

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна
академія

**«Комп'ютерні дизайн та моделювання процесів і машин»
методичні вказівки для всіх видів робіт з дисципліни
«Моделювання і дослідження гідравлічних
машин або гідроприводів, діагностика
гідропневмоавтоматики»**

(для студентів усіх форм навчання спеціальності 131 «Прикладна механіка» Спеціалізації: Комп'ютерне моделювання та проектування процесів і машин)

Краматорськ 2019

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна
академія

«Комп'ютерні дизайн та моделювання процесів і машин»

методичні вказівки для всіх видів робіт з дисципліни

**«Моделювання і дослідження гідравлічних машин або
гідроприводів, діагностика гідропневмоавтоматики»**

(для студентів усіх форм навчання спеціальності 131 «Прикладна
механіка» Спеціалізації: Комп'ютерне моделювання та проектування
процесів і машин)

Затверджено
на засіданні методичної ради
спеціальності КДМППМ
Протокол № от серпня 2019р.

Краматорськ 2019

Методичні вказівки для всіх видів робіт з дисципліни «Моделювання і дослідження гідравлічних машин або гідроприводів, діагностика гідропневмоавтоматики» (для студентів усіх форм навчання спеціальності 131 «Прикладна механіка» Спеціалізації: Комп'ютерне моделювання та проектування процесів і машин) / Уклад.: Є.А. Єрьомкін – Краматорськ: ДДМА, 2019. – 38 с.

У методичних вказівках дані короткі теоретичні відомості про застосування в промисловості індивідуальних гідро- і пневмо- приводів для машин різного призначення. Дані основи розрахунків циліндрів машин, розподільної регулюючої й запірної арматур, фільтрів, клапанів і т.д. Представлені довідкові матеріали з нормалей і ДСТУ, а так само дані рекомендації для вибору пневмо- і гідро- апаратів.

Укладачі: Є.А. Єрьомкін, доц. каф.КДіМПП;

Відп. за випуск О.Є. Марков, проф.

© Єрьомкін Є. А., 2019 рік
©ДДМА. 2019 рік

ЗМІСТ

Загальні положення	3
Основи розрахунків гідроприводу	4
1.1 Визначення діаметра гідроциліндра	5
1.2 Визначення витрати, споживаного гідроциліндрами	6
1.3 Визначення дійсних витрат	7
1.4 Вибір гідромотора	7
1.5 Визначення витрати, споживаного гідромотором	7
1.6. Вибір насоса	8
1.7 Гідравлічний розрахунки трубопроводів	9
1.8 Розрахунки діаметрів труб і рукавів	9
1.9 Розрахунки гідравлічних витрат	10
1.10 Розрахунки заповільного дроселя	11
1.11 Вибір фільтра й регулюючої апаратури	12
1.12 Тепловий розрахунки гідроприводу	13
2 Основні поняття про пневматичні приводи	15
Розрахунки пневматичного привода промислового робота	19
2.1 Визначимо площу й діаметр поршня пневмоциліндра	20
2.2 Визначення діаметра умовного проходу	20
2.3 Визначимо щільність повітря в пневмосистемі	20
2.4 Визначення швидкості газу в трубопроводі	21
2.5 Визначення масової витрати повітря	21
2.6 Визначення потрібного витраті повітря в пневмосистемі	22
2.7 Визначення продуктивності РТК	23
2.8 Відносна витрата повітря	23
3 Розрахунки параметрів індивідуального насосного привода преса	23
Список використовуваної літератури	30
Додаток А. Основні параметри гідроциліндрів	31
Додаток Б. Основні параметри гідронасосів	31
Додаток В. Технічні характеристики гідророзподільників	32
Додаток Г. Технічні характеристики гідромоторів	33
Додаток Д. Технічні характеристики золотникових розподільників	34
Додаток Е-Е- Технічні характеристики зворотних клапанів	34
Додаток Ж - Технічні характеристики запобіжних клапанів типу БГ52-1 і 2БГ52-1	35
Додаток З. Труби сталеві безшовні (ДСТУ 8732-78 і 8734-75) (сортамент)	35
Додаток І. Технічні характеристики фільтрів	35
Додаток К. Параметри гідроапаратів	36
Додаток Л. Варіанти завдань для самостійної роботи	37

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Метою практичної роботи є розрахунки пневматичного й гідравлічного приводу машини. У якості машин може бути різне основне технологічне, або допоміжне промислове встаткування. Наприклад: преси з насосним індивідуальним приводом для виконання різних операцій (листова й об'ємна штампування, пресування пластмас, порошкових матеріалів і т.д.), промислові роботи, що транспортують, бункерні й інші пристрої.

При проектуванні гідромашини необхідно:

1. Скласти принципову гідравлічну схему об'ємного гідроприводу машини, що полягає, як правило, із групи гідроциліндрів підйому й (або) переміщення, групи гідромоторів привода обертання робочих органів, необхідних гідроапаратів і гідроємностей.

2. Розрахувати основні параметри гідромашин і по них підібрати насоси, гідроциліндри й гідромотори.

3. Підібрати всю необхідну стандартну й нормалізовану гідроапаратуру. При цьому потрібно знати пристрій і принцип дії кожного застосовуваного гідроапарата, його призначення й ціль установки в даному гідроприводі.

При проектуванні машини із пневмоприводом необхідно:

1. Скласти й вичертити пневматичну принципову схему привода машини, який містить у собі групу пневмоциліндрів підйому або переміщення, необхідної пневматичної розподільної й керуючої апаратури. Привод звичайно підключається до пневмомагістралі яка є на підприємстві або до компресора.

2. Розрахувати основні параметри пневмопривода й підібрати пневмоциліндри, усю необхідну стандартну й нормалізовану розподільну й регулюючу апаратуру.

3. Розрахувати витрата повітря в пневмосистемі.

При розрахунках привода промислового робота необхідно розрахувати циклограму роботи РТК.

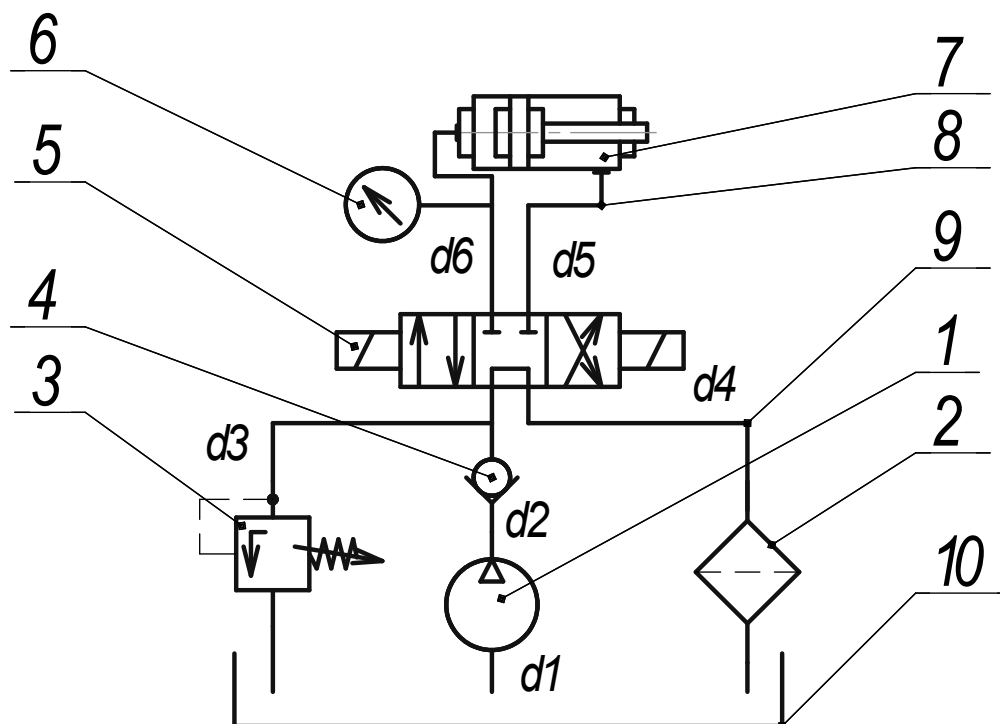
1 ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ГІДРОПРИВОДУ

Типове завдання містить наступні вихідні дані: 1) тип базової машини й схему установки машини на виробничій ділянці; 2) вихідні дані до розрахунків зусилля на штоках виконавчих гідроциліндрів (номенклатура виробів, що виготовляється на даній машині або переміщується за допомогою даної машини).

До вихідних даних, які студент вибирає самостійно, ставляться номінальний тиск у гідроприводі, марка робочої рідини швидкості переміщення штоків гідроциліндрів і частота обертання валів гідромоторів.

1.1 Визначення діаметра гідроциліндра

Внутрішній діаметр гідроциліндра визначається залежно від напрямку дії робочого зусилля. При роботі штока на стиск (виштовхування) (мал. 1.1) робоча рідина під тиском p подається в поршневу порожнину й створює на штоку певне зусилля P , при цьому в штоковій порожнині виникає сила опору, викликана протитиском $p_{ш}$.



1 - гідромотор; 2 - фільтр; 3 - запобіжно-переливний клапан; 4 - зворотний клапан; 5 - золотник з електромагнітами; 6 - манометр; 7 - гідроциліндр із демпфером; 8 - трубопровідна арматури напірної магістралі; 9 - трубопровідна арматури зливної магістралі; 10 - наполнительно-зливальний бак;

Рисунок 1.1 – Розрахункова схема індивідуального насосного привода

У цьому випадку діаметр гідроциліндра (мм) визначимо по формулі:

$$D = 35,7 \sqrt{\frac{P}{(p - \frac{p_{ш}}{\psi}) \eta_{м.ц}}} \quad (1.1)$$

де P — задане робоче зусилля, кН; p — робочий тиск на вході, МПа; $\psi = D/(D^2 - d^2)$ — коефіцієнт мультиплікації, дорівнює відношенню

площ поршневої і штокової порожнин; d - діаметр штока; $\eta_{м.ц}$ механічний КПД гідроциліндра.

Предварительно можна прийняти $p_n \approx p_{ш} = 0,3-0,5 \text{ МПа}$.

Більше значення ψ ухвалюється для гідроциліндрів з більшим ходом поршня ($\psi = 1,33$ і $\psi = 1,65$).

Середні значення механічного КПД гідроциліндра можна вибрати в межах $\eta_{м.ц} = (0,8...0,9)$.

Розрахунковий діаметр D циліндра округляють до найближчого значення по нормалі (див. прил. А), а також при певному раніше ψ необхідно вибрати діаметр штока $d_{ш} \text{ мм}$, площа поршневої порожнини $F_n \text{ див}^2$, площа штокової порожнини $F_{ш} \text{ див}^2$, хід поршня $S \text{ мм}$.

Після розрахунків і вибору діаметра циліндра слід перевірити робоче зусилля (κH) по формулі:

$$P_H = 0,785 D^2 \left(p_a - \frac{P_{ш}}{\psi} \right) \eta_{м.ц}. \quad (1.2)$$

1.2 Визначення витрати, споживаного гідроциліндрами

При роботі штока на виштовхування для одержання заданої швидкості z (м/хв) робочого ходу поршня в поршневу порожнину із площею F_n (м^2) гідроциліндра слід подати теоретична витрата (л/хв).

Визначаємо споживана витрата, л/хв :

$$Q_{ПТ} = c \cdot F_n \cdot 60 \cdot 10^3, \quad (1.3)$$

де: z - швидкість вихідної ланки, F_n - площа поршня.

Визначаємо потужність привода, кВт :

$$N_H = p_a \cdot Q_{ПТ}. \quad (1.4)$$

Такий же витрата $Q_{ш.т}$ слід подавати в штокову порожнину при роботі штока на втягування, при цьому з поршневої порожнини витісняється теоретична витрата $Q_{ПТ}$.

Визначаємо кількість рідини, що витісняється зі штокової порожнини, л/хв :

$$Q_{ШТ} = c \cdot F_{ш} \cdot 60 \cdot 10^3. \quad (1.5)$$

1.3 Визначення дійсних витрат

Дійсні витрати, що подається насосом для живлення поршневих і штокових порожнин декількох гідроциліндрів:

$$Q_{ц.п} = \frac{1}{\eta_0} \sum_{i=1}^z Q_{п.тi}; \quad (1.6)$$

$$Q_{ц.ш} = \frac{1}{\eta_0} \sum_{i=1}^z Q_{ш.тi}, \quad (1.7)$$

де z - число паралельне включених і одночасно працюючих гідроциліндрів; $\eta_0 = \eta_{0.ц} \eta_{0.р} \eta_{0.н}$ - об'ємний КПД, що враховує витоку робочої рідини в гідроциліндрі $\eta_{0.ц}$, розподільних пристроях $\eta_{0.р}$, у самому насосі $\eta_{0.н}$

Об'ємний КПД насоса $\eta_{0.н}$ ухвалюється по технічних характеристиках попередньо може бути прийняте $\eta_{0.н} = 0,7 \dots 0,9$. Об'ємний КПД розподільника $\eta_{0.р}$ з урахуванням зношування можна прийняти рівним 0,98-0,96. У гідроциліндрах з ущільненнями манжетами або гумовими кільцями витоку практично відсутні, тому $\eta_{0.ц} = 1$.

1.4 Вибір гідромотора

Звичайно задаються крутний момент M ($H \cdot m$) і частота обертання n (xv^{-1}) вихідного вала роторного робочого органа машини. По відповідних до технічних характеристик вибрати по крутному моменту найбільш підходящий типорозмір (див. прил. Г).

Гідромотор можна також підібрати по робочому обсягу ($див^2 / про$):

$$q_M = \frac{M}{0,159(p_M - \Delta p_c) \eta_{M.M}}, \quad (1.8)$$

де M - крутний момент, Hm ; p_M — тиск на вході в гідромотор, $MПа$; Δp_c — втрата тиску в зливальній гідролінії від гідромотора до бака, $MПа$; $\eta_{M.M}$ — механічний КПД гідромотора.

При цьому треба мати на увазі, що тиск у гідросистемі повинне якнайближче відповідати паспортному (по технічних характеристиках) значенню тиску на вході в гідромотор, тому що при зниженому тиску гідромотор не буде розбудовувати заданого моменту, тобто буде недовантажений, що знизить КПД гідросистеми.

1.5 Визначення витрати, споживаного гідромотором

Щоб забезпечити знайдену вище (або задану) частоту обертання гідромотора, для його живлення необхідно подати витрата:

$$Q_{MI} = (q_M n_M) i / \eta_0, \quad (1.9)$$

де q_M — паспортне значення, робочого обсягу даного гідромотора, $\text{див}^3 / \text{про}, \text{л/об}$; n_M — знайдена (або задана) частота обертання гідромотора, хв^{-1} ; $\eta_0 = \eta_{0.M} = \eta_{0.P} \eta_{0.H}$ — об'ємний КПД системи гідромоторів, подібний прийнятому вище об'ємному КПД гідросистеми циліндрів.

Витрата, яка слід подати для живлення всіх паралельно й спільно працюючих гідромоторів,

$$Q_M = \sum_{i=1}^z Q_{M.i}, \quad (1.10)$$

де z — число паралельне й спільно працюючих гідроциліндрів.

1.6. Вибір насоса

При виборі насоса можливі кілька випадків. В однопоточковому гідроприводі один загальний насос повинен забезпечити живлення всіх гідродвигунів у період їх спільної роботи й, отже, його розрахункова подача повинна рівнятися витраті гідроприводу:

$$Q_{H.P} = Q_{Г.П} = Q_{Ц} + Q_M. \quad (1.11)$$

Якщо виявиться, що один насос не може забезпечити необхідну подачу, то слід установити два, бажане однакових, насоса з подачею кожного $Q_{H.P} = Q_{Г.П} / 2 = (Q_{Ц} + Q_M) / 2$ або підібрати два однотипні насоси з різною подачею для того, щоб один з них підключати тільки в період спільної роботи гідроциліндрів і гідромоторів.

Робочий обсяг насоса $q_{H.P}$ ($\text{див}^3 / \text{про}$) повинен відповідати витраті гідроприводу, що доводиться на один оберт вала насоса: $q_{Г.П} = Q_{Г.П} / n_H$. При безпосередньому з'єднанні вала насоса з валом відбору потужності двигуна $n_D = n_H$, тому $q_{H.P} = Q_{Г.П} / n_D$.

У тих випадках, коли не можна підібрати насос так, щоб задовольнялася рівність $q_{H.P} = q_{Г.П}$, впливає за обчисленням значенням $q_{Г.П}$ у технічних характеристиках (див. прил. Б) вибрати насос із найближчим значенням робочого обсягу q_H .

Обраний насос повинен розбудовувати тиск, $MПа$:

$$p_H = p + \Delta p, \quad (1.12)$$

де p — тиск на вході в гідроциліндр або гідромотор; Δp - повна втрата тиску в гідроприводі від насоса до гідробака (попередньо можна прийняти $\Delta p = (0,06 \dots 0,1) p$).

Максимальний тиск $p_{\text{макс}}$, яке може створювати насос при перевантаженнях, обмежується запобіжним клапаном. Він відкривається при тиску, що перевищує розрахунковий тиск p_H насоса:

$$\Delta p_{\text{П.С}} = (0,15 \dots 0,3) p_H, \quad (1.13)$$

Отже, максимальний робочий тиск насоса:

$$p_{H.\text{МАКС}} = p_H + \Delta p_{\text{П.К}} = (1,15 \dots 1,3) p_H, \quad (1.14)$$

Природно, що воно не повинне перевищувати максимально припустимий тиск даного насоса $p_{\text{макс}}$, зазначене в його технічній характеристиці. Точно так само частота обертання n_H обраного насоса повинна бути менше максимально припустимої частоти обертання $n_{\text{макс}}$, також зазначеної в технічній характеристиці.

Потрібно мати на увазі, що робочий тиск насоса визначається опором гідروприводу, який він обслуговує, і тому може відрізнятись від номінального тиску, зазначеного в його паспорті.

1.7 Гідралічний розрахунок трубопроводів

Завдання розрахунків полягає у визначенні діаметрів трубопроводів і втрат тиску, що виникають у них при русі масла. Розрахунок проводиться по ділянках, на які розбивають гідралічну схему, при цьому під ділянкою розуміється частина гідролінії між розгалуженнями, що пропускає однакову витрату, що й має однаковий діаметр. Ділянка може являти собою пряму трубу або на ньому можуть бути розташовані різні місцеві опори (коліна, трійники, хрестовини, штуцери й т.п.) і гідроапарати.

1.8 Розрахунок діаметрів труб і рукавів

Внутрішній діаметр труби або резино-металевого рукава визначається по формулі, мм:

$$d = 4,6 \sqrt{Q/v}, \quad (1.15)$$

де Q - витрата рідини на розглянутій ділянці, л/хв, v — середня швидкість руху рідини, м/с:

$$v = 21Q/d^2, \quad (1.16)$$

Середня швидкість в усмоктувальних і зливальних трубопроводах вибирається залежно від призначення трубопроводів, а в напірних, крім того, залежно від довжини L і тиску p .

Можна рекомендувати наступні значення середньої швидкості: для усмоктувальних трубопроводів $v = 0,5—1,5$ м/с, зливальних — $1,4—2,25$

м/с. Для напірних трубопроводів при $p = 5,0-6,0$ МПа й $L > 10$ м $v = 3-4$ м/с, при $p \geq 10,0$ МПа й $L < 10$ м $v = 5-6$ м/с.

Прийняті й обчислені значення витрат, діаметрів за ДСТ (прил. 3) і швидкостей вносять у таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 - Значення витрат, діаметрів трубопроводів і швидкостей рідини в них

№	Призначення трубопроводу	Швидкість рідини, v м/с	Подача, Q_i л/хв	Діаметр трубопроводу, мм	
				розрахунковий	за ДСТ
1.					
2.					
...					
i					

1.9 Розрахунки гідравлічних втрат

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються із втрат на гідравлічне тертя Δp_T , втрат у місцевих опорах Δp_M і втрат у гідро-апаратах $\Delta p_{ГА}$.

Втрати тиску на тертя (МПа):

$$\Delta p_T = 0,5 \rho \lambda L v^2 / d, \quad (1.17)$$

де ρ — щільність (для масла можна прийняти $\rho = 800 \dots 900$ кг/м³); λ — коефіцієнт тертя; L — довжина трубопроводу (для промислових установок невеликої потужності до 500Вт із насосним приводом можна прийняти $L = 5-12$ м); v — середня швидкість масла в трубопроводі; d — діаметр труби або шланга.

Для обчислення коефіцієнта тертя λ необхідно визначити режим руху рідини залежно від числа Рейнольдса $Re = \frac{vd}{\nu}$. Якщо шорсткістю стінок зневажити й уважати труби гідравлічески гладкими, а так само прийняти рух рідини турбулентним, то можна прийняти $\lambda = f(Re) \Rightarrow 0,01$.

Крім втрат на тертя, повинні бути обчислені втрати тиску в місцевих опорах (Па) по формулі:

$$\Delta p_M = 0,5 \rho \zeta v^2. \quad (1.18)$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів можна визначити з додатка К. Втрати тиску в гідроапаратах ухвалюють по їхніх технічних характеристиках.

Якщо ділянки з'єднані послідовно, то загальна втрата тиску в гідроприводі являє собою суму втрат тиску на всіх ділянках. Втрати у всіх гідролініях, з'єднаних паралельно, розраховуються роздільно для кожної з

них, і при визначенні тиску, створюваного насосом, ураховуються тільки найбільші із цих втрат.

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum \Delta p_i, \quad (1.19)$$

де Δp_i — втрата тиску в гідроапараті цифрові індекси відповідають номерам ділянок.

У правильно спроектованій гідросистемі сумарні гідравлічні втрати не повинні перевищувати 6% номінального тиску. У гідросистемах машин, що працюють на відкритому повітрі в складних кліматичних умовах, втрати тиску в зимовий час допускаються до 12%, а при розігріві робочої рідини — до 20%.

1.10 Розрахунки заповільного дроселя

Якщо необхідно забезпечити повільне вільне опускання вантажу з постійною швидкістю v_0 , то в зливальній магістралі гідроциліндра слід установити заповільний дросель. Він являє собою шайбу з малим каліброваним отвором, діаметр якого d_0 слід визначити.

При опусканні вантажу вагою P під поршнем створюється тиск $p = P\eta_{M.Ц} / F$, під впливом якого рідина витісняється з гідравлічного циліндра в кількості $Q = c_0 F$.

Той же витрата повинен пройти через отвір дроселя діаметром d_0 і коефіцієнтом витрати $\mu = 0,62—0,65$. При цьому в гідроциліндрі створюється протитиск, рівне втраті тиску Δp_c в зливальній лінії на її ділянці між гідроциліндром і гідробаком.

Розрахунковий діаметр отвору дроселя під тиском, мм:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}(p - \Delta p_c)}}}. \quad (1.20)$$

При розрахунках (l_0 слід урахувати характер роботи гідроциліндра. При роботі його штока на стиск масло витісняється з поршневої порожнини через дросель у кількості:

$$Q = Q_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} c_0. \quad (1.21)$$

під тиском:

$$p = p_{\Pi} = \frac{4P}{\pi D^2} \eta_{M.Ц}. \quad (1.22)$$

і втрата тиску в зливальній гідролінії Δp_c розраховується по витраті Q_{II} .

Якщо шток працює на розтягання, то масло витісняється зі штокової порожнини гідроциліндра в кількості:

$$Q = Q_{III} = \frac{\pi D^2}{4\psi} c_0 \cdot \quad (1.23)$$

під тиском:

$$p = p_{III} = \frac{4\psi P}{\pi D^2} \eta_{M.Ц} \cdot \quad (1.24)$$

і втрата тиску в зливальній гідролінії Δp_c розраховується по витраті Q_{III} .

Діаметр отвору d_o у дросельній шайбі щоб уникнути засмічення не повинен бути менше 0,3 мм. Тому, якщо з розрахунку він виявиться менше 0,3 мм, те слід установити послідовно кілька шайб (пакет), отвору в яких будуть більше, ніж отвору в одиночній шайбі:

$$d_n = \sqrt[4]{n} d_o, \quad (1.25)$$

де d_n - діаметр отворів у шайбах пакета; n — число шайб у пакеті.

1.11 Вибір фільтра й регулюючої апаратури

Типорозмір фільтра, як правило, вибирається по номінальному потоці масла в зливальній гідролінії й необхідної для даного гідроприводу тонкощі фільтрації. Технічні дані паперових, пластинчастих, магнітних, сітчастих і магнітно-сітчастих фільтрів визначаються нормлями (додаток И).

Якщо в нормлях немає фільтра з відповідним номінальним потоком, то можлива установка двох паралельно включених фільтрів, розрахованих на половинний потік кожний.

У роботі для обраного фільтра вказати: тонкість фільтрації (мкм); номінальна витрата (л/хв); спосіб установки; фільтруючий матеріал.

Вибір гідравлічного розподільника робити по номінальній витраті й тиску (додаток В, Д). Указати його тип розподільника і його основні параметри.

Вибір зворотних клапанів зробити по величині прохідного перетину d_u мм (додаток Е).

1.12 Тепловий розрахунки гідроприводу

Уся енергія, витрачена на подолання різного роду опорів у гідроприводі, в остаточному підсумку перетворюється в теплоту, що

поглинається маслом, що викликає його нагрівання й небажане зменшення в'язкості.

З відомим наближенням вважається, що отримана маслом теплота повинна віддаватися в навколишнє середовище через поверхню стінок масляного бака. Якщо площа стінок виявляється недостатньою, то встановлюється маслоохладитель (масляний радіатор).

Тепловий потік (κBm) через стінки маслобака еквівалентний загубленої потужності й з урахуванням режиму роботи гідроприводу визначається по формулі:

$$G = N_H k_H (1 - \eta_{ГП}), \quad (1.26)$$

Якщо масло проохолоджується тільки в гідробаку, то його температура, що встановився, не повинна перевищувати $60 \text{ — } 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ и визначається по рівнянню:

$$t_M = t_B + \frac{G}{k_{ГП} F_\delta}, \quad (1.27)$$

де t_B — температура повітря ($18\text{-}22^\circ\text{C}$); $k_{ГП}$ — коефіцієнт теплопередачі від масла до навколишнього повітря, наведений до охолоджуваної поверхні гідробака; F_δ — охолоджувана поверхня бака.

Середні значення наведеного коефіцієнта теплопередачі $k_{ГП}$ ($Bm/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$), для промислових установок з насосним приводом рівні 36-42.

З урахуванням інтенсивності тепловіддачі від поверхонь бака, що змочуються або не змочуються маслом, співвідношення розрахункової площі поверхні бака F_δ (m^2) і обсягу масла V_M (дм^3) у ньому виражається формулою:

$$F_\delta = a^3 \sqrt[3]{V_M^2}, \quad (1.28)$$

де $a = 0,060\text{-}0,069$ (у середньому 0,065).

Тоді формула (1.27) ухвалює вид:

$$t_M = t_B + \frac{G}{a k_{ГП}^3 \sqrt[3]{V_M^2}}. \quad (1.29)$$

Достатній для охолодження масла обсяг його в гідробаку можна знайти з формули (1.28):

$$V_M = \sqrt{\left(\frac{G}{ak_{ПП}\Delta t_{\delta}}\right)^3}, \quad (1.30)$$

де $\Delta t_{\delta} = t_M - t_B$.

Повний геометричний обсяг гідробака розраховується з умови його наповнення на 0,8 висоти й ухвалюється за найближчим значенням з ряду, рекомендованого ДЕРЖСТАНДАРТ 16770-71 (див. прил. Л). Якщо прийнятий обсяг значно відрізняється від розрахункового, то слід перевірити дійсну температуру, що встановився, масла по формулі (1.28).

Корисний обсяг масла в гідробаку V_M не повинен перевищувати максимальний $V_{МАКС}$, рівний 1,2— 2-хвилинній подачі насоса в мобільних машин і 2— 3-хвилинній подачі в стаціонарних установок. У тому випадку, коли ці умови не витримуються й обсяг масла виявиться більше, впливає, прийнявши $V_M = V_{МАКС}$ визначити кількість теплоти G_{δ} , яка в цьому випадку буде приділятися поверхнями гідробака:

$$G_{\delta} = ak_{ПП}\Delta t_{\delta} \sqrt[3]{V_{макс}^2}. \quad (1.31)$$

Для відводу надлишкового тепла $G_p = G - G_{\delta}$ необхідно передбачити теплообмінник - повітряно-масляний радіатор. Звичайно він установлюється перед або поруч із водяним радіатором двигуна базової машини. Охолоджуване масло протікає по трубках радіатора, які зовні обдуваються потоком повітря.

Площа поверхні охолодження масляного радіатора F_p слід розрахувати на відвід надлишкової теплоти G_p по формулі

$$F_p = \frac{G_p}{k_p \Delta t_p}, \quad (1.32)$$

де k_p — коефіцієнт теплопередачі від масла до повітря в радіаторі. Розрахунковий перепад температур у масляному радіаторі можна прийняти в межах $\Delta t_p = (30-45) ^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт k_p залежить від багатьох факторів (конструкція радіатора, форма трубок, швидкість і характер руху масла й повітря й ін.), більшу частину яких урахувати неможливо, тому коефіцієнт теплопередачі k_p за даними аналізу багатьох існуючих конструкцій масляних радіаторів ухвалюються в межах $35—120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

2 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ПРО ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ

Пневматичні приводи бувають однобічні й двосторонні. У перших рух поршня в одну сторону здійснюється під дією повітря, а в протилежну — під дією пружини, мембрани, зусилля від маси рухливих частин і т.д.

Розглянемо роботу пневмопривода на прикладі двостороннього привода (мал. 2.1).

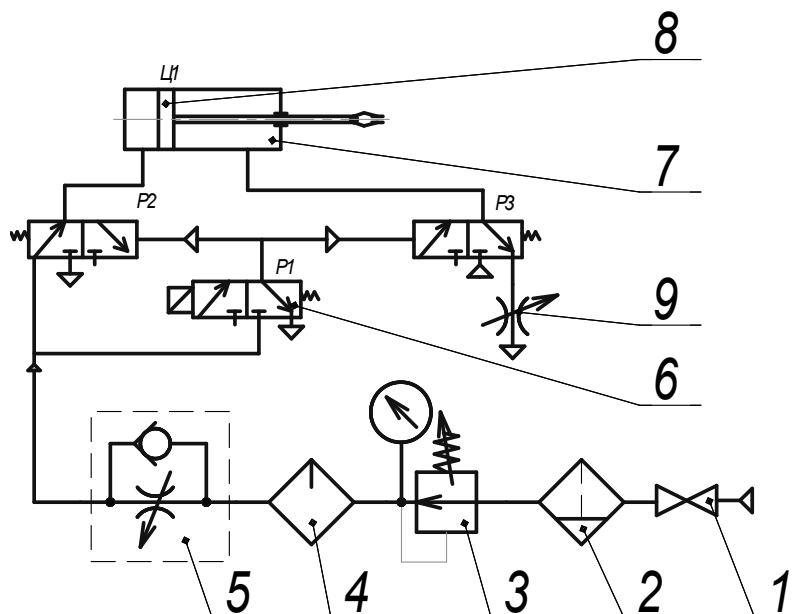
Стиснене повітря з магістралі надходить через вентель 1, волоотделитель 2, регулятор тиску 3 маслораспылитель 4, зворотний клапан 5 і повітророзподільник 6 в одну з порожнин циліндра 7. Під дією тиску стисненого повітря поршень 8 переміщається. У вихлопній магістралі (магістралі, з'єднаної з атмосферою) може бути передбачений гальмовий пристрій у вигляді гальмового золотника 9 або внутрішнього гальмового пристрою, змонтованого в циліндрі. У період руху поршня або його вистоювання здійснюється задана технологічна операція. Після перемикання повітророзподільника стиснене повітря надходить у протилежну порожнину циліндра, при цьому перша повідомляється з атмосферою безпосередньо або через гальмовий пристрій і поршень робить зворотний хід.

Розрізняють наступні види автоматичного керування пневматичними приводами: керування з контролем по координаті положення робочого органа; керування з контролем по тискові в робочій порожнині; керування з контролем за часом вистою поршня виконавчого пристрою.

Пневматичний привод з автоматичним керуванням першого типу називають приводом переміщення, а з керуванням другого типу — силовим приводом.

У ковальсько-штампувальному виробництві пневматичні приводи працюють із високою швидкістю й повинні забезпечувати високу точність позиціонування.

Один з важливих питань, розв'язуваних при проектуванні пневмоприводов (особливо приводів переміщення), - гасіння швидкості до кінця ходу. Воно забезпечується застосуванням гумових прокладок або пружин, що сприймають удар наприкінці ходу поршня, або підвищенням тиску в порожнині протитиску також наприкінці ходу. Але застосування прокладок і пружин приводить до зниження точності позиціонування заготовки через відскік поршня й пов'язаних з ним мас при пружному відскоку. Тому у швидкодіючих приводах для гасіння швидкості застосовують метод підвищення тиску, який може бути здійснений при використанні гальмових золотників або дросельних пристроїв (внутрішніх гальмових пристроїв).



Ц1 – пневматичний циліндр; P1 – пневматичний розподільник з електроуправлінням; P2, P3 – пневматичні розподільники із пневмоуправлінням.

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема пневмопривода промислового робота

Щоб зробити систему більш гнучкої, можна встановлювати кілька гальмових золотників, які, спрацьовуючи послідовно, будуть дискретно змінювати перетини вихідного каналу, забезпечуючи заданий закон закриття.

Застосовується також метод автоторможения, сутність якого полягає в тому, що умови плавної зупинки поршня наприкінці ходу створюються в приводі автоматично без приєднання яких або додаткових пристроїв. Робота привода відбувається в такий спосіб. Подача повітря здійснюється від мережі через пневмораспределитель, редуктор, зворотний клапан у пневматичний циліндр. Вихлоп повітря в атмосферу відбувається через дросель, пневмораспределитель, зворотний клапан, розподільний золотник.

При гальмуванні пневмораспределитель перемикається й повітря надходить через зворотний клапан у штокову порожнину циліндра, а магістраль поршневої порожнини через наявність редуктора, що виконує в цьому випадку роль зворотного клапана, перекривається. Фіксація положення або включення упору забезпечується перемиканням розподільного золотника, у результаті чого повітря надходить у поршневу порожнину фіксуючого циліндра, що здійснює вихід упору (фіксатора). Основною перевагою такого методу гальмування є істотне спрощення системи привода через відсутність пристроїв, що демпфують, що забезпечує підвищену надійність промислових роботів. Однак складність налаштування співвідношень початкових тисків у робочій і гальмовий

порожнинах пневматичного циліндра обмежує область використання цього методу.

Отриманий розрахунковий розмір діаметра циліндра повинен бути уточнений відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТ 15608-81. Якщо розрахунковий діаметр виходить за межі розмірного ряду по цьому Дст, то необхідно підвищити магістральний тиск, а якщо ні, то рекомендується застосовувати гідравлічний привід.

Розміри трубопроводів і прохідні перетини отворів, що підводить і вихлопний магістралей вибираються з урахуванням необхідного часу циклу роботи привода, або за умови досягнення мінімального його значення:

РОЗРАХУНКИ ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДА ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА

Вихідними даними для розрахунків привода промислового робота є інформація про масу виробів, які необхідно переміщати.

Необхідно задатися параметрами проєктованого промислового робота або вибрати їх з довідників [11, 12].

Необхідні параметри для проєктування робота:

- Номінальна вантажопідйомність, кг;
- Число рук, шт.;
- Найбільший виліт руки, мм;
- Лінійне переміщення, мм;
- Максимальна швидкість лінійного переміщення (V_{max}), м/с;
- Габаритні розміри: $L \times B \times H$;
- Маса, кг;

Якщо промисловий робот обраний з довідника тоді необхідно уточнити його модель або тип.

При необхідності параметри промислового робота можна коректувати, але при цьому необхідно розрахунки виконувати заново.

У якості розрахункової схеми промислового робота можна прийняти схему представлену на малюнку 2.1.

2.1 Визначимо площу й діаметр поршня пневмоциліндра

Площа поршня пневмоциліндра визначимо по формулі, мм²:

$$F_n = \frac{1,25P_{затр}}{k(0,9p_{\min} - p_{ат})}, \quad (4.1)$$

k – коефіцієнт навантаження, характеризує відношення дійсного навантаження до її найбільшого значення, $k = 0,4$; p_{\min} - мінімальне значення тиску повітря в магістралі, $p_{\min} = 0,3$ МПа; $p_{ат} = 0,1$ МПа; $P_{затр}$ – найбільше корисне (затрачуване) зусилля, необхідне для переносу мас, що рухаються (поршень, шток, пристрій захвата, заготовка).

Найбільше корисне (затрачуване) зусилля можна визначити, H :

$$P_{затр} = (1,05 \dots 1,1)m_{np}, \quad (4.2)$$

де m_{np} – маса промислового робота знаючи яку (або задавшись якої) можна приблизно визначити затрачуване зусилля:

$$P_{затр} = \frac{m_{np} \cdot g}{8 \dots 10}. \quad (4.3)$$

Діаметр поршня (мм) пневмоциліндра визначимо як:

$$d_n = \sqrt{\frac{F_n}{0,785}}. \quad (4.4)$$

2.2 Визначення діаметра умовного проходу

По діаметру поршня вибираємо діаметр умовного проходу трубопроводу d_y .

Таблиця 4.1 – Діаметри умовного проходу трубопроводів залежно від діаметра поршня пневмоциліндра

d_n , мм	< 32	33 - 63	64 - 80	81 - 100	100 >
d_y , мм	4	6	10	12	16

2.3 Визначимо щільність повітря в пневмосистемі

Щільність повітря в пневмосистемі визначається по формулі, $кг/м^3$:

$$\rho = \rho_n \frac{p_{вх} \cdot T_n}{p_n \cdot T}, \quad (4.5)$$

де щільність повітря при нормальних умовах $\rho_n = 1,3 \text{ кг/м}^3$ (нормальними умовами вважаємо температуру повітря $T_n = 22^\circ\text{C}$ при атмосферному тиску $p_n = 0,1 \text{ МПа}$); номінальний тиск у повітряній магістралі $p_{вх} = 0,63 \text{ МПа}$; температура в пневмосистемі $T = 30 - 35^\circ\text{C}$. Ухвалюємо допущення, що температура повітря по довжині магістралі не змінюється.

2.4 Визначення швидкості газу в трубопроводі

Визначимо швидкість повітря в трубопроводі по формулі, $м/с$:

$$u = \frac{V_{\max} \cdot F_n}{f}. \quad (4.6)$$

тут V_{max} – максимальна швидкість переміщення вихідної ланки маніпулятора (параметри робота); f – площа поперечного перерізу трубопроводу, m^2 :

$$f = \frac{\pi \cdot d_y^2}{4}. \quad (4.7)$$

2.5 Визначення масової витрати повітря

Масова витрата повітря ($кг/с$), визначимо використовуючи його зв'язок зі швидкістю газу в трубопроводі:

$$u = \frac{m}{f \cdot \rho_{cp}}, \quad (4.8)$$

де ρ_{cp} – середня щільність повітря в трубі трубопроводу:

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}. \quad (4.9)$$

Щільність повітря на вході в пневмопривод $\rho_1 = \rho$.

На виході щільність складе, $кг/м^3$:

$$\rho_2 = \rho_n \frac{p_{вых} \cdot T_n}{p_n \cdot T}. \quad (4.10)$$

Тиск повітря на виході із привода складе:

$$p_{вых} = p_{вх} - \Delta p; \quad (4.11)$$

де Δp – втрати тиску в трубопроводі, які складаються із втрат тиску по довжині трубопроводу, втрат на розширення - звуження трубопроводу, а так само втрат тиску на місцевих опорах:

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_{расш} + \Delta p_{\xi}. \quad (4.12)$$

Втрати тиску по довжині трубопроводу, $МПа$:

$$\Delta p_L = \lambda \rho \frac{L \cdot u^2}{2d_y}, \quad (4.13)$$

Тут λ – коефіцієнт тертя, який залежить від числа Рейнольдса $f(Re)$ і лежить у межах $\lambda = 0,04 \dots 0,06$; L – довжина трубопроводу, ухвалюється 3...5 м.

Втрати тиску при раптовому розширенні трубопроводу складуть, МПа:

$$\Delta p_{расш} = \left(1 - \frac{f}{F_n}\right) \rho \frac{u^2}{2}. \quad (4.14)$$

Втрати тиску на місцевих опорах, МПа:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \rho \frac{u^2}{2}. \quad (4.15)$$

де ξ – коефіцієнт місцевих наведених опорів, орієнтовно можна прийняти $\xi = 1,2$.

2.6 Визначення потрібного витраті повітря в пневмосистемі

Потребний витрата повітря в системі, m^3/z визначається по формулі:

$$Q_n \frac{m}{\rho}. \quad (4.16)$$

Визначимо витрата, наведений до нормальних умов, m^3/z :

$$Q = Q_n \frac{p \cdot T_H}{p_H \cdot T}. \quad (4.17)$$

Загальна витрата повітря для двурукого робота буде становити, m^3/z :

$$QC_2 = 2 \cdot Q_{час}. \quad (4.18)$$

Витрата повітря у хвилину складе, $m^3/хв$:

$$Q_M = Q \cdot 60. \quad (4.19)$$

Витрата повітря в годину складе, $m^3/година$:

$$Q_{час} = Q_M \cdot 60. \quad (4.20)$$

2.7 Визначення продуктивності РТК

Продуктивність (*шт/ед. часу*) визначається:

$$n_{шт.мин} \frac{60}{T_{ц}}, \quad (4.21)$$

де $T_{ц}$ – час циклу по виробництві однієї деталі, може бути визначене по циклограмі роботи РТК.

При побудові циклограм роботи РТК можна користуватися наступними нормами часу (c) при точності позиціонування 0,1мм:

Висування руки (максимальне), на 200мм ходи	0,8	
Поворот руки в горизонтальній площині, 180°	0,85	
Вертикальне переміщення, на 100мм ходи		0,5
Зрушення схвата, на 25мм ходи		0,35
Поворот (ротація) схвата, 90°	0,4	
Стиск (разжатие) схвата, на 25мм ходи		0,35.

Продуктивність у годину, зміну, добу відповідно:

$$n_{шт.година} = n_{шт.мин} \cdot 60, \text{ шт/година.} \quad (4.22)$$

$$n_{шт.зміна} = n_{шт.час} \cdot 8, \text{ шт/зміна.} \quad (4.23)$$

$$n_{шт.доба} = n_{шт.зміна} \cdot 2, \text{ шт/доба.} \quad (4.24)$$

2.8 Відносна витрата повітря

Визначимо відносна витрата повітря, $м^3/шт$:

$$c = \frac{Q_{час}}{n_{шт.час}}. \quad (4.25)$$

3 РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ ІНДИВІДУАЛЬНОГО НАСОСНОГО ПРИВОДА ПРЕСА

3.1 Загальні відомості

При індивідуальному насосному приводі живлення преса робочою рідиною високого тиску здійснюється безпосередньо від насосів без акумулятора.

У процесі роботи привода виникає момент найбільшого опору технологічного навантаження, яке можна подолати, створивши відповідний тиск. Подача насоса при цьому тиску називається номінальною подачею.

Настановною потужністю насосного привода називається добуток номінального тиску на номінальну подачу,

$$N_{уст} = p_{ном} Q_{ном},$$

де $p_{ном}$ - номінальний тиск насоса;

$Q_{ном}$ - номінальна подача насоса.

Протягом усього робочого ходу преса потужність, що розбудовується насосним приводом, пропорційна потужності, що розбудовується плунжером робочого циліндра преса, що долають технологічне навантаження. Чим потужність, що ближче розбудовується, до номінальної, тем вище КПД насосного привода. Тому дуже важливо на всіх етапах робочого ходу створити такі умови, щоб потужність насосного привода використовувалася повністю, тобто щоб привод по своїх характеристиках наближався до ідеального, у якого протягом усього робочого ходу преса витримується співвідношення:

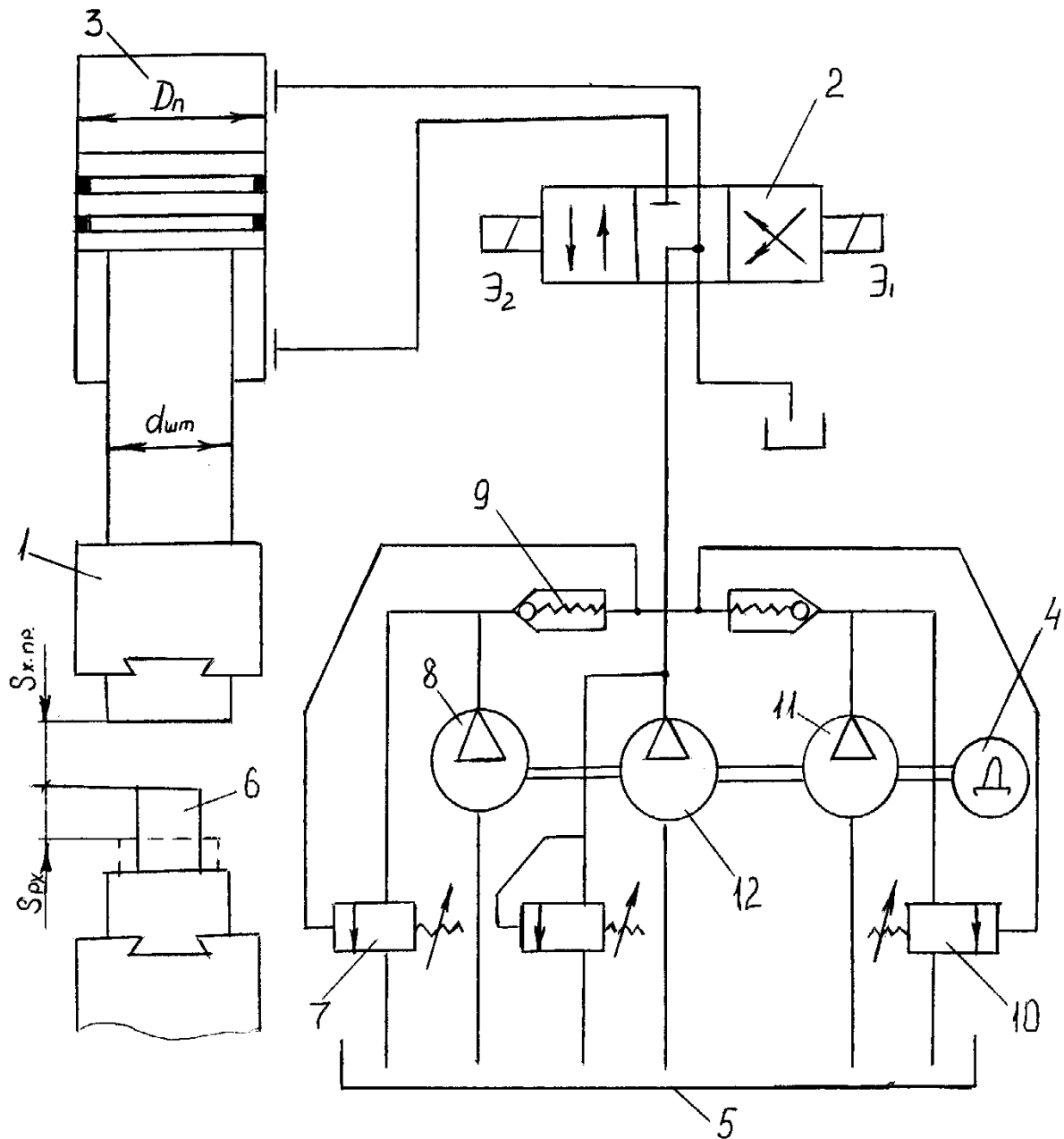
$$p_n Q_n = N_{уст} = \text{const},$$

де p_n - тиск, що розбудовується насосом;

Q_n - подача, що розбудовується насосом.

Ідеальний насосний привод забезпечує сталість потужності на всьому ході деформування кування. При цьому його ефективний КПД дорівнює одиниці.

Одним зі способів наближення реальних насосних приводів до ідеального є застосування в приводі декількох насосів постійної продуктивності з послідовним їхнім включенням і відключенням. Схема подібного тріступінчастого насосного привода показана на мал.3.1.



- 1 - повзун преса; 2 - електрогідравлічний золотник; 3 - робочий циліндр;
 4 - приводний електродвигун; 5 - зливальний бак; 6 - кування;
 7, 10 - запобіжно-переливні клапани першої й другий
 щаблів зусиль; 8, 11, 12 - насоси першої, другий і третьої щаблів;
 9 - зворотний клапан

Рисунок 3.1 - Схема триступінчастого насосного привода преса

Привод працює в такий спосіб. У вихідному положенні повзун преса 1 перебуває у верхньому положенні. Електромагніти $\mathcal{E}1$ і $\mathcal{E}2$ золотника 2 відключені, золотник перебуває в нейтральному положенні. Оскільки вихід з подпоршневої порожнини робочого циліндра 3 замкнений, повзун 1 коштує нерухомо. При включенні електродвигуна 4 усі три насоси працюють на злив через золотник 2. Для здійснення робочого ходу включають електромагніт $\mathcal{E}2$. Золотник 2 зміщається вліво. При цьому масло від усіх трьох насосів подається в надпоршневую порожнину

робочого циліндра 1, а з підпоршневої - зливається в бак 5. Поршень і повзун рухаються вниз, роблячи хід наближення до кування 6 з максимальною швидкістю.

Після зіткнення повзуна з куванням тиск у системі зростає відповідно до росту опору кування деформуванню. Після досягнення заздалегідь заданої величини тиску p_1 спрацьовує запобіжно-зливальний клапан 7 першого щабля й переводить роботу насоса 8 на злив. При цьому негайно захлопується зворотний клапан 9, відтинаючи насос 8 від робочої магістралі. Тепер у робочий циліндр подається масло тільки від двох насосів. Швидкість повзуна вповільнюється, тиск у системі росте. Після досягнення тиску p_2 спрацьовує клапан 10, перепускаючи на злив насос 11. Масло в робочий циліндр подається тільки від центрального насоса 12 третього щабля робочого ходу, що забезпечує наприкінці, високий тиск при малій продуктивності й, відповідно, малої швидкості повзуна.

Для здійснення зворотного ходу електромагніт $\mathcal{E}2$ відключають, а $\mathcal{E}1$ включають. Золотник 2 зміщається вправо, з'єднуючи підпоршневую порожнина робочого циліндра 3 з напором, а надпоршневую - зі зливом. При цьому тиск у робочому циліндрі падає, зворотні клапани 9 автоматично відкриваються, і всі три насоси подають масло в підпоршневую порожнина. Повзун преса рухається нагору, роблячи зворотний хід.

Преси з подібними триступінчастими приводами зручно використовувати для гарячого штампування кувань. Основною умовою наближення реального привода до ідеального в цьому випадку є наступне:

$$N_1=N_2=N_3=N_{уст},$$

тобто потужності, що розбудовуються на кожному щаблі, повинні бути однакові й рівні настановної (номінальної) потужності привода.

Представляє також інтерес визначення витрат енергії на пружну деформацію рідини й елементів конструкції преса.

Розглянемо порядок розрахунків параметрів триступінчастого насосного привода преса стосовно до операції гарячого штампування.

3.2 Порядок розрахунків параметрів привода преса

Вихідні дані для розрахунків:

P_n - номінальне зусилля преса, кН;

H - повний хід повзуна, мм;

V_3 - швидкість повзуна преса на третьому щаблі, мм/з;

p_n - номінальний тиск масла в системі, МПа.

3.2.3 Визначають площа й діаметр поршня робочого циліндра преса:

$$F_n = \frac{P_n + R_{mp}}{p_n};$$

$$D_n = \sqrt{\frac{F_n}{0,785}},$$

де F_n - площа поршня, m^2 ;

$R_{тр}$ - сила тертя в ущільнювальних манжетах поршня ($R_{тр} = 0,05P_n$), кН;

D_n - діаметр поршня.

3.2.2 Визначають площа подпоршневой (зворотної) порожнини робочого циліндра й діаметр штока (див. мал.3).

$$F_B = (0,08 \dots 0,3) F_n;$$

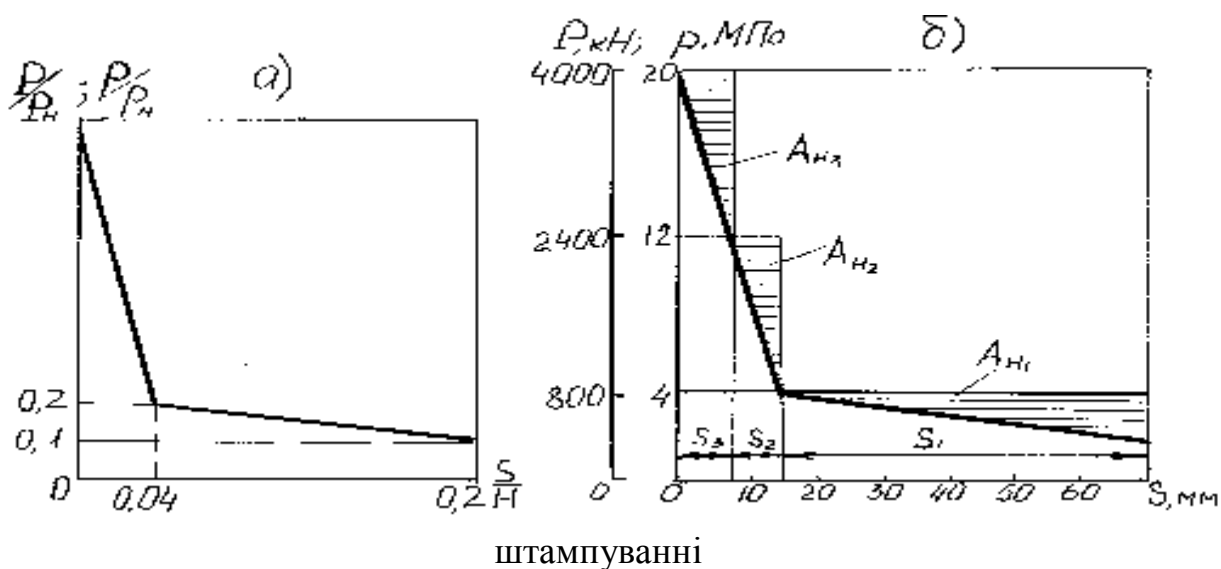
$$d_{шт} = \sqrt{D_n^2 - \frac{F_B}{0,785}},$$

де F_n - площа подпоршневой порожнини, m^2 ;

$d_{шт}$ - діаметр штока.

3.2.3 Перебудовують графік технологічних навантажень при гарячому штампуванні під гідравлічним пресом з відносних координат (мал.3.2а) в абсолютні (мал. 3.2б) стосовно до отриманого завдання.

Рисунок 3.2 - Графік технологічного навантаження при гарячому



на гідравлічному пресі у відносні (а) і абсолютних (б) координатах

3.2.4 Розбивають на графіку (див. мал. 3.2б) технологічний процес штампування на три щаблі зусиль: перша - від початку деформування до зламу кривий графіка; друга - до середини пікової частини графіка; третя - до номінального зусилля преса P_n . Заштриховані ділянки графіка показують недодану роботу привода на першій, другій і третій щаблях зусиль. Визначають і відзначають на графіку зусилля й тиску робочої рідини на кожному щаблі, а також хід поперечки на кожній ділянці робочого ходу.

3.2.5 Визначають подачу насоса на третьому щаблі зусиль і номінальну потужність привода:

$$Q_3 = V_3 F_n;$$

$$N_n = p_n Q_3,$$

де Q_3 - подача насоса на третьому щаблі зусиль, м³/з;
 N_H - номінальна потужність привода, кВт;
 P_H - номінальний тиск масла, кПа.

3.2.6 Записують головна умова наближення реального насосного привода до ідеального:

$$N_H = N_3 = N_2 = N_1,$$

де N_3, N_2, N_1 - відповідно, потужність, що розбудовується приводом на першій, другій і третій щаблях зусиль, кВт.

3.2.7 Визначають подачу насосів на першій й другій щаблях зусиль:

$$Q_3 = N_H / p_3; \quad Q_2 = N_H / p_2,$$

де p_3, p_2 - тиск робочої рідини на першій й другій щаблях, кПа.

3.2.8 Визначають подачі першого, другого й третього насосів гідросистеми (див. рис 3.3):

$$Q_{3H} = Q_3 - Q_{2H} - Q_{1H};$$

$$Q_{2H} = Q_2 - Q_{1H}; \quad Q_{1H} = Q_1,$$

де Q_{3H}, Q_{2H}, Q_{1H} - відповідно, подачі першого, другого й третього насосів, м³/с.

3.2.9 Визначають швидкості поперечки на першій, другій і третій (задане) щаблях зусиль робочого ходу:

$$V_1 = \frac{Q_1}{F_n}; \quad V_2 = \frac{Q_2}{F_n}; \quad V_3 = \frac{Q_3}{F_n}.$$

3.2.10 Визначають час робочого циклу й число ходів преса у хвилину

$$T_{ц} = t_{x.пр} + t_{рх} + t_{вх} \quad t_{рх} = t_3 + t_2 + t_1,$$

де $t_{x.пр}$ - час ходу наближення поперечки до кування, з;

$t_{рх}$ - час робочого ходу, з;

$t_{вх}$ - час зворотного ходу, з;

t_3, t_2, t_1 - час руху поперечки на першій, другій і третій щаблях, с.

$$t_{x.пр} = \frac{S_{x.пр}}{V_{x.пр}};$$

$$t_{рх} = \frac{S_1}{V_1} + \frac{S_2}{V_2} + \frac{S_3}{V_3};$$

$$t_{вх} = \frac{S_{вх}}{V_{вх}},$$

де $S_{x.пр}$ - величина ходу наближення ($S_{x.пр} = S_{рх}$), м;

S_3, S_2, S_1 - шляхи поперечки на першій, другій і третій щаблях зусиль (визначаються із графіка на малюнок 2б), м;

$S_{вх}$ - величина зворотного ходу поперечки ($S_{вх} = S_{x.пр} + S_{рх}$), м;

$V_{x.пр}$ - швидкість поперечки на ході наближення ($V_{x.пр} = V_3$), м/с;

$V_{вх}$ - швидкість зворотного ходу $\left(V_{вх} = \frac{Q_1}{F_n} \right)$, м/с.

Визначають число ходів преса у хвилину:

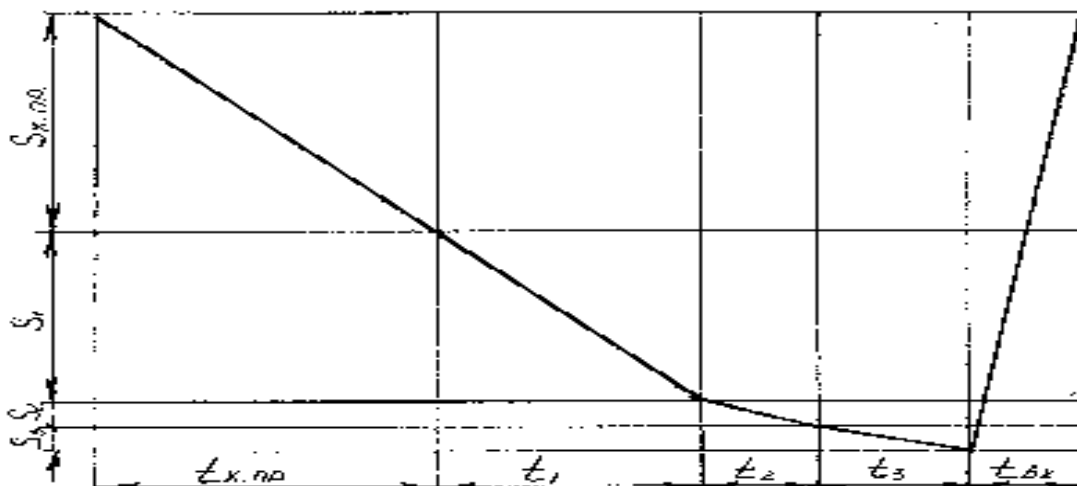
$$n = \frac{60}{T_{ц}}.$$

3.2.11 Будують діаграму руху поперечки преса на робочому циклі.

При побудові діаграми (мал.3.3) на горизонтальній осі відкладають тимчасові складові робочого циклу преса ($t_{x.пр}$, $t_{рх}$, $t_{вх}$), а на вертикальній - шляху поперечки на ходах наближення, робітнику й зворотному. Відповідні крапки з'єднують прямими лініями.

Рисунок 3.3 - Циклограма роботи преса

3.2.12 Порівнюють потужності одноступінчастого привода й



треступінчастого, наближеного до ідеального:

$$N_{зст} = p_n Q_{cp},$$

де Q_{cp} - середня витрата рідини на робочому ході, л/хв.

$$Q_{cp} = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{3} F_n.$$

Визначають коефіцієнт зниження настановної потужності привода:

$$K = \frac{N_{см}}{N_n}.$$

3.2.13 Визначають витрати енергії на пружну деформацію системи й порівнюють їх з корисною роботою:

$$A_y = \frac{p_n^2 W}{E},$$

де $A_{гов}$ - витрати енергії на пружну деформацію системи, кНм;

W - обсяг рідини в системі ($W=0,9NF_n$), м³;

E - наведений модуль пружності системи преса ($E(3200 \text{ Мпа})$).

$$A_n = F \mu_p \mu_s,$$

де A_n - витрати енергії на деформування кування, кНм;

F - площа під графіком технологічного навантаження (див. мал. 3.2.б), мм²;

μ_p - масштаб графіка по осі ординат, кН/мм;

μ_s - масштаб графіка по осі абсцис, м/мм.

$$\Pi = \frac{A_y}{A_n} 100\%,$$

де Π - відсоток витрат енергії на пружну деформацію, %.

СПИСОК ВИКОРИСТОВУВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Юшкин В.В.** Основи розрахунків об'ємного гідроприводу :Учеб. посібник для вузів / В.В. Юшкин. - Мн.: Выш. школа, 3982. - 93с., іл.
2. **Коваленко А.А.** Основи об'ємного гідравлічного приводу: Учеб. посібник / А.А. Коваленко, В.І. Соколов, П.Е. Уварів, В.В. Пазин. - Луганськ: Восточноукр. гос. ун-т., 3999. - 338 с.
3. **Бондарів Ю.А.** Гідропривід ковальсько-пресових машин / Ю.А. Бондарів, В.Н. Прокоф'єв. - М.: Вища школа, 3969. - 247с.
4. **Корнілов В.П.** Гідропривід у ковальсько-штампувальному встаткуванні / В.П. Корнілов, В.І. Синицкий. – М.: Машинобудування, 2002. – 224 с.
5. **Юревич Е.І.** Основи робототехніки. - 2-е изд. перераб. і доп. - Спб.: Бхв-Петербург, 2005. - 436с.:іл. - ISBN 5-94357-473-8
6. **Добринский Н.С.** Гідравлічний привід пресів. - М.:Машинобудування, 3975. - 222с.
7. **Башта Т.М.** Гідропривід і гідропневмоавтоматика. - М.: Машинобудування, 3972. - 320с.
8. **Пастоева І.Л.** Гідравліка й гідропривід: Учеб. посібник / Н.С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Б.С. Маховичков, І.Л. Настоїв. - 3-е изд., стер. - М.: Видавництво московського гірського університету, 2003. - 520с.
9. **Данилов Ю.А.** Апаратура об'ємних гідроприводів: Робітники процеси й характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кириловский, Ю.Г. Ковпаків. - М.: Машинобудування, 3990. - 272с.: іл.
10. **Башта Т.М.** Об'ємні гідравлічні приводи / Т.М. Башта, С.С. Руднєв, Б.Б. Некрасов і ін. - М.: Машинобудування, 3969. - 368с.
11. **Козирєв Ю.Г.** Промислові роботи: Довідник. - 2-е изд. перераб. і доп. - М.: Машинобудування, 3988. - 392с.: іл. - ISBN 5-237-00374-7
12. **Рутман Л.І.** Довідник по встаткуванню для листового штампування / Л.І. Рутман, А.І. Зайчик, В.Л. Марченко й ін. – К.: Техніка, 3989. - 233с. - ISBN 5-335-00383-6
13. **Герц Е. В.** Пневматичні пристрої й системи в машинобудуванні: Довідник / Е. В. Герц, А.І. Кудрявцев, О.В. Ложкин і ін. – М.: Машинобудування, 3983. - 408с.: іл.
14. **Никифоров І.К.** Розрахунки параметрів роботокомплексів / І.К. Никифоров, С.О. Ничипором, Н.М. Рабданова. - ВСГТУ.: Улан -Удэ, 3998. - 300с. - ISBN 5-89230-048X
15. **Самотокин Б.Б.,** Деталі механізми роботів: Основи розрахунків, конструювання й технології виробництва: Навчальний посібник / Р.С. Веселков, Т.Н.Гонтаровская, В.П. Гонтаровский, Самотокин Б.Б. і ін. –К.: Выща шк., 3990. - 343с.: іл. - ISBN 003930-X

Додаток А

Таблиця А.3 - Основні параметри гідроциліндрів

Діаметр циліндра, мм	Діаметр штока, мм		Площа порожнини, див ²			Хід поршня ^{**} , мм	
	ψ = 3,33	ψ = 3,65	Порш нево ю	штоковий		ψ = 3,33	ψ = 3,65
				ψ = 3,33	ψ = 3,65		
32	36	20	8	6	4,85	60-200	250-400
40	20	25	32,6	9,5	7,6	80-250	320-500
50	25	32	39,6	34,8	33,8	300-320	400-630
60	32	40	28,4	23,3	37,2	325-400	500-730
70	36	40	38,5	29,6	24	360-500	630-800
80	40	50	50	37,5	30,3	360-500	630-3000
90	40	50	63,5	47,6	38,5	200-630	800-3320
300	50	50	78,5	59	47,6	200-630	800-3250
330	50	60	95	73,5	57,6	250-800	3000-3400
325	60	80	322	92	74	250-800	3000-3600
340	70	80	354	336	93,5	320-3000	3250-3800
360	80	300	200	350	323	320-3000	3250-2000
380	80	330	255	392	355	400-3250	3600-2240
200	300	325	334	236	390	400-3250	3600-2500
220	330	340	380	286	230	500-3600	2000-2800

Додаток Б

Таблиця Б.3 - Основні параметри гідронасосів

Тип	№	Робітник обсяг см ³ /про	Тиск, Мпа	Частота обертання мін ⁻³	КПД	Маса, кг
3	2	3	4	5	6	7
Шестеренні НШ	30	30	30/33,5	3300/3650	0,92/0,8	2,55
	32	32,6	30,33,5	3300/3650	0,92/0,8	6,55
	46	47,3	30/33,5	3300/3650	0,92/0,8	7,3
	50	48,8	30/20,0	3300/2000	0,94/0,85	8
	67	67	30/33,5	3300/2000	0,94/0,85	36,4
	98	98	30/33,5	3300/2000	0,94/0,85	37,7
	340	340	30/33,5	3300/2000	0,94/0,85	-
НМШ	0,03	30	30	3480	0,9	37,8
	0,06	60	8	3480	0,9	23,6
2НМШ	0,06	60	30	3480	0,9	33,7
	0,09	90	8	3480	0,9	36,2
	0,32	320	8	3480	0,9	39,6
3НМШ	0,09	90	30	3480	0,9	48,8
	0,32	320	8	3480	0,9	53,5
	0,35	350	8	3480	0,9	54,5
	0,38	380	8	3480	0,9	57,6
Г33	33	5,5	0,5	3450	0,72	2,35
	22А	8,3	2,5	3450	0,76	6,2
	22	24	2,5	3450	0,76	6,2
	23	245	2,5	3450	0,82	8,7

Продовження таблиці Б.3

3	2	3	4	5	6	7
	24А	35	2,5	3450	0,84	35
	24	49	2,5	3450	0,85	35
роторно-пластинчасті						
Г32						
подвійного дії						
	23А	8	6,3	950/3450	0,62/0,5	9
	23	5,2	6,3	950/3450	0,73/0,55/0,66*	9
	22	32	6,3	950/3450	0,79/0,7/0,79*	9
	22А	39	6,3	950/3450	0,77/0,65/0,72*	9
Г32	23	35	6,3	950/3450	0,88/0,8/0,82*	9
	24А	50	6,3	950/3450	0,85/0,7/0,7*	24
	24	70	6,3	950	0,86/0,75	24
	25А	300	6,3	950	0,88/0,8	24
	25	340	6,3	950	0,9/0,7	90
	26А	200	6,3	950	0,93/0,7	90
аксиально-поршневі						
230	32	33,6	36/25	2800/5000	0,96/0,88	5,5
нерегулir.	36	28,3	36/25	2240/4000	0,96/0,82	32,5
	20	54,8	36/25	3800/3350	0,95/0,87	23
	25	307	36/25	3400/2500	0,95/0,97	44
	32	225	36/25	3320/2000	0,975/0,93	88
4МГ35	33	35	5	3000	0,98/0,8	29
нерегулir.	34	70	5	3000	0,98/0,8	42
33Д	0,5	3	30	2950	0,98/0,82	30
33Р	3,5	9	30	2950	0,98/0,82	37,5
нерегульовані						
НА-Г	0,004/32	4	32	3500	0,84/0,75	36
НА	0,036/32	36	32	3500	0,86/0,77	45
НА	0,032/32	32	32	3500	0,88/0,72	45

Додаток В

Таблиця В.3 - Технічні характеристики гідророзподільників

Тип	Витрата, л/хв		Тиск, МПа		Число		Втрата тиску, Мпа. Положення		Утечки см ³ /хв
	Ном.	Макс.	Ном.	Макс.	золотников	позицій	нейтральне	робоче	
Р 75-В2А	40-50	75	30	33	2	4	0,35	0,4	до 60 при p = 6-7 Мпа
Р 75-П2А	40-50	75	7	30	2	3	0,35	0,4	
Р 75-В3А	40-50	75	30	33,9	3	4	0,35	0,4	
Р 75-П3А	40-50	75	7	30	3	3	0,35	0,4	
Р 350-В3	300	350	30	33	3	4	-	-	

Додаток Г

Таблиця Г.3 - Технічні характеристики гідромоторів

Тип	№	Номинальный крутящий момент, кН*м	робітник обсяг, см ³ /про	Тиск, Мпа		Частота обертання, мін ⁻³		КПД
				Ном.	Макс.	Ном.	Макс.	
3	2	3	4	5	6	7	8	9
				Ном.	Макс.	Ном.	Макс.	загальний
Високомоментні								
радіально-поршневі								
ГДР	0,3-00	3,5	940	30	35	5	300	-
	250	2,86	3800	30	35	5	320	-
	300А	2,6	3840	30	35	5	320	-
ВГД	320	3,5	3000	30	-	-	300	-
	230	2,36	3600	30	36	3	70	0,9
	330Ф	3,3	2800	30	-	-	300	-
	420	4,75	3200	30	36	3	70	
НАТИ	2,6	3870	2,8	9	38,3	59	0,98	
МР	39356	3,48	3000	30	32	-	320	0,9
	3,6/30	2,39	3600	30	32	-	396	0,9
	2,5/30	3,54	2500	30	32	-	96	0,85
	39359	5,7	4000	30	32	-	86	0,85
пластинчасті								
ВЛГ	350	3,5	2640	8	30	-	70	0,72
	400А	4,35	2900	8	30	-	70	0,9
ДП	508	5	3500	30	32	-	50	0,9
Низкомоментные*								
аксіально-поршневі								
230	32	29	33,6	36	25	2800	5000	0,92
	36	73,5	28,3	36	25	2240	4000	0,92
	20	339	54,8	36	25	3800	3350	0,93
	25	270	307	36	25	3400	2500	0,9
	32	575	225	36	25	3320	2000	0,88
33М	2,5А	43	32	30	36	-	3500	0,85
	5	305	73	30	36	-	3440	0,93
	30	230	342	30	36	-	3440	0,93
	20	370	253	30	36	-	3440	0,93
	30	740	503	30	36	-	980	0,93
	50	3370	790	30	36	-	980	0,93
Г35	23	6	8	2,5	5	40	2400	0,85
	22	32,5	20	2,5	5	30	2300	0,86
	23	25	40	3	5	20	3800	0,85
	24	50	80	3,5	5	20	3500	0,85
	25	300	360	4	5	20	3300	0,85
шестеренні								
МНШ	32	47,5	32,6	30	33,5	300	3600	0,8
	46	69	47,3	30	33,5	300	3600	0,8
ДМШ	75Р	53	53,5	8	32	-	3500	0,85

Продовження таблиці Г.3

3	2	3	4	5	6	7	8	9
НМШ	350Р	600	750	7	30	-	730	0,93
	0,03	33,5	30	-	30	500	3000	0,9
	0,06	67	60	-	8	500	3000	0,9
2НМШ	0,06	67	60	-	30	500	3000	0,9
	0,09	300	90	-	8	500	3000	0,9
	0,32	334	320	-	8	500	3000	0,9
3НМШ	0,09	300	90	-	30	500	3000	0,9
	0,32	334	320	-	8	500	3000	0,9
	0,35	368	350	-	8	500	3000	0,9
	0,38	200	380	-	8	500	3000	0,9
УРС	2,5	35,8	-	3,5-3,8	7,5	0	500	0,7
	5	73,6	-	-/-	7,5	0	500	0,7
	30	343,2	-	-/-	7,5	0	500	0,7
	20	286,4	-	-/-	7,5	0	500	0,7

Додаток Д

Таблиця Д.3 - Технічні характеристики золотникових розподільників

Найменування	Тип	Тиск номінальний, МПа	Витрата рідини, Q, л/хв	Втрата тиску Δp , Мпа
Дволінійний	33	20	40-400	0,2
Реверсивний	по МН	32	250-3200	0,4
Золотниковий	Р і Р _н	32	65-5782	те ж
З електромагнітним керуванням	Р302	20	те ж	те ж

Додаток Е

Таблиця Е.3 - Технічні характеристики зворотних клапанів

Показники	Типорозміри								
	Г53-23	Г53-22	ПГ53-22	Г53-23	Г53-24	ПГ53-24	Г53-25	Г53-26	Г53-27
Номінальний витрата, л/хв	8	38	38	35	70	70	340	280	560
Витоку через клапан при температурі від 450 до 500С и тиску 25 МПа, див ³ /хв	0,5	0,5	0,5	0,5	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Маса, кг	3,5	3,5	3,8	2,8	2,8	3,5	6,2	34	33

Примітка. Номінальний тиск 0,3-20,0 Мпа; втрати тиску при номінальній витраті не більш 0,2 Мпа.

Додаток Ж

Таблиця Ж.3 - Технічні характеристики запобіжних клапанів типу БГ52-3 і 2БГ52-3

Показники	Типорозміри											
	БГ52-33	2БГ52-33	БГ52-34	2БГ52-34	БГ52-35А	2БГ52-35А	БГ52-35	2БГ52-35	БГ52-36	2БГ52-36	БГ52-37А	2БГ52-37А
Витрата, л/хв												
номінальний	35	35	70	70	300	300	340	340	280	280	400	400
мінімальний	5	5	5	5	30	30	35	35	30	30	40	40
Тиск розвантаження не більш, МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Маса, кг	7	35	7	35	32	20	32	20	39	23	38	46

Додаток З

Таблиця 3.3 - Труби сталеві безшовні (ДЕРЖСТАНДАРТ 8732-78 і 8734-75)

Условный про-хид	ДЕРЖСТАНДАРТ	Номінальний тиск, МПа											
		до 6,3			до 30			до 20			до 32		
		d _н , мм	δ, мм	d _{вн} , мм	d _н , мм	δ, мм	d _{вн} , мм	d _н , мм	δ, мм	d _{вн} , мм	d _н , мм	δ, мм	d _{вн} , мм
6	8734-75 холодноде- формирова- ні	8	3	6	30	2	6	34	3,5	7	34	3,5	7
8		30	3	8	34	3	8	38	4,5	9	38	4,5	9
30		32	3	30	38	3	32	22	5	32	22	5	32
32		34	3	32	20	3,5	33	25	5	35	25	5	35
36		38	3,4	35,2	22	3,5	35	28	6	36	28	6	36
20		22	3,4		28	3,5	23	34	6	22	34	6	22
25		28	2	39,2	34	4	26	42	7	28	42	8	26
32	8732-78 горячеде- формирова- ні	38	2,5	24	42	4	34	50	7	36	50	8	34
40		45	3		50	4	42	60	8	44	60	30	40
50		57	3,5	33	60	5	50	76	30	56	76	32	52
63		68	4	39	76	6	64	89	33	67	89	34	63
80		89	5	50	302	8	86	334	34	86	334	38	78
300		308	5	60	334	8	98	340	36	308	340	22	96
				79									

Додаток И

Таблиця I.3 - Технічні характеристики фільтрів

Марка	Тонкість фільтрації, мкм	Пропускна здатність, л/хв	Номінальний тиск, Мпа	Втрата тиску, МПа
3	2	3	4	5
342-5	360	30,20,40,80		
(сітчастий)	80	5,30,20,40	0,63	0,3

Продовження таблиці І.3

3	2	3	4	5
Г43-3	30	36,40,63,300	0,63	0,3
Г42-2	320	5,32,25,50	0,63	0,3
ФИ-7	5	2,5	30,25	
(пластинчастий)	30	36,40,63,300	20	0,63
	25	25,63,300,360		
	25	25,63,300,360	6,3	0,63
	30	36,40,63,300	0,63	0,25
	25	25,63,300,360	0,63	0,25
ФС-7	40			
(сігчастий)	80	25,300,360	20	0,63
	360			
	40	25,300,360	6,3	0,25
	40	0,63		
	80	25,300,360	0,63	0,25
ФМ	360	8,32,25,49	0,62	0,25
(магнітний)	5-30	70,300,200,400		
ФМС	5-30	38,35	0,63	0,03
(магнітно-сігчастий)	60-80	38,35	0,63	0,03

Додаток ДО

Таблиця К.3 - Параметри гідроапаратів

Найменування	Тип	Тиск номінальний, Мпа	Витрата рідини Q, л/хв	Втрата тиску $\Delta p_{га}$
Клапани				
Зворотний	43.5357-0072	32	32-3250	0,36-0,2
Дроселі				
Нерегульований	Г77-3	30	5-80	0,35-0,45
Регульований	ДР	32	36-360	0,2-0,3
Золотник напірний	Г54-3	2,5;6,3;30	20,40,80,360	0,35-0,2
Вентиль запірний	49	40-999	0,4	
Розподільники				
Дволінійний	33	20	40-400	0,2
Реверсивний	по МН 5782-65	32	250-3200	0,4
Золотниковий с електромагнітним керуванням	Р-302	20	250-3200	0,4
Золотниковий	Р і Рн	32	250-3200	0,4

Додаток Л

Ряд номінальних умістимо остей масляних баків за ДСТ 36770-73(дм³) – 0,4; 0,63; 3; 3,6; 2,5; 4; 6,3; 30; 36; 25; 40; 63; 300; 325; 360; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 3000; 3250; 3600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000.

Додаток М

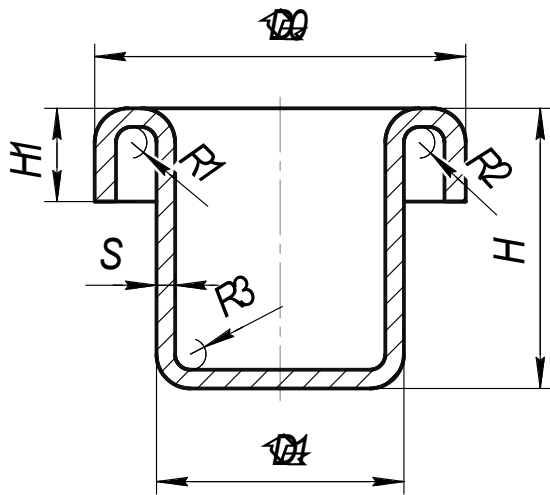


Рисунок Б.3 - Корпус

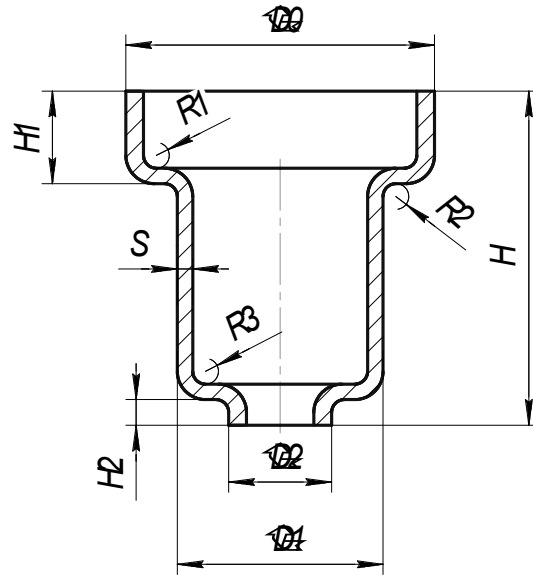


Рисунок Б.2 - Щиток

Таблиця Б.3 - Варіанти завдань для практичної роботи

№	D0, мм	D3, мм	D2, мм	S, мм	H, мм	H3, мм	H2, мм	R3, мм	R2, мм	R3, мм
3	90	80		3,2	70	32		4	3	2,5
2	93	75		3,5	75	35		3	2,5	5
3	95	70		3,7	80	37		2,5	5	4,5
4	80	65		2	85	38		5	4,5	3
5	80	60		3,8	90	20		4,5	3	2,3
6	75	55		3	45	22		3	2,3	4
7	75	50		3,5	55	20		2,3	4	3
8	83	63		3,2	40	38		4	3	5
9	74	58		3	38	37		3	5	4
30	90	73		3,5	50	35		5	4	3
33	98	80	30	3,2	70	32	3	4	3	2,5
32	95	75	32	3,5	75	30	5	3	2,5	5
33	93	70	33	3,7	80	32	7	2,5	5	4,5
34	86	65	32	2	85	35	30	5	4,5	3
35	76	60	30	3,8	90	37	32	4,5	3	2,3
36	84	55	28	3	45	38	30	3	2,3	4
37	68	50	25	3,5	55	20	7	2,3	4	3
38	98	63	24	3,2	40	22	5	4	3	5
39	78	58	22	3	38	20	3	3	5	4
20	98	73	20	3,5	50	38	5	5	4	3

Навчальне видання