

Практична робота № 8 Розрахунок об'ємного гідроприводу поступальної дії

Тема: Вивчення об'ємного гідропривода поступальної дії.

Мета: Вивчити призначення та методику інженерного розрахунку об'ємного гідропривода поступальної дії.

Рекомендована література

1. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, Д.П.Журавель, С.І.Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с. (с. 34 - 47).
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, С.І.Пастушенко, С.І.Мовчан; – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с.(с. 30 - 40).
3. Рогалевич, Ю.П. Гідравліка / Ю.П. Рогалевич; – К.: Вища школа, 1993. – 255 с. (с. 10 - 48).
4. Палишкин, Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин; – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с. (с. 22- 34).
5. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А.П.Исаев, Б.И. Сергеев, В.А.Дидур; – М.: Агропромиздат, 1990. – 400с. (с. 25 - 34).
6. Карасев, Б.В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации / Б.В.Карасев;–Минск: “Высшая школа”, 1983 – 288 с. (с. 14 - 23).
7. Костюченко, Э.В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э.В. Костюченко, В.И.Лаптев, Л.А.Холодок; – Минск, Ураджай, 1991. – 272 с. (с. 53 - 64).

1. Теоретична частина

Гідроциліндри - це об'ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки.

Основні параметри поршневих гідроциліндрів - це рушійне зусилля на штоку P і швидкість поршня V .

Рушійне зусилля P на штоку спрощено без урахування сил тертя, протитиску в не робочій порожнині і сил інерції визначається по формулі $P = pF$.

При цьому для поршневого гідроциліндра двосторонньої дії при подачі рідини в поршневу порожнину площа F розраховується по формулі $F = \pi D^2 / 4$, при подачі в штокову порожнину і для гідроциліндра з двостороннім штоком за умови рівності діаметрів правого і лівого штоків): $F = \pi(D^2 - d_1^2) / 4$, де D і $d = d_1 = d_2$ - діаметри відповідно поршня і штока, м.

Для плунжерного гідроциліндра робоча площа $F_{um} = \pi d^2 / 4$ - це

площа перетину штока .

Розрахункову швидкість поршня (без урахування витоків рідини) визначимо по формулі $V = Q/F$.

З приведеної формули випливає, що при однаковій подачі рідини в обидві порожнини гідроциліндра з однобічним штоком швидкість штока при надходженні рідини в штокову порожнину буде більше швидкості при подачі в поршневу порожнину у відношенні $D^2/D^2 - d^2$.

Отже, при використанні поршневих гідроциліндрів двосторонньої дії представляється можливим шляхом вибору розмірів D і d мати великі зусилля при ході штока в одному напрямку (при подачі рідини в поршневу порожнину циліндра) і великі швидкості при зворотному ході (при подачі рідини в штокову порожнину). Швидкість поршня цього гідроциліндра при подачі рідини в поршневу (V_{Π}) і штокову ($V_{шт}$) порожнини визначається так:

$$V_{\Pi} = \frac{4Q}{\pi d^2}; V_{шт} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Таким чином, при відповідному підборі діаметрів штока і поршня можна одержувати різні рушійні зусилля і швидкості поршня. Наприклад, при $d = D/\sqrt{2}$ швидкість поршня при русі в праву сторону буде в два рази більше, а рушійне зусилля в два рази менше.

У випадку, коли різниця швидкостей і рушійних зусиль не бажані, гідроциліндри включають за допомогою золотника за диференціальною схемою, при якій штокова порожнина з'єднана з живильною лінією.

На практиці, у процесі експлуатації в результаті тертя рухливих з'єднань у гідроциліндрі виникають сили тертя (R_{TP}) і сили інерції ($R_{ин}$) частин, що рухаються, при перехідних режимах, викликаних прискоренням і уповільненням.

Крім того, у ряді випадків при розрахунках рушійного зусилля не можна зневажати протидіючої силою (K), викликаній тиском у зливальній магістралі.

З урахуванням цього, ефективна рушійна сила на штоку гідроциліндра визначиться по формулі:

$$P_{\phi} = P - (R_{TP} + R_{ин} + K)$$

Сила тертя (R_{TP}) у загальному виді визначається по формулі

$$R_{TP} = \mu(R_n + G),$$

де μ - коефіцієнт тертя; G - вага рухливих частин циліндра і механізму навішення, кг; R_n - нормальна сила поршня на корпус циліндра і штока на опорну поверхню передньої кришки, Н.

Сила інерції частин, що рухаються:

$$R_{ин} = -ma, \quad ,$$

де m - маса частин, що рухаються, (включаючи рідину), кг; a -

прискорення частин, що рухаються, (включаючи рідину), $\text{м}^2/\text{с}$.

Цей вид навантаження особливо важливе значення має для гідроциліндрів навантажувачів і екскаваторів, де число реверсів у хвилину досягає 10, а маса рухливих частин - декількох тонн.

При рівномірному русі сила інерції $R_{ин} = 0$, відповідно з чим

$$P_{\phi} = P - (R_{тр} + K) .$$

У плунжерному гідроциліндрі об'єм рідини, що витісняється, дорівнює нулю і тому при рівномірному русі $P_{\phi} = P - R_{тр}$.

Найважливіша функціональна характеристика гідроциліндра - це його загальний ККД $\eta_{общ} = \eta_{мех} \eta_o$

Механічний ККД ($\eta_{мех}$) силового гідроциліндра в залежності від різних факторів коливається від 0,97 до 0,81 в кожному конкретному випадку визначається силою тертя. Сила тертя залежить головним чином від конструкції циліндра, відхилень форми і взаємного положення поверхонь як самого гідроциліндра, так і деталей механізму навіски, у яку він вставляється. Крім того, сила тертя також залежить від якості поверхні матеріалів, що сполучаються, і ущільнень поршня і штока. Причому сила тертя нерідко досягає великих значень. Наприклад, для гідроциліндра механізму ковша екскаватора сила тертя досягає 1900 Н.

У загальному випадку $\eta_{мех} = P_{\phi} / P$, де P_{ϕ} і P – відповідно фактичне і розрахункове рушійне зусилля. На практиці розрахунок вираховується за результатами даних, отриманих при стендових іспитах.

У циліндрах, поршні яких ущільнені гумовими чи шкіряними манжетами, або гумовими кільцями, виток рідини практично відсутній, тому об'ємний ККД (η_o) близький до 1.

Приклад умовної позначки гідроциліндра: Ц-80-200-4; цифра 80 позначає діаметр поршня; 200 - хід поршня, а 4 - виконання.

2. Програма роботи

2.1. Вивчити призначення та принцип дії об'ємного гідропривода поступальної дії.

2.2. Вивчити методику інженерного розрахунку об'ємного гідропривода поступальної дії.

2.3. Провести інженерний розрахунок об'ємного гідропривода поступальної дії.

3. Вказівки по виконанню роботи

3.1. Програма роботи.

3.2 Вивчити принцип дії об'ємного гідропривода поступальної дії.

3.3 Провести інженерний розрахунок об'ємного гідропривода поступальної дії.

4. Постановка завдання:

4. 1. Розрахувати об'ємний гідропривод поступальної дії та розробити схему гідравлічну принципіальну: (1 — гідробак; 2 — фільтр грубого очищення ; 3 — гідронасос; 4 – запобіжний клапан високого тиску; 5 - розподільник; 6 — гідроциліндр; 7 – дросель; 8 – напірна лінія; 9 – зливна лінія.)

4.2. Знайти витрати тиску в трубопроводах при умові, що місцеві витрати тиску при турбулентному режимі руху рідини складають 25%, а при ламінарному 12% від втрат тиску по довжині.

4.3. Вибрати марки розподільника і фільтра тонкого очищення і привести їх технічні характеристики. Знайти перепад тиску на вибраній гідроапаратурі.

4.4. Знайти зусилля на штоці гідроциліндра і швидкість його переміщення.

4.5. Знайти повний к.к.д. гідропривода.

5. Хід роботи

Гідропривод – це пристрій, призначений для передавання механічної енергії двигуна робочому органу машини за допомогою рідини. Він складається з двох основних ланок вхідної – насоса і вихідної – гідродвигуна та допоміжних елементів, з'єднаних між собою гідролініями. Гідропривод ділиться на об'ємний гідропривод і гідродинамічні передачі.

Об'ємний гідропривод – це сукупність об'ємних гідромашин (насоса і гідродвигуна), гідроапаратури, гідроліній (трубопроводів) і допоміжних

пристроїв, призначених для передачі енергії і зміни виду руху за допомогою рідини.

Об'ємний гідропривод класифікується: за характером руху вихідної ланки - з прямолінійним зворотно-поступальним рухом, з обертним рухом і з поворотним рухом вихідної ланки; за характером циркуляції робочої рідини – з розімкнутою циркуляцією і з замкнутою циркуляцією рідини; за регульованістю – регулюємий і нерегулюємий, рисунки 1, 2.

Вихідні дані приймаються з таблиці 5.

Тиск насоса $P_n =$ МПа

Подача насоса $Q_n =$ $10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$

Діаметр циліндра $D_{ц} =$ м

ККД механічний $\eta_{\text{мех}} =$

ККД гідроциліндра $\eta_{\text{ГЦ}} =$

ККД гідронасоса $\eta_{\text{ГЦ}} =$

Довжина трубопроводу $l =$ м

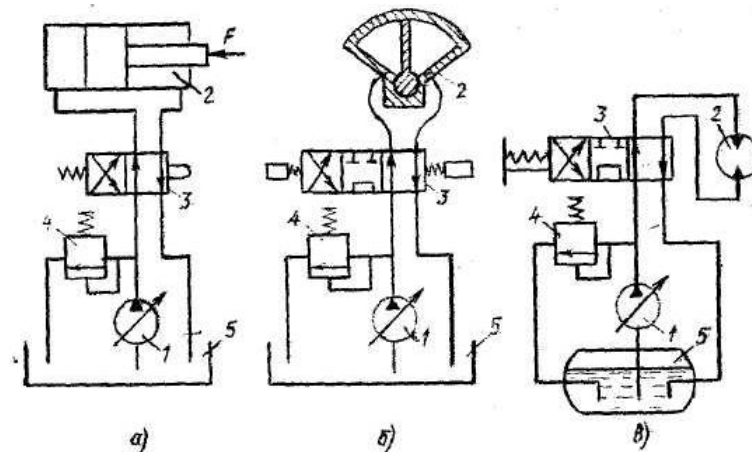
Економічна доцільна швидкість $V=2...4 \text{ м/с}$

Абсолютна еквівалентна шорсткість сталевих трубопроводів

$\Delta=0,01\text{мм}$.

В'язкість робочої рідини $\nu = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

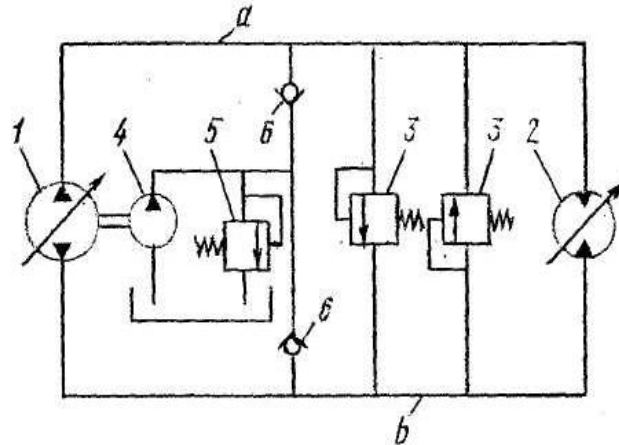
Густина робочої рідини $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$



а – зворотно-поступального руху; б– поворотного руху; в– обертowego руху. 1 – регулюємий насос; 2 - гідродвигуни (вихідна ланка), відповідно: 2а – гідроциліндр; 2б – поворотний гідродвигун; 2в – гідромотор; 3 – гідророзподільник, відповідно: 3а – двохпозиційний з управлінням від кулачка з пружинним поверненням; 3б – трьохпозиційний з управлінням від

електромагнітів; 3в – трьохпозиційний з ручним управлінням; 4 - запобіжний клапан; 5 - бак.

Рисунок 1 – Схеми об'ємного гідропривода з розімкнутою циркуляцією рідини.



1 - регулюємий насос з реверсом подачі; 2 - регулюємий гідро-мотор з реверсом обертання; 3 - запобіжні клапани, які захищають гідролінії *a* і *б* від надмірно високого тиску, кожна з яких може бути напірною; 4 - допоміжний насос системи підживлення; 5 - переливний клапан; 6 - зворотні клапани, які застерігають гідролінії *a* і *б* від надмірно низького тиску з метою уникнення кавітації в насосі.

Рисунок 2. Схема гідропривода обертового руху вихідної ланки з замкнутою циркуляцією рідини.

5.1. Розрахунок трубопроводів.

Знаходимо діаметр трубопроводів

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_e}}, \quad (1)$$

де Q - подача насоса, м³/с;

V_e - економічна доцільна швидкість руху рідини в трубопроводах,

$V_e = 2 \dots 4$ м/с.

В залежності від одержаного значення діаметру трубопроводів і заданого тиску гідронасоса вибираємо із стандартного ряду діаметр трубопроводів (стандартний). Діаметри трубопроводів вибираються по найближчому значенні в сторону збільшення [1].

Знаходимо дійсну швидкості руху рідини

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{cm}^2}, \quad (2)$$

де d_{cm} - стандартний діаметр трубопроводів, м.

Втрати тиску в трубопроводі $\Delta P_{тр}$ складаються з витрат в місцевих опорах і по довжині, що можна описати такою формулою

$$\Delta P_{тр} = \Delta P_m + \Delta P_{дов}, \quad (3)$$

де ΔP_m - втрати тиску в місцевих опорах, Па;

$\Delta P_{дов}$ - втрати тиску по довжині, Па.

Втрати тиску в місцевих опорах визначаються за залежністю

$$\Delta P_m = \zeta \frac{\rho \cdot V^2 \cdot z}{2}, \quad (4)$$

де ζ - коефіцієнт місцевого опору, 0,99;

ρ - густина робочої рідини, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$;

V - середня швидкість руху рідини в гідролініях, приймається, як знайдена згідно з залежністю (2), м/с.

Так як при проектуванні можливі варіанти при яких діаметр різних ділянок (трубопровод, або рукава), має різне значення, то і втрати тиску в місцевих опорах в цьому випадку слід враховувати окремо з врахування різних значень швидкості руху рідини.

z - кількість місцевих гідравлічних опорів(поворотів), приймається згідно з технічними умовами роботи гідроприводу, рекомендується прийняти 4...7 опорів.

Втрати тиску по довжині визначаються за залежністю.

$$\Delta P_{дов} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \rho \quad (5)$$

де: λ - коефіцієнт гідравлічного тертя, знаходиться за порядком, який викладений нижче;

l - довжина трубопроводів (гідролінії), м;

d - діаметр трубопроводів (гідролінії), приймається як знайдений за формулою 10, м;

V - середня швидкість руху рідини в гідролінії, приймається аналогічно залежності (2), м/с;

ρ - густина робочої рідини, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт гідравлічного тертя розраховується за формулами залежно від режиму руху рідини. Режим руху рідини встановлюється по числу Рейнольдса, яке вираховується по формулі

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (6)$$

де V - середня швидкість руху робочої рідини, м/с (див. формулу 2);

d - діаметр трубопроводу (гідроліній), м (див. формулу 10);

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\nu = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Режим руху рідини визначається шляхом порівняння вирахованого числа Рейнольдса, Re з критичним, $Re_{кр} = 2320$.

Якщо Re менше $Re_{кр}$ - режим руху води ламінарний і коефіцієнт λ вираховується за формулою

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (7)$$

де Re - вираховане число Рейнольдса.

Якщо ж Re більше $Re_{кр}$ режим турбулентний і тоді необхідно визначити його зону, що робиться за допомогою першого і другого граничних чисел Рейнольдса, тобто $Re_{гр1}$ і $Re_{гр2}$, які в свою чергу визначаються залежностями

$$Re_{гр1} = 50 \cdot \frac{d}{\Delta} \text{ і } Re_{гр2} = 1100 \cdot \frac{d}{\Delta} \quad (8)$$

де: d - діаметр трубопроводу, (див. формулу 1);

Δ - висота виступів шорсткості на внутрішній поверхні
трубопроводу, 0,3...0,7 мм.

Отже, якщо враховане число Рейнольдса $Re < Re_{гр1}$ буде мати місце гідравлично гладка зона і коефіцієнт λ вираховується за залежністю

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (9)$$

Якщо ж $Re > Re_{гр1}$, але $Re < Re_{гр2}$ буде мати місце перехідна зона і коефіцієнт вираховується за залежністю

$$\lambda = 0,11 \cdot \sqrt[4]{\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d}}, \quad (10)$$

Якщо ж $Re > Re_{гр2}$, то зона буде шорстка і коефіцієнт вираховується за залежністю

$$\lambda = 0,11 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta}{d}}, \quad (11)$$

5.2. Вибір апаратури.

До гідроапаратури відносяться: дроселі, фільтри, клапани, розподільники, ділянки потоку, гідрозамки і інше.

При виборі елементів гідроапаратури необхідно забезпечити дотримання умови – пропускна здатність кожного елемента гідроапаратури повинна бути більшою витрати рідини гідроциліндра, або гідромотора, тобто $Q_{га} \geq Q_{гм}$, або $Q_{га} \geq Q_{гц}$, а також номінальний тиск повинен бути більшим перепаду тиску на гідродвигуні, тобто $P_{га} \geq \Delta P_{гм}$, $P_{га} \geq \Delta P_{гц}$

Враховуючи ці умови за додатком 3 підбираємо елементи гідроапаратури і технічні параметри їх вносимо в таблицю 3.

Таблиця 3 - Технічні параметри гідроапаратури.

Назва	Тип	Номінальний тиск, $P_{ном}$, МПа	Номінальна витрата, $Q_{ном}$, л/хв (m^3/c)	Перепад тиску, ΔP , МПа	Маса, кг

Знаходимо перепад тиску: $\Delta P_{га} = \Delta P_p + \Delta P_{фто}$

5.3. Знаходження параметрів гідроциліндра

Гідроциліндри - це гідродвигуни зворотно-поступальної дії.

Гідроциліндри підбирають за такими основними технічними показниками: необхідне зусилля на штоку, перепад тиску, витрата робочої рідини.

Необхідне зусилля на штоку гідроциліндра приймається як необхідне зусилля для приведення в дію робочого органу машини, яка визначається за окремим розрахунком.

За (знайденим) зусиллям F підбирається відповідний гідроциліндр і в таблиці 1 подаються його технічні параметри.

Таблиця 4 - Технічні параметри гідроциліндра

Типорозмір	Номінальний тиск, МПа	Зусилля на штоку при номінальному тиску, кН		Номінальна швидкість поршня	К К Д		Маса, кг
		Штов- хаюче	Тягнуче		Механі- чний	Повний	

Для знаходження витрати рідини вираховуємо площу поршня за формулою

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (12)$$

де D - діаметр поршня, м.

Знаходимо швидкість руху поршня за формулою

$$V = \frac{l}{t}, \quad (13)$$

де l - хід штока, м;

t - час робочого руху поршня, приймається з технічних міркувань, залежно від операції, 20...50 с.

Знаходимо перепад тиску в гідроциліндрі

$$\Delta P_{\text{ц}} = P_H - \Delta P, \quad (14)$$

де P_H - тиск насоса, Па;

ΔP - сумарні втрати тиску, Па.

$$\Delta P = \Delta P_{TP} + P_{GA}, \quad (15)$$

Знаходимо зусилля на штоці гідроциліндра

$$R = S \Delta P_{\text{ГЦ}} \cdot \eta_{\text{мех}}$$

5.4. Визначення к.к.д. гідропривода.

Визначимо К. К. Д. гідропривода за формулою

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{Q_{\text{ц}} \cdot \Delta P_{\text{ц}}}{P_{\text{гн}} \cdot Q_{\text{гн}}} \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{гн}}, \quad (16)$$

де $Q_{\text{ц}}$ – витрата гідроциліндра, м³/с, $Q_{\text{ГЦ}} = Q_{\text{ГН}}$; $\Delta P_{\text{ц}}$ – перепад тиску на гідроциліндрі, Па; $P_{\text{гн}}$ – тиск насоса, Па; $Q_{\text{гн}}$ – подача гідронасоса; $\eta_{\text{ц}}$ – повний К. К. Д. гідроциліндра; $\eta_{\text{гн}}$ – повний К. К. Д. гідронасоса.

6. Самостійне завдання

Самостійно виконати гідравлічний розрахунок об'ємного гідроприводу поступальної дії згідно поставленого завдання за наступними варіантами – Таблиця 5, варіант вибирається по останній цифрі номера залікової книжки.

Таблиця 5 – Варіанти для виконання завдання

№ п/п	Показники	Варіанти									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Тиск насоса, P_n , МПа	10	13	12	15	11	16	14	10	14	16
2	Подача насоса, $Q_n, \times 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$	1,7	3	9,5	8,3	13	14,5	16	15	18	4
3	Діаметр циліндра, $D_{ц}, \text{мм}$	28	40	90	100	110	125	125	140	160	25
4	К.к.д. гідроциліндра повний, $\eta_{гц}$	0,75	0,77	0,79	0,81	0,83	0,75	0,77	0,79	0,81	0,83
5	К.к.д. гідроциліндра механічний, $\eta_{мех}$	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88
6	К.к.д. насоса повний, $\eta_{гн}$	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88
7	Довжина трубопроводу, $l, \text{м}$	2	3	4	5	6	7	8	9	2	3