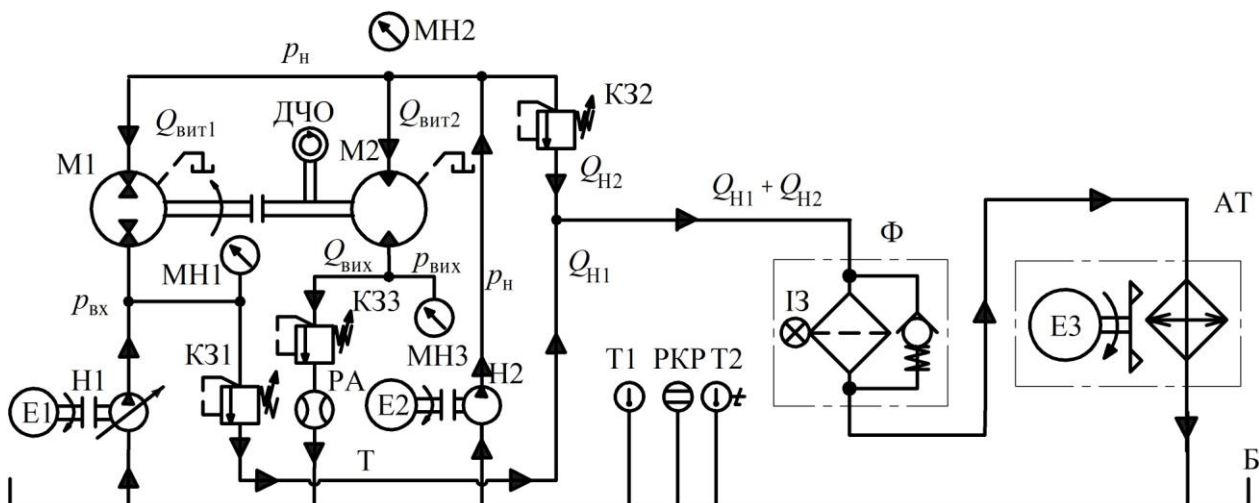


Рис. .3. Гідравлічна принципова схема випробувань гідромотора MFH-71 в режимі рекуперації потужності

Кондиціювання оливи виконується за допомогою фільтра Φ з індикатором забрудненості ІЗ та оливаохолоджувачем АТ з електродвигуном вентилятора ЕЗ.

Параметри, що контролюються при випробуваннях:

Тиск в лініях високого та низького тиску за допомогою манометрів МН1...МН3;

Частота обертання гідромоторів перетворювачем ДЧО;

Витрати оливи на виході з гідромотора М2 витратоміром РА;

Рівень оливи в гідробаку за допомогою реле РКР;

Температуру оливи за допомогою термометра Т1 і електроконтактного Т2;

Забрудненість оливи за допомогою індикатора ІЗ, вмонтованого в корпус фільтра Φ .

При випробуваннях підтримувалась постійна температура оливи (олива мінеральна МГЄ-46В) в діапазоні 30...35°C. При розрахунках крутного моменту, витрати оливи та ККД гідромотора MFH-71 приймали значення його робочого об'єму $V_p = 69,8 \text{ см}^3$ за каталогом фірми.

Об'єктом випробувань є гідромотори після ремонту на підприємстві.

Рекуперативна схема стенду дозволяє проводити випробування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні зі схемою із пристроєм навантаження.

За наслідками вимірювань манометрами МН1...МН3 тисків розраховують середнє значення гідромеханічного ККД:

$$\eta_{\text{г.м.середн}} = \sqrt{\frac{p_{\text{Н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{Н}} - p_{\text{вих}}}}, \quad (1)$$

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 (манометр МНЗ), 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:

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{н}} - \eta_{\text{г.м.середн}}^2 (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}), \text{ МПа.} \quad (2)$$

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.

Об'ємний ККД гідромотора розраховують за формулою, яка є відношенням корисної (теоретичної) витрати до загальної витрати оливи, що пройшла через гідромотор:

$$\eta_{\text{о.середн}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит.середн}}}, \quad (3)$$

де $Q_{\text{т}}$ – геометрична (теоретична) витрата РР через гідромотор, яку визначають за формулою:

$$Q_{\text{т}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n, \text{ л/хв.} \quad (4)$$

$V_{\text{р}}$ – робочий об'єм гідромотора, см³,

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 оливи з дренажного отвору гідромотора, (вимірюють витоки з обох гідромоторів, набувають середнього значення), л/хв.

Середнє значення загального ККД розраховують за формулою:

$$\eta_{\text{середн}} = \eta_{\text{г.м.середн}} \cdot \eta_{\text{о.середн}}, \quad (5)$$

де $\eta_{\text{о.середн}}$ – середнє значення об'ємного ККД гідромотора,

Середнє значення крутного моменту випробовуваних гідромоторів слід встановлювати шляхом обчислення:

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

$$= 0,159 \cdot V_p (p_H - p_{\text{вих}}) \sqrt{\frac{p_H - p_{\text{вих}}}{p_H - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м.} \quad (6)$$

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

$$M_{\text{зруш.середн}} = \frac{V_p}{2\pi} (p_H - p_{\text{вих}}) \sqrt{\frac{p_H - p_{\text{вих}}}{p_H - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м,} \quad (7)$$

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

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

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт,} \quad (8)$$

де M – розрахований крутний момент (6), 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:

$$P_{\text{ном}} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550}, \text{ кВт.} \quad (9)$$

Потужність, споживану гідромотором, визначають за формулою:

$$P_{\text{спож}} = \frac{P}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} \text{ або } P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\eta} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \quad (10)$$

де η – загальний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій досягає 0,88...0,97.

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

$$n = n_{\text{НОМ}}; \Delta p = \Delta p_{\text{НОМ}}; Q_{\Sigma} = Q_{\text{НОМ}}; M = M_{\text{НОМ}}; P_{\text{М}} = P_{\text{НОМ}}, \quad (11)$$

за допомогою яких можуть бути визначені за наведеними вище формулами значення об'ємного, гідромеханічного і загального ККД. У конкретних умовах експлуатації гідропривода 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 гідропривода.

В гідроприводах 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.

При випробуваннях треба підтримувати постійний перепад тисків значенням в 25 МПа при чотирьох значеннях частоти обертання вала гідромотора: 750 хв⁻¹; 1500 хв⁻¹; 1750 хв⁻¹ і 2000 хв⁻¹.

Завдання щодо випробувань гідромотора MFH-71 передбачає режими роботи з крутним моментом до 221 Н.м та частоти обертання до 2000 хв⁻¹.

За попередніми розрахунками для створення вказаного крутного моменту треба мати перепад тисків біля 22 МПа.

Результати випробувань та розрахунків ККД і потужності гідромотора MFH-71 за допомогою розрахункових блоків пакету прикладних програм VisSim наведені в табл. 2. Значення гідромеханічного ККД розраховували за допомогою формули (1), об'ємного за допомогою формули (3), крутного моменту (6), загального (5) і вихідної потужності за формулою (8).

Таблиця 2. Результати вимірювань параметрів та розрахунку ККД гідромоторів MFH-71

$n, \text{ хв}^{-1}$	Тиск, МПа:			$\eta_{\text{ГМ}}$	$M_{\text{середн}}, \text{ Н.м}$	Витрати і втрати, л/хв:			η_o	η	$P, \text{ кВт}$
	$p_{\text{н}}$	$p_{\text{вх}}$	$p_{\text{вих}}$			$Q_{\text{т}}$	$Q_{\text{вих}}$	$Q_{\text{вит}}$			
750	22	1,9	0,5	0,97	230,7	52,35	54	3,1			
1500	22	2,5	0,5	0,95	227,2	104,7	107	4,0			
1750	22	3,1	0,5	0,94	223,7	122,2	125	5,6			
2000	22	3,5	0,5	0,93	221,3	139,6	143	7,1			

Розрахункові блоки VisSim приведені на **рис. 4...6.**

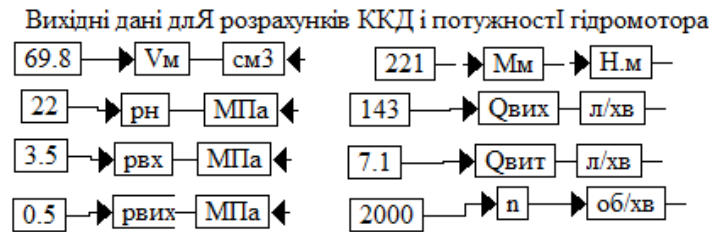


Рис. 4. Вихідні дані для розрахунку гідромеханічного, об'ємного і загального ККД гідромотора MFH-71

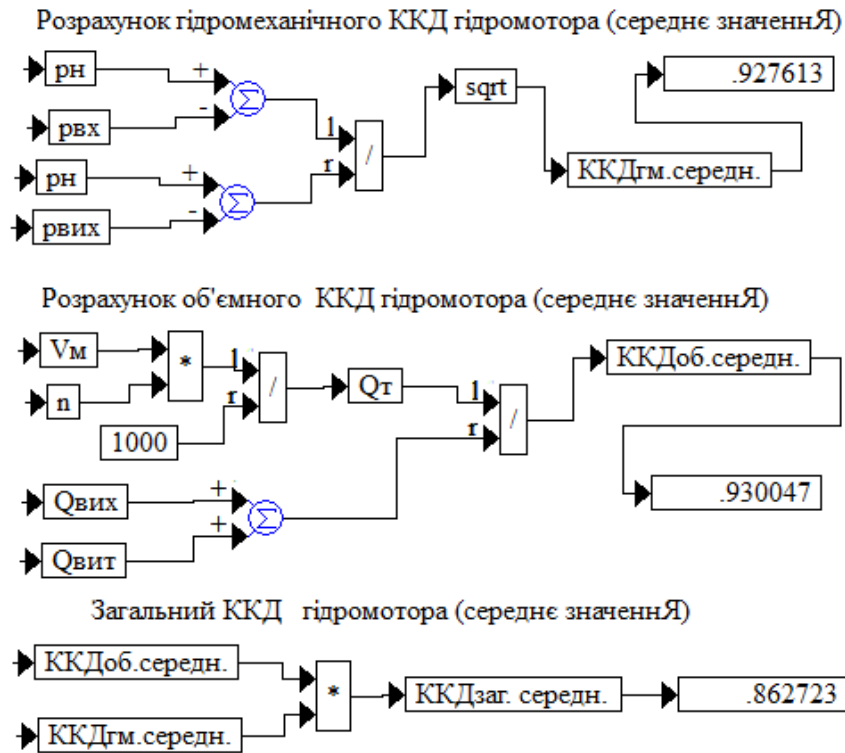


Рис. 5. Розрахункові блоки для гідромеханічного, об'ємного і загального ККД гідромотора MFH-71, а також теоретичної витрати гідромотора

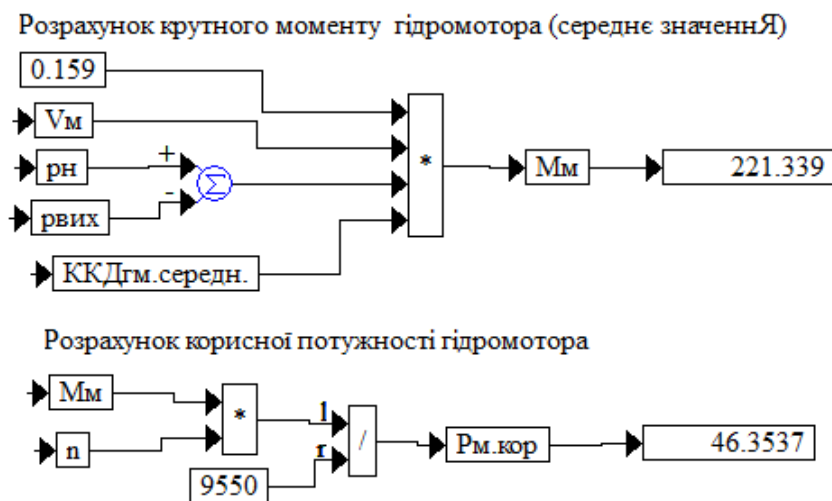


Рис. 6. Розрахункові блоки для крутного моменту і корисної потужності гідромотора MFH-71

Результати розрахунку ККД гідромотора MFH-71 за результатами його випробувань в робочій зоні роботи автобетонозмішувача за частотою обертання приведені на **рис. 7**, на основі яких можна зробити такі висновки:

1) гідромеханічний ККД ($\eta_{\text{ГМ}}$) поступово зменшується від 97% до 0,93% за рахунок підвищення гідродинамічних втрат при зростанні частоти обертання;

2) об'ємний ККД (η_o) гідромотора зростає до 94% при значенні частоти обертання від 1200 хв^{-1} до 1500 хв^{-1} , що обумовлено зростанням корисної витрати, але далі зменшується до 93% за рахунок того, що на високій швидкості має місце підвищене виділення тепла в поршневих парах та розподільному вузлу, що збільшує витоки олиї;

3) загальний ККД (η) гідромотора є практично постійним (89%) до частоти обертання 1500 хв^{-1} , а з підвищення частоти обертання зменшується до 86%.

4) таким чином, для аксіальнопоршневого гідромотора MFH-71 оптимальною зоною роботи є діапазон від 1000 хв^{-1} до 1500 хв^{-1} , в якому ККД приймає найбільші значення.

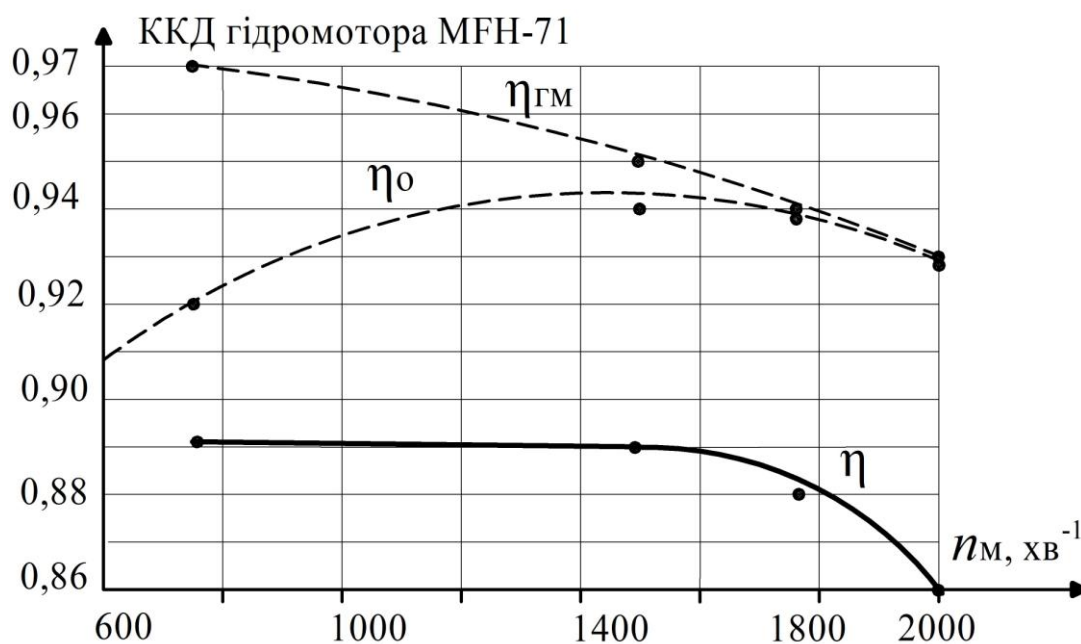


Рис. 7. Залежність ККД гідромотора MFH-71 від частоти обертання при постійному перепаді тисків 21,5 МПа

Результати випробувань гідромотора показали, що його ремонт виконаний якісно, так як загальний ККД відремонтованого гідромотора близько збігається зі значеннями для нових гідромоторів.

При виборі стендового обладнання попереднім розрахункам підлягають робочі об'єми насосів Н1 і Н2, внутрішні діаметри трубопроводів, ємність гідробака Б, потужність оливаохолоджувача АТ, типорозмір фільтра.

Знайдемо тиск нагнітання насосу Н1, що розганяє гідромотори М1 і М2, і який контролюється манометром МН2. Для визначення тиску нагнітання

насоса Н1 скористаємось формулою (2) і на режимі роботи стенда при частоті обертання гідромотора 2000 хв^{-1} :

$$\begin{aligned} p_{\text{вх}} &= p_{\text{н}} - \eta_{\text{Г.М.середн}}^2 (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) = \\ &= 22 - 0,93^2 (22 - 0,5) = 3,4 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (12)$$

Знайдемо тиск нагнітання насоса Н1 з попереднім урахуванням втрат тиску за довжиною в 0,5 МПа:

$$p_{\text{н.н}} = p_{\text{вх}} + 0,5 = 3,4 + 0,5 = 3,9 \text{ МПа}. \quad (13)$$

При такому тиску нагнітання в 3,9 МПа необхідно подавати теоретичну подачу насоса значенням $Q_{\text{т}} = 139,6 \text{ л/хв}$.

Розрахуємо попереднє значення робочого об'єму насоса:

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нтН1}}}{n_{\text{дв}}} = 1,1 \cdot \frac{10^3 \cdot 139,6}{1450} = 105,9 \text{ см}^3, \quad (14)$$

де $k = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує знос обладнання при експлуатації,
 $n_{\text{дв}} = 1450 \text{ хв}^{-1}$ – номінальна частота обертання валу приводного електродвигуна Е1 насоса Н1, якою задаємося виходячи з того, що теоретична частота обертання електродвигуна в 1500 хв^{-1} буде зменшуватися при його навантаженні.

Робочий об'єм насоса Н1 обираємо за каталогом, наприклад, вибираємо аксіальнопоршневий регульований насос РВН-112ЕР-Гідросила, який має максимальний робочий об'єм $110,8 \text{ см}^3$ і оснащений дистанційним пропорційним, тобто безступеневим, електрогідролічним регулятором.

Споживану потужність насоса Н1 знайдемо за формулою:

$$P_{\text{спожН1}} = \frac{Q_{\text{нтН1}} \cdot p_{\text{н.н}}}{60 \cdot \eta_{\text{НГМ}}} = \frac{139,6 \cdot 3,9}{60 \cdot 0,9} = 10,08 \text{ кВт}, \quad (15)$$

де $\eta_{\text{НГМ}} = 0,9$ – гідромеханічний ККД насоса (задаємося з досвідних даних).

Розраховуємо настановну потужність електродвигуна Е1 із застосуванням рекомендованого коефіцієнтом запасу

$$P_{E1} = 1,3 \cdot P_{\text{спож}H1} = 1,3 \cdot 10,08 = 13,1 \text{ кВт.} \quad (16)$$

Такий потужності задовольняє асинхронний промисловий електродвигун АІР160S4 (артикул виробника ID2409) на потужність 15 кВт і частоту обертання 1500 хв^{-1} (практично це частота обертання без навантаження, тобто холостого ходу).

Насос Н2 працює тільки для створення тиску нагнітання постійним значенням $p_n = 22 \text{ МПа}$ в обох гідромоторах М1 і М2. Контроль тиску здійснюється манометром МН2. Подача насоса повинна забезпечувати компенсацію зовнішніх витоків з обох гідромоторів максимальним значенням $Q_{\text{вит}} = 7,1 \text{ л/хв}$. Для підтримки таких значень тиску і витоків насос працює постійно в режимі переливання робочої рідини через запобіжний (переливний) клапан К32. Таким чином, необхідно підібрати насос, який розвиває постійний тиск нагнітання не менше 22 МПа і має витрату більше, ніж витoki робочої рідини:

$$Q_{H1} > Q_{\text{вит}}. \quad (17)$$

При практичних розрахунках приймають $Q_{H1} > 2Q_{\text{вит}}$, тому треба обрати насос з витратою більше $Q_{H1} = 2 \cdot 7,1 = 14,2 \text{ л/хв}$. Таким вимогам щодо тиску і подачі відповідає шестеренний насос GP2,5T16 виробництва «Гідросила» з робочим об'ємом 16 см^3 , який має номінальне значення тиску 25 МПа (максимальне 28 МПа, пікове 30 МПа) і допускає експлуатацію на частоті обертання до 3000 хв^{-1} і мінімальній більше 700 хв^{-1} . З урахуванням приведених технічних параметрів задаємо частоту обертання від електродвигуна Е2 рівною 1000 хв^{-1} і знаходимо теоретичну подачу насоса:

$$Q_{\text{нтН2}} = 10^{-3} \cdot V_{pH2} \cdot n_{E2} = 10^{-3} \cdot 16 \cdot 1000 = 16 \text{ л/хв}, \quad (18)$$

де $V_{pH2} = 16 \text{ см}^3$ – робочий об'єм шестеренного насосу;

$n_{E2} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання електродвигуна.

Знайдемо споживану насосом Н2 потужність:

$$P_{\text{спожН2}} = \frac{Q_{\text{нтН2}} \cdot p_{\text{н.Н2}}}{60 \cdot \eta_{\text{нГМН2}}} = \frac{16 \cdot 22}{60 \cdot 0,9} = 5,28 \text{ кВт.} \quad (18)$$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна Е2 із застосуванням рекомендованого коефіцієнтом запасу в 1,3:

$$P_{E2} = 1,3 \cdot P_{\text{спож}H2} = 1,3 \cdot 5,28 = 6,86 \text{ кВт.} \quad (19)$$

Такій потужності задовольняє асинхронний промисловий електродвигун АІР132М6 (артикул виробника ID2456) на потужність 7,5 кВт і частоту обертання 1000 хв^{-1} (практично це частота обертання без навантаження, тобто холостого ходу).

Як розглянуто вище, для випробувань гідромотора МГН-71 застосована гідравлічна схема з рекуперацією потужності (рис. 3), яка забезпечує отримання результатів щодо ККД, крутного моменту і потужності без застосування гальмівної установки. Цей стенд споживає таку потужність від двох насосів Н1 і Н2:

$$P_{\text{спож}H1+H2} = P_{\text{спож}H1} + P_{\text{спож}H2} = 10,08 + 5,28 = 15,3 \text{ кВт.} \quad (20)$$

Згідно табл. 2 корисна потужність гідромотора дорівнює $P = 46 \text{ кВт}$, тобто вже більше ніж на 30 кВт, чим споживана двома насосами в 15,3 кВт.

Якщо проводити випробування гідромотора за схемою з гальмівною установкою, то необхідно мати насос зі споживаною потужністю, яка б дозволяла отримувати корисну потужність гідромотора в $P = 46 \text{ кВт}$. Таким чином, використання стендової установки з рекуперацією потужності дає суттєве енергозбереження. Тому такі стенди застосовують при приймально-випробувальних і ресурсних випробуваннях.

Об'єм гідробака визначаємо урахуванням двох насосів Н1 і Н2 за такою формулою:

$$V_6 = 1,1a (Q_{\text{нт}H1} + Q_{\text{нт}H2}) = 1,1 \cdot 2(139,6 + 16) = 342,32 \text{ дм}^3 \quad (21)$$

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

$a = 2,0$ – коефіцієнт для незамкненого ланцюга циркуляції оливи, Розрахунок внутрішніх діаметрів трубопроводів виконуємо за формулою:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм,} \quad (22)$$

де Q – теоретичне значення подачі насосів Н1 і Н2, л/хв,

$[v]$ – допустима рекомендована швидкість течії робочої рідини [м/с]:

- для всмоктувальних трубопроводів дорівнює $[v_{\text{вс}}] = 1,2 \text{ м/с}$ або не більше значення швидкості (або не менш значення тиску), встановленого постачальником насоса;

- для трубопроводів нагнітання $[v_{\text{н}}] = 5 \text{ м/с}$;

- для зливних трубопроводів $[v_{зл}] = 4 \text{ м/с}$.

Зведені внутрішні діаметри трубопроводів вибирають з ряду стандартних значень: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63.

Розраховуємо втрати потужності в гідроприводі в 30% від споживаної потужності як в гідроприводі з дроселюванням робочої рідини, які рекомендовані фірмою «HYDAC» (ФРГ):

$$P_{AT} = 0,3 \cdot P_{\text{спож} H1+H2} = 0,3 \cdot 15,3 = 4,59 \text{ кВт.} \quad (23)$$

За цим значенням обираємо необхідний за розсіяною тепловою потужністю оливаохолоджувач і витрату, яку необхідно прокачувати через нього. Знайдений втраті потужності влаштовує повітряний оливаохолоджувач серії ОК-ELD-2 фірми «HYDAC» (ФРГ), який в змозі відводити до 6 кВт тепла при витраті оливи в 40 л/хв.

Розрахуємо втрати тиску в лінії нагнітання насосу Н1:

$$\Delta p_{\text{тр.}L} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^4} \cdot Q_{\text{нт}H1} \cdot v_{\text{в'язк}}, \text{ МПа,} \quad (24)$$

де L – довжина трубопроводу нагнітання, м,

d – внутрішній діаметр трубопроводу нагнітання, мм,

$Q_{\text{нт}H1}$ – теоретична витрата оливи насосом Н1, л/хв,

$v_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості оливи, $\text{мм}^2/\text{с}$ (сСт), значенням якого задаємося в 10 $\text{мм}^2/\text{с}$; 20 $\text{мм}^2/\text{с}$ і 500 $\text{мм}^2/\text{с}$, що відповідає режимам роботи з максимальною температурою робочої рідини, оптимальним значенням і мінімальним значенням під час так званого «холодного» пуску.

Результати розрахунків виконуємо за допомогою блоків VisSim (рис. 8 і рис. 9). В табл. 3 приведені основні результати розрахунків стендового обладнання для випробування аксіальнопоршневого гідромотора MFH-71 автобетонозмішувача.

Розрахунок діаметрів трубопроводів стенда для випробування гідромотора MFH-71

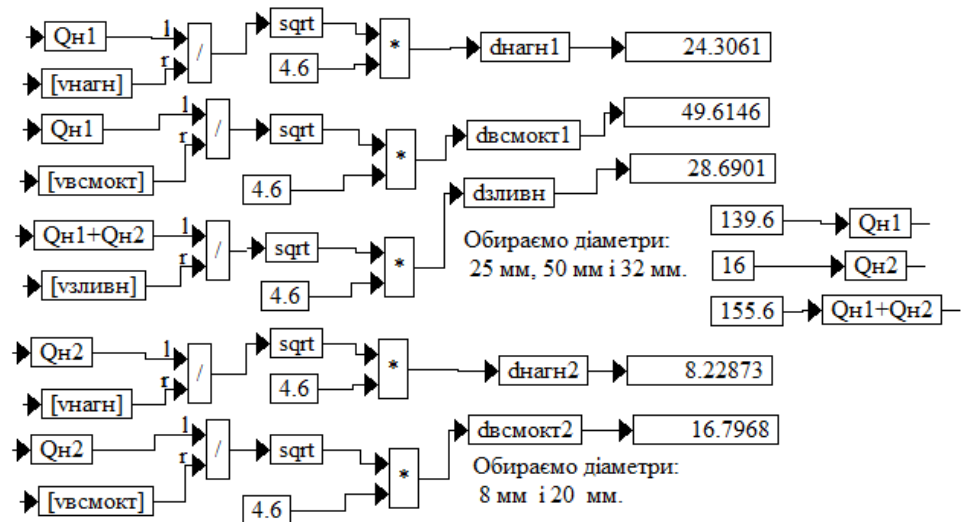


Рис. 8. Розрахунки внутрішніх діаметрів трубопроводів

Розрахунок втрат тиску за довжиною зливного трубопроводу стенда

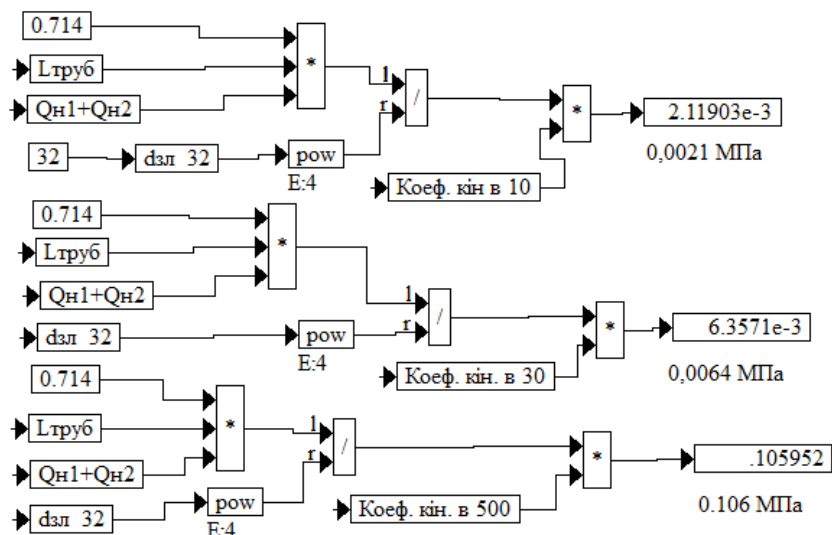


Рис. 9. Розрахунки втрат тиску за довжиною зливного трубопроводу

Таблиця 3. Результати розрахунку стендового об'ємного гідропривода випробування гідромотора MFH-71

Параметр, формула і розмірність	Результат:
Теоретична подача насоса $Q_{нТН1}$ (2.4), л/хв	
Теоретична подача насоса $Q_{нТН2}$ (2.18), л/хв	
Номінальна частота обертання насоса Н1 n , хв. ⁻¹	
Номінальна частота обертання насоса Н2 n , хв. ⁻¹	
Тип асинхронного електродвигуна Е1, 15 кВт,	
Тип асинхронного електродвигуна Е2, 7,5 кВт	
Розрахункове значення робочого об'єму насоса Н1 (2.14), см ³	

Значення робочого об'єму насоса Н2 (2.16), см ³	
Шифр обраного аксіальнопоршневого насосу	
Шифр обраного шестеренного насосу	
Споживана потужність стендового насоса Н1 (2.15), кВт	
Споживана потужність стендового насоса Н2 (2.19), кВт	
Підсумкова споживана потужність насосів Н1 і Н2 (2.21), кВт	
Об'єм гідробака V_6 , дм ³ (2.22)	
Потужність оливаохолоджувача, кВт (2.24)	
Діаметр трубопроводу нагнітання d_H насоса Н1, мм (2.23)	
Діаметр трубопроводу всмоктування $d_{вс}$ насоса Н1, мм (2.23)	
Діаметр трубопроводу нагнітання d_H насоса Н2, мм (2.23)	
Діаметр трубопроводу всмоктування $d_{вс}$ насоса Н2, мм (2.23)	
Теоретична витрата насосів Н1 і Н2 (2.14)+(2.16), л/хв	
Діаметр зливного трубопроводу $d_{зл}$ насосів Н1 і Н2, мм (2.23)	
Втрати тиску за довжиною зливного трубопроводу насосів Н1 і Н2 при кінематичній в'язкості оливи 500; 30 і 10 мм ² /с (2.25)	

Примітка: під рисою позначені обрані за каталогом робочі об'єми насосів, зі зведеним діаметром трубопроводу і ємність гідробака.

В якості робочої рідини для стенда випробувань гідромотора MFH-71 обираємо оливу мінеральну за сортом МГЕ-46В при коефіцієнт кінематичної в'язкості в 46 мм²/с при температурі 40°C.

Завдання: Побудувати обчислювальні блоки VisSim і розрахувати результати випробувань гідромотора MFH-71.

Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ

Практичне заняття 7. Розрахунок об'ємного гідропривода заднього навісного обладнання трактора

1. Вихідні дані для розрахунку об'ємного гідропривода (ОГП) заднього навісного пристрою (ЗНУ) трактора:

1.1. Зусилля, що розвиваються гідроциліндром ЗНУ при підводі робочої рідини (РР) в безштокову (поршневу) F_2 і штокову F_1 порожнини, кН;

1.2. Хід поршня l_{Π} гідроциліндра ЗНУ, мм;

1.3. Час t переміщення поршня гідроциліндра ЗНУ з одного крайнього положення в інше (прямий хід при русі назовні і зворотний хід при русі всередину гільзи гідроциліндра), с;

1.4. Конструктивні особливості гідроциліндра ЗНУ в частині кріплення штока і корпуса;

1.5. Значення номінального тиску $p_{\text{ном}}$ (допускається при роботі без обмеження за часом) і максимального тиску $p_{\text{макс}}$, якими задаємося з номенклатури гідроприскоїв (насоса, гідроциліндра і гідроапаратури управління і захисту від перевантажень за тиском), МПа;

1.6. Значення номінальної частоти обертання насоса ЗНУ, хв^{-1} ;

1.7. Діапазон зміни швидкості гідроциліндра ЗНУ в експлуатації.

Метою розрахунку гідропривода ЗНУ є визначення діаметрів поршня і штока гідроциліндра, максимальної витрати, яку споживає гідроциліндр, допустимого зовнішнього навантаження на гідроциліндр, визначення робочого об'єму насоса і потужності приводного двигуна, необхідної для його обертання, ККД гідропривода ЗНУ, зведених внутрішніх діаметрів трубопроводів і гідроапаратів, і ємності гідробака.

В **табл. 1** приведені вихідні дані і результати розрахунку ОГП технологічного обладнання гусеничного трактора ХТЗ-181.20(22). Ці результати отримані за нижче приведеними формулами за допомогою пакету прикладних програм VisSim і також внесені в таблицю для зручності аналізу.

Таблиця 1. Розрахунок об'ємного гідропривода технологічного обладнання гусеничного трактора ХТЗ-181.20(22)

Дані для розрахунку:								
F_1 , кН	F_2 , кН	l_{Π} , мм	t , с	$p_{\text{ном}}$, МПа	$n_{\text{дв}} = n_{\text{н}}$, хв^{-1}	$p_{\text{вих}}$, МПа	$\eta_{\text{гм}}$	k
65	170	250	2,2	21	1800	0.5	0,97	1,05

Продовження табл. 2.1

$p_{вх},$ МПа	$D_{п},$ мм	$D_{п1}^*,$ мм	$d_1^*,$ мм	$\Delta p,$ МПа	$D_{п2},$ мм	$D_{п2}^*,$ мм	$d_2^*,$ мм	$D_{п,тн},$ мм	$\Delta p_{роб},$ МПа

Продовження табл. 2.1

$v_{п},$ м/с	$Q_{п},$ л/хв	$S_{п},$ мм ²	$S_{шт},$ мм ²	$S_{п} - S_{шт},$ мм ²	$Q_{шт},$ л/хв	$v_{п,шт},$ м/с	$Q_{шт, макс}$ л/хв

Продовження табл. 2.1

$\Delta p_{втрат},$ МПа	$p_{н},$ МПа	$\eta_{н}$	$\eta_{но}$	$\eta_{нгм}$	$Q_{нт},$ л/хв	$V_{н,попер},$ см ³	$V_{н}^*,$ см ³

Продовження табл. 2.1

$P_{кор},$ кВт	$Q_{нт,др},$ л/хв	$P_{спож},$ кВт	$\eta_{огп}$	$P_{дв},$ кВт	$d_{вс},$ мм	$d_{н},$ мм	$d_{зл},$ мм

Гідравлічна принципова схема гідропривода з дросельним регулюванням швидкості гідроциліндра представлена на **рис.1,а**. Насос Н має приводний двигун «м», гідроциліндр Ц з однобічним штоком, гідророзподільник Р є чотирипривідним, трипозиційним з електромагнітним керуванням, має 14-у схему об'єднання отворів в середньому положенні - канали p, A, B і T об'єднані і тому насос Н розвантажений від тиску, гідродросель ДР на вході в гідроциліндр, запобіжний клапан КЗ, манометри МН1...МН3 і гідробак Б.

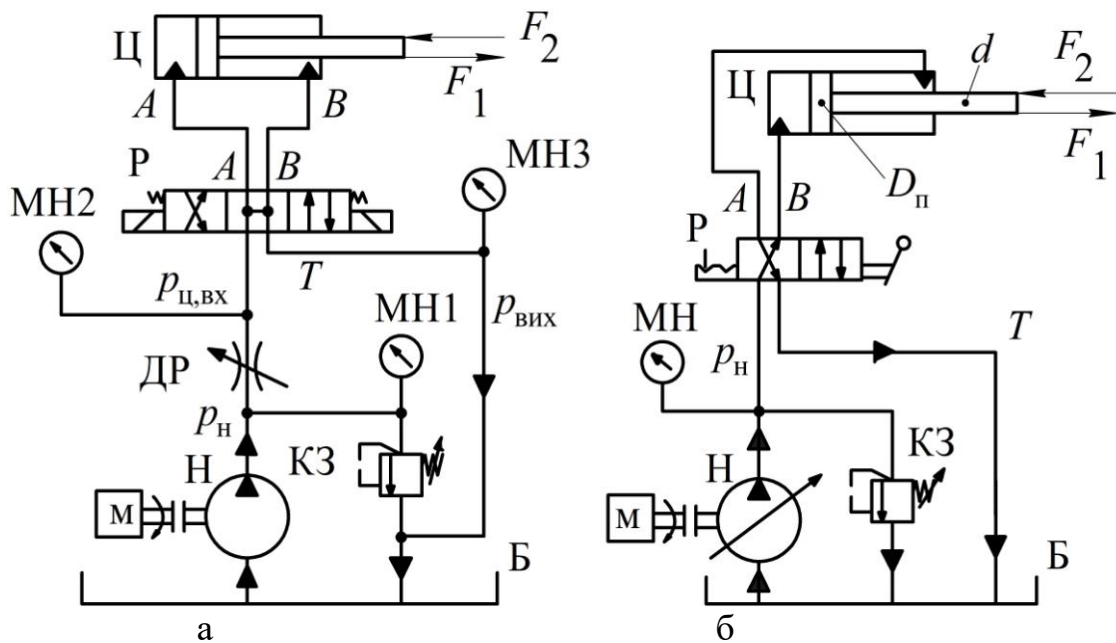


Рис. 1. Гідравлічні принципи схеми гідроприводів з дросельним (а) і машинним (б) регулюванням швидкості гідроциліндра Ц

При машинному способі регулювання шляхом зміни робочого об'єму насоса Н (рис. 1,б) олива потрапляє до двохпозиційного чотирипровідного золотникового гідророзподільника Р (574-й шифр схеми). Гідророзподільник має важель для переміщення золотника і фіксатор його положення. При надходженні оливи в безштокову порожнину ($p \rightarrow A$) шток гідроциліндра переміщається праворуч (прямий хід), при перемиканні гідророзподільника Р в крайнє положення ліворуч ($p \rightarrow B$) шток рухається взворотний ходом. Для захисту від перевантажень встановлений запобіжний клапан КЗ (вимірювання тиску манометром МН) при відкритті якого олива зливається в гідробак Б.

2. Розрахунок основних параметрів гідроциліндра ЗНУ.

2.1. Розрахунок діаметра поршня і вибір типорозміру гідроциліндра.

Для гідроциліндра з однобічним штоком попередньо визначаємо діаметр поршня, нехтуючи площею штока:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi \cdot p_{\text{ВХ}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}}}, \text{ мм}, \quad (1)$$

де F_2 – зусилля, що діє на поршень і яке є зовнішнім навантаженням (задане значення), Н,

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

$$p_{\text{ВХ}} = 0,75 p_{\text{НОМ}}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

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

Діаметр поршня гідроциліндра $D_{\text{п}}$ округляємо у велику сторону виходячи зі стандартних значень (позначимо $D_{\text{п}}^*$), кожному з яких відповідає стандартне значення діаметру штока d^* . У сучасних конструкціях зазвичай $d = (0,25 \dots 0,7) D_{\text{п}}$, і тому рекомендується задаватися середнім значенням $d_{\text{ср}} \approx 0,5 D_{\text{п}}$ і уточнювати за каталогом. Далі необхідно з урахуванням стандартного значення діаметра штока уточнювати діаметр поршня.

При необхідності, діаметр поршня гідроциліндра $D_{\text{п1}}$ збільшують до наступного в ряду стандартного значення (позначаємо $D_{\text{п1}}^*$).

Проводять перевірку на функціонування гідроциліндра ЗНУ при тягненому навантаженні, коли його шток рухається всередину (при підводі тиску в штокову порожнину):

$$D_{\text{п,тн}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_1}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + p_{\text{вх}} d^{*2} \right)} \leq D_{\text{п1}}^*, \text{ мм.} \quad (3)$$

Якщо умова (3) не виконується, то збільшують площу штокової порожнини за рахунок діаметра поршня гідроциліндра.

Уточнюють робочий перепад тисків оливи, необхідний для подолання зовнішнього навантаження при вже обраних діаметрах поршня і штока гідроциліндра:

$$\Delta p_{\text{роб}} = \frac{1}{D_{\text{п1}}^{*2}} \left(\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - p_{\text{вих}} \cdot d^{*2} \right), \text{ МПа,} \quad (4)$$

який рекомендований не перевищувати 75% номінального тиску $p_{\text{ном}}$ (2.1).

2.2. При розрахунку швидкості поршня і споживаної витрати гідроциліндром застосовують теоретичні формули, виходячи з високого рівня герметичності сучасних ущільнень і що забезпечує об'ємний ККД гідроциліндра близьким до 100%:

$$v_{\text{п}} = 10^{-3} \frac{l_{\text{п}}}{t}, \text{ м/с,} \quad (5)$$

$$Q_{\Pi} = 0,06 \cdot v_{\Pi} \cdot S_{\Pi} = 0,06 \cdot v_{\Pi} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi 1}^{*2}}{4}, \text{ л/хв}, \quad (6)$$

де S_{Π} – площа поршня гідроциліндра, мм.

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

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

де $S_{\text{шт}} = \pi \cdot d^{*2} / 4$ – площа штока при діаметрі d^* [мм], мм²,

$Q_{\text{шт}}$ - витрата, яка підводиться в штокову порожнину і її значення повинно бути рівним витраті, яка подається в поршневу порожнину $Q_{\text{шт}} = Q_{\Pi}$ або менше ($Q_{\text{шт}} < Q_{\Pi}$), якщо це значення швидкості перевищує допустиме. Швидкість поршня не повинна перевищувати допустимого значення, зазвичай $[v_{\Pi(\text{шт})}] \leq 0,5 \text{ м/с}$. тому для обмеження витрати оливи встановлюють дросель ДР (див. **рис. 1,а**).

Попередньо в формулу (2.7) підставляють $Q_{\text{шт}} = Q_{\Pi}$ і при необхідності обмеження витрати встановлюють дросель або насос з регульованим робочим об'ємом, і максимальне значення витрати оливи визначають за формулою:

$$Q_{\text{шт, макс}} = 0,06(S_{\Pi} - S_{\text{шт}}) \cdot [v_{\Pi(\text{шт})}], \text{ л/хв}. \quad (8)$$

2.3 Розрахунок навантаження, яке відповідає втраті поздовжньої стійкості гідроциліндра, виконують за формулою Ейлера:

$$F_{\text{розр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S_K^2}, \text{ Н}, \quad (9)$$

де E – модуль пружності матеріалу гільзи гідроциліндра (для сталі $2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$),

J – момент інерції перетину гільзи гідроциліндра:

$$J = \frac{\pi \cdot (D_{\text{н}}^4 - D_{\Pi 1}^{*4})}{64}, \text{ мм}^4, \quad (10)$$

де D_H і $D_{пл}^*$ – зовнішній і внутрішній діаметри гільзи гідроциліндра, відповідно, мм,
 S_K – наведена довжина ходу гідроциліндра дорівнює:

$$S_K = \kappa \cdot l, \text{ мм}, \quad (11)$$

де l – довжина гідроциліндра з повністю висунутим штоком, мм,
 κ – коефіцієнт, який залежить від схеми кріплення кінців гідроциліндра:
 $\kappa = 2,0$ – один кінець гідроциліндра жорстко закріплений, а другий вільно спирається на протидіюче навантаження;
 $\kappa = 1,0$ – обидва кінці гідроциліндра закріплені шарнірно;
 $\kappa = 0,7$ – один кінець закріплений шарнірно, а другий жорстко закріплений;
 $\kappa = 0,5$ – обидва кінці жорстко закріплені.

Максимальне допустиме навантаження на шток гідроциліндра розраховують при коефіцієнті запасу $n = 3,5$:

$$F_{\text{макс}} = \frac{F_{\text{розр}}}{n}, \text{ Н}. \quad (12)$$

При правильному виборі гідроциліндра повинна обов'язково виконуватися умова:

$$F_{\text{макс}} > F_2, \quad (13)$$

в іншому випадку діаметр поршня гідроциліндра треба збільшувати.

2.4. Попередній розрахунок тиску в гідроприводі ЗНУ і визначення робочого об'єму насоса.

Тиск, який розвиває насос, залежить від наступних факторів:

$$p_H = \Delta p_{\text{роб}} + p_{\text{вих}} + \Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}, \quad (14)$$

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

$\Delta p_{\text{втрат}}$ – гідравлічні втрати тиску оливи вздовж вхідного (напорного) трубопроводу від насоса до гідроциліндра, які включають втрати в гідроапаратах. Ці втрати підлягають розрахунку і їх значення не повинні перевищувати 5% від робочого тиску для забезпечення високого значення ККД гідропривода ЗНУ:

$$\Delta p_{\text{втрат}} \approx 0,05 \Delta p_{\text{роб}}, \text{ МПа.} \quad (15)$$

Шляхом порівняння витрати Q_{Π} , яку споживає гідроциліндр і номінальної подачі насоса, обирають за каталогом попередньо типорозмір насоса і значення об'ємного ККД і загального ККД насоса, які необхідні для подальшого розрахунку гідропривода.

Визначають максимальну теоретичну подачу оливи насосом, яка забезпечує максимальну швидкість гідроциліндра ЗНУ:

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\Pi} / \eta_{\text{но}}, \text{ л/хв,} \quad (16)$$

де Q_{Π} – витрата оливи, споживана гідроциліндром (2.6) і яка дорівнює фактичній подачі насоса:

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{н}}, \quad (17)$$

$\eta_{\text{но}}$ - об'ємний ККД насоса, значення якого для сучасних конструкцій знаходиться в межах $\eta_{\text{но}} = 0,9...0,98$ при заданому номінальному тиску $p_{\text{ном}}$.

Визначають попередньо робочий об'єм насоса, для забезпечення необхідної подачі оливи:

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (18)$$

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

k – коефіцієнт, який враховує знос гідропривода при експлуатації (зазвичай призначають в межах $k = 1,05...1,1$).

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

Обов'язков звертають увагу на те, що при виборі насоса з регульованим робочим об'ємом споживана гідроциліндром ЗНУ витрата і подача насоса збігаються (17), а при застосуванні насоса з постійним робочим об'ємом подача насоса завжди більше витрати гідроциліндра:

$$Q_{\text{н}} > Q_{\Pi}, \quad (19)$$

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

більше одиниці. Тому для отримання необхідної швидкості поршня гідроциліндра застосовують дросельне регулювання витрати.

2.5. Розрахунок ККД гідропривода ЗНУ.

1) Визначають максимальну корисну потужність гідропривода ЗНУ:

$$P_{\text{кор}} = 10^{-3} F_2 \cdot v_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (20)$$

де значення зовнішнього зусилля F_2 є заданим [Н] а швидкість поршня $v_{\text{п}}$ [м/с] визначена попередньо за формулами (5) або (7).

2) Розрахунок потужності, споживаної насосом .

При використанні аксіальнопоршневого насоса з регульованим робочим об'ємом споживана потужність складе:

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск оливи на виході насоса (14), МПа,

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача оливи насосом (17), л/хв,

$Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача оливи насосом (16), л/хв,

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

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

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{но}}. \quad (22)$$

3). При використанні в гідроприводі ЗНУ насоса з постійним робочим об'ємом і дросельним способом регулювання витрати до гідроциліндра, його теоретичну подачу визначаються за формулою:

$$Q_{\text{нт,др}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{н}}^* \cdot n_{\text{дв}}, \text{ л/хв}, \quad (23)$$

і далі споживану потужність насоса гідропривода ЗНУ:

$$P_{\text{спож,др}} = \frac{Q_{\text{нт,др}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}. \quad (24)$$

4) Визначають загальний ККД гідропривода при максимальній швидкості гідроциліндра з урахуванням способу її регулювання:

$$\eta_{\text{огп}} = \frac{P_{\text{кор}}}{P_{\text{спож}}} \quad \text{або} \quad \eta_{\text{огп.др}} = \frac{P_{\text{кор}}}{P_{\text{спож,др}}}. \quad (25)$$

5) Визначають настановну потужність приводного двигуна (зазвичай ДВЗ) із застосуванням рекомендованим на практиці коефіцієнтом запасу:

$$P_{\text{дв}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож}}; \quad P_{\text{дв,др}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож,др}}. \quad (26)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного двигуна. В іншому випадку необхідне коригування завдання на проектування гідропривода шляхом збільшення часу переміщення гідроциліндра (зниженням його максимальної швидкості) або установа привідного двигуна підвищеної потужності.

3. Розрахунок і вибір допоміжного гідро обладнання гідропривода ЗНУ.

3.1. Внутрішній діаметр трубопроводу або рукава високого тиску визначають за формулою:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (27)$$

де $Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача насоса, л/хв;

$[v]$ – допустима швидкість течії оливи [м/с], значення якої вибирають виходячи з рекомендацій:

- для всмоктувальних трубопроводів $[v_{\text{вс}}] = 1,2 \text{ м/с}$;
- для трубопроводу нагнітання $[v_{\text{н}}] = 5 \text{ м/с}$;
- для зливного трубопроводу $[v_{\text{сл}}] = 4 \text{ м/с}$,

а замість значення d підставляють в формулу $d_{\text{н}}$, $d_{\text{зл}}$ і $d_{\text{вс}}$ – діаметри трубопроводів нагнітання, злива і всмоктування.

Розраховані діаметри трубопроводів округлюють за зведеними діаметрами і вибирають з ряду стандартних значень: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50 і 63 мм.

Швидкість оливи у всмоктувальному трубопроводі жорстко ув'язана з забезпеченням функціонування насоса без кавітації, швидкості в напірному і зливному трубопроводах встановлюють в результаті розрахунку ККД гідропривода і виконання умови (2.16).

3.2. Об'єм гідробака гідропривода ЗНУ визначають за формулою:

$$V_6 = 1,1...1,15(a \cdot Q_{\text{нт}} + Q_{\text{зл}}), \text{ дм}^3, \quad (28)$$

де $Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача насоса, л/хв.

$a = 1,5$ – коефіцієнт;

$Q_{\text{зл}}$ – зливаємий в гідробак об'єм оливи з трубопроводів і гідропрстроїв, дм³,

1,1...1,15 – коефіцієнт збільшення ємності гідробака на вміст у ньому 10...15% об'єму повітря.

3.3 Розрахунок і вибір олива охолоджувача гідропривода.

Для розрахунку виділяємої теплової потужності в гідроприводі рекомендований спрощений метод шляхом визначення втрат пропорційно споживаній потужності гідропривода в 15...20% при машинному і до 30% при дросельному управлінні витратою оливи:

$$\Delta P_{\text{маш}} = (0,15...0,2) \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт}; \quad \Delta P_{\text{др}} = 0,3 \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт}, \quad (29)$$

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

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

За каталогом підбирають необхідний за тепловою потужністю оливаохолоджувач і визначають витрату оливи, яку необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на ньому. Так як оливаохолоджувачі мають обмеження за тиском на вході ($[p_{\text{вх}}] \leq 0,6 \text{ МПа}$), то треба підібрати трубопровід на виході з оливаохолоджувача відповідного перетину. При цьому тиск на вході в оливаохолоджувач не повинен перевищувати допустимого по міцності:

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{тр.L}} < [p_{\text{вх}}], \text{ МПа}, \quad (30)$$

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

$\Delta p_{\text{тр.L}}$ – втрати тиску за довжиною трубопроводу на виході з оливаохолоджувача, МПа,

$$\Delta p_{\text{тр.L}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^{*4}} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot v_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \quad (31)$$

де L – довжина зливного трубопроводу від оливаохолоджувача, м,

d^* – внутрішній діаметр трубопроводу (задаємо округлене до стандартного значення) мм,

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

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості оливи, мм²/с (сСт).

Для спрощення розрахунків та у зв'язку з малістю перепаду тисків на оливаохолоджувачі (зазвичай не більше 0,1 МПа в широкому діапазоні значень коефіцієнту кінематичної в'язкості оливи приймають допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в наступному вигляді:

$$[\Delta p_{\text{тр.Л}}] < [p_{\text{вх}}] - 0,1, \text{ МПа при } [p_{\text{вх}}] = 0,6 \text{ МПа.} \quad (32)$$

3.4. Вибір сорту робочої рідини (оливи). В якості основного сорту робочої рідини для об'ємного гідропривода ЗНУ рекомендується олива мінеральна типу МГЕ-46В, ТУ 38.001347-83.

Підприємство «Гідросила» (м. Кропивницький) виробляє насоси і гідромотори аксіальнопоршневого типу для застосування в гідроприводах сільськогосподарських і будівельно-дорожніх машин. Гідромашини можуть працювати у складі гідроприводів обертального руху, а також приводах технологічного обладнання із замкненим або розімкненим ланцюгами циркуляції робочої рідини. Сучасна номенклатура аксіальнопоршневих гідромашин «Гідросила»:

S – насоси серії PVS (НП) з регульованим робочим об'ємом (мають максимальні значення 33; 52; 71 і 90 см³) і гідромотори MFS (МП) з постійним робочим об'ємом на номінальний тиск 36,7 МПа і максимальний 42 МПа за ліцензією фірми «SAUER SUNDSTRAND» (виробництво серії 20 в Україні з 1980 року). Насоси мають пропорційну гідромеханічну (ручну) МН та електрогідравлічну трипозиційну ER системи керування і забезпечують реверсування потоку оливи при постійному напрямку обертання приводного двигуна. Є можливість встановлення механічним шляхом зменшеного значення робочого об'єму. Гідроприводи на базі насосів НП і гідромоторів МП мають назву гідростатичних трансмісій (ГСТ);

H – насоси серії PVH з регульованим робочим об'ємом (мають максимальні значення 33, 52; 71; 90 і 112 см³) і гідромотори MFH з таким же постійним робочим об'ємом, і MVH з регульованим робочим об'ємом (мають максимальні значення 90 і 112 см³) на номінальний тиск 42 МПа і максимальний 45 МПа. Насоси і гідромотори мають гідромеханічну (ручну) МН, електрогідравлічну трипозиційну ER, гідравлічну HD та електрогідравлічну пропорційну EP системи керування робочим об'ємом. Гідромотори серії MFH мають також скорочене виконання за довжиною;

H2 – насоси серії PVH2 з регульованим робочим об'ємом (мають максимальні значення 75; 90 і 112 см³) і гідромотори MFH2 з таким же постійним робочим об'ємом на номінальний тиск 42 МПа і максимальний 45 МПа. Насоси мають гідромеханічну (ручну) МН, електрогідравлічну трипозиційну ER, гідравлічну HD та електрогідравлічну пропорційну EP системи керування робочим об'ємом;

PVC – насоси з регульованим робочим об'ємом (мають максимальні значення 18; 28; 38; 45; 51; 63 і 71 см³) на номінальний тиск 28 МПа і максимальний 35 МПа. Насоси забезпечені автоматичними регуляторами сталості тиску і комбінованим регулятором подачі і тиску типу «Load Sensing» («чутливі до навантаження»), дозволяючи суттєво знизити енергоспоживання і нагрівання гідроприводів технологічного обладнання мобільних машин різного призначення;

PVC1 – насоси з регульованим робочим об'ємом (мають максимальні значення 28; 45; 63 і 85 см³) на номінальний тиск 21 МПа і максимальний 25 МПа. Насоси забезпечені автоматичними аналогічними регуляторами, такими як і в серії PVC;

PBF (насоси) і MBF (гідромотори) з похилим блоком циліндрів і мають постійні робочі об'єми. Серії PBF10 і MBF10 мають робочий об'єм 28; 56 і 112 см³ на номінальний тиск 25 МПа і максимальний 40 МПа. Серії PBF20 і MBF20 з робочими об'ємами 56 см³; 80 см³ і 107 см³ призначені на номінальний тиск 40 МПа і максимальний 45 МПа;

MBV10.4.112 – гідромотор з похилим блоком і з регульованим робочим об'ємом 112 см³ на номінальний тиск 25 МПа і максимальний 45 МПа. Гідромотори мають гідромеханічну (ручну) МН, електрогідравлічну трипозиційну ER, гідравлічну HD та електрогідравлічну пропорційну EP системи керування робочим об'ємом з напругою 12 або 24 В постійного струму.

Гідромашини серій S, H, H2 та PVC побудовані на єдиній базовій конструкції з похилим диском за ліцензією під назвою «серія 20», а гідромашини серій PBF, MBF і MBV є оригінальною розробкою з похилим блоком циліндрів [8].

На рис. 2 наведені залежності зміни подачі аксіальнопоршневих насосів серій PVC і PVC1 з автоматичними регуляторами зміни робочого об'єму. Для регуляторів сталості тиску (рис. 2,а) теоретична подача насоса є постійною (горизонтальна лінія), а фактична подача Q_H знижується через витоки оливи $\Delta Q_{\text{вит}}$ по поршневим парам і розподільному вузлу. За допомогою механізму регулювання насоса відбувається налаштування на максимальний тиск, при якому регулятор спрацьовує і подача насоса знижується до мінімального значення, яке компенсує тільки витоки рідини в насосі.

Комбінований автоматичний регулятор подачі і тиску виконує дві функції (рис. 2,б) – встановлює автоматично необхідну споживачем подачу і знижує витрату при спрацьовуванні регулятора тиску.

Зниження втрат потужності як результат ефективності енергозбереження при використуванні регулятора типу «постійності тиску» розраховують за формулою:

$$\Delta P = \frac{p_H}{60} \left(\frac{Q_{H.\text{макс}}}{\eta_{\text{макс}}} - \frac{Q_{H.\text{мін}}}{\eta_{\text{мін}}} \right), \text{ кВт}, \quad (33)$$

де $Q_{н.макс}$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом, л/хв,

$Q_{н.мін}$ – теоретична мінімальна подача насоса зі зменшеним регульованим робочим об'ємом на режимі спрацювання регулятора тиску, яка компенсує тільки витоки в насосі, л/хв,

$\eta_{макс}$ – загальний ККД насоса з постійним робочим об'ємом,

$\eta_{мін}$ – загальний ККД насоса на режимі спрацювання регулятора,

p_n – тиск нагнітання насоса (умовно приймаємо постійним для регульованого і нерегульованого режимів), МПа.

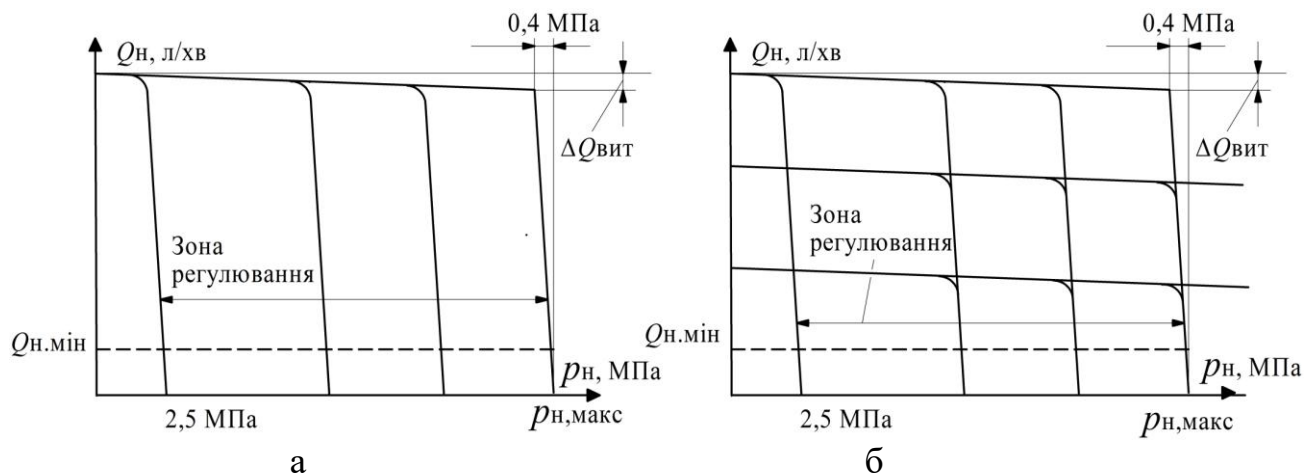


Рис. 2. Характеристика подачі від тиску в насосах з автоматичними регуляторами; а – постійності тиску RP і RPR; б – подачі і тиску RPF і PPF1

Гідравлічні принципні схеми регуляторів представлені на рис. 3 і 4.

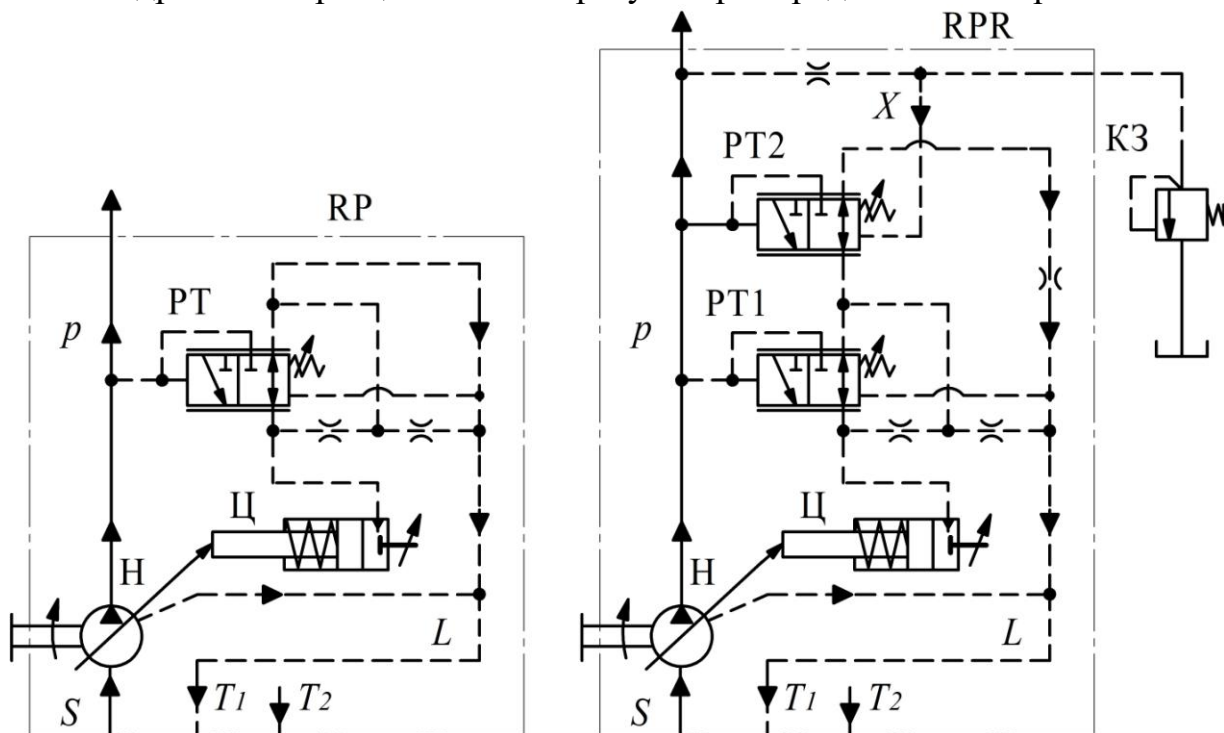


Рис. 3. Гідравлічні принципові схеми насосів серій PVC і PVC1 з автоматичними регуляторами «постійності тиску» RP (а) і RPR (б)

Регулятори тиску РТ (РТ1) забезпечують спрацьовування за допомогою механічного пружинного вузла (рис. 3,а) або за допомогою запобіжного клапана КЗ як джерела зовнішнього впливу (рис. 3,б). У будь-якому випадку зміна налаштування регулятора може бути безступінчастою за регульовальною характеристикою пружини, що настраюється попередньо вручну, або за допомогою запобіжного клапана. При використанні запобіжного клапана з електромагнітним пропорційним керуванням реалізується режим дистанційного налаштування.

На рис. 4 представлені схеми комбінованих регуляторів подача-тиск, різновидом яких є повідомлення лінії управління X з дренажною порожниною $L(T_1)$ в насосах серії PVC (регулятор типу RPF) і відсутність дренажної лінії в насосах серії PVC1 (регулятор типу RPF1). За даними фірми M. Rexroth при повідомленні лінії управління з дренажем збільшуються витрати з 3 л/хв до 4,5 л/хв. Крім того, з'єднання лінії X з дренажем дозволяє автоматично встановити тиск на регуляторі 1,8 МПа з нульовою подачею насоса (режим «stand by»). Стандартне значення настройки регулятора в 1,4 МПа проводиться виробником.

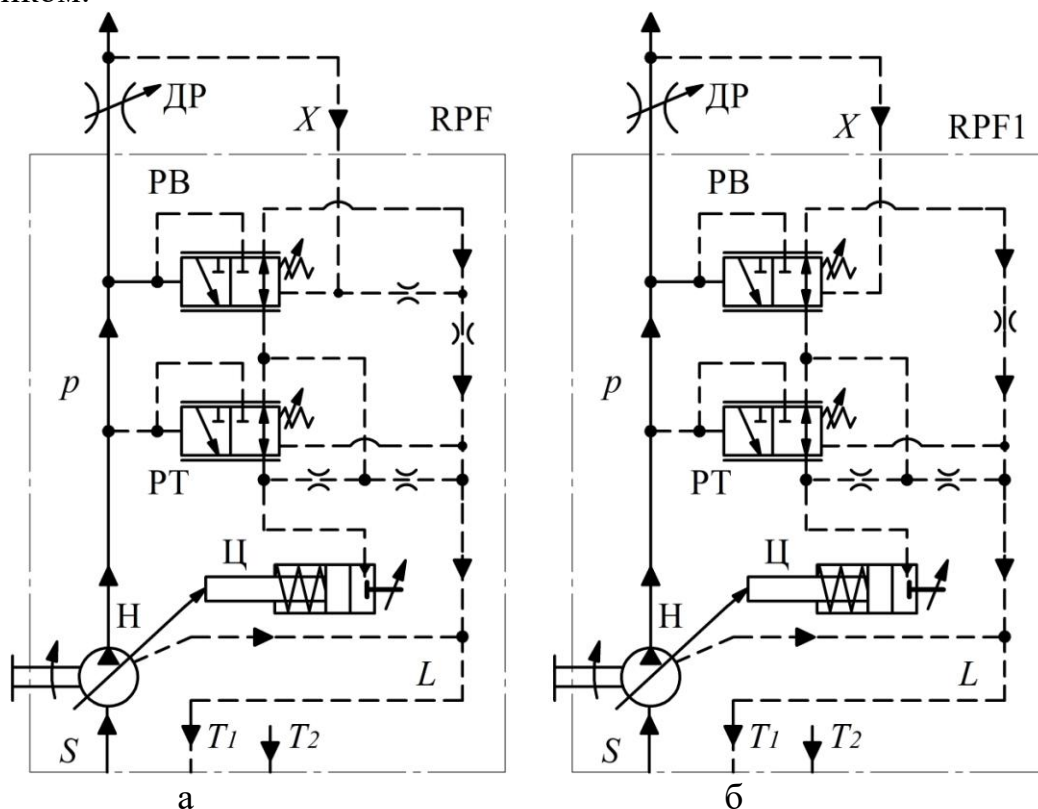


Рис. 4. Гідравлічні принципові схеми насосів серій PVC і PVC1 з автоматичними регуляторами подачі і тиску RPF (а) і RPF1 (б)

На рис. 5 приведений загальний вид аксіальнопоршневого насоса серії PVC (PVC1). Насос з похилим диском складається з наступних деталей:

1 – вал; 2 – плунжер з підп'ятником; 3 – регулятор робочого об'єму; 4 – корпус; 5 – блок циліндрів; 6 – шайба; 7 – сепаратор; 8 – втулка сферична; 9 – штир; 10 – підшипник; 11 – шток управління; 12 – поршень управління; 13 – кільце регулювальне; 14 – люлька; 15 – пружина; 16 – пружина люльки; 17 – розподільник; 18 – пробка дренажу; 19 – пробка управління; 20 і 21 – штифти; 22,23 – гвинти; 24 і 25 – шайби; 26 і 27 – кільця стопорні; 28...33 – кільця ущільнювальні; 34 – манжета; 35 – підшипник передній; 36 – підшипник задній; 37 – кришка задня.

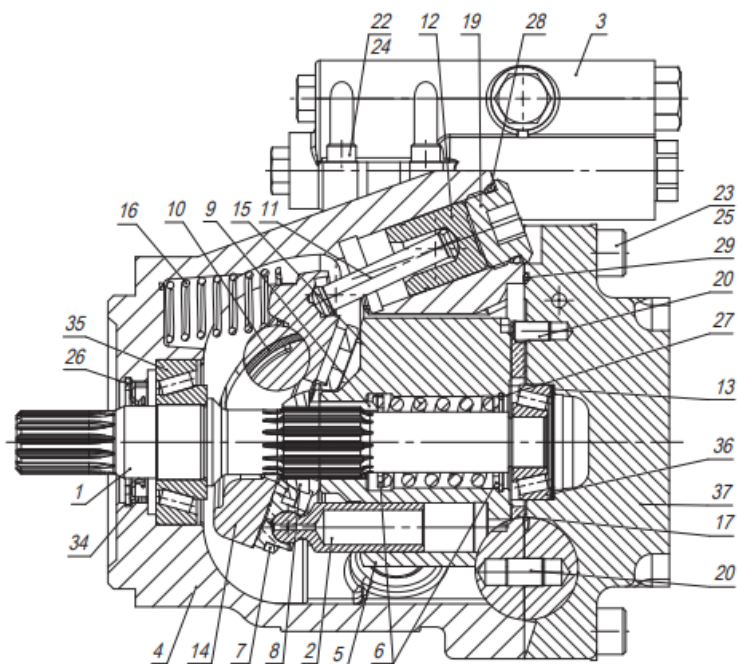


Рис. 5. Аксіальнопоршневий насос серії PVC (PVC1)

В **табл. 2** приведена технічна характеристика насосів серії PVC, а в **табл. 3** насосів серії PVC1.

На **рис. 6** приведені залежності подачі та вихідної потужності насосів серії PVC (PVC1) від значення робочого об'єму для всіх типорозмірних рядів. Таким чином, номінальна подача насосів охоплює діапазон від 30 до 170 л/хв, а потужність досягає 55 кВт, що дає можливість вести проектні роботи з створення ОГП для технологічного обладнання для широкої гами мобільних машин.

Таблиця 2. Технічна характеристика насосів серії PVC

Параметри, розмірність	Насоси серії PVC:						
	18	28	38	45	51	63	71
Робочий об'єм, см ³	18	28	38	45	51	63	71
Частота обертання, хв ⁻¹							
Номінальна	2000					1800	
Максимальна	3000		2800	2600		2200	
Мінімальна	500						

Тиск нагнітання, МПа номін/максим	28/35						
Тиск всмоктування, МПа (мінім/максим)	0,08/0,4						
Максим. тиск дренажу, МПа	0,25						
Номін. подача л/хв	33,8	52,6	71,4	84,6	95,8	106,5	120,1
Коефіцієнт подачі	0,94						
Ном. вих. потужн., кВт	15,7	24,5	33,3	39,5	44,7	49,7	56
Ном. спож. потужн., кВт	20	31,2	42,3	50,1	56,7	63,2	71,2
Маса, кг	12	17	18	22	23,5	26	27
Маса до потужності, m / P , кг/кВт	0,6	9,54	0,43	0,44	0,41	0,41	0,38

Таблиця 3. Технічна характеристика насосів серії PVC1

Параметри, розмірність	Насоси серії PVC1:			
Робочий об'єм, см ³	28	45	63	85
Частота обертання хв ⁻¹				
Номінальна	2200		2000	
Максимальна	3200	2900	2700	
Мінімальна	500			
Тиск. нагнітання, МПа номін/максим	21/25			
Тиск всмоктування, МПа Мінім/максим	0,08/0,4			
Максим. тиск дренажу, МПа	2,5			
Номін. подача л/хв	58	93	118,4	159,8
Коеф. подачі	0,94			
Ном. вих. потужність, кВт	20,3	32,5	41,4	53,2
Ном. споживана потужн., кВт	25,4	40,7	52,6	70,9
Маса, кг	12,5	17,5	22,5	26,5
Маса до потужності, m / P , кг/кВт	0,49	0,43	0,43	0,37

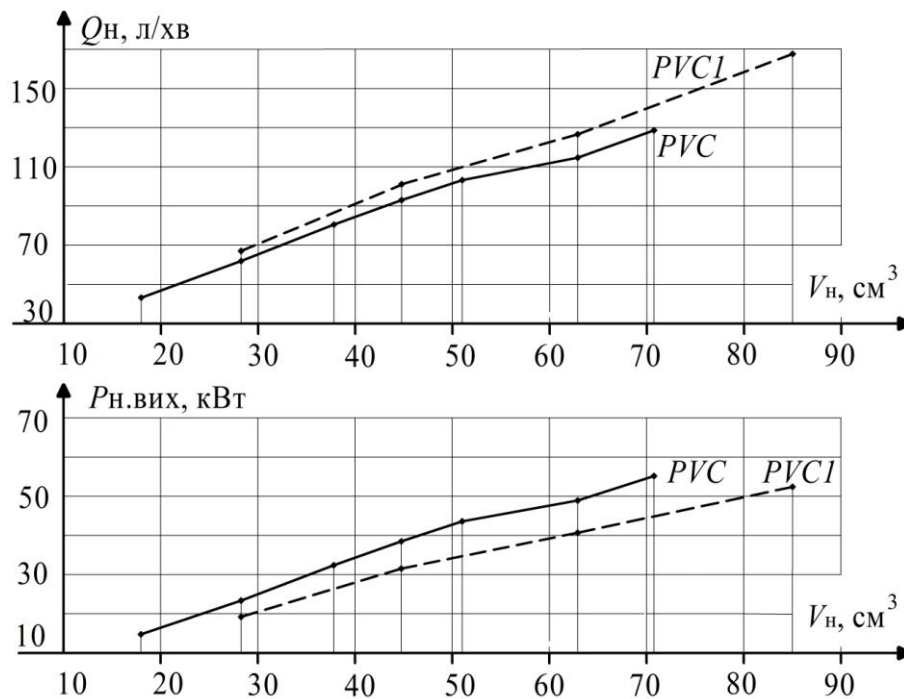


Рис. 6. Подача та вихідна потужність насосів серії PVC (PVC1) від значення робочого об'єму для обох типорозмірних рядів

Висновки

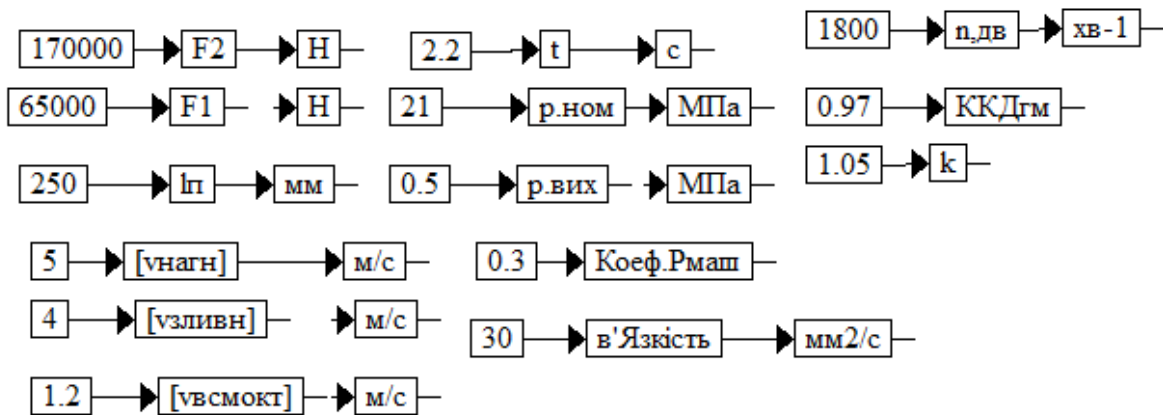
За результатами розрахунків об'ємного гідропривода ЗНУ за допомогою пакету VisSim отримано:

1. Обрано гідроциліндр типу 16.125x63x250 мм;
2. Робочий тиск в об'ємному гідроприводі дорівнює $\Delta p_{\text{роб}} = 14,16 \text{ МПа}$;
3. Обрано насос типу НШ-56-А4;
4. Потужність приводного двигуна повинна становити $P_{\text{дв}} = 32,2 \text{ кВт}$ при частоті обертання $n_{\text{дв}} = 1800 \text{ хв}^{-1}$;
5. Обрано діаметри трубопроводів згідно нормальному ряду зведених діаметрів $d_{\text{вс}} = 40 \text{ мм}$; $d_{\text{н}} = 20 \text{ мм}$; $d_{\text{зл}} = 20 \text{ мм}$;
6. Загальний ККД об'ємного гідропривода дорівнює $\eta_{\text{огп}} = 78 \%$.

Завдання: Побудувати обчислювальні блоки VisSim і виконати розрахунки гідропривода заднього навісного пристрою трактора.

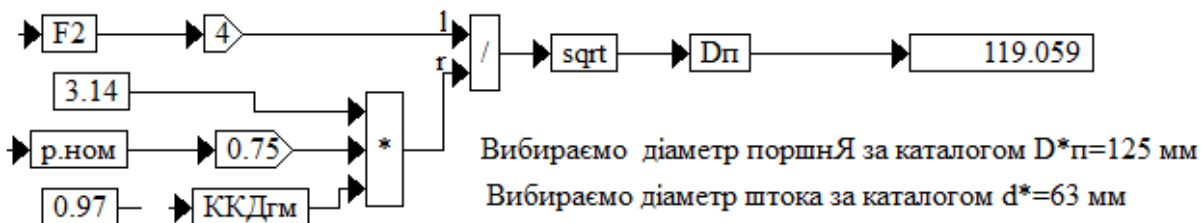
РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДА ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМИ VisSim

1 Вихідні дані для розрахунку ОГП гідроциліндра заднього навісного пристрою зусиллям 170 кН

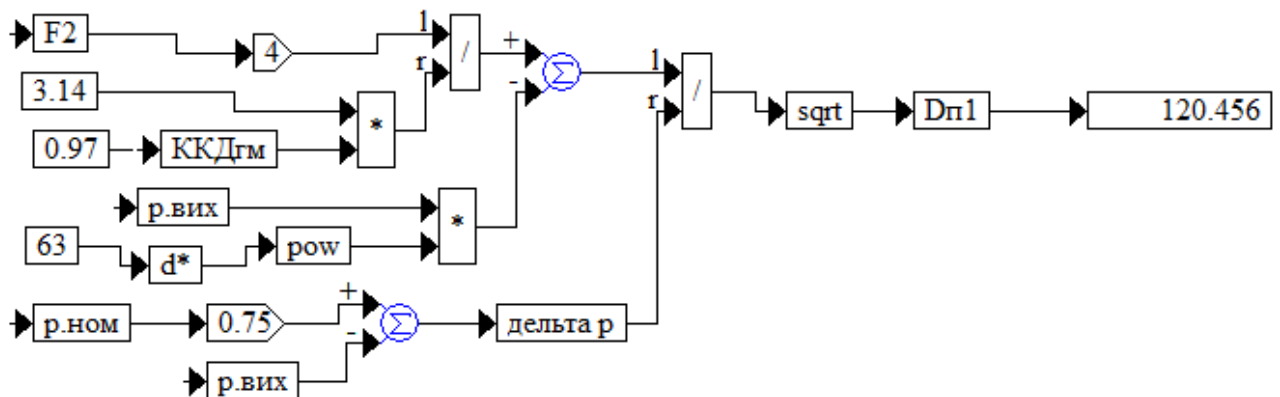


2 Розрахунок діаметра поршня

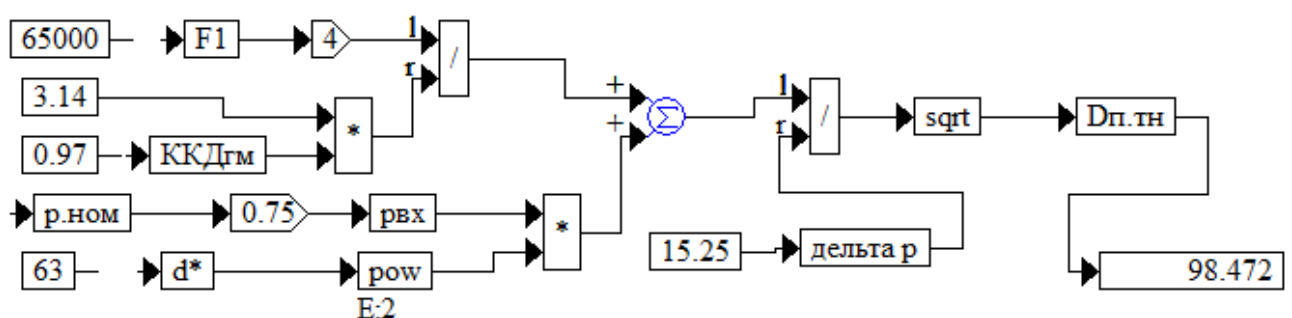
2.1 Розрахунок діаметра поршня, нехтуючи площею штока



2.2 Уточнення діаметра поршня з урахуванням стандартних значень діаметрів поршня та штока

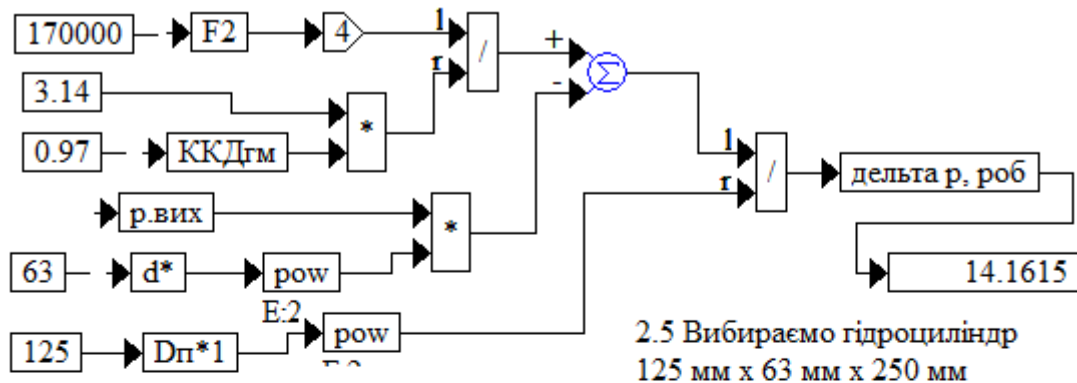


2.3 Перевірка на функціонування при навантаженні, коли шток рухається



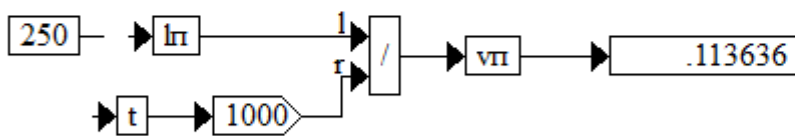
Умова $D_{п.тн} < D^*_{п1}$ виконується, приймаємо $D_{п1} = D^*_{п1} = 125$ мм

2.4 Уточнення робочого перепаду тисків при вибраних діаметрах поршн

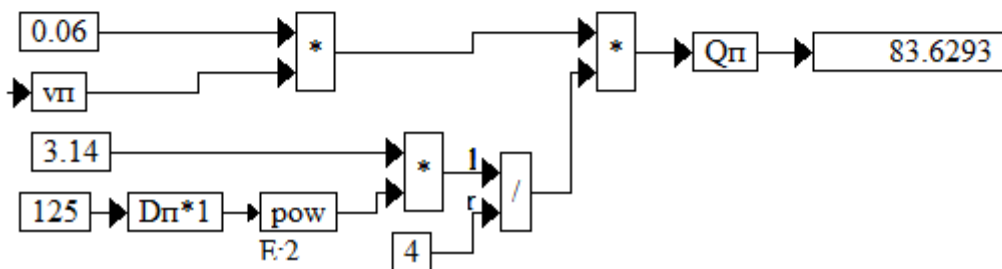


3 Розрахунок швидкості поршн

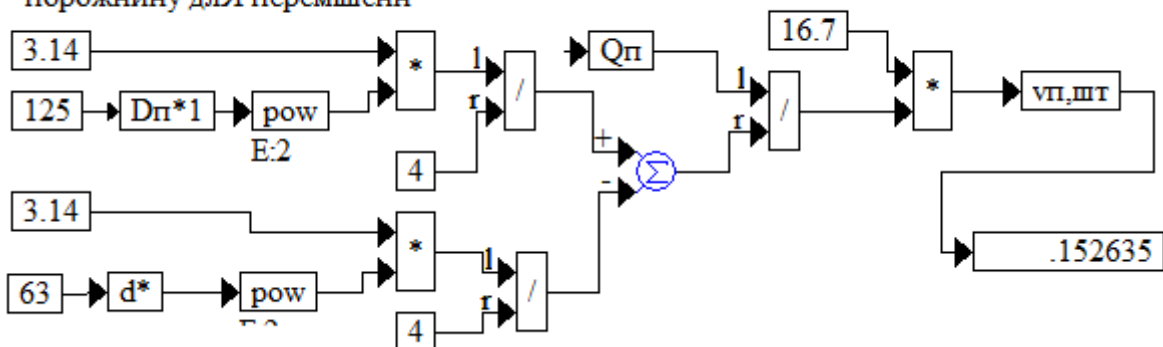
3.1. Розрахунок швидкості при підводі РР в безштокову порожнину



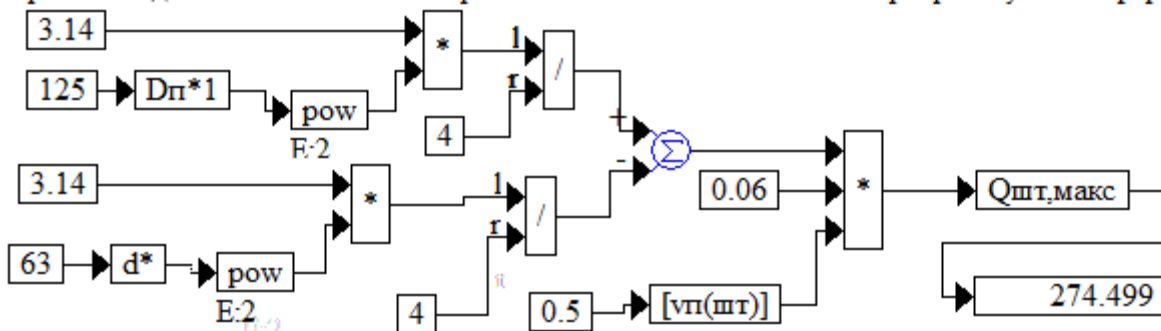
3.2 Розрахунок витрати РР для переміщенн



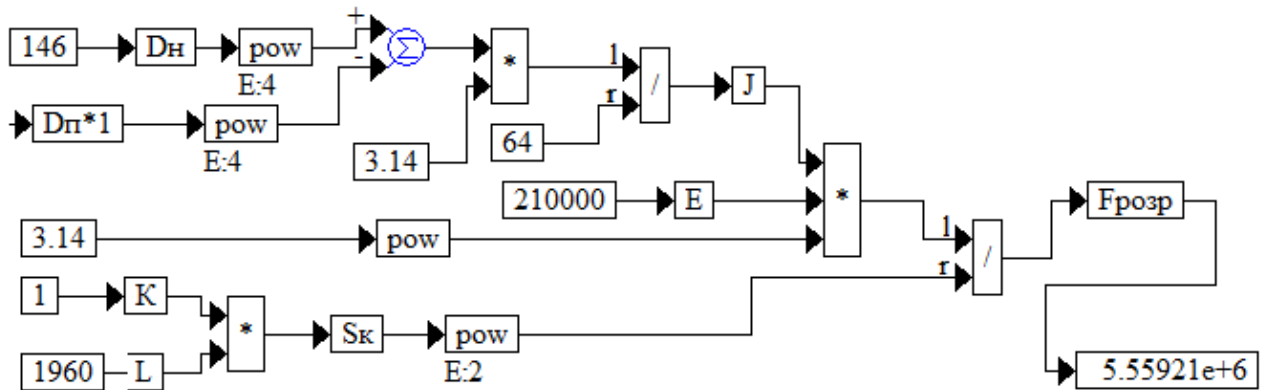
3.3 Розрахунок швидкості поршня при підведенні РР в штокову порожнину для переміщенн



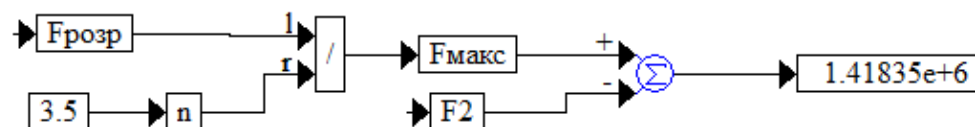
При необхідності обмеження витрати її максимальне значення розраховуємо за формулою



4 Розрахунок навантаження, яке відповідає втраті повздовжньої стійкості гідроциліндра



Перевірка виконання умови $F_{\text{макс}} > F_2$



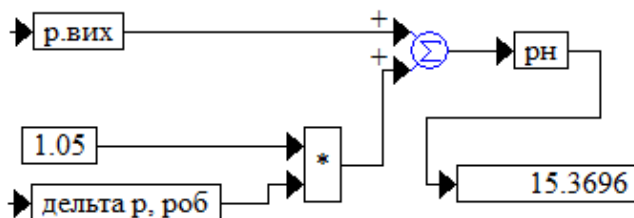
Так Як $F_{\text{макс}} > F_2$, то повздовжня стійкість гідроциліндра достатня

5 Попередній розрахунок тиску в ОГП і визначення робочого об'єму насоса

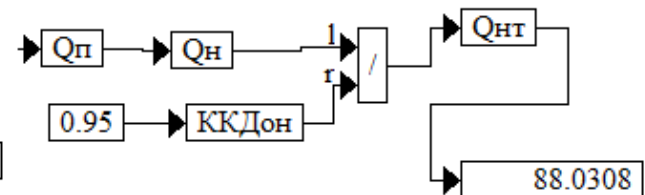
5.1. Визначення



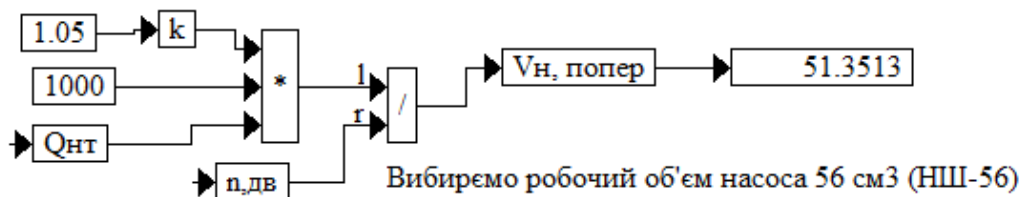
5.2. Тиск, що розвивається насосом



5.3 Визначення максимальної теоретичної витрати насоса для



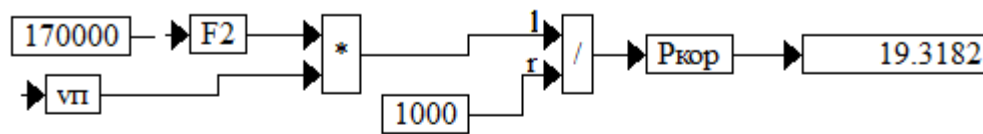
5.3 Визначення попереднього значення робочого об'єму насоса



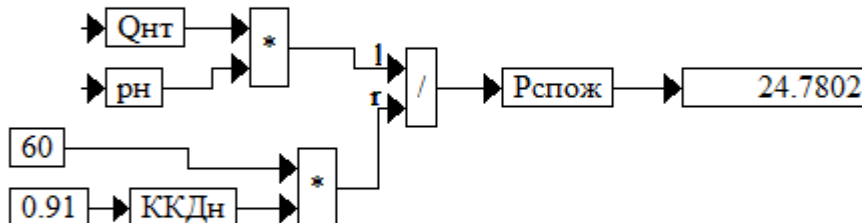
Вибиремо робочий об'єм насоса 56 см^3 (НШ-56)

6 Розрахунок ККД ОГП

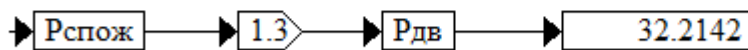
6.1 Визначення максимальної корисної потужності гідроциліндра



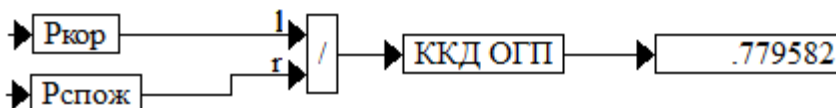
6.2 Визначення максимальної споживаної потужності насоса



6.3 Визначення встановленої потужності приводного двигуна ОГП

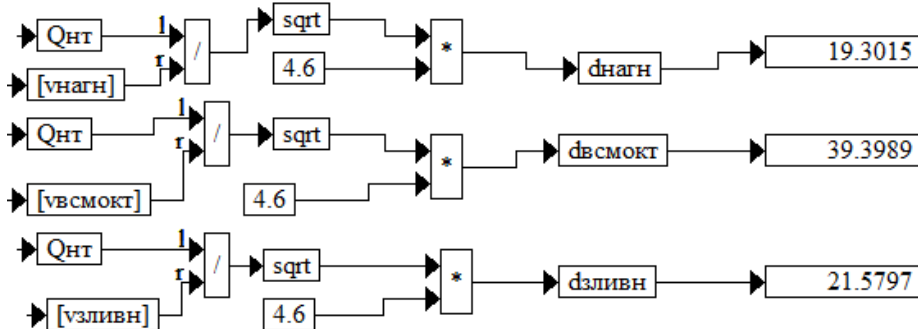


6.4 Визначення загального ККД ОГП з гідроциліндром



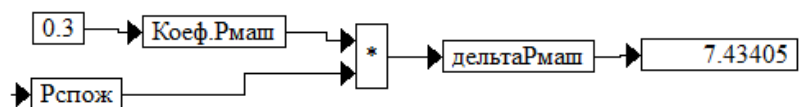
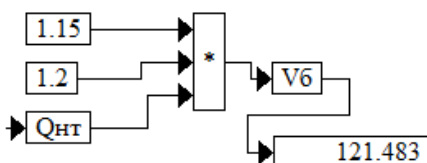
6.5 Визначення допоміжного обладнання

6.5.1 Розрахунок діаметрів гідропроводів



6.5.3 Розрахунок втрат потужності в ОГП

6.5.2 Розрахунок об'єму гідробака



Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ

Практичне заняття 8. Аналіз результатів випробувань гідропередачі з насосом PVH-112 і гідромотором MFH-112

На рис. 1 приведені аксіальнопоршнєві гідромашини гідропередачі насос PVH-112 і гідромотор MFH-112, в табл. 1 технічні характеристики, а на рис. 2 і в табл. 2 габаритні розміри.

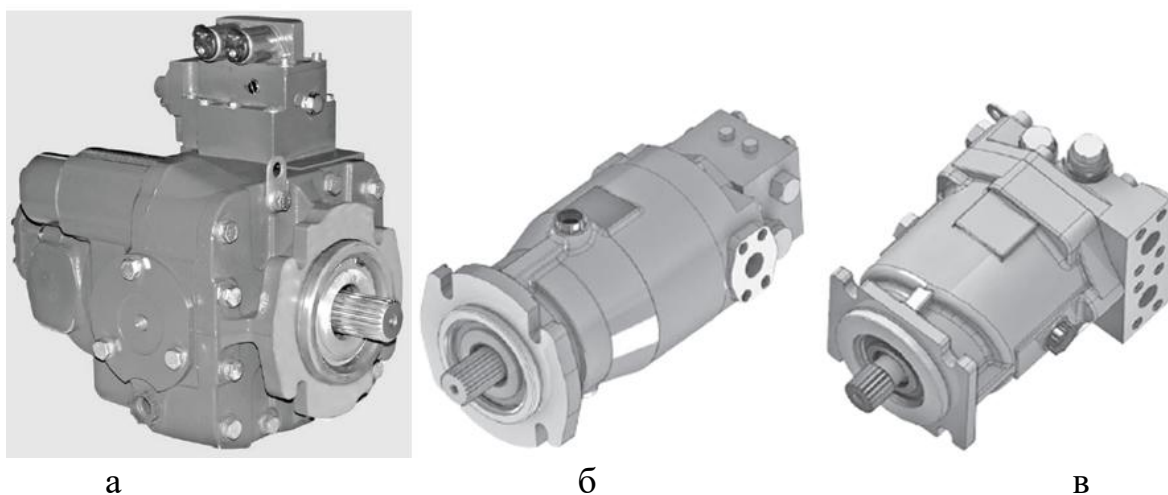


Рис. 1. Аксіальнопоршнєві гідромашини «Гідросила»: насос PVH-112 (а) і гідромотори MFH-112 з коробкою клапанів (б) і вмонтованими клапанами (в)

Таблиця 1 – Технічні характеристики насоса PVH-112 і гідромотора MFH-112

Параметри і розмірність	PVH-112	MFH-112	MFH-112*
Максимальний робочий об'єм, см ³	110,8	110,8	110,8
Мінімальний робочий об'єм насоса, см ³	0	110,8	110,8
Номінальний тиск, МПа	42	42	42
Максимальний тиск, МПа	48	48	48
Максимальний тиск дренажа, МПа	0,25	0,25	
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2500	2500	2500
Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	3720	3720	2900
Мінімальна частота обертання, хв ⁻¹	500	50	50
Номінальна потужність, кВт	199,8	156,4	156,4
Максимальна подача, л/хв	391,6	-	-
Максимальний крутний момент, Н.м	-	675	675
Маса, кг	85	50	35,5

Примітка: *) З вмонтованими клапанами в задню кришку

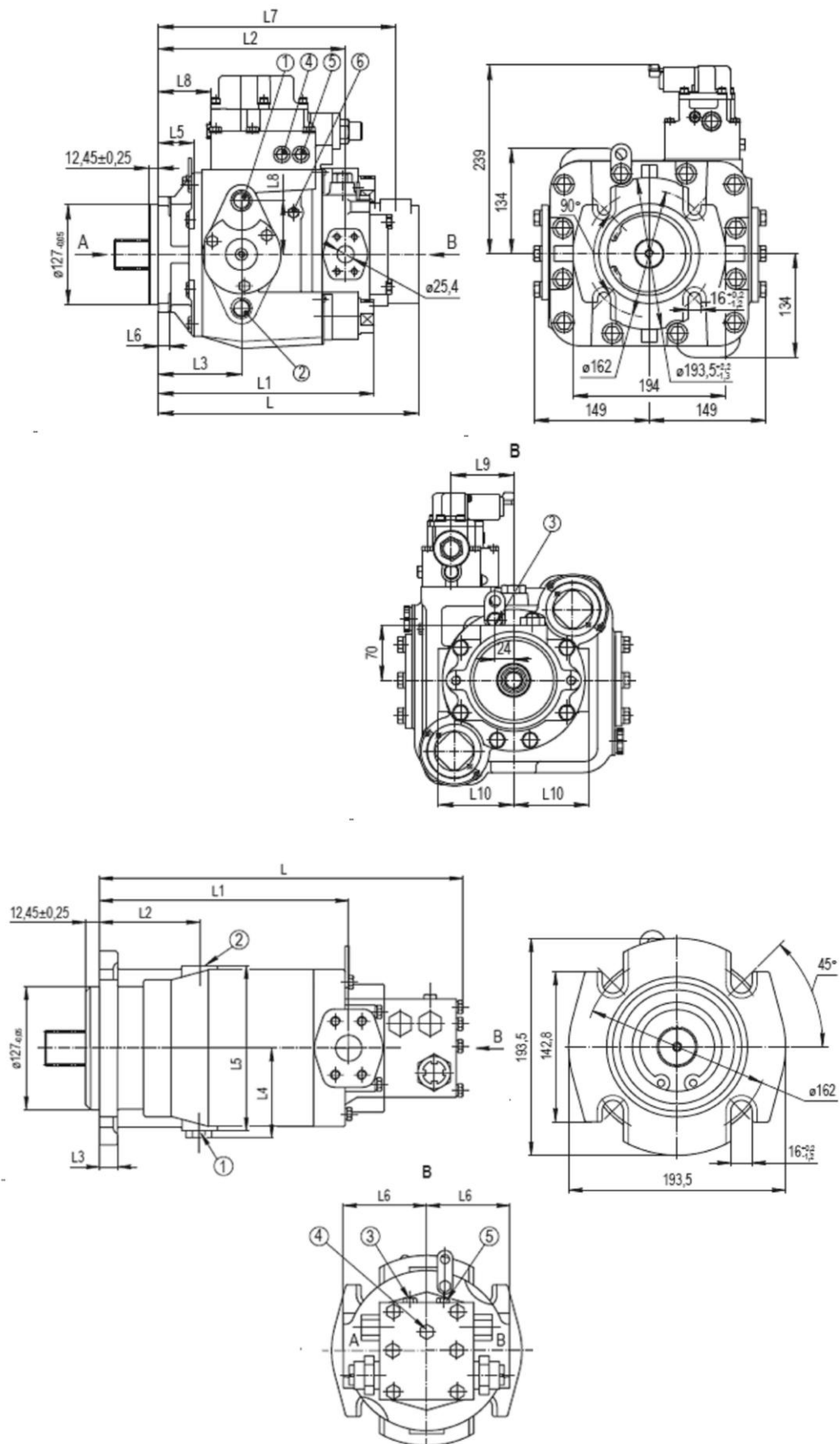


Рис. 2. Габаритні і приєднувальні розміри аксіальнопоршневих гідромашин: насоса PVH-112 і гідромотора MFH-112

Таблиця 2.2 – Габаритні і приєднувальні розміри аксіальнопоршневих гідромашин: насоса PVH-112 і гідромотора MFH-112 (вказані в мм)

Модель	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10
PVH-112	364	320	270	118	-	49	17,5	335	77,8	79,2	95,25
MFH-112	391	270	117,5	17,5	107	192	95,25	-	-	-	-

На **рис. 3** приведена гідравлічна принципова схема аксіальнопоршневого насоса з похилим диском моделі PVH-112. Основний насос Н з регульованим робочим об'ємом приводить в обертання допоміжний (підживлення) насос Нп героторного типу. Тиск підживлення налаштовується запобіжним клапаном КЗп на значення від 2,0 МПа до 2,4 МПа. Для зміни кута похилого диску встановлений гідроциліндр Ц, В порожнини якого олива потрапляє від золотникового гідророзподільника Р з гідравлічним управлінням. Подача тиску в торцеві камери гідророзподільника Р забезпечуються по черзі редукційними клапанами КР1 і КР2 з електромагнітним пропорційним управлінням шляхом підведення до них електроживлення, позначеного «а» і «b». Живлення редукційних клапанів КР1 і КР2 здійснюється від насоса підживлення Нп. Крім того, насос підживлення Нп подає оливу через зворотні клапани ЗК1 або ЗК2 в основні магістралі А або В (в ту, яка знаходиться під низьким тиском) для запобігання кавітації, тобто падіння тиску оливи нижче за атмосферний. Дроселі ДР1...ДР3 встановлюють для зменшення швидкодії переміщення золотника гідророзподільника Р і штока гідроциліндра Ц і, таким чином, динамічних навантажень на насос Н щодо швидкодії його подачі.

Отвори 1 і 2 використовують для зливу дренажних витоків оливи з корпусу насоса Н або при заповненні корпусу перед пуском насоса, отвір 3 з'єднують з баком для всмоктування насоса підживлення Нп, отвори 4 і 5 дають можливість приєднання манометрів або перетворювачів тиску для діагностики системи регулювання насоса Н, а отвір 6 контролювати тиск в лінії нагнітання насоса підживлення Нп.

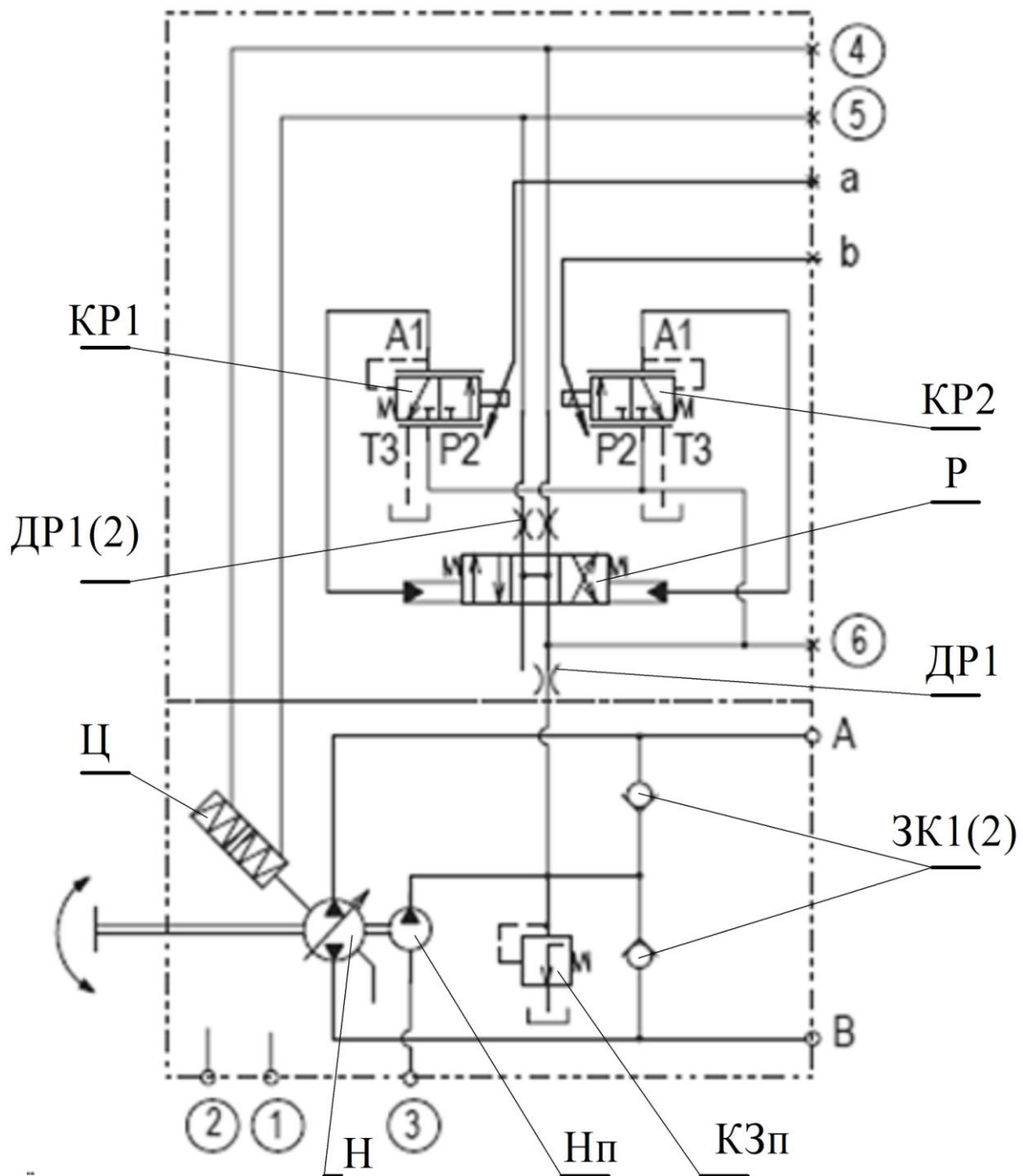


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема насоса PVH-112 з електропропорційним регулятором робочого об'єму

На **рис. 4** приведена характеристика зміна робочого об'єму насоса PVH-112 від значення струму на пропорційних електромагнітах регулятора, а в **табл. 2.3** приведені характеристики електроживлення пропорційних електромагнітів регулятора насоса PVH-112.

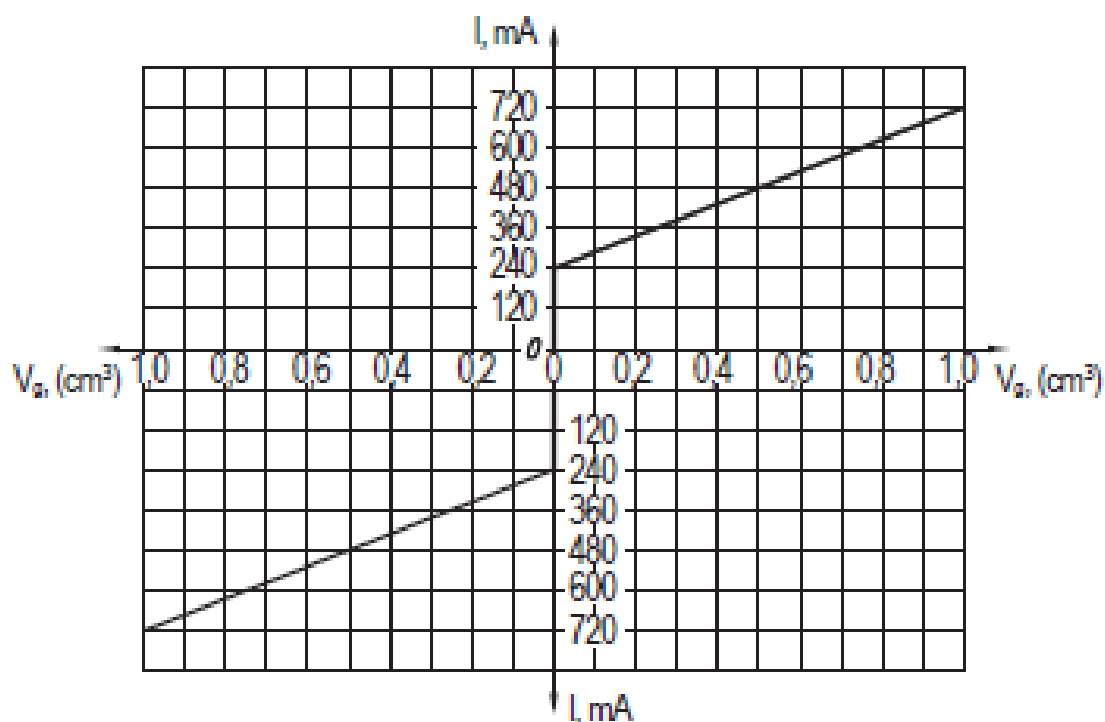


Рис. 4. Зміна робочого об'єму насоса PVH-112 від значення струму на пропорційних електромагнітах регулятора

Таблиця 3. Характеристика електроживлення пропорційних електромагнітів регулятора насоса PVH-112

Параметр та розмірність	Значення
Напруга постійного струму, В	24 ($\pm 20\%$)
Струм початку переміщення, А	0,3
Струм закінчення переміщення, А	0,65
Максимальний струм, А	0,75
Номінальний опір, Ом	21,2
Частота осциляції, Гц	100
Тривалість включення, %	100

Гідромотор MFH-112 має гідравлічну принципову схему (рис. 5) в складі гідромотора М і блока гідроапаратів, до яких входять запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2 високого тиску, промивальний гідророзподільник Рп для місцевого охолодження пар тертя гідромотора М, і клапан тиску КТ для підтримки необхідного значення тиску в системі підживлення. Розташування гідроапаратів в клапанному блоці показано на рис. 2.6.

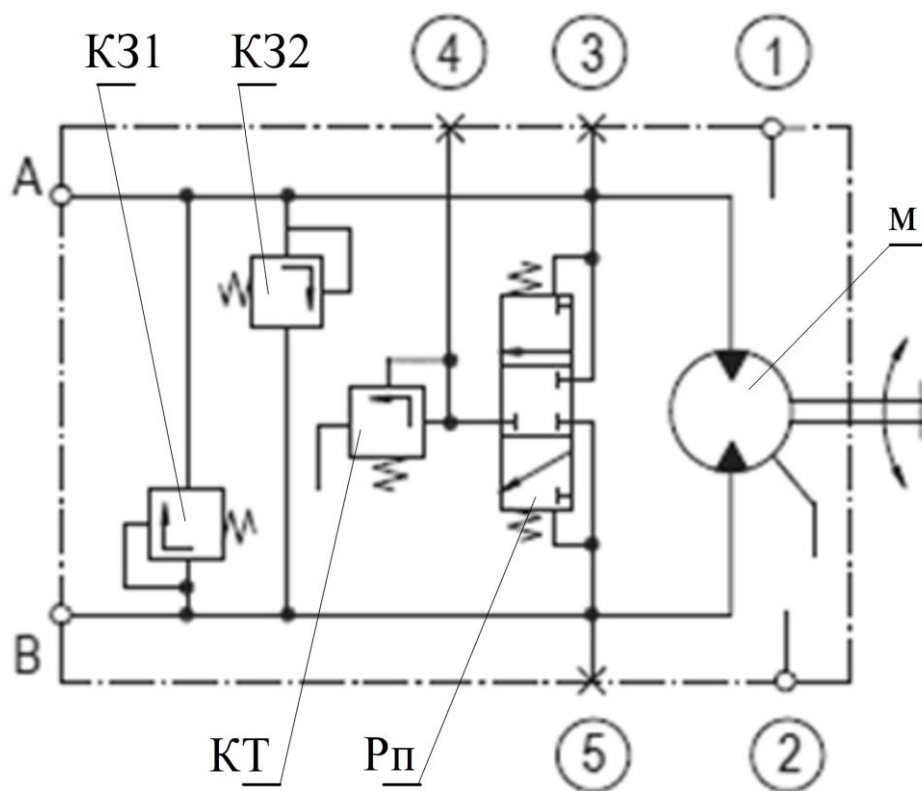


Рис. 5. Гідравлічна принципова схема гідромотора MFH-112 з постійним робочим об'ємом

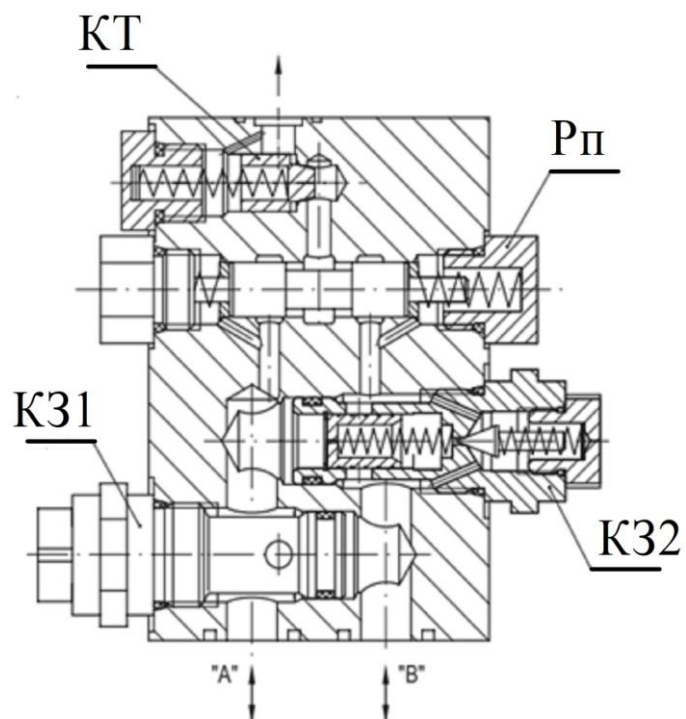


Рис. 6. Гідравлічна принципова схема гідромотора MFH-112 з постійним робочим об'ємом

На **рис. 7** приведені залежності об'ємного і загального ККД, подачі і потужності насоса PVH-112 від частоти обертання. Максимальне значення об'ємного ККД при перепаді тисків 21 МПа і частоті обертання 2500 хв⁻¹ досягає 96%. При підвищенні тиску до 35 МПа об'ємний ККД має максимальне значення 91% при частоті обертання 1000 хв⁻¹ і зменшується до 89% при частоті обертання 2500 хв⁻¹. Загальний ККД зростає при підвищенні частоти обертання насоса і досягає 92% при тиску 35 МПа і 87% при тиску 21 МПа.

На **рис. 8** показана залежність зовнішніх витоків оливи в насосах типорозмірного ряду PVH-33, -PVH-52, PVH-71, PVH-90 і PVH-112 від частоти обертання. Наприклад, для насоса PVH-112 витoki досягають 10 л/хв при частоті обертання 2500 хв⁻¹.

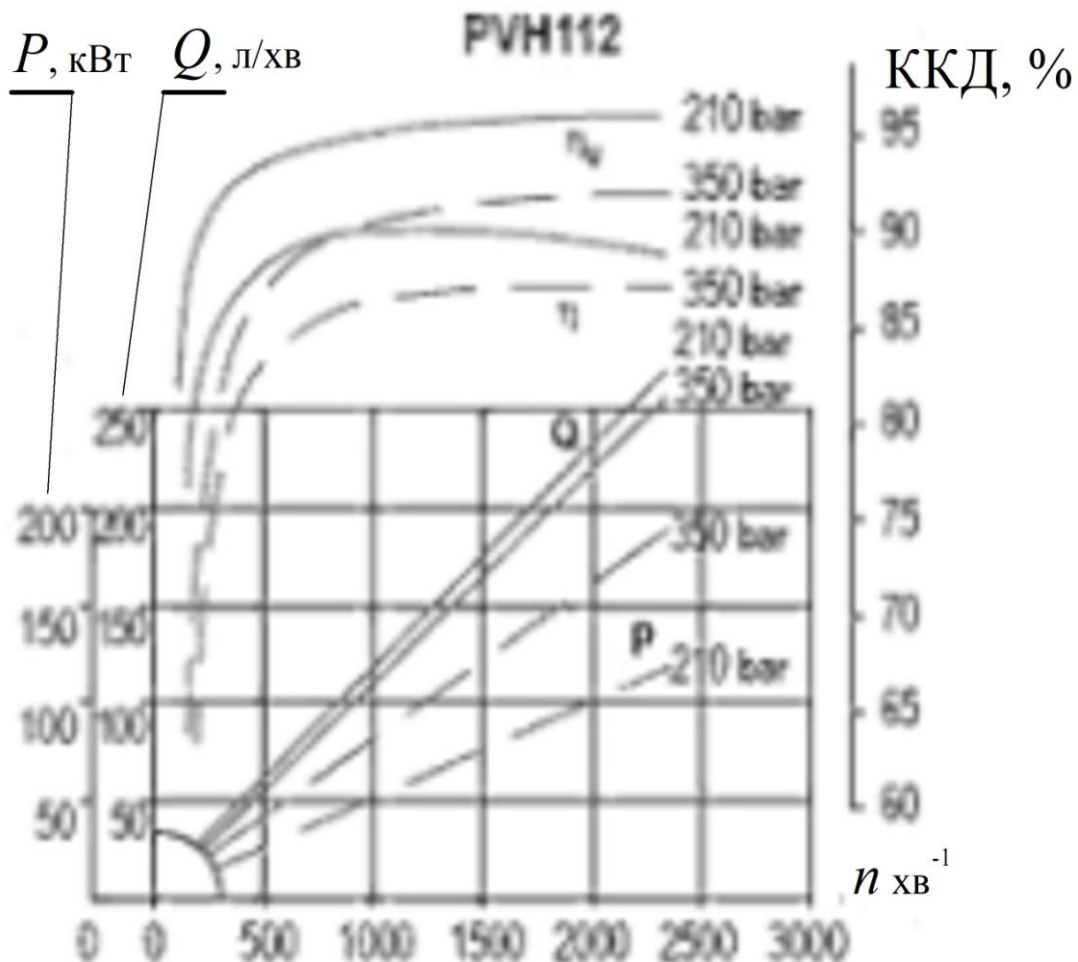


Рис. 7. Залежність об'ємного і загального ККД, подачі і потужності насоса PVH-112 від частоти обертання

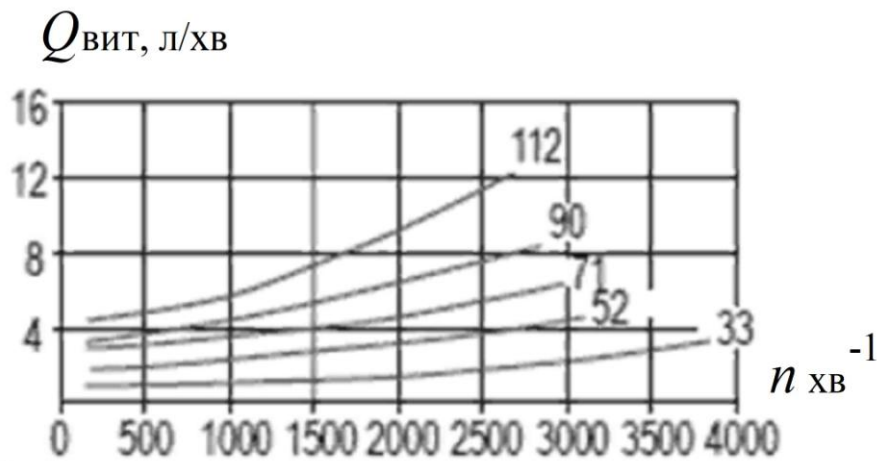


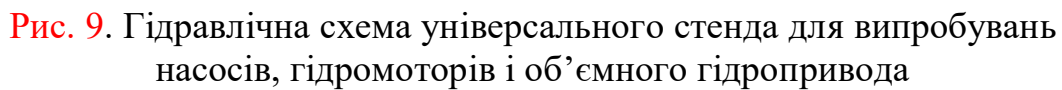
Рис. 8. Залежність зовнішніх витоків оливи в насосах PVH від частоти обертання

На **рис. 9** представлена гідравлічна принципова схема стенда, яка дає можливість провести випробування окремо насосів і гідромоторів, а також всього ОГП (гідропередачі). Об'єктами випробувань є насос Н з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М з постійним робочим об'ємом. Схема умовно спрощена відсутністю насоса підживлення, коли випробуванням підлягає гідропередача із замкненим ланцюгом циркуляції оливи, як в нашому випадку. Тому при розрахунках будемо вводити необхідні корективи.

Насос Н приводиться в обертання електродвигуном Е1 і при цьому вимірюється частота обертання вала перетворювачем ДЧО і споживаний крутний момент перетворювачем ВМн. Навантаження гідромотора М створюється навантажувальним (гальмівним) пристроєм НП і при цьому контролюються крутний момент перетворювачем ВМм і частота обертання вала гідромотора датчиком ДЧОм. Для зміни напрямку обертання гідромотора М встановлений гідророзподільник Р з електромагнітним керуванням переміщення золотника (електромагніти позначені буквами У1 і У2)

Запобіжний клапан КЗ забезпечує обмеження тиску шляхом попереднього налаштування і контролем манометром МН1.

Насос Н нагнітає оливу під тиском p_n і подачею Q_n через витратомір РАн до гідророзподільника Р і далі через витратомір Рам.вх на вході в гідромотор М під тиском p_m і витратою Q_m . Зовнішні (дренажні) витоки з корпусу насоса вимірюють витратоміром РАн.вит. В лінії всмоктування насоса тиск означений $p_{вс}$ для самовсмоктувального насосу і p_n при використанні окремого насосу підживлення або в складі аксіальнопоршневого насосу PVH-112 як в нашому випадку.



Температуру оливи контролюють термометром Т, який встановлюють в гідробак Б.

Кондиціонування оливи здійснюють за допомогою фільтра Ф та оливаохолоджувача АТ з обертанням лопатей вентилятора електродвигуном Е2.

Розглянемо методики випробувань гідромашин і гідропривода.

Вихідними параметрами насоса є подача (витрата) оливи, тиск і потужність, а втрати потужності в насосі оцінюють ККД (загальним, об'ємним і гідромеханічним). ККД насоса розраховуємо за формулою:

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

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

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

де P_e – ефективна (корисна) потужність насоса:

$$P_e = \frac{p \cdot Q}{60}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

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

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

p – тиск нагнітання на виході з насоса (манометр МН1), МПа,

Q – заміряна подача насоса витратоміром РАн [л/хв] або ефективна, яка зв'язана з теоретичною через об'ємний ККД (η_o):

$$Q_H = Q_{\text{HT}} \cdot \eta_o; \quad \eta_{\text{HO}} = \frac{Q_H}{Q_{\text{HT}}} = \frac{10^3 \cdot Q_H}{V_{\text{HP}} \cdot n}, \quad (4)$$

де Q_{HT} – теоретична подача насоса, визначувана як добуток частоти обертання на робочий об'єм насоса:

$$Q_{\text{HT}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{HP},i} \cdot n, \text{ л/хв}, \quad (5)$$

де $V_{\text{HP},i}$ – робочий об'єм насоса, який може змінюватися за потребою роботи гідромотора, см^3 .

Гідромеханічний ККД насоса визначають за формулою:

$$\eta_{\text{ГМ}} = \eta / \eta_o. \quad (6)$$

Крутний момент приводного електродвигуна Е1 на обертання насоса визначають за формулою:

$$M = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot p}{\eta_{\text{ГМ}}}, \text{ Н.м}, \quad (7)$$

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

$$M_T = 0,159 \cdot V_p \cdot p, \text{ Н.м.} \quad (8)$$

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

ККД гідромотора (загальний) розраховуємо за формулою:

$$\eta = \frac{P_M}{P_{M, \text{спож}}} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p \cdot Q_\Sigma}, \quad (9)$$

де $P_M = \frac{M \cdot n}{9550}$ – вихідна (ефективна) потужність гідромотора, кВт,

$P_{M, \text{спож}} = \frac{Q_\Sigma \cdot \Delta p}{60}$ – потужність, споживана гідромотором, кВт,

M – заміряний крутний момент гідромотора вимірювачем ВМм, Н.м,

n – заміряна частота обертання гідромотора перетворювачем ДЧОм, хв⁻¹,

$\Delta p = p_{\text{МН2}} - p_{\text{МН3}}$ – перепад тисків, заміряний за допомогою манометрів на вході МН2 і виході МН3 з гідромотора, МПа,

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

$Q_{\text{вих}}$ – витрата оливи, зміряна витратоміром РМм.вих на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит}}$ – витоки оливи з дренажного отвору гідромотора, заміряні за допомогою витратоміра Рам.вит, л/хв.

Гідромеханічний ККД гідромотора розраховують за формулою:

$$\eta_{\text{ГМ}} = M / M_T, \quad (10)$$

де M – заміряний крутний момент гідромотора (перетворювачем ВМм), Н.м,

M_T – теоретичний крутний момент гідромотора:

$$M_T = \frac{1}{2 \cdot \pi} V_p \cdot \Delta p = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н.м,} \quad (11)$$

Об'ємний ККД гідромотора розраховують за формулою:

$$\eta_o = \frac{Q_T}{Q_\Sigma} = \frac{Q_T}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}}}, \quad (12)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, см^3 ,

Q_T – теоретична витрата гідромотора з постійним робочим об'ємом:

$$Q_T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/хв.} \quad (13)$$

Об'ємний ККД гідромотора можна розрахувати також за формулою:

$$\eta_o = \eta / \eta_{\text{ГМ}}. \quad (14)$$

Для знаходження ККД об'ємного гідропривода (гідропередачі) попередньо на стенді вимірюють складові значення вихідної і вхідної потужностей, відношення яких і є загальним ККД:

$$\eta_{\text{огп}} = \frac{P_m}{P_{\text{потр,н}}} = \frac{M_m \cdot n_m}{M_n \cdot n_n}, \quad (15)$$

де P_m – вихідна потужність гідромотора, кВт,

M_m – крутний момент, що розвиває гідромотором вимірювачем ВМм, Н.м,

n_m – частота обертання гідромотора (датчик ДЧОм), хв^{-1} ,

$P_{\text{потр,н}}$ – споживана потужність насоса, кВт,

M_n – крутний момент, що створює електродвигун Е1 на обертання насосу (вимірювач ВМн), Н.м,

n_n – частота обертання насоса (датчик ДЧОн), хв^{-1} .

Розрахунок стендового обладнання для випробувань гідропередачі з аксіальнопоршневими гідромашинами, зокрема, регульованим насосом PVH-112 і гідромотором MFH-112 виконаємо з урахуванням максимальних режимів роботи щодо тисків і частот обертання. Такий стенд буде давати можливість проводити випробування для всіх гідромашин типорозмірного ряду «Гідросила». Також виконаємо розрахунки для того випадку, коли стенд буде спеціалізованим тільки для випробувань насоса PVH-112 і гідромотора MFH-112 на режимах роботи у складі двохпотокової трансмісії трактора.

Для визначення параметрів гальмівної установки (навантажувального пристрою НП) знайдемо максимальний теоретичний крутний момент гідромотора (8):

$$M_{\text{мт.макс}} = 0,159 \cdot V_p \cdot p = 0,159 \cdot 110,8 \cdot 48 = 845,63, \text{ Н.м.} \quad (16)$$

Таким чином, гальмівна установка НП повинна створювати крутний момент не менше 845,63 Н.м і мати максимальну частоту обертання 3720 хв⁻¹ при номінальній потужності 156,4 кВт згідно технічній характеристиці гідромотора MFH-112.

Теоретична максимальна подача насоса дорівнює (5):

$$Q_{\text{нт.макс}} = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n = 10^{-3} \cdot 110,8 \cdot 3720 = 412,18 \text{ л/хв.} \quad (17)$$

Знайдене значення подачі насоса вказує на необхідний типорозмір для замовлення витратомірів РАн, РАм.вх і РАм.вих. Витратоміри дренажних витоків РАн.вит і РАм.вит повинні мати пропускну можливість не менше 12 л/хв згідно залежності на **рис. 8**, а з урахуванням зменшення в'язкості при підвищенні температури робочої рідини або при інтенсивному зношуванні поршневих та розподільної пар насоса типорозмір витратоміра треба брати з відповідним запасом.

Розрахуємо «кутову» потужність насоса, тобто при максимальних значеннях подачі та тиску:

$$P_{\text{н.кут}} = \frac{Q_{\text{макс}} \cdot p_{\text{макс}}}{60} = \frac{412,18 \cdot 48}{60} = 329,74 \text{ кВт}, \quad (18)$$

що суттєво більше значення номінальної потужності за каталогом в 199,8 кВт.

Крутний момент приводного електродвигуна Е1 дорівнює (2.7):

$$M_{E1} = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot p_{\text{макс}}}{\eta_{\text{н.гм}}} = \frac{0,159 \cdot 110,8 \cdot 48}{0,93} = 909,27 \text{ Н.м}, \quad (19)$$

де $\eta_{\text{н.гм}} = 0,93$ – гідромеханічний ККД насоса, яким попередньо задаємося.

Таким чином, для приводного електродвигуна Е1 необхідно мати потужність в 330 кВт і забезпечувати частоту обертання в 3720 хв⁻¹ і крутний момент до 910 Н.м.

Розраховуємо інші параметри стендового обладнання.

Ємність гідробака визначаємо за формулою:

$$V_6 = 1,1 \cdot a \cdot Q_{\text{нт.макс}} = 1,1 \cdot 2 \cdot 412,18 = 906,8 \text{ дм}^3, \quad (20)$$

де 1,1 – коефіцієнт збільшення ємності бака на вміст у ньому 10% об'єму повітря;

$a = 2$ – коефіцієнт для незамкненого ланцюга циркуляції оливи.

Слід відзначити, що якщо стендову установку використовувати тільки для насосів і гідромоторів із замкненим ланцюгом циркуляції оливи, то тоді коефіцієнт дорівнює $a = 0,5$ і ємність бака може бути знижена майже в 4 рази.

Розраховуємо втрати потужності в гідроприводі в 20% від споживаної потужності як в гідроприводі з дроселюванням робочої рідини, які рекомендовані фірмою «HYDAC» (ФРГ):

$$P_{AT} = 0,2 \cdot P_{н.кут} = 0,2 \cdot 329,74 = 65,95 \text{ кВт.} \quad (21)$$

За цим значенням обираємо необхідний за розсіяною тепловою потужністю оливаохолоджувач і витрату, яку необхідно прокачувати через нього. Наприклад, автономні системи охолодження FWKS компанії «HYDAC» (ФРГ) мають максимальну потужність, що відводиться, до 100 кВт при максимальній витраті до 100 л/хв, об'ємами баків: від 7 дм³ до 70 дм³.

Випробування гідропередачі двохпотокової безступеневої трансмісії проводимо на її робочих (експлуатаційних) режимах, зокрема гідромотора при частоті обертання 1750 хв⁻¹ і крутному моменті 420 Н.м, а насоса при частоті обертання 2000 хв⁻¹. Для отримання додаткових вихідних даних необхідно визначити подачу насоса, яка забезпечить частоту обертання гідромотора в 1750 хв⁻¹ і тиск нагнітання насоса з урахуванням втрат по довжині трубопроводу між насосом та гідромотором і гідророзподільником між ними. Для спрощення розрахунків не враховуємо споживану потужність насоса підживлення.

Знаходимо теоретичну витрату гідромотора на робочому режимі при частоті обертання в 1750 хв⁻¹:

$$Q_{мт.роб} = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n_{м.роб} = 10^{-3} \cdot 110,8 \cdot 1750 = 193,9 \text{ л/хв,} \quad (25)$$

і витрату з урахуванням об'ємного ККД гідромотора (попередньо задаємось значенням $\eta_o = 95\%$):

$$Q_{мф.роб} = Q_{мт.роб} / \eta_o = 193,9 / 0,95 = 204,11 \text{ л/хв.} \quad (26)$$

Витрата гідромотора на виході з урахуванням дренажних витоків, яку показує витратомір Рам.вих:

$$Q_{вих} = Q_{мф.роб} - Q_{вит} = 204,11 - 6 = 198,11 \text{ л/хв,} \quad (27)$$

де $Q_{вит} = 6$ л/хв – дренажні витоки через витратомір Рам.вит.

Згідно рівнянню нерозривності таку подачу повинен мати насос:

$$Q_{\text{мф.роб}} = Q_{\text{нф.роб}} = 204,11 \text{ л/хв.} \quad (28)$$

Теоретична подача насоса при об'ємному ККД в $\eta_{\text{но}} = 0,95$ дорівнює:

$$Q_{\text{нт.роб}} = Q_{\text{нф.роб}} / \eta_{\text{но}} = 204,11 / 0,95 = 214,85 \text{ л/хв.} \quad (29)$$

При частоті обертання насоса в $n_{\text{н.роб}} = 2000 \text{ хв}^{-1}$ для отримання витрати гідромотора в 204,11 л/хв необхідно зменшити робочий об'єм насоса до такого значення:

$$V_{\text{нр.роб}} = 10^3 \frac{Q_{\text{нф.роб}}}{n_{\text{н.роб}} \cdot \eta_{\text{но}}} = 10^3 \frac{204,11}{2000 \cdot 0,95} = 107,43 \text{ см}^3. \quad (30)$$

Для визначення тиску нагнітання, який розвиває насос, необхідно врахувати втрати тисків на гідророзподільнику Р і по довжині трубопроводів між насосом Н і гідромотором М.

Втрати на гідророзподільнику знаходимо з відповідної графічної залежності перепаду тисків від витрати (рис. 10). Для витрати в 204,1 л/хв перепад тисків складає $\Delta p_p = 0,25 \text{ МПа}$ при течії від лінії нагнітання насоса через гідророзподільник ($p \rightarrow B$). Відмітимо, що при загальмованому гідромоторі М і в нейтральному положенні гідророзподільника ($p \rightarrow T$) перепад тисків зростає до 0,53 МПа, але цей параметр є тільки довідковим і не впливає на ККД гідропривода на його робочих режимах.

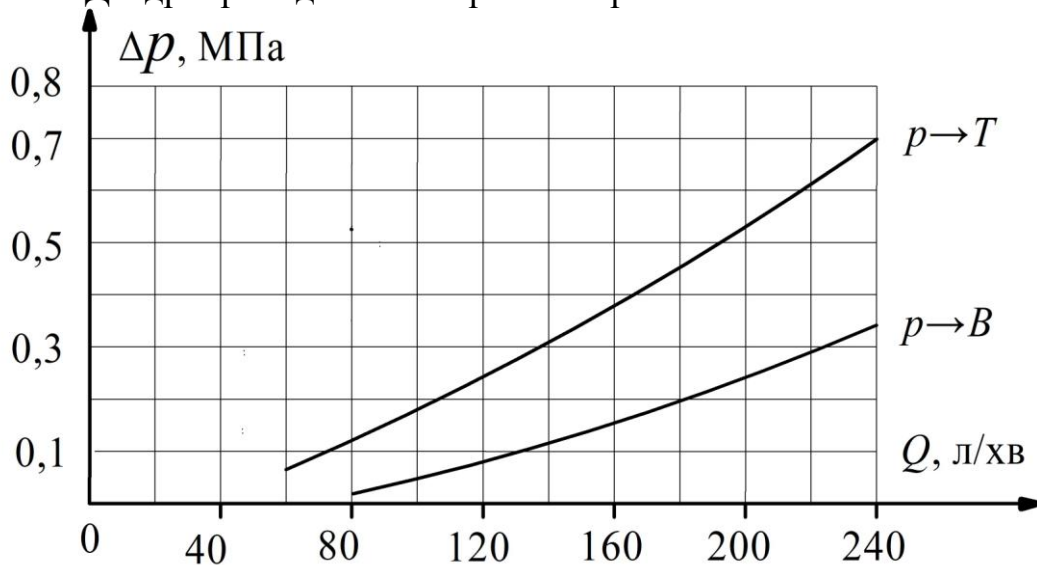


Рис. 10. Залежність перепаду тисків від витрати оливи в золотниковому гідророзподільнику WEN-16

Для розрахунку втрат тиску за довжиною трубопроводу використовуємо таку формулу:

$$\Delta p_{\text{тр.}L} = 0,714 \cdot \frac{L}{d_H^4} \cdot Q_{\text{мт.роб}} \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \quad (31)$$

де $L = 4 \text{ м}$ – довжина трубопроводу, яка складається з двох частин від насоса до гідро розподільника Р і далі до гідромотора М,

$\nu_{\text{в'язк}} = 30 \text{ мм}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості оливи при її температурі в 50°C ,

d_H – внутрішній діаметр трубопроводу нагнітання:

$$d_H = 4,6 \sqrt{\frac{Q_{\text{мф.роб}}}{[\nu_H]}} = 4,6 \sqrt{\frac{204,1}{5}} = 29,39 \text{ мм}, \quad (32)$$

ν_H – допустима рекомендована швидкість течії робочої рідини, яка для трубопроводу нагнітання обмежена значенням 5 м/с . Згідно нормального ряду зведених діаметрів обираємо діаметр трубопроводу нагнітання 32 мм .

Для стендового обладнання розрахунку підлягають основні трубопроводи аксіальнопоршневого насосу, які є однаковими за діаметрами в зв'язку з реверсивністю насоса, а також трубопроводи всмоктування, нагнітання і зливу насоса підживлення.

Втрати по довжині трубопроводу дорівнюють:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр.}L} &= 0,714 \cdot \frac{L}{d_H^4} \cdot Q_{\text{мт.роб}} \cdot \nu_{\text{в'язк}} = \\ &= 0,714 \cdot \frac{4}{32^4} \cdot 204,1 \cdot 30 = 0,017 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (33)$$

Таким чином, перепад тисків насоса на робочому режимі складає:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{н.роб}} &= p_{\text{м.вх}} + \Delta p_{\text{Р}} + \Delta p_{\text{тр.}L} - p_{\text{зл}} = \\ &= 27 + 0,25 + 0,17 - 2 = 25,42 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (34)$$

де $p_{\text{зл}} = 2 \text{ МПа}$ – тиск на злив, який дорівнює тиску насоса підживлення (позначений $p_{\text{п}}$ на гідравлічній схемі).

Знаходимо теоретичну подачу насоса підживлення:

$$Q_{\text{нпт}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{нпр}} \cdot n = 10^{-3} \cdot 19 \cdot 2000 = 38 \text{ л/хв}, \quad (35)$$

де $V_{\text{нпр}} = 19 \text{ см}^3$ – робочий об’єм героторного насоса підживлення,
і діаметр всмоктувального трубопровода:

$$d_{\text{вс}} = 4,6 \sqrt{\frac{Q_{\text{нпт}}}{[v_{\text{вс}}]}} = 4,6 \sqrt{\frac{38}{1,2}} = 25,89, \text{ мм}, \quad (36)$$

де $[v_{\text{вс}}] = 1,2 \text{ м/с}$ – допустима рекомендована швидкість течії оливи в смоктувальному трубопроводі (в порівнянні для зливного трубопровода насоса підживлення $[v_{\text{вс}}] = 4 \text{ м/с}$).

Згідно стандартних значень обираємо зведений діаметр $d_{\text{вс}} = 32 \text{ мм}$.

Після знаходження перепаду тисків (2.34) знаходимо параметри, пов’язані з крутними моментами.

Теоретичний крутний момент гідромотора на робочому режимі дорівнює:

$$M_{\text{мт.роб}} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{\text{м.роб}} = 0,159 \cdot 110,8 \cdot 25 = 440,43 \text{ Н.м.} \quad (37)$$

Крутний момент гідромотора з урахуванням гідромеханічного ККД в $\eta_{\text{м.гм}} = 0,95$ дорівнює:

$$M_{\text{м.роб}} = M_{\text{мт.роб}} \cdot \eta_{\text{м.гм}} = 440,43 \cdot 0,95 = 418,41 \text{ Н.м.} \quad (38)$$

Крутний момент насоса з урахуванням гідромеханічного ККД в $\eta_{\text{н.гм}} = 0,94$ дорівнює:

$$M_{\text{н.роб}} = \frac{0,159 \cdot V_{\text{нр.роб}} \cdot \Delta p_{\text{н.роб}}}{\eta_{\text{н.гм}}} = \frac{0,159 \cdot 107,43 \cdot 25,42}{0,94} = 461,9 \text{ Н.м.} \quad (39)$$

Корисна потужність насоса на робочому режимі дорівнює:

$$P_{\text{не.роб}} = \frac{\Delta p_{\text{н.роб}} \cdot Q_{\text{нф.роб}}}{60} = \frac{25,42 \cdot 210,08}{60} = 89,0 \text{ кВт.} \quad (40)$$

Зазвичай, для аналізу втрат в трубопроводах задають декілька значень коефіцієнт кінематичної в’язкості оливи $\nu_{\text{в'язк}}$, наприклад, $10 \text{ мм}^2/\text{с}$; $30 \text{ мм}^2/\text{с}$ і $500 \text{ мм}^2/\text{с}$, що відповідає режимам роботи з максимальною температурою оливи, оптимальним її значенням і мінімальним значенням в зимові часи роботи.

Для визначення параметрів гідромашин і гідропривода на різних експлуатаційних режимах використовуємо розрахункові блоки програми VisSim (рис. 11...13). Це дає можливість обробити велику кількість даних випробувань без помилок.

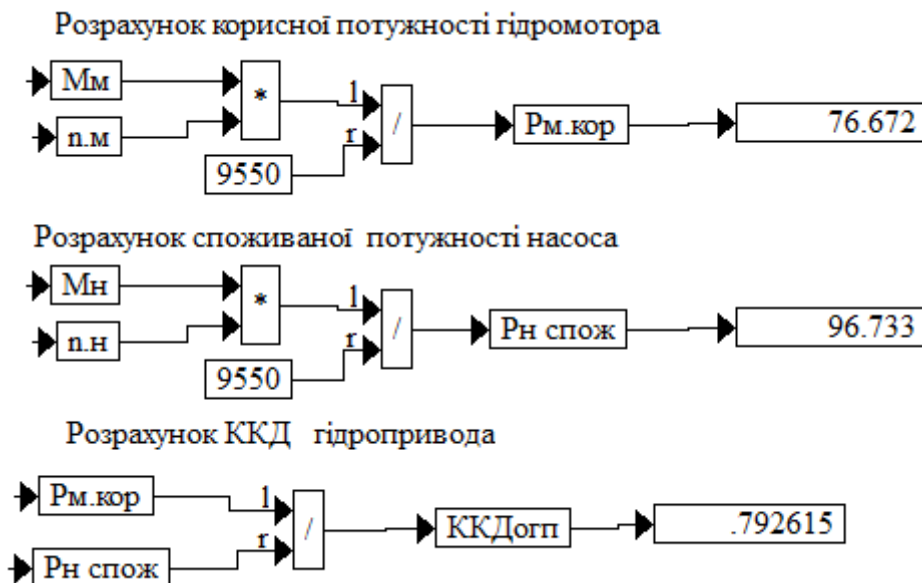


Рис. 11. Розрахункові блоки гідропередачі PVH-112 і MFH-112

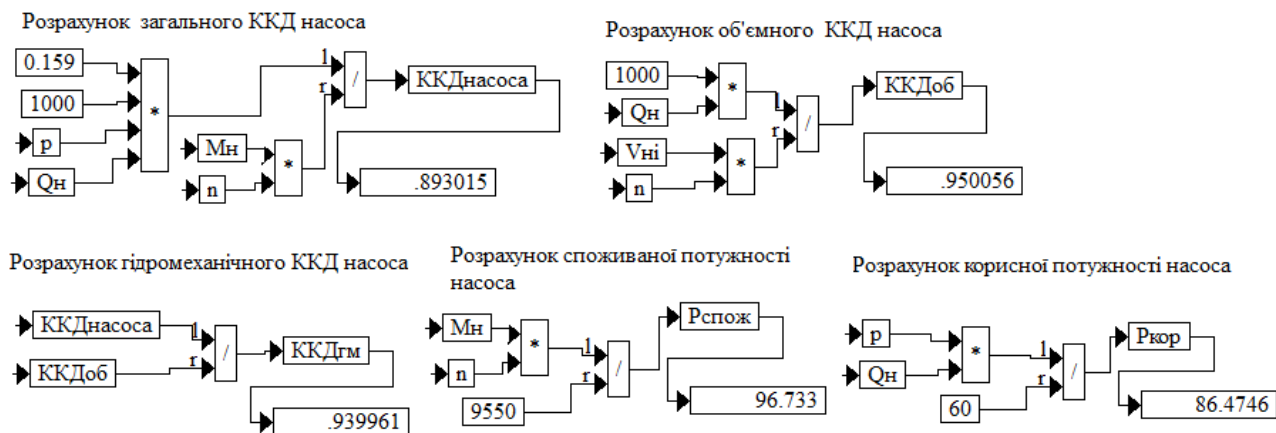


Рис. 12. Розрахункові блоки насоса PVH-112

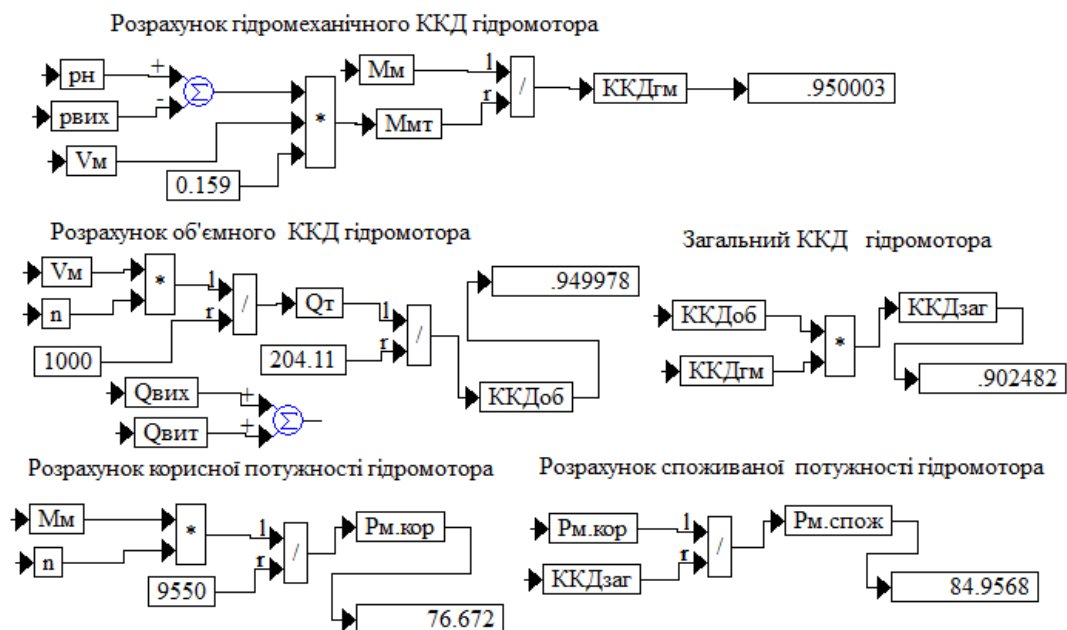


Рис. 13. Розрахункові блоки гідромотора MFH-112

В табл. 4 приведені результати вимірювань параметрів гідромашин та гідропривода і розрахункові значення за вище приведеними формулами. Звертаємо увагу на те, що споживана потужність насоса і гідропривода (96,73 кВт) а також корисна потужність гідромотора і гідропривода (76,67 кВт) співпадають, що вказує на коректність виконаних розрахунків.

Таблиця 4. Визначення параметрів гідромашин і гідропривода за результатами стендових випробувань

Параметри, розмірність:	Об'єкт випробування:		
	PVH-112	MFH-112	ОГП
1 Результати вимірювань:			
Роб. об'єм максим. гідромотор/насос, см ³	110,8	110,8	110,8/110,8
Частота оберт. гідромотора/насоса, хв ⁻¹	2000	1750	1750/2000
Крутний момент гідромотора, Н.м			
Тиск на вході/виході гідромотора, МПа			
Перепад тисків на гідромоторі, МПа			
Витрати на виході гідромотора, л/хв			
Витоки оливи з гідромотора, л/хв			
Подача насоса/витрата гідромотора, л/хв			
Крутний момент насоса, Н.м			
Перепад тисків нагнітання насоса, МПа			
2 Результати розрахунків:			
Робочий об'єм насоса, см ³			

Теоретична витрата гідромотора, л/хв			
Теорет. крутн. момент гідромотора, Н.м			
Теоретична подача насоса, л/хв			
Об'ємний ККД			
Гідромеханічний ККД			
ККД			
Корисна потужність, кВт			
Споживана потужність, кВт			

Висновки за результатами розрахунків та випробувань гідропривода

Проведений аналіз технічних характеристик аксіальнопоршневих насоса PVH-112 і гідромотора MFH-112 в складі гідропередачі, яка встановлюється в двохпотоківій гідромеханічній безступеневій трансмісії колісного трактора, розроблена гідравлічна принципова схема стендових випробувань та їх методика.

За результатами розрахунків стендового обладнання гідропривода встановлені необхідні параметри приводного електродвигуна насоса і гальмівного пристрою гідромотора при максимальних вихідних значеннях щодо тиску і подачі насоса та крутного моменту і частоти обертання гідромотора. Визначені також ємність гідробака та втрати потужності для обрання необхідного оливаохолоджувача.

Для робочого режиму функціонування гідропередачі з частотою обертання гідромотора привода епіциклічної шестерні трансмісії в 1750 хв^{-1} і насоса від основного ДВЗ з частотою обертання в 2000 хв^{-1} розраховані значення потужності, об'ємного, гідромеханічного і загального ККД гідромотора, насоса і гідропередачі. Для можливості проведення розрахунків на інших режимах експлуатації гідропередачі створені розрахункові блоки в пакеті VisSim і проведена їхня апробація.

Завдання. Побудувати обчислювальні блоки VisSim та виконати відповідні розрахунки гідропередачі.

ЗМІСТ

Вступ.....	2
Практичне заняття 5. Аналіз результатів стендових випробувань насоса.....	3
Практичне заняття 6. Аналіз результатів випробувань гідромотора MFH-71.....	12
Практична робота 7. Розрахунок об'ємного гідропривода заднього навісного обладнання трактора.....	27
Практичне заняття 8. Аналіз результатів випробувань гідропередачі з насосом PVH-11 і гідромотором MFH-112.....	48
Перелік посилань.....	69

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ 3455.1-96 (2-96; 3-96; 4-96). Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Терміни та визначення. Держстандарт України. – Київ : 1997. – 196 с.
2. Національний стандарт України. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробувань та подання основних сталих робочих характеристик. (ISO 4409:2007, IDT), ДСТУ ISO 4409:2013. БЗ-№ 11–2013/410. 22 с.
3. International Standard. Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance. ISO 4409. Third edition 2019-07. 34 p.
4. ДСТУ ISO 4413:2002. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT. Держпоживстандарт України. Київ : 2005. 31с.
5. ДСТУ 3974. Державний стандарт України. Система розроблення та постановлення продукції на виробництво. Правила виконання дослідно-конструкторських робіт. Загальні положення. Видання офіційне. Київ. Держстандарт України. 2001. – 34 с.
6. Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Бондаренко А.І., Пелипенко Є.С. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні. Навчальний посібник : за ред. В. Б. Самородова. НТУ «ХПІ». Харків : ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
7. 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.
8. Аврунін Г.А., Пімонов І.Г., Щербак О.В., Мороз І.І., Головка С.М., Мазуренко В.Ф. Аналіз конструкцій аксіальних роторнопоршневих гідромашин виробництва АТ «Гідросила АПМ». Промислова гідравліка і пневматика. Вінниця. 2022. №1-2 (69-70). С. 31-62.
9. Аврунін Г.А., Подригало М.А., Подригало Н.М., Мороз І.І. Аналіз методів випробувань об'ємних гідромашин та гідропередач. 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. № 2. С. 25-33. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.04
10. Bent-axis axial-piston pumps series PBF20. Technical Catalog - Kropyvnytskyi: Hydrosila, 2020. – 32 p.
https://eu.hydrosila.com/files/originals/products_catalogs/catalog-en---bf10--bf20--bf20th--bv10-series-axial-piston-bent-axis-pumps-and-motors_en_3.pdf
11. <https://www.hydrosila.com/products/axial-pumps/> (насоси Гідросила)
12. <https://www.hydrosila.com/products/axial-motors/> (гідромотори Гідросила)
13. <https://pro-mobility.org/instruction/instruktsiia-z-vstanovlennia-studentskoi-versii-ptv-vissim/> (Інструкція з встановлення студентської версії PTV Vissim)
14. Проектування та випробування гідроприводів БДМ. Дистанційний курс/ Аврунін Г.А. – Сертифікат ЛІТОс-ХНАДУ, 2019р.
<https://dl.khadi.kharkov.ua/course/view.php?id=1010>.

Навчальне видання

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни РНД

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів
будівельних та дорожніх машин»
(Практичні заняття 5-8)

Укладачі: АВРУНІН Григорій Аврамович
МОРОЗ Ірина Іванівна

Відповідальний за випуск професор Фідровська Н. М.

В авторській редакції

Підп. до друку 01.06.2026 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Ум. друк. арк. 3,75
Замовлення Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

Віддруковано
Свідоцтво