

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни
«Гідравліка» Розділ «Гідропневмопривод» на тему

«Розрахунок гідросистеми автотранспорту»

для студентів спеціальності
«Колісні та гусеничні транспортні засоби»

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни
«Гідравліка» Розділ «Гідропневмопривод» на тему

«Розрахунок гідросистеми автотранспорту»

для студентів спеціальності
«Колісні та гусеничні транспортні засоби»

Затверджено методичною радою університету,
протокол № ____ від «__» _____ 20__ р.

Харків
ХНАДУ
2014

Укладач: Є.І. Калінін

Кафедра теоретичної механіки і гідравліки

ВСТУП

Метою розрахунково-графічної роботи є закріплення та поглиблення знань студентів з дисципліни «Гідравліка», Розділ «Гідропневмопривод», а також набуття студентами навичок розрахунку гідроприводу енергетичних засобів.

До розрахунку гідроприводу слід приступати тільки після опрацювання теоретичного матеріалу у відповідності з програмою курсу.

Основною задачею розрахунку гідроприводу є формування його єдиної гідросхеми на основі проведених теоретичних досліджень.

Розрахунок гідроприводу проводиться в три етапи.

На першому етапі формується приблизна схема гідроприводу, яка узгоджується з викладачем.

На другому етапі проводиться попередній розрахунок основних елементів гідроприводу, основним завданням якого є вибір його основних параметрів.

На третьому етапі проводиться остаточний розрахунок, який включає в себе визначення втрат тиску та ефективності роботи гідроприводу.

1. ЗАГАЛЬНА ІНФОРМАЦІЯ ПРО ГІДРОПРИВІД, ЩО РОЗРАХОВУЄТЬСЯ

Вилкові навантажувачі (рис. 1.1) набули широкого поширення для транспортування вантажів на складах різноманітної продукції, в цехах підприємств, при будівельно-монтажних роботах.

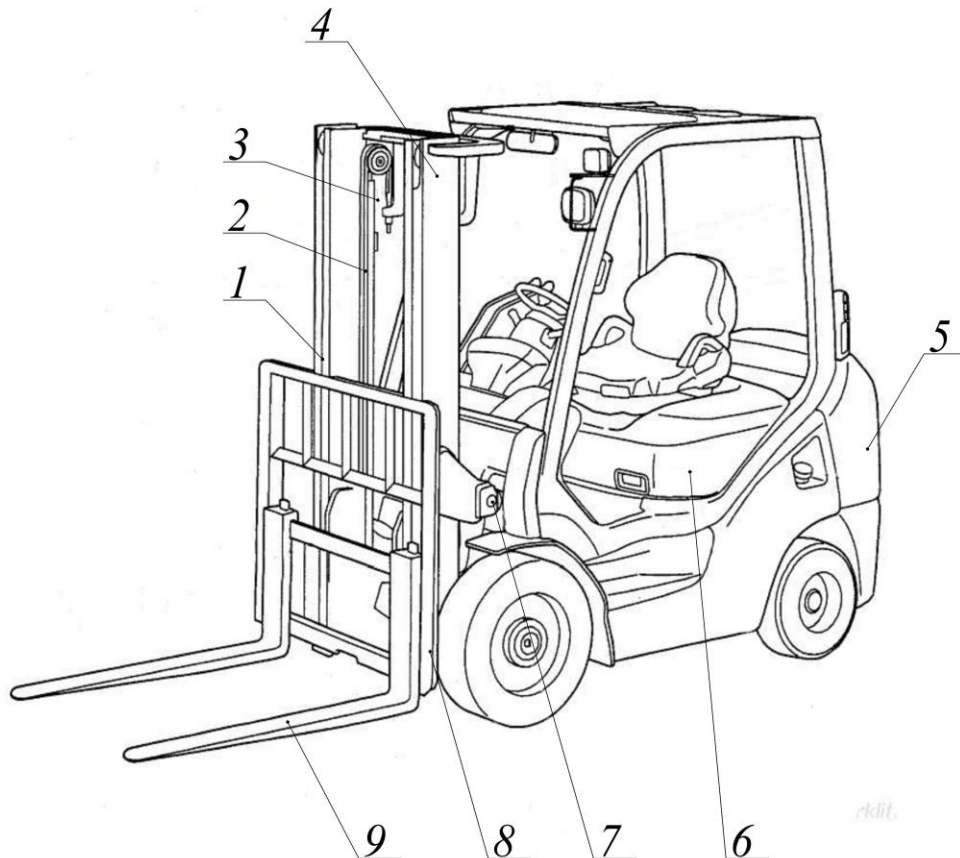


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд вилкового навантажувача: 1 – щогла; 2 – ланцюг; 3 – гідроциліндр підйому; 4 – нерухома рама; 5 – противаги; 6 – капот двигуна; 7 – гідроциліндр нахилу; 8 – каретка; 9 – вилка

Легкість в управлінні, надійність в експлуатації, висока вантажопідйомність, стійкість, маневреність, і досить висока швидкість підйому-опускання вантажів характеризують всі типи навантажувачів.

Приводяться в рух навантажувачі або електродвигуном, що працює від акумулятора, або двигуном внутрішнього згорання. Для підйому-опускання вантажів використовують об'ємний гідروпривід.

Щогла навантажувача (рис. 1.2) складається з каретки 1, рухомої рами 2, нерухою рами 3 та поліспасти 4. Каретка 1, яка служить місцем для вантажу, прикріплюється ланцюгом 5 через поліспаст 4 до нерухої рами 3. Нерухома рама 3 є направляючою для рухомої рами. Рухома рама 2 разом з поліспастом 4 переміщуються плунжерним гідроциліндром 6. Таке приєднання каретки дозволяє збільшити її переміщення в два рази в порівнянні з переміщенням плунжера.

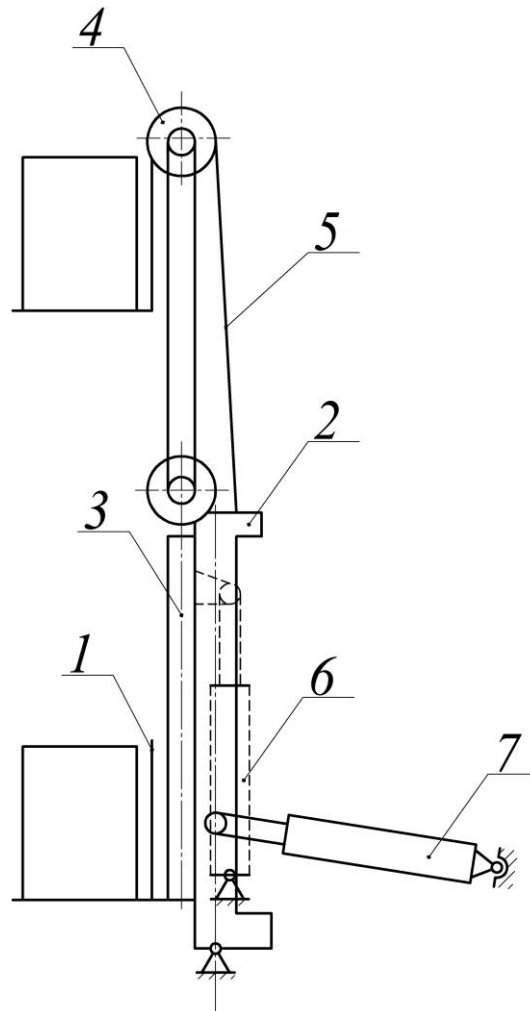


Рисунок 1.2 – Схема вузлів механізму щогли навантажувача: 1 – каретка; 2 – нерухома рама; 3 – рухома рама; 4 – поліспаст; 5 – ланцюг; 6 – гідроциліндр підйому; 7 – гідроциліндр нахилу

Для зручності розвантаження і оберігання вантажу від падіння під час транспортування щогла навантажувача може бути нахилена на кут α від вертикального положення в обидві сторони. Нахил щогли здійснюється двома гідроциліндрами 7 двосторонньої дії з односторонніми штоками.

При виконанні розрахунково-графічної роботи студенти вивчають конструкцію навантажувача, виконують силовий розрахунок робочого обладнання, складають і розраховують гідравлічну схему системи, вибираючи на основі проведеного розрахунку типорозміри гідроустаткування і визначаючи коефіцієнт корисної дії розробленої системи.

2. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

G_v – вага вантажу; G_k – вага каретки; $G_{p.p.}$ – вага рухомої рами; $G_{н.р.}$ – вага нерухомої рами; v – швидкість підйому вантажу; v_n – швидкість переміщення штока циліндра нахилу; H – максимальна висота підйому вантажу; k – відстань від опори до штока циліндра нахилу; n – відстань від центра ваги вантажу до рами; α_1 – максимальний кут нахилу щогли з вантажем вперед; α_2 – максимальний кут нахилу щогли з вантажем назад; β – кут між віссю гідроциліндрів, що забезпечують нахил щогли, з горизонталлю; $p_{ном}$ – робочий тиск в гідросистемі.

Варіанти вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Варіанти вихідних даних для розрахунку

№	G_B , кН	G_K , кН	$G_{p.p.}$, кН	$G_{н.р.}$, кН	ν , м/с	ν_H , м/с	H, м	n, м	k, м	α_2 , град	α_1 , град	β , град	$P_{ном}$, МПа
1	10	4	0,7	1,5	0,1	0,1	1,8	0,5	1,2	5	5	15	12,5
2	20	5	0,7	1,4	0,11	0,15	2,2	0,5	1,3	5	4	15	12,5
3	30	6	0,8	1,2	0,12	0,12	1,6	0,5	1,4	5	3	20	10
4	40	7	0,8	1,6	0,13	0,14	2,2	0,6	1,5	6	4	20	10
5	50	4	0,9	1,5	0,14	0,1	1,5	0,6	1,4	6	3	25	16
6	32	5	0,9	1,7	0,15	0,12	2	0,6	1,3	8	5	25	16
7	36	6	1,0	1,9	0,16	0,14	1,8	0,6	1,2	8	5	30	20
8	42	7	1,0	2,1	0,2	0,1	1,2	0,4	1,1	7	4	30	20
9	46	4	1,1	2,0	0,1	0,1	1,4	0,4	0,9	7	3	25	12,5
10	15	5	1,1	1,9	0,15	0,12	1,5	0,5	0,9	5	3	25	10
11	22	6	0,8	1,8	0,14	0,14	1,4	0,6	0,8	5	4	20	16
12	45	7	0,7	2,0	0,13	0,11	1,5	0,7	0,8	6	5	20	20
13	50	4	0,9	2,2	0,12	0,12	1,6	0,4	0,7	6	4	16	12,5
14	55	5	1,1	2,0	0,11	0,1	1,2	0,5	0,7	7	5	16	12,5
15	25	6	1,2	1,6	0,1	0,1	1,2	0,5	1,1	7	5	18	10
16	35	7	0,9	1,8	0,17	0,11	1,8	0,6	1,2	8	4	18	10
17	45	4	0,8	1,9	0,18	0,13	2,2	0,6	1,3	8	4	20	6,3
18	18	5	0,7	2,1	0,11	0,14	1,8	0,3	0,9	9	5	25	12,5
19	28	6	1,1	2,0	0,12	0,12	1,2	0,4	0,8	9	5	15	10
20	32	7	1,2	1,8	0,13	0,11	1,8	0,4	0,7	5	3	15	16
21	40	4	0,9	1,9	0,14	0,12	1,5	0,5	1,1	5	3	22	20
22	50	5	1,1	2,0	0,1	0,12	2	0,6	1,2	6	3	22	32
23	20	4	1,2	2,1	0,11	0,11	1,5	0,3	1	6	4	20	20

Силу тертя (R) в напрямних рухомої і нерухомої рамах прийняти 10% від G_v . Коефіцієнт корисної дії поліспасти $\eta_{\text{бл}} = 0,78$. Тиск у зливному трубопроводі прийняти рівним атмосферному $p_{\text{зл}} = 0,1 \times 10^6$ Па.

3. РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОЇ СХЕМИ

При розробці гідравлічної схеми системи необхідно врахувати чи можуть операції з підйому вантажу і нахилу щогли здійснюватися одночасно або тільки послідовно. Студентам надається можливість самим задати вид циклограми роботи гідродвигунів. Також необхідно виключити мимовільне зсування положення двигуна, що забезпечує підйом вантажу, за рахунок витоків робочої рідини в розподільнику. Можливо, необхідно передбачити синхронізація швидкостей переміщення двигунів.

Рекомендується, перед початком розрахунку, складену гідросхему погодити з викладачем.

Принципова гідравлічна схема викреслюється відповідно до вимог Єдиної системи конструкторської документації на листку формату А1 в рамці з великим штампом і специфікацією над штампом.

На схемі всі елементи зображуються у вигляді умовних графічних позначень у вихідному положенні. Кожен елемент повинен мати позиційне буквено-цифрове позначення. Причому, спочатку іменник, а потім прикметник. Наприклад: зворотний клапан – КЗ; насос – Н; гідроциліндр – ЦГ. Якщо апаратів з однаковою назвою використовується декілька, то після букв пишеться цифра (КЗ1, КЗ2, Н1, Н2). Позиційні позначення проставляються на схемі поруч з умовним графічним позначенням елемента. Гідроапарати нумерують по порядку, починаючи з одиниці, як правило, по напрямку потоку робочої рідини (бак, насос і т.д.).

Якщо є необхідність нумерувати гідролінії, то їм присвоюються порядкові номери, які проставляють після номерів гідроапаратів.

У стовпці «Примітка» специфікації вказуються технічні характеристики гідроапарату. Наприклад, $p = 20$ МПа, $Q = \dots$ л/хв.

4. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

Навантаження на гідроциліндр підйому P_1 можна визначити з залежності виду:

$$P_1 = \frac{2(G_B + G_K)}{\eta_{\text{бл}}} + G_{\text{р.р.}} + R. \quad (4.1)$$

Оскільки каретка піднімається через поліспаст, швидкість підйому каретки з вантажем буде в два рази більше швидкості переміщення штока. Отже, можемо записати:

$$v = 2v_1. \quad (4.2)$$

Швидкість переміщення штока циліндра підйому визначається з залежності виду:

$$v_1 = \frac{v}{2}. \quad (4.3)$$

4.1. Навантаження на циліндри нахилу

Довжину рухомої і нерухомої рами вважаємо однаковими – $H/2$. Рухома рама піднімається на величину $H/2$. Центр ваги рами знаходиться посередині, тобто $H/4$. Центр ваги максимально піднятої рухомої рами буде дорівнювати:

$$\frac{H}{2} + \frac{H}{4} = \frac{3}{4}H = 0,75H. \quad (4.4)$$

Складаємо рівняння моментів створюваних щоглою щодо опори для найбільш несприятливих випадків: при максимально піднятій каретці з вантажем і нахилу в крайні положення.

Рівняння моментів при нахилі щогли назад можна скласти на основі розрахункової схеми, яка наведена рис. 4.1. Отримаємо:

$$\begin{aligned} & -G_{\text{н.р.}} \cdot \sin \alpha_2 \cdot 0,25H - G_{\text{р.р.}} \cdot \sin \alpha_2 \cdot 0,75 \cdot H - G_K H \cdot \sin \alpha_2 - \\ & - G_B (H \cdot \sin \alpha_2 - n \cdot \cos \alpha_2) + P_{2H} \cdot k \cdot \cos(\beta + \alpha_2) = 0. \end{aligned} \quad (4.5)$$

З рівняння моментів і знаходимо силу навантаження на циліндри нахилу при нахилі назад :

$$P_{2H} = \frac{(0,25 \cdot G_{\text{н.р.}} + 0,75 \cdot G_{\text{р.р.}} + G_B + G_K) \cdot H \cdot \sin \alpha_2 - G_B \cdot n \cdot \cos \alpha_2}{k \cdot \cos(\beta + \alpha_2)}. \quad (4.6)$$

Силу такої величини, але протилежно спрямовану, необхідно створити подачею тиску в штокову порожнину циліндрів для утримання щогли з вантажем.

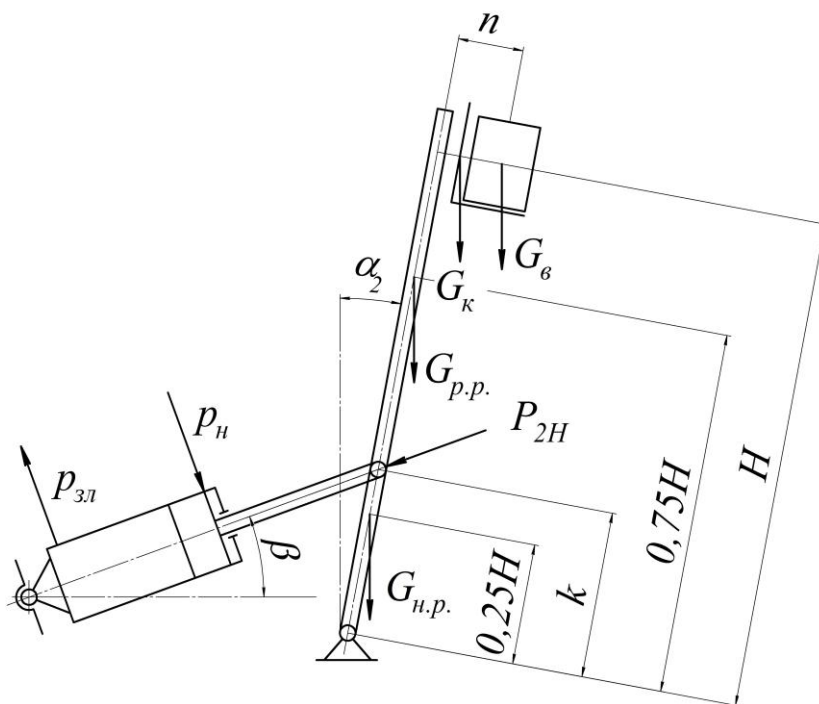


Рисунок 4.1 – Схема сил, що діє на щоглу навантажувача при її нахилі назад

Рівняння моментів при нахилі щогли вперед (рис. 4.2):

$$0,25 \cdot H \cdot G_{н.р.} \cdot \sin \alpha_1 + 0,75 \cdot H \cdot G_{р.р.} \cdot \sin \alpha_1 + H \cdot G_k \cdot \sin \alpha_1 - (4.7)$$

$$+ H \cdot G_b \cdot \sin \alpha_1 + n \cdot G_b \cdot \cos \alpha_1 - P_{2B} \cdot k \cdot \cos(\beta + \alpha_1) = 0.$$

Сила навантаження на циліндри нахилу при нахилі вперед :

$$P_{2B} = \frac{(0,25 \cdot G_{н.р.} + 0,75 \cdot G_{р.р.} + G_k + G_b) \cdot H \cdot \sin \alpha_1 + n \cdot G_b \cdot \cos \alpha_1}{k \cdot \cos(\beta + \alpha_1)}. (4.8)$$

У подальшому розрахунку орієнтуватися будемо на найбільшу силу навантаження, яку повинен буде долати привід, що розробляється $-P_{2max}$.

Оскільки за завданням нахил щогли здійснюється двома циліндрами, знайдену силу ділимо навпіл і виходячи з цього значення в подальшому розраховуємо гідроциліндр нахилу.

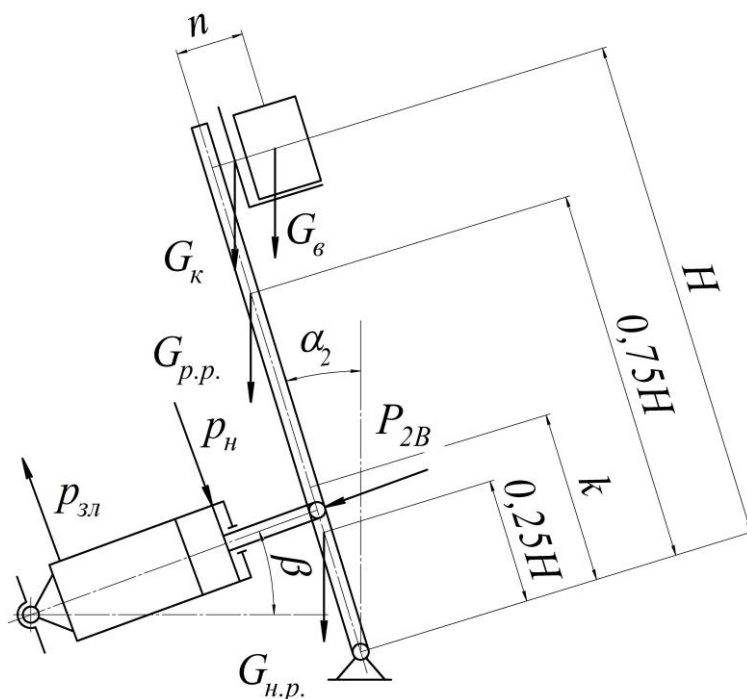


Рисунок 4.2 – Схема сил, що діє на шоглу навантажувача при її нахилі вперед

Зусилля на штоку одного циліндра визначиться з залежності:

$$P_{22} = \frac{P_{2\max}}{2}, \quad (4.9)$$

а швидкість переміщення штока буде дорівнювати:

$$v_2 = v_n. \quad (4.10)$$

4.2. Розрахунок циліндра підйому вантажу

Діаметр циліндра підйому визначимо виходячи з того, що рушійна сила, яка необхідна для підйому вантажу визначається, як сила, що дорівнює добутку тиску на площу:

$$P_1 = \frac{p_{\text{ном}} \cdot \pi \cdot D_{1\text{П}}^2}{4} \cdot \eta_{\text{дм}}, \quad (4.11)$$

де $p_{\text{ном}}$ – номінальний, робочий тиск в системі; D_1 – діаметр плунжерного циліндра; $\eta_{\text{дм}}$ – коефіцієнт корисного дії гідродвигуна механічний (враховує втрати тиску в системі, тертя в манжетах, ущільненнях штока і т.п.). Попередньо $\eta_{\text{дм}}$ приймаємо в межах 0,75...0,97. Тоді:

$$D_{\text{пш}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_1}{\pi \cdot \eta_{\text{дм}} \cdot p_{\text{ном}}}} \quad (4.12)$$

Отримане значення округлюється до найближчого більшого значення діаметру за ГОСТ 12447-80.

Таблиця 4.1 – Діаметри гідроциліндрів згідно ГОСТ 12447-80

10	12	16	20	25	32	(36)	40	(45)	50
(56)	63	(70)	80	(90)	100	(110)	125	(140)	160
(180)	200	(220)	250	(280)	320	(360)	400	(450)	500

При цьому, значення зазначені в дужках не є пріоритетними.

У результаті розрахунків отримуємо діаметр $D_{\text{пш}}$ – діаметр плунжерного циліндру, штоку немає. Уважно вивчивши конструкцію плунжерного циліндру (рис. 4.3) необхідно підібрати за відомим діаметром потрібну кількість манжет (див. Додаток 2).

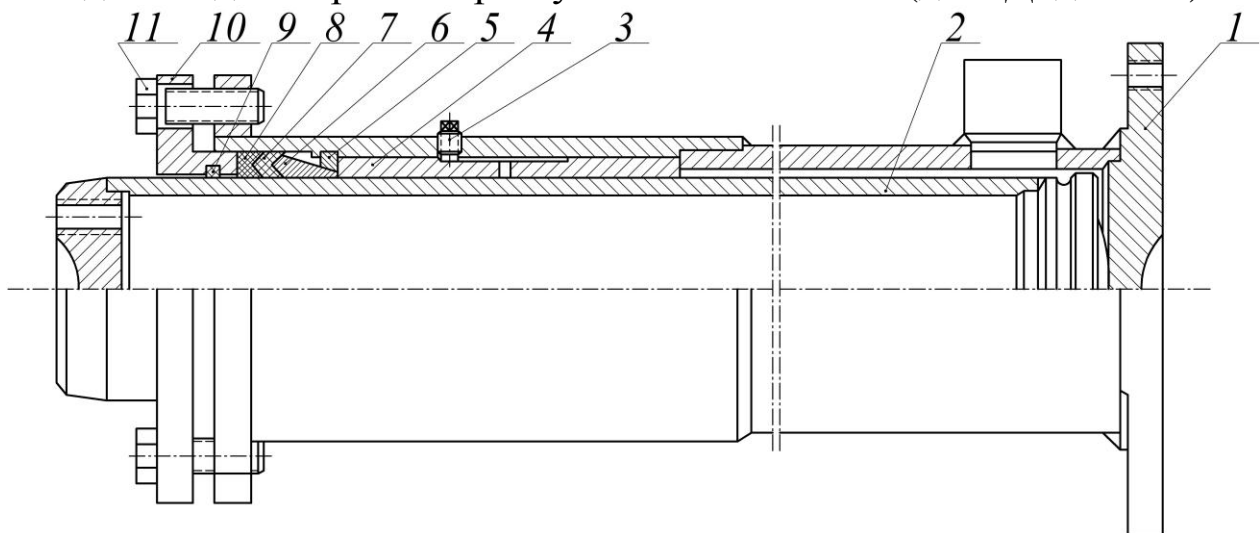


Рисунок 4.3 – Гідравлічний циліндр підйому каретки автотранспорту: 1 – корпус; 2 – плунжер; 3 – пробка для випускання повітря; 4 – втулка; 5 – упорний сектор; 6 – розтискне кільце; 7 та 8 – манжети; 9 – кільце для знімання пилю; 10 – фланець; 11 – болт

Фактичне зусилля на плунжері з урахуванням сил тертя визначається за залежністю виду:

$$P_{\text{1ф}} = p_{\text{ном}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{пш}}^2}{4} - F_{\text{тер}}, \quad (4.13)$$

де $F_{\text{тер}} = F_1 + F_2 + F_3$:

F_1 – сила тертя спокою, якою нехтуємо;

F_2 – сила рідинного тертя (сили опору, які пропорційні швидкості переміщення;

$$F_2 = K_v \cdot v_1, \quad (4.14)$$

де K_v – градієнт сил рідинного тертя, який визначається експериментально ($K_v = (0,15...0,2) \times 10^2 \text{ Н} \times \text{с/м}$).

F_3 – сили опору, які незалежні від тертя:

$$F_3 = F \cdot p \cdot f_{\text{тер}}, \quad (4.15)$$

де $f_{\text{тер}}$ – коефіцієнт тертя гуми по сталі $f_{\text{тер}} = 0,04...0,08$; F – площа контакту манжети і елемента, що ущільнюється на яку діє тиск p .

Силу сухого тертя розглядаємо для кожної манжети. Приймаємо тиск, що діє на першу манжету за 100% , на другу манжету – за 70%, на третю манжету – 20%.

$$F_3 = \pi \cdot p_{\text{ном}} \cdot f_{\text{тер}} \cdot d_m [b_1 + 0.7 \cdot b_2 + 0.2 \cdot b_3], \quad (4.16)$$

де b – ширина обраних манжет; d_m – діаметр манжет (той діаметр, що взаємодіє з поверхнею).

Механічний коефіцієнт корисної дії плунжерного циліндра підйому визначиться з залежності:

$$\eta_{\text{дм1}} = \frac{P_{1\phi} \cdot 4}{p_{\text{ном}} \cdot \pi \cdot D_{1\text{п}}^2}. \quad (4.17)$$

Тоді загальний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра підйому:

$$\eta_{\text{д1}} = \eta_{\text{до1}} \cdot \eta_{\text{дм1}} \cdot \eta_{\text{дг1}}, \quad (4.18)$$

де $\eta_{\text{до1}}$ – об'ємний ККД для гідроциліндрів з манжетним ущільненням, який дорівнює 0,98...1 (витоками в гідроциліндрі нехтуємо, тому приймаємо $\eta_{\text{до1}}=1$); $\eta_{\text{дг1}}$ – гідравлічний ККД гідроциліндра, який приймаємо $\eta_{\text{дг1}}=1$.

Витрата, яка необхідна для забезпечення заданої швидкості підйому вантажу при обраному гідроциліндрі:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot D_{1\text{п}}^2}{4} \cdot \frac{v_1}{\eta_{\text{до1}}}. \quad (4.19)$$

4.3. Розрахунок гідроциліндрів нахилу

1. При нахилі вперед:

Гідроциліндрів нахилу два, тому розміри циліндрів визначаються з умови:

$$\frac{P_{2B}}{2} \leq p_{\text{ном}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{2B}^2}{4} \cdot \eta_{\text{дм}}. \quad (4.20)$$

Приймаємо механічний ККД двигуна нахилу $\eta_{\text{дм}} = 0,95$. Тоді:

$$D_{2B} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{2B}}{\pi \cdot \eta_{\text{дм}} \cdot p_{\text{ном}}}}. \quad (4.21)$$

2. При нахилі назад:

У цьому випадку тиск подається в штокову порожнину, і тому

$$\frac{P_{2H}}{2} \leq \left[p_{\text{ном}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{2H}^2 - d_{2H}^2) - p_{\text{сл}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{2H}^2}{4} \right] \cdot \eta_{\text{дм}}. \quad (4.22)$$

Розрахунок діаметра штока короткоходових гідроциліндрів ведуть з умови міцності його на стиск або розтяг, використовуючи рівняння:

$$d_{2H} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P_{22}}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (4.23)$$

де $[\sigma] = 120 \times 10^3 \text{ Н/м}^2$ – допустиме напруження для сталі.

Вибираємо стандартний діаметр штока не менше розрахункового та визначаємо бажаний діаметр поршня.

Діаметр поршня при нахилі щогли назад буде дорівнювати:

$$D_{2H} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{2H} + p_{\text{ном}} \cdot \pi \cdot \eta_{\text{дм}} \cdot d_{2H}^2}{\pi \cdot \eta_{\text{дм}} \cdot (p_{\text{ном}} - p_{\text{сл}})}}. \quad (4.24)$$

Максимальний хід поршня (X) приблизно можна визначити через синус відповідних трикутників:

$$X = k(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2). \quad (4.25)$$

Маючи бажані діаметри штока, поршня і хід поршня вибираємо стандартні циліндри нахилу (Додаток 1).

На поршні гідроциліндра нахилу розташовані дві манжети. Ще одна розташована на штоку. Проаналізувавши рисунок 4.4 визначаємо, яким є даний розмір для манжети внутрішній або зовнішній. Після цього за Додатком 2 підбираємо манжети.

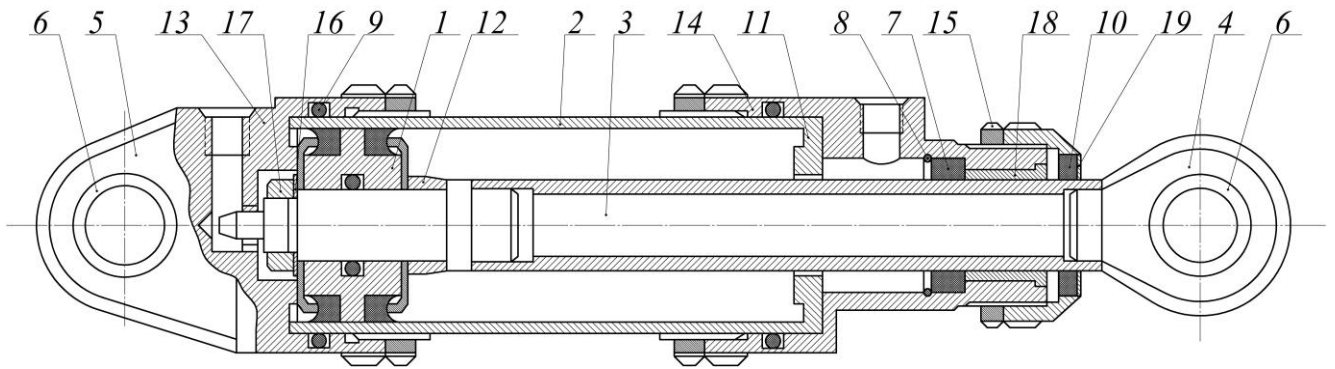


Рисунок 4.4 – Гідроциліндр двосторонньої дії: 1 – поршень; 2 – гільза; 3 – шток; 4 – передня проушина; 5 – задня проушина; 6 – втулка ковзання; 7 – манжета; 8 – манжетотримач; 9 – кільце круглого поперечного перерізу; 10 – знімач бруду; 11 – кільце демпфера; 12 – корпус демпфера; 13 – задня кришка; 14 – передня кришка; 15 – контргайка; 16 – стопорна шайба; 17 – гайка; 18 – спрямовуюча; 19 – кришка знімача бруду

Фактичне зусилля на штоку одного гідроциліндра нахилу:

$$P_{2\phi} = p_{\text{ном}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{2H}^2}{4} - p_{\text{сл}} \frac{\pi \cdot (D_{2H}^2 - d_{2H}^2)}{4} - F_{\text{тер}}. \quad (4.26)$$

Сила тертя $F_{\text{тер}}$ визначається, як сума сил сухого і рідинного тертя:

$$F_{\text{тер}} = K_v \cdot \nu_n + F_{21} + F_{22} + F_{23}, \quad (4.27)$$

де F_{21} – сила сухого тертя манжети, яка стоїть в порожнині нагнітання на поршні; F_{22} – сила сухого тертя манжети, яка стоїть в порожнині нагнітання на штоку; F_{23} – сила сухого тертя манжети, яка стоїть в порожнині зливу на поршні:

$$F_{21} = \pi \cdot D_{2H} \cdot b_{21} \cdot p_{\text{ном}} \cdot f_{\text{тер}}, \quad (4.28)$$

$$F_{22} = \pi \cdot d_{2H} \cdot b_{22} \cdot p_{\text{ном}} \cdot f_{\text{тер}}, \quad (4.29)$$

$$F_{23} = \pi \cdot D_{2H} \cdot b_{23} \cdot p_{\text{сл}} \cdot f_{\text{тер}}, \quad (4.30)$$

де b – ширина відповідної манжети; $f_{\text{тер}} = 0,04 \dots 0,08$ – коефіцієнт тертя гуми по сталі.

Механічний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра нахилу:

$$\eta_{\text{дм2}} = \frac{P_{2\phi}}{p_{\text{ном}} \frac{\pi \cdot D_{2H}^2}{4}}. \quad (4.31)$$

Загальний коефіцієнт корисної дії циліндра нахилу:

$$\eta_{д2} = \eta_{до2} \cdot \eta_{дм2} \cdot \eta_{дг2}, \quad (4.32)$$

де $\eta_{дг2} = 1$ – гідравлічний ККД гідроциліндра; $\eta_{до2} = 0,98$ – об’ємний ККД гідроциліндра.

4.4. Визначення витрати в циліндрі нахилу

Витрата робочої рідини при нахилі вперед:

$$Q_B = v_n \cdot \frac{\pi \cdot D_{2B}^2}{4}. \quad (4.33)$$

Витрата робочої рідини при нахилі назад:

$$Q_H = v_n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{2H}^2 - d_{2H}^2). \quad (4.34)$$

З цих двох значень вибирається найбільше – Q_{max} . Витрата, яка необхідна для забезпечення заданої швидкості переміщення двох циліндрів нахилу:

$$Q_2 = 2Q_{max}. \quad (4.35)$$

4.5. Вибір насоса для гідросистеми

Якщо в роботі вирішено забезпечити поєднання підйому каретки і нахилу щогли, то необхідну витрату можна визначити за формулою:

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (4.36)$$

Якщо операції проводять по черзі, тобто або нахиляють щоглу або піднімають каретку, то витрата в системі вибирається по більшому значенню, тобто $Q = Q_1$ або $Q = Q_2$.

Необхідний робочий об’єм насоса:

$$q_{нас} = \frac{Q}{n \cdot \eta_{он}}, \quad (4.37)$$

де n – номінальне число обертів; $\eta_{он}$ – об’ємний ККД насоса (приймається рівним 0,95...0,97).

Число обертів або частота обертання вала насоса зазвичай стандартна і в електродвигунів і у дизелів $n = 1500$ об/хв або $n = 2000$ об/хв.

Насос вибирається по потоку робочої рідини $q_{\text{нас}}$, який необхідний для здійснення заданої швидкості руху двигунів і такий, що витримує роботу при тиску не менше $p_{\text{ном}}$ (див. Додаток 3). При цьому записується як модель, так і основні характеристики: робочий об'єм; максимально допустимий тиск; частота обертання; ККД об'ємний і повний і т.д.

Після підбору насоса, якщо необхідно забезпечити задану швидкість переміщення виконавчих двигунів, то визначаємо число обертів валу вибраного насоса:

$$n_p = \frac{Q}{q_n \cdot \eta_{\text{он}}}. \quad (4.38)$$

Дана зміна обертів забезпечується за рахунок редуктора між насосом та двигуном.

4.6. Вибір марки робочої рідини

Параметри деяких робочих рідин, які застосовуються в гідроприводах наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Характеристики деяких робочих рідин гідросистем

Тип робочої рідини	Густина ρ , кг/м ³	Модуль пружності E, МПа	Кінематична в'язкість при 50°C ν , мм ² /с
Індустріальні мастила: И-20А	901	1427	17-23
И-50А	901	1530	47-55
Мобільне мастило МГЕ-4А	830	1300	3,6-4
Синтетичне мастило 7-50С-3	930	1070	10

4.7. Розрахунок трубопроводів

У приводі на різних ділянках можуть застосовуватися труби як відмінних, так і одного діаметру. У будь-якому випадку необхідно підтвердити розрахунком, що обраний діаметр підходить.

Існує ділянка від насоса до розподільників, через яку повинна проходити витрата Q . Робоча рідина на цій ділянці завжди буде під номінальним тиском. Це напірна гідролінія. Від розподільників до бака – зливна гідролінія. Вважаємо, що зливається стільки ж рідини, скільки протікає по напірному трубопроводу.

Від розподільників до гідроциліндрів трубопроводи працюють по черзі, то як напірні, то як зливні. Найбільш несприятливий варіант – це робота в режимі напірного трубопроводу.

Допустимі швидкості течії робочої рідини по трубах залежать від призначення трубопроводу.

Для зливного трубопроводу швидкість руху рідини $v_{д.зп}$ повинна бути у межах 1,5...2,0 м/с.

Допустима швидкість течії робочої рідини для напірного трубопроводу визначається залежно від тиску по наведеній таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Допустимі швидкості руху течії в трубопроводі

$p_{ном}$	МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{д.н.}$	м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Внутрішній діаметр напірного трубопроводу можна визначити з залежності:

$$d_{тр.н} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{д.н}}}, \quad (4.39)$$

а внутрішній діаметр зливного трубопроводу з залежності:

$$d_{тр.зп} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{д.зп}}}. \quad (4.40)$$

Необхідна товщина стінки труби у напірного трубопроводу:

$$s_{\text{тр.н}} = \frac{p \cdot d_{\text{тр.н}}}{2 \cdot [\sigma]}, \quad (4.41)$$

а необхідна товщина стінки у зливного трубопроводу:

$$s_{\text{тр.зл}} = \frac{p \cdot d_{\text{тр.зл}}}{2 \cdot [\sigma]}, \quad (4.42)$$

де p – тиск у відповідному трубопроводі ($p_{\text{ном}}$ або $p_{\text{зл}}$); $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу трубопроводу, яке для сталевих безшовних трубопроводів становить $120 \times 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Товщина стінки сталеві безшовної холоднодеформованої труби по ГОСТ 8734-75 вибирається з ряду: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; ... мм.

Приймаємо стандартну товщину стінки трубопроводів згідно ГОСТ: для напірного трубопроводу – $s_{\text{ГОСТ тр.н.}}$, а для зливного трубопроводу – $s_{\text{ГОСТ тр.зл.}}$.

Визначення зовнішнього діаметра труб можна провести по залежностям:

$$d_{\text{н.н}} = d_{\text{тр.н}} + 2 \cdot s_{\text{ГОСТ тр.н.}}, \quad (4.43)$$

$$d_{\text{н.зл}} = d_{\text{тр.зл}} + 2 \cdot s_{\text{ГОСТ тр.зл.}}. \quad (4.44)$$

Отримані в результаті розрахунку значення діаметрів труб округлюються до найближчого більшого стандартного значення.

Зовнішній діаметр сталевих безшовних холоднодеформованих труб необхідно вибирати з ряду: 7; 8; 9; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 32; 34; 35; 36; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 80; 83; 85 ... мм.

За уточненим діаметром обраних трубопроводів $d_{\text{ГОСТ н}}$ та $d_{\text{ГОСТ зл}}$ визначається внутрішній діаметр стандартної труби. Внутрішній діаметр стандартної труби називається діаметром умовного проходу:

$$d_{\text{у.н}} = d_{\text{ГОСТ н}} - 2 \cdot s_{\text{ГОСТ тр.н.}}, \quad (4.45)$$

$$d_{\text{у.зл}} = d_{\text{ГОСТ зл}} - 2 \cdot s_{\text{ГОСТ тр.зл.}}. \quad (4.46)$$

4.8. Підбір гідроапаратури

Гідроапаратуру згідно складеної схеми підбирають по діаметру умовного проходу, враховуючи забезпечення номінальної витрати і тиску.

Моделі гідроапаратури, що випускається та її основні технічні характеристики: витрата мастила, внутрішні витоки, втрати тиску, маса див. в Додатках 4 та 5.

Фільтри вибираються залежно від місця установки і тонкості фільтрації.

Об'єм бака повинен відповідати трьох хвилинній роботі насоса, отже $W_{\text{бак}} = 3Q_{\text{н}}$.

4.9. Розрахунок втрат тиску в гідролініях

Розрахунок втрат ведеться паралельно для кожної ділянки гідроліній – окремо для напірного і для зливного трубопроводу.

Середня швидкість течії робочої рідини в трубопроводах:

$$v_{\text{рід.н.}} = \frac{Q}{F_{\text{н}}} \text{ і } v_{\text{рід.зл.}} = \frac{Q}{F_{\text{зл}}}, \quad (4.47)$$

де F – внутрішня площа перетину обраного трубопроводу; Q – витрата, яка повинна проходити по трубопроводу, що розраховується.

Внутрішня площа перетину трубопроводів:

$$F_{\text{н}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{у.н.}}^2}{4} \text{ та } F_{\text{зл}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{у.зл.}}^2}{4}. \quad (4.48)$$

Бажано перевірити, чи не перевищує значення розрахункової швидкості течії робочої рідини величину, яка прийнята раніше.

Визначення числа Рейнольдса для кожної ділянки трубопроводів

$$\text{Re}_{\text{н}} = \frac{v_{\text{рід.н.}} \cdot d_{\text{у.н.}}}{\nu} \text{ та } \text{Re}_{\text{зл}} = \frac{v_{\text{рід.зл.}} \cdot d_{\text{у.зл.}}}{\nu}. \quad (4.49)$$

Коефіцієнт втрат тиску по довжині (коефіцієнт опору трубопроводу) визначається як для напірного $\lambda_{\text{н}}$, так і для зливного $\lambda_{\text{зл}}$ трубопроводів з залежностей:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \text{ при } \text{Re} < 2300, \quad (4.50)$$

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0.25}} \text{ при } \text{Re} \geq 2300. \quad (4.51)$$

При турбулентних режимах, коли $\text{Re} \geq 4000$ – $\lambda \cong 0,02 \dots 0,04$.

Втрати тиску по довжині для кожної ділянки:

$$\Delta p_{\text{д.н.}} = \lambda_{\text{н.}} \cdot \frac{L_{\text{н.}}}{d_{\text{у.н.}}} \cdot \rho \cdot \frac{v_{\text{рід.н.}}^2}{2}, \quad (4.52)$$

$$\Delta p_{\text{д.зл.}} = \lambda_{\text{зл.}} \cdot \frac{L_{\text{зл.}}}{d_{\text{у.зл.}}} \cdot \rho \cdot \frac{v_{\text{рід.зл.}}^2}{2}. \quad (4.53)$$

Довжину напірного $L_{\text{н}}$ і зливного $L_{\text{зл}}$ трубопроводів приймаємо 20 метрів.

Втрати на місцеві опори визначаються в залежності від обраної схеми компоновки гідроприводу з рівнянь:

$$\Delta p_{\text{м.н.}} = \Sigma \xi \cdot \rho \cdot \frac{v_{\text{рід.н.}}^2}{2}, \quad (4.54)$$

$$\Delta p_{\text{м.зл.}} = \Sigma \xi \cdot \rho \cdot \frac{v_{\text{рід.зл.}}^2}{2}, \quad (4.55)$$

де $\Sigma \xi$ – сума всіх коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці, що розраховується:

$$\Sigma \xi = \xi_{\text{м}} \cdot a + \xi_{\text{вих}} \cdot b + \xi_{\text{вх}} \cdot c, \quad (4.56)$$

де $\xi_{\text{м}} = 1,2$ – коефіцієнт місцевих опорів кутових з'єднань; a – кількість кутових з'єднань (визначається за гідравлічною схемою); $\xi_{\text{вих}} = 0,8$ – коефіцієнт місцевих опорів виходу з трубопроводу в камеру гідроциліндра (коефіцієнт опору розширення); b – кількість розширень в гідросхемі; $\xi_{\text{вх}} = 1,5$ – коефіцієнт місцевих опорів входу з камери гідроциліндра в трубопровід (коефіцієнт опору звуження); c – кількість звужень в гідросистемі.

Втрати тиску в гідроапаратурі:

$$\Delta p_{\text{аі}} = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f_{\text{е}}} \right)^2, \quad (4.57)$$

де Q – витрата, що протікає через даний апарат; $f_{\text{е}}$ – ефективна площа перерізу гідроапарата:

$$f_e = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_a}}. \quad (4.58)$$

Номінальна витрата ($Q_{\text{НОМ}}$) і втрати тиску (Δp_a) при номінальній витраті вказані в технічній характеристиці гідроапарата.

Сумарні втрати тиску для напірного трубопроводу:

$$\Delta p_n = \Delta p_{\text{д.н.}} + \Delta p_{\text{м.н.}} + \Delta p_{a1} + \Delta p_{a2} + \dots \quad (4.59)$$

Сумарні втрати тиску для зливного трубопроводу:

$$\Delta p_{\text{зл}} = \Delta p_{\text{д.зл.}} + \Delta p_{\text{м.зл.}} + \Delta p_{a5} + \Delta p_{a6} + \dots \quad (4.60)$$

Сумарні витоки ($\Sigma Q_{\text{ВИТ}}$) в гідросистемі визначаються за максимальними витоками в гідроапаратах, значення яких зазначені у технічних характеристиках останніх.

5. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК СПРОЕКТОВАНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

Тиск, який необхідний для подолання заданого навантаження при обраному гідроциліндрі підйому, становить:

$$p_{\text{ц1}} = \frac{4 \cdot P_{1\phi}}{\pi \cdot D_{1\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{д1}}}. \quad (5.1)$$

Тиск, який необхідний для подолання заданого навантаження при обраному циліндрі нахилу, становить:

$$p_{\text{ц2}} = \frac{4 \cdot P_{2\phi}}{\pi \cdot (D_{2\text{Н}}^2 - d_{2\text{Н}}^2) \cdot \eta_{\text{дм2}}}. \quad (5.2)$$

Для забезпечення робочих функцій обох гідроциліндрів, вибирається максимальний тиск ($p_{\text{ц max}}$).

Робочий номінальний тиск в системі має бути більше $p_{\text{ц max}}$ на суму гідравлічних втрат, отже:

$$p_n = p_{\text{ц max}} + \Delta p_n. \quad (5.3)$$

Необхідна подача насоса з урахуванням витоків у системі:

$$Q_n = Q + \Sigma Q_{\text{ВИТ}}. \quad (5.4)$$

Отримані значення витрати (Q_n) і тиску (p_n) не повинні перевищувати $Q_{ном}$ і $p_{ном}$ з технічних характеристик насоса. Інакше, необхідно вибрати інший насос.

Запобіжний клапан налаштовується на тиск:

$$p_k = (1,05 \dots 1,2) \cdot p_{ном}. \quad (5.5)$$

6. ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СПРОЕКТОВАНОЇ СИСТЕМИ

Корисна потужність механізму підйому:

$$N_{к1} = P_1 \cdot v_1. \quad (6.1)$$

Корисна потужність механізму нахилу:

$$N_{к2} = \frac{P_{2H} + P_{2B}}{2} \cdot v_2. \quad (6.2)$$

Корисна потужність приводу при суміщенні операцій:

$$N_k = N_{к1} + N_{к2}. \quad (6.3)$$

Якщо нахил щогли і підйом вантажу виконується по черзі, то обирають найбільше значення $N_{к1}$ або $N_{к2}$.

Потужність приводу, що витрачається:

$$N_{вит} = \frac{Q_{ном} \cdot p_k}{\eta_n}, \quad (6.4)$$

де η_n – повний коефіцієнт корисної дії насоса при номінальному режимі роботи з технічної характеристики обраного насоса.

Загальний коефіцієнт корисної дії спроектованого приводу:

$$\eta_{пр} = \frac{N_k}{N_{вит}} \cdot 100\%. \quad (6.5)$$

ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ГЕОМЕТРИЧНІ РОЗМІРИ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

Таблиця Д.1.1 – Основні параметри гідроциліндрів згідно
ОСТ 2 Г22-2-73

Параметр	Діаметр поршня, D, мм									
	40	50	63				70	80		
	Діаметр штока, d, мм									
	18	16	22	20	28	32	22	32	20	36
Номінальна витрата, л/хв.	25	40		50			80			
Втрати мастила не більше, см ³ /хв	10	12		16			18		20	

Таблиця Д.1.2 – Основні розміри гідроциліндрів

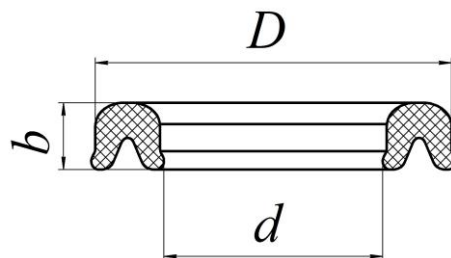
D, мм	d, мм	Хід поршня, мм					
32	16	60	80	100	125	160	200
40	20	80	100	125	160	200	250
50	25	100	125	160	200	250	320
60	32	125	160	200	250	320	400
70	36	160	200	250	320	400	500
80	40	160	200	250	320	400	500
90	40	200	250	320	400	500	630
100	50	200	250	320	400	500	630
110	50	250	320	400	500	630	800
125	60	250	320	400	500	630	800
140	70	320	400	500	630	800	1000
160	80	329	400	500	630	800	1000
180	80	400	500	630	800	100	1250
200	100	400	500	630	800	100	1250
220	110	500	630	800	1000	1250	1600

МАНЖЕТИ УЩІЛЬНЮВАЛЬНІ ГУМОВІ ДЛЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИСТРОЇВ ПО ГОСТ 14896 – 84

Манжети призначені для ущільнення деталей гідроциліндрів, які переміщуються зі швидкістю до 0,5 м/с при тиску до 50 МПа, і температурі від 60 до 200°C, ході до 10 метрів і частоті спрацьовування до 0,5 Гц. Залежно від конструкції і робочого тиску манжети поділяються на три типи: 1 і 3 – тиск до 50 МПа; 2 – тиск до 32 МПа.

Позначення манжет:

Манжета	1-	20x	12-	1	ГОСТ 14896-84
Тип манжети: 1,2 або 3				Група гуми	
Діаметр циліндра, який ущільнюється D, мм				Діаметр штока, який ущільнюється d, мм	



Таблиця Д.2.1 – Основні розміри манжет (мм)
згідно ГОСТ 14896 – 84

D × d	b ₁	b ₂	b ₃	D × d	b ₁	b ₂	b ₃	D × d	b ₁	b ₂	b ₃
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>
16×8	6	4	5	40×(24)		8	9,5	(75)×50		12,5	14,5
17×9		4		40×(30)	7			75×55		10	
(18)×10	6	4	5	(42)×22		10	12	(76)×56			12
20×12	6	4	5	(42)×32	7			(78)×63	9		
(22)×10		6	7,5	45×25		10	12	80×50		15	17
(22)×14	6	4	5	45×(35)	7			80×(55)		12,5	14,5
(24)×12		6	7,5	(46)×36	7			80×(60)		10	12
(24)×16		4	5	(47)×27			12	80×(65)	9		
25×(13)		6	7,5	(48)×28		10	12	(81)×56			14,5
25×(15)	7			50×(30)		10	12	(83)×63			12

Продовження табл. Д.2.1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>
(26)×16	7			50×40	7			85×55		15	
(28)×16		6	7,5	(52)×32		10	12	85×60		12,5	
(28)×18	7			55×35		10		85×65		10	
(30)×14		8	9,5	(55)×45	7			(85)×70	9		
(30)×18		6	7,5	56×36			12	(86)×56			17
(30)×20	7			56×(46)	7			(88)×63			14,5
32×16		8	9,5	58×38		10		90×(60)		15	17
32×20		6	7,5	(60)×40		10	12	90×(65)		12,5	14,5
32×22	7			(60)×50	7			90×70		10	12
35×19		8		62×42		10		90×(75)	9		
35×25		6		63×(43)			12	(93)×63			17
(35)×25	7			63×(48)	9			95×65		15	
36×20		8	9,5	(65)×45		10	12	(95)×70		12,5	14,5
36×(24)			7,5	68×48		10		95×75		10	
36×(26)	7			70×50		10	12	100×70		15	17
(37)×27	7			70×(55)	9			100×(75)		12,5	14,5
(38)×22		8	9,5	(71)×56	9			100×80	10	10	12
(38)×28	7			72×52		10		105×75		15	
(105)×80		12,5	14,5	160×140	15			240×210	15		15
110×80		15		180×160	15			300×260	15		15
110×90	15		15	200×180	15			320×280	15		15
135×105			15	220×180		20		340×300		20	
140×110			15	220×200		20		360×320		20	
150×120		15		230×190		20		400×360		23	

ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ

**Таблиця Д.3.1 – Масоенергетичні та витратні показники
гідрравлічних насосів**

Тип	q, см ³ /об	p _{ном} /p _{мах} , МПа	n _{ном} , об/хв	Q _н , л/хв	N _н , кВт	η _о	η	m, кг
Насоси шестеренної серії НШ								
НШ-10	10	16/20	1500	13,5	4,8	0,9	0,75	2,5
НШ-32	32	16/20	1500	43,2	14,8	0,9	0,73	6,65
НШ-46	46	16/20	1500	62	20,9	0,9	0,79	7,14
НШ-100	100	16/20	1200	136	43,0	0,91	0,83	12,3
НШ-160	160	16/20	1200	220	69,3	0,92	0,85	15,5
Насоси пластинчатої серії БГ12								
БГ12-21А	5	12,5/14	1500	5,4	2	0,72	0,55	9,5
БГ12-21	6	12,5/14		9	3,06	0,75	0,6	9,5
БГ12-22А	12,5	12,5/14		14,6	4,5	0,78	0,66	9,5
БГ12-22	16	12,5/14		19,4	5,65	0,81	0,7	9,5
БГ12-23А	20	12,5/14		25,3	6,94	0,85	0,75	9,5
БГ12-23	25	12,5/14		33	8,45	0,88	0,8	9,5
БГ12-24А	45	12,5/14		56	15,1	0,83	0,76	22
БГ12-24	56	12,5/14		73,9	19,6	0,88	0,77	22
БГ12-25А	80	12,5/14		102	26	0,9	0,85	22
Аксіально-поршневі насоси								
210.12	11,6	20/32	2400	26,4	10	0,96	0,91	5,5
210.16	28,1	20/32	1920	51,3	19,3	0,95	0,91	12,5
210.20	54,8	20/32	1500	78,1	29,5	0,95	0,91	39
210.25	107	20/32	1200	122	46,1	0,95	0,91	75
210.32	225	20/32	960	205	77,5	0,95	0,91	100
НА10/320	10	32/40	1500	13,5	8,3	0,91	0,86	21
НА16/320	16	–	–	22	13,4	0,92	0,86	48
НА25/320	25	–	–	23,6	20,8	0,93	0,87	48
НА32/320	32	–	–	45	26,6	0,94	0,88	48
Насоси, що регулюються								
НАР16/200	16	20/25	1500	22...2	9,5	0,93	0,87	
НАР18/200	18	–	–	25...2	10,5	0,93	0,87	
НАР40/200	40	–	–	56,5...4	21,1	0,94	0,88	
НАР63/200	63	–	–	89...6	33,2	0,94	0,88	
НАР71/200	71	–	–	100...6	38,6	0,95	0,89	
НАР125/200	125	–	–	178...10	66	0,95	0,89	
НАР140/200	140	–	–	200...10	74	0,96	0,9	
2Г13-36А	140	16/20	1500	200...125	63	0,95	0,86	

ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРАВЛІЧНИХ КЛАПАНІВ

Таблиця Д.4.1 – Основні характеристики запобіжних клапанів

Тип	d_v , мм	Q, л/хв	P, МПа	Δp , МПа	Q_{BT} , см ³ /хв
Г54-22	10	20	4...20	0,15	20
Г54-23	16	40		0,15	40
Г54-24	20	80		0,3	40
Г54-25	32	160		0,55	60
Г66-12	10	20	4...20	0,15	25
Г66-13	16	40		0,15	40
Г66-14	20	80		0,3	40
Г66-15	32	160		0,55	60
520.12	16	100	4...20		
520.16	20	160			
520.20	25	250			
Запобіжні клапани непрямої дії					
Г52-22	10	20	1...10 або 2...20		100
Г52-23	16	40		200	
Г52-24	20	80		200	
Г52-25	32	160		300	
КЗ.20.01	20	до 400	18-35		
Блоки запобіжних клапанів					
64600	25	160	16		
64700	32	250	16		
ГК2.32А	20	360	32		
ГК3.32А	20	360	32		

Таблиця Д.4.2 – Основні характеристики зворотних клапанів

Тип	d_v , мм	$Q_{НОМ}$, л/хв	$P_{НОМ}$, МПа	Δp , МПа	Q_{BT} , см ³ /хв
КВРНД10	8	16	10	0,2	
КВРНД12	10	20		0,2	
КВРНД18	16	50		0,2	
КВРНД22	20	80		0,2	
КВРНД28	25	125		0,2	
КВРНД42	32	200		0,2	
Г51-21	8	8	max 20	не більше 0,3	не більше 8
Г51-22	10	20			
Г51-23	16	40			
Г51-24	20	80			
Г51-25	32	160			
61100	16	63	max 20	0,05...0,3	
61200	20	100			
61300	25	160			
61400	32	250			

ДОПОМІЖНЕ ГІДРАВЛІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ

Таблиця Д.5.1 – Основні характеристики гідрозамикачів

Тип	d_v , мм	$Q_{ном}$, л/хв	p_n/p_{max} , МПа
541.08	8	16/25	25/32
541.12	12	63/125	25/32
У 4610.35А	12	50	16/21
У 4610.36А	20	100	16/21
1КУ12	12	40	32/35
1КУ20	20	100	
1КУ32	32	250	

Таблиця Д.5.2 – Основні характеристики регуляторів витрати

Тип	d_v , мм	$Q_{ном}$, л/хв	$P_{ном}$, МПа	Δp , МПа	$Q_{вт}$, л/хв
ПГ55-22	10	20	6,3; 10	0,15	0,05
ПГ55-24	20	80	20	0,15	0,1
ПГ55-25	32	160		0,25	0,18
БПГ55-12	10	20	6,3; 10;	0,8	0,08
БПГ55-14	20	80	20		0,2
БПГ55-15	32	160			0,35
МПГ55-14М	20	100	–	0,25	0,1
МПГ55-24М	20	100	20	0,2	0,9
МПГ55-25М	32	200	20	0,2	1,2

Таблиця Д.5.3 – Основні характеристики дільників потоку

Тип	d_v , мм	Q , л/хв	$P_{ном}$, МПа	Δp , МПа	m , кг
КД-12/200	12	4-25	20	0,8	4
КД-20/200	20	40-70	20	0,8	5,3
КД-32/200	32	70-160	20	0,8	3

Таблиця Д.5.4 – Основні характеристики підпорних клапанів на зливному трубопроводі

Тип	d_v , мм	$Q_{ном}$, л/хв	$p_{ном}$, МПа	Δp , МПа	$Q_{вт}$, см ³ /хв
Г54-32	10	32	20, 23 та 32	0,2	15
Г66-35	10	32		0,2	20
Г54-34	20	125		0,6	20
Г66-34	20	125		0,6	90
Г54-35	32	200		0,6	30
Г66-35	32	200		0,6	125

Таблиця Д.5.5 – Основні характеристики гідравлічних розподільників

Тип	d _y , мм	Q _{ном} , л/хв	Q _{мах} , л/хв	p _н /p _{мах} , МПа	Δp, МПа	Q _{ут} , см ³ /хв
P20.16	20	100	125	16/17	0,18/0,32	50
P25.16	25	160	200		0,25/0,38	75
P32.16	32	250	320		0,25/0,6	100
P32.25	32	320	400		0,6	150
ГР	16	90	125	32/40	0,2	80
ГГ	20	160	200		0,25	100
ГЭ	32	360	400		0,4	130
Г/ПГ	8	8	16	20	0,2	50
	10	20	40	20	0,2	120
	16	40	80	20	0,23	200
	20	80	160	20	0,3	20
	32	160	320	20	0,4	300
PВ6	6	6,3	10	32	0,2	10
В10	10	33	80	32	0,23	10
P102	10	40	75	20	0,62	10
P16	16	50	65	32	0,23	10
P202	20	160	170	20	0,36	10
P203	20	160	170	32	0,36	10
P322	32	400	500	20	0,4	10

Таблиця Д.5.6 – Основні характеристики гідравлічних фільтрів

Тип	d _y , мм	Q _{ном} , л/хв	p _{ном} , МПа	Δp, МПа	Δ, мкм	Лінія встановлення	m, кг
ФВСМ 32 80/0,25	32	40		0,007	80	Всмоктуючи	4
ФВСМ 32 160/0,25	32	43		0,007	160	Всмоктуючи	4
ФВСМ 63 80/0,25	63	100		0,007	80	Всмоктуючи	6
ФВСМ 63 160/0,25	63	160		0,007	160	Всмоктуючи	6
ФВСМ 80 80/0,25	8	320		0,007	80	Всмоктуючи	10
ФВСМ 80 160/0,25	80	400		0,007	160	Всмоктуючи	10
1.1.32-25	32	100	0,63	0,08	25	Зливна	10
1.1.50-25	50	250	0,63	0,08	25	Зливна	20
1.1.20/200	20	63	20	-	25	Напірна	16
1.1.25/200	25	100	20	-	25	Напірна	16

ЗМІСТ

ВСТУП	2
1. ЗАГАЛЬНА ІНФОРМАЦІЯ ПРО ГІДРОПРИВІД, ЩО РОЗРАХОВУЄТЬСЯ	3
2. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ	5
3. РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОЇ СХЕМИ	7
4. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ	8
4.1. Навантаження на циліндри нахилу	8
4.2. Розрахунок циліндра підйому вантажу	10
4.3. Розрахунок гідроциліндрів нахилу	13
4.4. Визначення витрат в циліндрі нахилу	15
4.5. Вибір насоса для гідросистеми	15
4.6. Вибір марки робочої рідини	16
4.7. Розрахунок трубопроводів	17
4.8. Підбір гідроапаратури	19
4.9. Розрахунок втрат тиску в гідролініях	19
5. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК СПРОЕКТОВАНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ	21
6. ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СПРОЕКТОВАНОЇ СИСТЕМИ	22
Додаток 1. Основні характеристики та геометричні розміри гідроциліндрів	23
Додаток 2. Манжети ущільнювальні гумові для гідравлічних пристроїв по ГОСТ 14896 – 84	24
Додаток 3. Основні характеристики гідравлічних насосів	26
Додаток 4. Основні характеристики гідравлічних клапанів	27
Додаток 5. Допоміжне гідравлічне обладнання	28

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни
«Гідравліка» Розділ «Гідропневмопривод» на тему
«Розрахунок гідросистеми автонавантажувача»
для студентів спеціальності
«Колісні та гусеничні машини»

Укладач КАЛІНІН Євген Іванович

Відповідальний за випуск В.Г. Солодов