

Міністерство освіти і науки України  
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

**СУЧАСНЕ ОБЛАДНАННЯ, АВТОМАТИЧНІ ЛІНІЇ ТА ГНУЧКІ  
ВИРОБНИЧІ СИСТЕМИ**

**Методичні вказівки  
до практичних занять і самостійної роботи  
для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка  
всіх форм навчання**

Затверджено  
на засіданні  
методичної ради  
Протокол № від

Краматорськ  
ДДМА  
2016

УДК 658.52.011

Сучасне обладнання, автоматичні лінії та гнучкі виробничі системи. Методичні вказівки до практичних занять і самостійної роботи для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка всіх форм навчання / укл. : Н. О. Руденко. - Краматорськ : ДДМА, 2016. – 47 с.

У методичних вказівках наведені приклади розрахунків стола преса, розрахунки вузла кріплення циліндра до верхньої поперечини, розрахунки сервоприводів коромислового і кулачкового валів, розрахунки системи кріплення зворотних циліндрів при аварійному підвищенні тиску.

Укладачі:

Н. О. Руденко, ст. викл.

Відп. за випуск

О. Є. Марков, проф.

## ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ .....	
<b>1</b> РОЗРАХУНОК СТОЛУ ПРЕСА .....	
<b>2</b> РОЗРАХУНОК ВУЗЛА КРІПЛЕННЯ ЦИЛІНДРА ДО ВЕРХНЬОЇ ПО- ПЕРЕЧИНИ .....	
<b>3</b> РОЗРАХУНОК СЕРВОПРИВОДІВ КЕРУВАННЯ РЕГУЛЮЮЧИМИ КЛАПАНАМИ ПРЕСА .....	
3.1 Розрахунок сервопривода коромислового вала.....	
3.2 Розрахунок сервопривода кулачкового вала.....	
<b>4</b> РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ ЗВОРОТНИХ ЦИЛІНДРІВ .....	
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	
ДОДАТОК А. Діаметри плунжерів і манжет.....	
ДОДАТОК Б. Вихідні дані до завдань 1,2,4. ....	
ДОДАТОК В. Вихідні дані до завдання 3. ....	

## ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Мета дисципліни - підготовка майбутніх інженерів до самостійної діяльності в галузі розрахунку і проектування сучасних видів ковальсько-пресового обладнання (КПО) їх дослідження й організації раціональної експлуатації.

Завдання дисципліни - ознайомлення з технологічним призначенням і класифікацією ковальсько - штампувального обладнання, глибоке вивчення принципів особливостей, структурних схем і напрямків розвитку основних видів КПО; - формування рівня знань, необхідного для розуміння явищ, що відбуваються в машинах у період їхньої роботи й особливостей їхньої експлуатації і дослідження; - придбання знань, необхідних для проведення динамічних і міцносних розрахунків вузлів і механізмів КПО і їхнього наступного проектування, у тому числі з використанням ПЕОМ.

На основі вимог освітньо - кваліфікаційної характеристики та освітньо - професійної програми підготовки спеціаліста за спеціальністю 131 «Прикладна механіка», в результаті вивчення дисципліни студенти повинні

**Знати:**

- тенденції розвитку сучасних видів ковальсько - пресового обладнання;
- конструкції, кінематичні та гідравлічні схеми, принцип дії КПО;
- методи конструювання і розрахунку машин;
- методи захисту базових деталей та вузлів КПО від перенавантаження;
- сучасні види технічної документації та порядок її проходження на виробництві.

**Вміти:**

- читати і аналізувати кінематичні та пневмогідравлічні схеми ковальсько - пресових машин;
- чітко і ясно описати принцип дії машини та особливості її експлуатації;
- проводити енергетичні, кінематичні та гідравлічні розрахунки параметрів машин;
- проводити розрахунки на міцність і надійність базових деталей та вузлів КПО з використанням ПЕОМ;
- складати динамічні моделі машин, вирішувати і аналізувати диференціальні рівняння моделей на ПЕОМ;
- самостійно вести інформаційний пошук і працювати з патентною та технічною літературою;
- використовувати результати сучасних наукових розробок при проектуванні машин.

**Придбати навички:**

- визначення розмірів і конструктивних форм деталей, виходячи з умов міцності, зносу, концентрації напружень і впливу технологічних факторів;
- компоновання і монтажного ув'язування окремих вузлів і деталей КПО з урахуванням можливостей їх зборки, транспортування і ремонту;
- ув'язування конструктивних форм деталей з вимогами технології їх виготовлення, призначеним матеріалом, квалітетом і системою допусків і посадок, прийнятих при проектуванні;
- конструювання в цілому машини, починаючи з оцінки завдання, необхідних розрахунків, і закінчуючи графічним оформленням проекту.

# 1 РОЗРАХУНОК СТОЛУ ПРЕСА

Основними деталями гідравлічних пресів є робочі та зворотні циліндри, станина, поперечини, колони, гайки, пересувні столи, виштовхувачі. Пересувні столи служать для установки інструменту, переміщення заготовок, подачі їх в робочу зону та для видалення заготовок або деталей. Стол переміщується за допомогою двох плунжерів, розташованих по обом сторонам від столу.

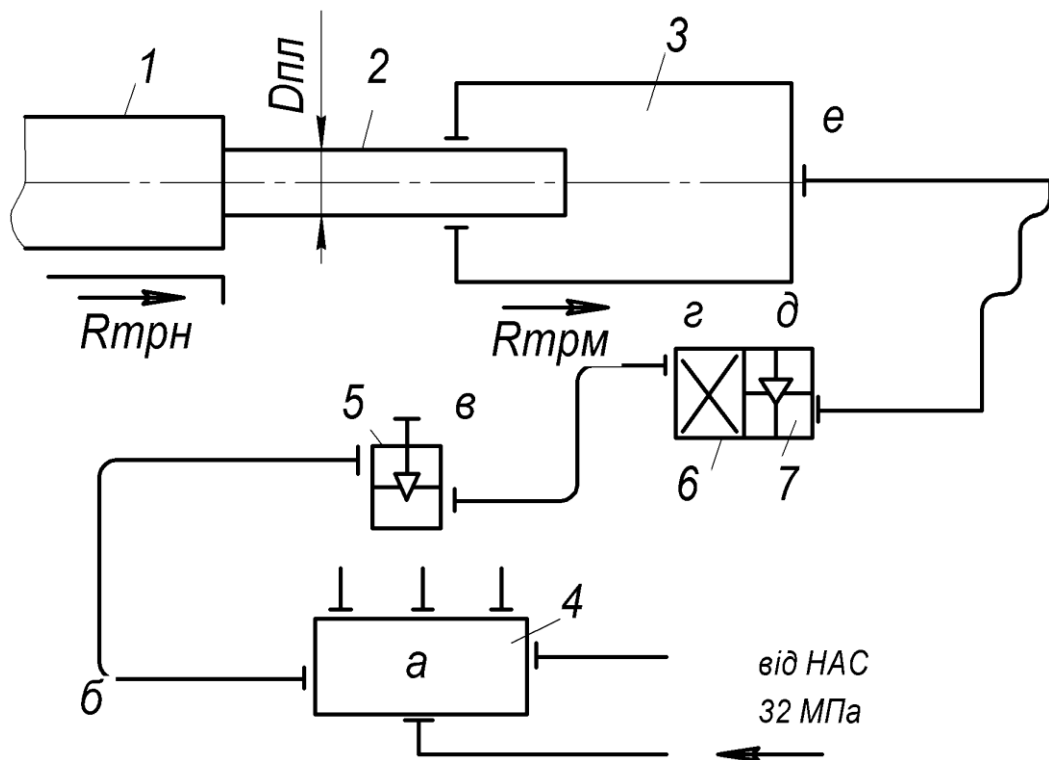
Таблиця 1.1 – Вихідні дані:

$P_n$ , МН	Маса поковки інструменту і стола, т	$P_{ц.ст}$ , кН	$V_{ст\ max}$ , мм/с	$l_M$ , м	$S_{ст}$ , мм
10	24	180	270	10	1130

$p_a = 32$  МПа – тиск робочої рідини.

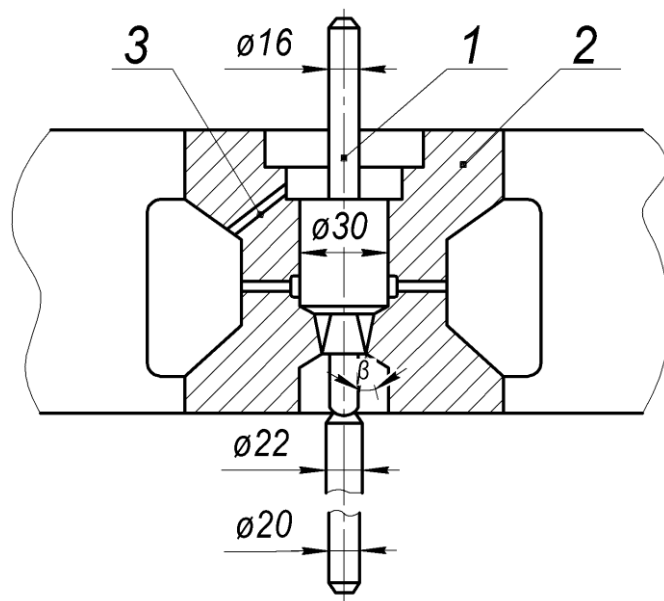
Таблиця 1.2 – Значення гідроопорів

Опір	а	б	в	г	д	е
$\zeta$	5	$0,3 \cdot 10$	8	12	Визначається розрахунках	при 0,5



1 – стіл преса; 2 – плунжер; 3 – циліндр стола; 4 – колектор; 5 – запірний вентиль; 6 – чотириклапаний розподільник; 7 – впускний клапан

Рисунок 1.1 – Розрахункова схема столу преса



1 – шток; 2 – корпус; 3 – дросельний отвір

Рисунок 1.2 – Регулюючий клапан

Визначення площі і діаметра плунжера, зовнішнього діаметра ущільнювальних манжет:

$$F_{пл} = \frac{P_{ц} + R_{мп}}{p_a};$$

$$F_{пл} = \frac{(180 + 5,4) \cdot 10^3}{32} = 5790 \text{ мм}^2$$

де  $F_{пл}$  – площа плунжера, мм<sup>2</sup>;

$P_{ц}$  – зусилля циліндра стола, Н;

$R_{мп}$  – сила тертя в манжетах плунжера, Н;

$$R_{мп} = (0,03 \dots 0,05) P_{цст};$$

$$R_{мп} = 0,03 \cdot 180 = 5,4 \text{ кН};$$

$p_a = 32$  МПа – тиск робочої рідини.

Визначимо діаметр плунжера:

$$D_{пл} = \sqrt{\frac{F_{пл}}{0,785}};$$

$$D_{пл} = \sqrt{\frac{5790}{0,785}} = 84,8 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр плунжера згідно ГОСТ 22704–77  $D_{nl} = 85$  мм,  
 $D_I = 110$  мм.

За рівнянням рівності витрат знаходимо площу і внутрішній діаметр підвідного трубопроводу:

$$F_{nl} \cdot V_{cm} = f_{mp} \cdot [V_p]_{mp};$$

$$f_{mp} = F_{nl} \cdot \frac{V_{cm}}{[V_p]_{mp}};$$

$$f_{mp} = 5790 \cdot \frac{270}{15000} = 104,22 \text{ мм}^2$$

де  $f_{mp}$  – площа прохідного перерізу підвідного трубопроводу, мм<sup>2</sup>;

$[V_p]_{mp} = 15 \dots 20$  м/с – максимальна швидкість рідини в трубі.

Діаметр труби складе:

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{f_{mp}}{0,785}};$$

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{104,22}{0,785}} = 11,5 \text{ мм}$$

Визначення коефіцієнта гідравлічного опору магістралі колектор-циліндр (без урахування клапана).

$$\xi'_m = F_{nl}^2 \left( \lambda \frac{l_m}{d_{mp}} \frac{1}{f_{mp}^2} + \sum \zeta_p \frac{1}{f_{mp}^2} \right);$$

$$\xi'_m = 0,00579^2 \cdot \left( 0,03 \cdot \frac{10}{0,0115} \cdot \frac{1}{0,000104^2} + \left( \frac{1}{0,000104^2} (5 + 0,3 \cdot 10 + 10 + 8 + 12 + 0,5) \right) \right) = 169314$$

де  $\sum \zeta_p$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів;

$l_m$  – довжина магістралі, м;

$\lambda$  – коефіцієнт шорсткості труб ( $\lambda = 0,03$ ).

Визначаємо перепад тиску в магістралі колектор-циліндр при русі сто-  
 ла з максимальною швидкістю:

$$\Delta p_m = p_a - p_{ц.},$$



де  $p_u$  – втрати тиску в циліндрі, МПа;

$$p_u = \frac{R_{трн} + R_{трм} + R_{цз}}{F_{пл}};$$

$R_{трн}$  – сила тертя в напрямних, Н;

$R_{трм}$  – сила тертя в манжетах, Н;

$R_{цз}$  – втрати тиску на лінії від зливального бака до циліндра, Н;

$$R_{трн} = G_{ст} \cdot \mu,$$

де  $\mu = 0,3$  – коефіцієнт тертя;

$G_{ст}$  – вага поковки, інструменту і столу, Н;

$$G_{ст} = M \cdot g = 24 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 235200 \text{ Н};$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;

$$R_{трн} = 235200 \cdot 0,3 = 70560 \text{ Н};$$

$$R_{трм} = 0,03 \cdot F_{пл} \cdot p_a;$$

$$R_{трм} = 0,03 \cdot 5790 \cdot 32 = 5558 \text{ Н};$$

$$R_{цз} = F_{пл} \cdot p_b,$$

де  $p_b = 0,5 \text{ МПа}$  – тиск у зливальному баку;

$$R_{цз} = 5790 \cdot 0,5 = 2895 \text{ Н};$$

$$p_u = \frac{70560 + 5558 + 2895}{5790} = 13,65 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_m = 32 - 13,65 = 18,35 \text{ МПа}.$$

Визначасмо повний коефіцієнт опору магістралі колектор-циліндр (з урахуванням клапана):

$$\xi_m = \frac{\Delta p_m}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{ст}};$$

$$\xi_m = \frac{18,35 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 1000 \cdot 0,0729} = 503539,$$

де  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  – густина рідини.

Визначаємо коефіцієнт опору повністю відкритого клапана:

$$\xi_{\text{кл}} = \xi_{\text{м}} - \xi'_{\text{м}};$$
$$\xi_{\text{кл}} = 503539 - 169314 = 334225$$

Приведемо коефіцієнт гідравлічного опору до прохідного перерізу підвідного трубопроводу:

$$\zeta_{\text{кл}} = \xi_{\text{м}} \cdot \frac{f_{\text{мп}}^2}{F_{\text{пл}}^2};$$
$$\zeta_{\text{кл}} = 334225 \cdot \frac{104,22^2}{5790^2} = 107,75$$

Визначаємо величину критичного прохідного перерізу клапана:

$$f_{\text{кр}} = \frac{f_{\text{мп}}}{\sqrt{\zeta + 1}};$$
$$f_{\text{кр}} = \frac{104,22}{\sqrt{107,75 + 1}} = 9,2 \text{ мм}$$

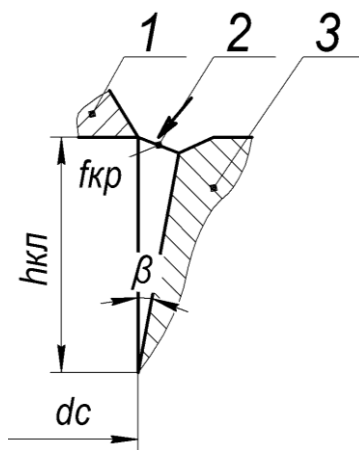
Задаючись конструктивно діаметром отвору в сідлі і висотою підйому клапана, методом підбору визначаємо кут конусності отвору сідла та будуємо проточну частину клапана:

$h_{\text{кл}}$  – висота підйому плунжера клапана ( $h_{\text{кл}} \approx 25 \dots 35 \text{ мм}$ );

$d_c$  – діаметр отвору в сідлі клапана ( $d_c \approx 45 \dots 90 \text{ мм}$ );

$\beta$  – кут конусності отвору в сідлі ( $\beta \approx 6 \dots 20^\circ$ ).

$$f_{\text{кр}} = \pi h_{\text{кл}} \sin \beta (d_c + h_{\text{кл}} \sin \beta \cos \beta);$$
$$f_{\text{кр}} = 3,14 \cdot 7 \cdot \sin 5^\circ \cdot (10 + 7 \cdot \sin 5^\circ \cos 5^\circ) = 9,9 \text{ мм}^2.$$



1 – запірна фаска; 2 – юбка; 3 – сідло  
Рисунок 1.3 – Ескіз проточної частини клапана

Уточнюємо  $V_{cm}$  (може відрізнятись від заданої на 15...20 %)

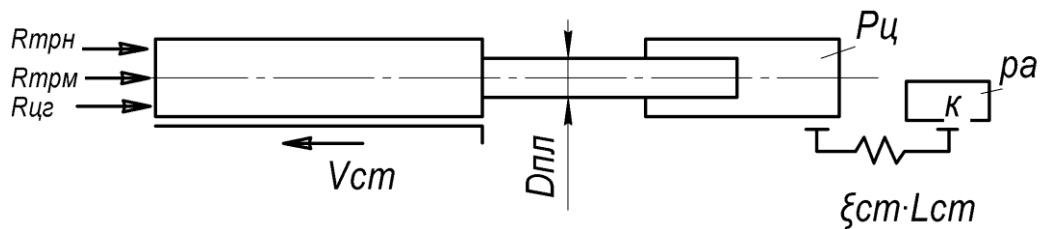


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема руху стола

$$V_{cm} = \sqrt{\frac{c}{b}},$$

де  $b$  – коефіцієнт в'язкого гідравлічного опору магістралі, кг/м;  
 $c$  – активна сила преса, Н.

Визначаємо коефіцієнти диференційного рівняння Риккати:

$$b = 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_m \cdot F_{nl};$$

$$b = 0,5 \cdot 1000 \cdot 503539 \cdot 0,00579 = 1457745 \text{ кг} / \text{м};$$

$$c = F_{nl} \cdot p_a - R_{трн} - R_{трм} - R_{цз};$$

$$c = 5790 \cdot 32 - 70560 - 5558 - 2895 = 106267 \text{ Н};$$

$$V_{cm} = \sqrt{\frac{106267}{1457745}} = 0,269 \text{ м} / \text{с},$$

що відповідає заданій швидкості столу  $V_{cm} = 270 \text{ мм} / \text{с}$ .

Визначаємо час розгону столу:

$$t_p = 1,83 \frac{a}{\sqrt{c \cdot b}},$$

де  $a$  – наведені маси металу і рідини, що рухаються, кг.

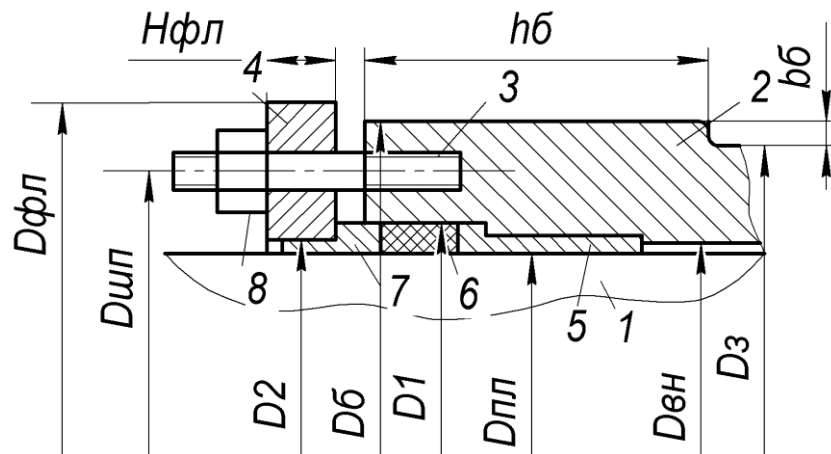
$$a = M_{cm} + \rho L_m F_{nl},$$

де  $L_m$  – наведена до прохідного перерізу підвідного трубопроводу довжина магістралі, м.

$$L_m = F_{nl} \cdot \frac{l_m}{f_{mp}} = 0,00579 \frac{10}{0,000104} = 556 \text{ м};$$

$$a = 24000 + 1000 \cdot 556 \cdot 0,00579 = 27219 \text{ кг}.$$

Міцносний розрахунок шпильок вузла ущільнення і плунжера гідроциліндра



1 – плунжер столу; 2 – циліндр столу; 3 – шпильки фланця; 4 – фланець; 5 – втулка напрямна; 6 – набір ущільнень; 7 – втулка натискна; 8 – гайка натискна

Рисунок 1.5 – Вузол ущільнення плунжера

Вузол ущільнення необхідний для запобігання витікання робочої рідини із циліндра 2. Для ущільнення використовуються шевронні манжети 6. Рідина високого тиску, проходячи до манжет 6, через зазор між плунжером 1 і втулкою 5, розпирає їхні гострі країки і ущільнює стики. При цьому рідина намагається витиснути манжети з циліндра 2. Цьому запобігають натискна втулка 7, фланець 4 і шпильки 3.

Визначаємо внутрішній і зовнішній діаметр циліндра і товщину стінок:

$$D_{вн} = D_{пл} + (15 \dots 20) \text{ мм};$$

$$D_{вн} = 85 + 11 = 96 \text{ мм};$$

$$r_{\text{вн}} = \frac{D_{\text{вн}}}{2};$$

$$r_{\text{вн}} = \frac{96}{2} = 48 \text{ мм};$$

$$r_3 = r_{\text{вн}} \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3} p_a}};$$

$$r_3 = 48 \cdot \sqrt{\frac{120}{120 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 65 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $r_3 = 75$  мм.

$$D_3 = 2 \cdot r_3;$$

$$D_3 = 2 \cdot 75 = 150 \text{ мм},$$

де  $D_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр циліндра, мм;  
 $D_3$  – зовнішній діаметр циліндра, мм;  
 $r_{\text{вн}}, r_3$  – внутрішній і зовнішній радіуси циліндра, мм;  
 $[\sigma] = 140 \dots 160 \text{ МПа}$  – допустиме напруження в стінках циліндра для матеріалу корпусу циліндра.

Визначимо товщину стінки циліндра:

$$t_{\text{ст}} = r_3 - r_{\text{вн}};$$

$$t_{\text{ст}} = 75 - 48 = 27 \text{ мм}.$$

Перевірка еквівалентних напружень на внутрішніх стінках циліндра  
 Кожний елемент стінки циліндра, який перебуває під тиском, піддається впливу трьох видів напружень: радіального  $\sigma_r$ , тангенціального  $\sigma_t$  і осьового  $\sigma_z$ . За формулою Ляме визначають напруження на внутрішніх волокнах стінок циліндра, як найбільш навантажених:

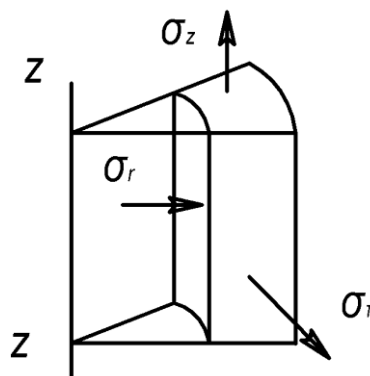


Рисунок 1.6 – Напружений стан у стінці циліндра під тиском

$$\sigma_{\tau} = \frac{P_a r_{\text{вн}}^2}{r_3^2 - r_{\text{вн}}^2} \left( 1 + \frac{r_3^2}{r_{\text{вн}}^2} \right);$$

$$\sigma_r = \frac{P_a r_{\text{вн}}^2}{r_3^2 - r_{\text{вн}}^2} \left( 1 - \frac{r_3^2}{r_{\text{вн}}^2} \right);$$

$$\sigma_z = \frac{P_a r_{\text{вн}}^2}{r_3^2 - r_{\text{вн}}^2};$$

$$\sigma_{\tau} = \frac{32 \cdot 48^2}{75^2 - 48^2} \left( 1 + \frac{75^2}{48^2} \right) = 76,37 \text{ МПа};$$

$$\sigma_r = \frac{32 \cdot 48^2}{75^2 - 48^2} \left( 1 - \frac{75^2}{48^2} \right) = -31,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_z = \frac{32 \cdot 48^2}{75^2 - 48^2} = 22,2 \text{ МПа}.$$

Визначаємо еквівалентні напруження за формулою:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{\tau} - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_{\tau})^2} \leq [\sigma_e];$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(76,37 - 22,2)^2 + (22,2 + 31,9)^2 + (-31,9 - 76,37)^2} = 132 \text{ МПа} \leq [\sigma_e].$$

де  $[\sigma_e] = 120 \dots 140$  МПа – допустимі еквівалентні напруження.

Умова  $\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma_e]$  виконується, отже, надійність роботи вузла забезпечена.

Розрахунки бурта циліндра на міцність:

Висота бурта:

$$h_{\text{б}} = (0,8 \dots 1,0) t_{\text{см}};$$

$$h_{\text{б}} = 0,9 \cdot 27 = 24,3 \text{ мм}.$$

Ширина бурта:

$$b_{\text{б}} = (0,3 \dots 0,5) t_{\text{см}};$$

$$b_{\text{б}} = 0,3 \cdot 27 = 8,1 \text{ мм}.$$

Визначаємо напруження зминання на опорній поверхні бурта:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{P_u}{0,785 \cdot (D_{\text{б}}^2 - D_3^2)} \leq [\sigma_{\text{зм}}],$$

де  $D_{\text{б}}$  – зовнішній діаметр бурта:

$$D_6 = D_3 + 2b_6;$$

$$D_6 = 150 + 2 \cdot 8,1 = 166,2 \text{ мм.}$$

$[\sigma_{зм}] = 80 \text{ МПа}$  – допустиме напруження зминання матеріалу бурта.

$$\sigma_{зм} = \frac{180 \cdot 10^3}{0,785 \cdot (166,2^2 - 150^2)} = 45 \text{ МПа} \leq 80 \text{ МПа} .$$

Визначаємо напруження зрізу в бурті:

$$\tau_{зр} = \frac{P_y}{\pi D_3 h_6} \leq [\tau_{зр}];$$

$$\tau_{зр} = \frac{180 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 150 \cdot 24,3} = 16 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа} .$$

$[\tau_{зр}] = 60 \text{ МПа}$  – допустимі напруження зрізу.

Розрахунки шпильок вузла ущільнення.

Визначаємо зусилля, що діє на шпильки і фланець:

$$P_{ун} = 0,785 \cdot (D_1^2 - D_{пл}^2) p_a;$$

$$P_{ун} = 0,785 \cdot (110^2 - 85^2) \cdot 32 = 122585 \text{ Н} .$$

де  $D_1$  – зовнішній діаметр манжет, мм.

Відповідно до діаметра плунжера задаються кількістю шпильок і розраховують зусилля, що діє на одну шпильку:

$$P_{1ун} = P_{ун} / n_{ун};$$

$$P_{1ун} = 122585 / 6 = 20400 \text{ Н}.$$

де  $n_{ун}$  – кількість шпильок ( $n_{ун} = 6 \dots 8$ ), шт.

Визначаємо мінімальну площу поперечного перерізу шпильки і вибираємо за ГОСТ 9150-80 найближчий більший розмір шпильки:

$$f_{ун \text{ min}} = \frac{P_{1ун}}{[\sigma]};$$

$$d_{ун \text{ min}} = \sqrt{\frac{f_{ун \text{ min}}}{0,785}};$$

$$f_{ун \text{ min}} = \frac{20400}{80} = 255 \text{ мм}^2;$$

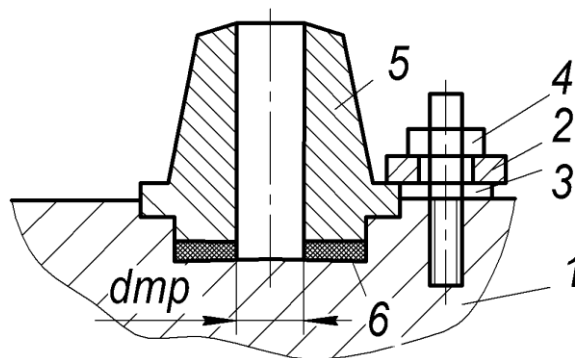
$$d_{un\ min} = \sqrt{\frac{255}{0,785}} = 18\ \text{мм}.$$

$[\sigma] = 80\ \text{МПа}$  – допустиме напруження розтягання матеріалу шпильки.

Приймаємо шпильку М20.

Розрахунки фланцевого під'єднання до циліндра.

Трубне фланцеве під'єднання складається зі штуцера 1, фланця 2, шпильки 3, гайок 4 і ущільнювальної прокладки з відпаленої міді 5. При складанні під'єднання шпильки затягують таким способом, щоб прокладка була частково зім'ята і заповнила всі нерівності опорних поверхонь і запобігала втраті робочої рідини. Крім зусилля затягування, на шпильки також діє гідростатична сила з боку стиснутої рідини.



1 – штуцер; 2 – фланець; 3 – шпильки; 4 – гайки; 5 – прокладка з відпаленої міді; 6 – циліндр стола

Рисунок 1.7 – Трубне фланцеве під'єднання

Визначимо сумарне зусилля, яке діє на шпильки:

$$P_{un} = P_z + P_{зпр},$$

де  $P_z$  – гідростатичне зусилля з боку стиснутої рідини:

$$P_z = f_{mp} \cdot p_a;$$

$$P_z = 104,22 \cdot 32 = 3335\ \text{Н};$$

$P_{зпр}$  – зусилля зминання прокладки:

$$P_{зпр} = f_{np} \cdot \sigma_{зм};$$

$f_{np}$  – площа прокладки:

$$f_{np} = 0,785 \cdot (D_{np}^2 - d_{mp}^2);$$



$D_{np}$  – зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{np} = d_{mp} + 2b;$$

$b = 4 \dots 6$  мм – ширина прокладки;

$\sigma_{cm} = 120$  МПа – напруження зминання прокладки з відпаленої міді.

$$\begin{aligned} D_{np} &= 11,5 + 2 \cdot 5 = 21,5 \text{ мм}; \\ f_{np} &= 0,785 \cdot (21,52 - 11,52) = 259 \text{ мм}^2; \\ P_{з.in} &= 259 \cdot 80 = 20724 \text{ Н}; \\ P_{ун} &= 3335 + 20724 = 24059 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Розраховуємо зусилля, що діє на одну шпильку:

$$P_{1ун} = P_{ун}/n_{ун};$$

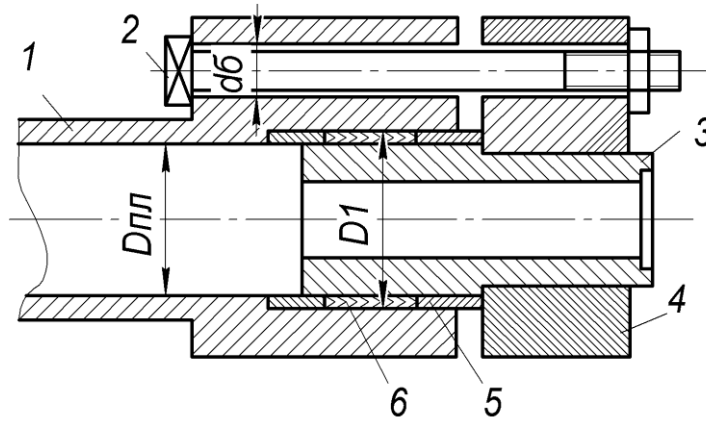
де  $n_{ун}$  – кількість шпильок ( $n_{ун} = 4 \dots 8$ ), шт.

$$P_{1ун} = 24059/4 = 6014,75 \text{ мм}.$$

Визначаємо мінімальну площу і діаметр шпильки і вибираємо за ГОСТ 9150-80 найближчу за розміром шпильку:

$$\begin{aligned} f_{ун \min} &= \frac{P_{1ун}}{[\sigma]}; \\ d_{ун \min} &= \sqrt{\frac{f_{ун \min}}{0,785}}; \\ f_{ун \min} &= \frac{6014,75}{80} = 75,18 \text{ мм}^2; \\ d_{ун \min} &= \sqrt{\frac{75,18}{0,785}} = 9,7 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Приймаємо шпильку М10.



1 – циліндр стола; 2 – болт; 3 – пробка; 4 – фланець; 5 – втулка натискна;  
6 – шевронна манжета

Рисунок 1.8 – Схема кріплення робочого циліндра стола

Визначаємо загальне зусилля, що діє на пробку і болти з боку рідини:

$$P_{\bar{o}} = 0,785 \cdot D_m^2 \cdot p_a;$$

$$P_{\bar{o}} = 0,785 \cdot 110^2 \cdot 32 = 303952 \text{ Н}.$$

Визначаємо зусилля, що діє на болт:

$$P_{1\bar{o}} = \frac{P_{\bar{o}}}{n_{\bar{o}}};$$

$$P_{1\bar{o}} = \frac{303952}{2} = 151976 \text{ Н}.$$

де  $n_{\bar{o}}$  – кількість болтів ( $n_{\bar{o}} = 2$ ), шт.

Визначимо площу поперечного перерізу болта і його діаметр:

$$f_{\bar{o} \min} = \frac{P_{1\bar{o}}}{[\sigma]};$$

$$d_{\bar{o} \min} = \sqrt{\frac{f_{\bar{o} \min}}{0,785}};$$

$$f_{\bar{o} \min} = \frac{151976}{80} = 1900 \text{ мм}^2;$$

$$d_{\bar{o} \min} = \sqrt{\frac{1900}{0,785}} = 49,9 \text{ мм}.$$

Вибираємо згідно ГОСТ 9150-80 болт М56.

Розрахунки плунжера гідроциліндра стола на стиснення і поперечну стійкість.

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{\text{ц}}}{F_{\text{пл}}} < [\sigma]_{cm};$$
$$\sigma_{cm} = \frac{180 \cdot 10^3}{5790} = 31 \text{ МПа}.$$

де  $[\sigma_{cm}] = 160 \text{ МПа}$  – допустиме напруження стиснення матеріалу плунжера.

Умова  $\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$  виконується.

Визначаємо критичну силу, після якої відбувається втрата стійкості (за формулою Ейлера):

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E_{cm} \cdot I_{\text{min}}}{l_{\text{пл}}^2},$$

де  $E_{cm} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль пружності сталі;

$I_{\text{min}}$  – осьовий момент інерції,  $\text{мм}^4$ ;

Для круглого перерізу:

$$I_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{пл}}^4}{64};$$
$$I_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot 85^4}{64} = 2561093 \text{ мм}^4;$$

$l_{\text{пл}}$  – довжина плунжера,  $l_{\text{пл}} = S_{cm} = 1130 \text{ мм}$ .

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2561093}{1130^2} = 3955 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

$P_{\text{кр}} > P_{\text{ц}} = 180 \text{ кН}$ , отже, поперечна стійкість плунжера забезпечена.

## 2 РОЗРАХУНОК ВУЗЛА КРІПЛЕННЯ ЦИЛІНДРА ДО ВЕРХНЬОЇ ПОПЕРЕЧИНИ

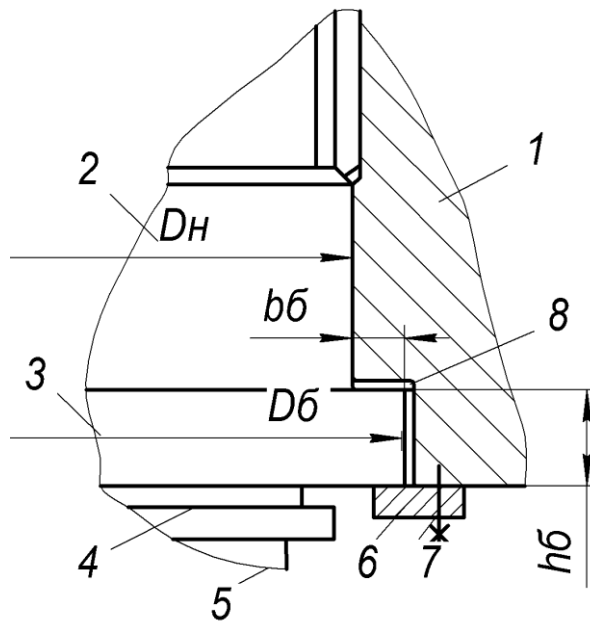
Вихідні дані:

$P_n = 10$  МН – номінальне зусилля преса;

$p_a = 32$  МПа – тиск робочої рідини;

$n = 3$  – кількість робочих циліндрів преса.

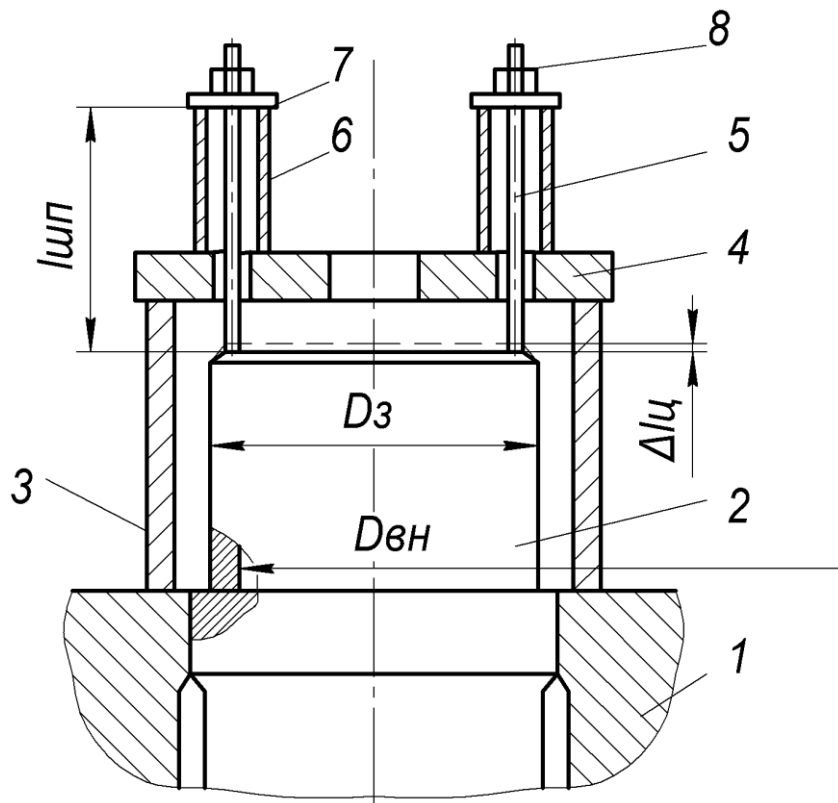
У застарілих моделях гідропресів робочі циліндри кріпилися до верхньої рухомої поперечини за допомогою фланця й шпильок, які знизу підтискали бурт циліндра до поперечини. Таке кріплення було ненадійним. При подачі рідини високого тиску циліндр рухається вгору і упирається буртом у верхню поперечину. При скиданні високого тиску циліндри всією вагою опускаються на фланець, навантажуючи шпильки. Повторюючись на кожному робочому ході, подібні цикли навантаження-розвантаження поступово руйнують різьбу шпильки, розхитують кріплення (рис. 2.1).



1 – верхня поперечина преса; 2 – корпус циліндра; 3 – бурт циліндра;  
4 – фланець; 5 – плунжер; 6 – фланець кріплення циліндра; 7 – шпильки;  
8 – зазор між буртом і поперечиною

Рисунок 2.1 – Кріплення робочого циліндра знизу до верхньої поперечини

Шпильки є пружними елементами в механізмі кріплення (рис. 2.2). Їх затягують таким чином, щоб пружна деформація кожної шпильки на 30..40 % перевищила осьову пружну деформацію робочого циліндра, що виникає при подачі в нього високого тиску. Шпильки постійно перебувають у натязі, тому не виникає зазор між буртом і поперечиною і при цьому не руйнується різьба шпильки.



1 – верхня поперечина; 2 – корпус циліндра; 3 – проставка;  
 4 – кришка; 5 – пружні шпильки; 6 – проставки шпильок; 7 – шайби;  
 8 – гайки

Рисунок 2.2 – Кріплення робочого циліндра преса до верхньої поперечини шпильками зверху

Визначаємо площу і діаметр робочого плунжера преса:

$$F_{пл} = \frac{P_n / 3 + R_{mp}}{P_a} = \frac{(10/3 + 0,1) \cdot 10^6}{32} = 107188 \text{ мм}^2 ;$$

$$R_{mp} = 0,03 \cdot P_n / 3 = 0,3 \cdot 0,33 = 0,1 \text{ МН}$$

де  $R_{mp}$  – сила тертя в манжетах.

$$D_{пл} = \sqrt{\frac{F_{пл}}{0,785}} ;$$

$$D_{пл} = \sqrt{\frac{107188}{0,785}} = 370 \text{ мм}$$

Визначаємо масу робочого циліндра і плунжера:  
 Об'єм циліндра:

$$W_{ц} = W_{cm} + W_{б} + W_{дн},$$

де  $W_{cm}$  – об'єм стінок циліндра;

$$W_{cm} = 0,785(D_3^2 - D_{вн}^2) \cdot h_{cm};$$

де  $D_{вн}$  – внутрішній діаметр циліндра, мм;

$D_3$  – зовнішній діаметр циліндра, мм:

$$D_{вн} = D_{пл} + 15 \dots 20 \text{ мм};$$

$$D_{вн} = 370 + 20 = 390 \text{ мм};$$

$$r_{вн} = \frac{D_{вн}}{2};$$

$$r_{вн} = \frac{390}{2} = 195 \text{ мм};$$

$$r_3 = r_{вн} \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3} p_a}};$$

$$r_3 = 195 \sqrt{\frac{120}{120 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 266 \text{ мм};$$

$$D_3 = 2 \cdot r_3;$$

$$D_3 = 2 \cdot 266 = 532 \text{ мм},$$

де  $r_{вн}$ ,  $r_3$  – внутрішній і зовнішній радіуси циліндра, мм;

$[\sigma]$  – допустимі напруження матеріалу циліндра, МПа:

- для литих циліндрів (сталь 35Л)  $[\sigma] = 80 \dots 100$  МПа;

- для кованих циліндрів (сталь 30, 35)  $[\sigma] = 120 \dots 140$  МПа;

- для кованих циліндрів (сталь 40Х)  $[\sigma] = 150 \dots 180$  МПа.

Товщина стінки:

$$t_{cm} = r_3 - r_{вн};$$

$$t_{cm} = 266 - 195 = 71 \text{ мм};$$

$h_{cm}$  – висота стінки циліндра:

$$h_{cm} \approx 4D_{пл};$$

$$h_{cm} \approx 4 \cdot 370 = 1480 \text{ мм};$$

$$W_{cm} = 0,785 \cdot (532^2 - 390^2) \cdot 1480 = 0,152 \cdot 10^9 \text{ мм}^3.$$

Об'єм бурта циліндра:

$$W_{\bar{o}} = 0,785 \cdot (D_{\bar{o}}^2 - D_n^2) \cdot h_{\bar{o}},$$

де  $D_{\bar{o}}$  – зовнішній діаметр бурта, мм:

$$D_{\bar{o}} = D_3 + 2b_{\bar{o}},$$

де  $b_{\bar{o}}$  – ширина бурта:

$$\begin{aligned} b_{\bar{o}} &= (0,3 \dots 0,6)t_{cm}; \\ b_{\bar{o}} &= 0,5 \cdot 71 = 35 \text{ мм}; \\ D_{\bar{o}} &= 532 + 2 \cdot 35 = 602 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$h_{\bar{o}}$  – висота бурта корпусу циліндра, мм:

$$\begin{aligned} h_{\bar{o}} &= (1,1 \dots 1,2)t_{cm}; \\ h_{\bar{o}} &= 1,1 \cdot 71 = 78 \text{ мм}. \\ W_{\bar{o}} &= 0,785 \cdot (602^2 - 532^2) \cdot 78 = 0,00486 \cdot 10^9 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Об'єм днища циліндра:

$$W_{\partial n} = 0,785 \cdot D_3^2 \cdot h_{\partial n},$$

де  $h_{\partial n}$  – товщина днища циліндра:

$$\begin{aligned} h_{\partial n} &= (1,5 \dots 2,0)t_{cm}; \\ h_{\partial n} &= 1,5 \cdot 71 = 106 \text{ мм}; \\ W_{\partial n} &= 0,785 \cdot 532^2 \cdot 106 = 0,0236 \cdot 10^9 \text{ мм}^3; \\ W_u &= (0,152 + 0,00486 + 0,0236) \cdot 10^9 = 0,1805 \cdot 10^9 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Об'єм плунжера:

$$W_{nl} = 0,785 \cdot D_{nl}^2 \cdot h_{nl},$$

де  $h_{nl}$  – довжина плунжера:

$$\begin{aligned} h_{nl} &\approx 5 \cdot D_{nl}; \\ h_{nl} &\approx 5 \cdot 370 = 1850 \text{ мм}; \\ W_{nl} &= 0,785 \cdot 370^2 \cdot 1850 = 0,1988 \cdot 10^9 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Маса циліндра і плунжера:

$$\begin{aligned}M_u &= W_u \cdot \rho; \\M_u &= 0,1805 \cdot 7850 = 1417 \text{ кг}; \\M_{nl} &= W_{nl} \cdot \rho; \\M_u &= 0,1988 \cdot 7850 = 1560 \text{ кг}.\end{aligned}$$

Сила ваги циліндра і плунжера:

$$G_u = M_u \cdot g,$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

$$\begin{aligned}G_u &= 1417 \cdot 9,81 = 13901 \text{ Н}; \\G_{nl} &= M_{nl} \cdot g; \\G_u &= 1560 \cdot 9,81 = 15304 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Визначаємо кількість шпильок, необхідних для втримання плунжера:

$$\begin{aligned}P_{um} &= 1,5 \cdot (G_{nl} + G_u); \\P_{um} &= 1,5 \cdot (13901 + 15304) = 43808 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Задаємося кількістю шпильок  $n = 8 \dots 24$ , визначаємо зусилля, що діє на одну шпильку, мінімальну площу і діаметр шпильки:

$$\begin{aligned}P_{1um} &= \frac{P_{um}}{n}; \\f_{1um} &= \frac{P_{1um}}{[\sigma]},\end{aligned}$$

де  $[\sigma] = 100 \dots 200 \text{ МПа}$  – допустиме напруження розтягання матеріалу шпильок.

$$\begin{aligned}d_{1um} &= \sqrt{\frac{f_{1um}}{0,785}}; \\P_{um} &= \frac{43808}{8} = 5476 \text{ Н}; \\f_{1um} &= \frac{5476}{100} = 54,76 \text{ мм}^2;\end{aligned}$$



$$d_{1um} = \sqrt{\frac{54,76}{0,785}} = 8,35 \text{ мм},$$

Найближчий розмір шпильки за ГОСТ М10, але по рекомендаціях приймаємо М16.

Визначаємо подовження стінок циліндра при подаванні в нього рідини високого тиску:

$$\Delta l_{ц} = \frac{(P_{н} / 3) \cdot h_{cm}}{E_{cm} \cdot F_{cm}};$$

де  $E_{cm} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль пружності сталі;

$F_{cm}$  – площа стінок циліндра:

$$F_{cm} = 0,785 \cdot (D_3^2 - D_{вн}^2);$$

$$F_{cm} = 0,785 \cdot (532^2 - 390^2) = 102775 \text{ мм}^2.$$

$$\Delta l_{ц} = \frac{3,33 \cdot 10^6 \cdot 1480}{2 \cdot 10^5 \cdot 102775} = 0,24 \text{ мм}.$$

Визначаємо подовження шпильок:

$$\Delta l_{um} = (1,3 \dots 1,4) \Delta l_{ц};$$

$$\Delta l_{um} = 1,3 \cdot 0,24 = 0,312 \text{ мм}.$$

Визначаємо необхідну довжину шпильки:

$$l_{um} = \frac{E_{cm} \cdot \Delta l_{um}}{[\sigma]_p};$$

$$l_{um} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,312}{100} = 624 \text{ мм}.$$

Визначаємо зусилля затягування шпильок:

$$P_{1umз} = f_{1um} \cdot [\sigma]_p - \frac{G_{ц} + G_{nl}}{n_{um}};$$

$$P_{1umз} = 54,76 \cdot 100 - \frac{13901 + 15304}{8} = 1825 \text{ Н}.$$

Вибираємо крок різьби шпильки ( $t_p = 1,5; 1,75; 2,0$ ), визначаємо кут повороту гайки:

$$\alpha = \frac{360 \cdot \Delta l_{\text{ум}}}{t_p};$$

$$\alpha = \frac{360 \cdot 0,312}{1,5} = 75^\circ.$$

Визначаємо сумарне зусилля затягування:

$$P_{\text{умз}} = P_{\text{умз}} \cdot n_{\text{ум}};$$

$$P_{\text{умз}} = 1825 \cdot 8 = 14600 \text{ Н}.$$

Визначаємо напруження стиснення проставки:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{ум}} + G_{\text{ц}} + G_{\text{пл}}}{0,785 \cdot (D_{\text{прз}}^2 - D_{\text{првн}}^2)} \leq [\sigma]_{\text{ст}},$$

де  $D_{\text{првн}}$  – внутрішній діаметр проставки:

$$D_{\text{првн}} = D_3 + (50 \dots 60) \text{ мм};$$

$$D_{\text{првн}} = 532 + 58 = 590 \text{ мм};$$

$D_{\text{прн}}$  – зовнішній діаметр проставки:

$$D_{\text{прз}} = D_{\text{првн}} + (50 \dots 60) \text{ мм};$$

$$D_{\text{прз}} = 590 + 55 = 645 \text{ мм},$$

$[\sigma]_{\text{стж}} = 100 \text{ МПа}$  – допустиме напруження стиснення матеріалу проставки.

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{14600 + 13901 + 15304}{0,785 \cdot (645^2 - 590^2)} = 0,82 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{ст}} < [\sigma]_{\text{ст}},$$

отже,

умова

виконується.

### 3 РОЗРАХУНОК СЕРВОПРИВОДІВ КЕРУВАННЯ РЕГУЛЮЮЧИМИ КЛАПАНАМИ ПРЕСА

Ефективна робота гідропресів із приводом від НАС (насосно-аккумуляторної станції) можлива при оперативному слідкуючому керуванні регулюючими клапанами, коли кожне положення рукоятки, що керує пресом, чітко відповідає певному положенню розподільючого вала і клапана. Слідкуюче керування здійснюється за допомогою електрогідравлічних приводів. Існує два типи розподільючих валів: коромисловий і кулачковий.

#### 3.1 Розрахунки сервопривода коромислового вала

Вихідні дані:

$d_{шт1} = 15$  мм – діаметр штока клапана;

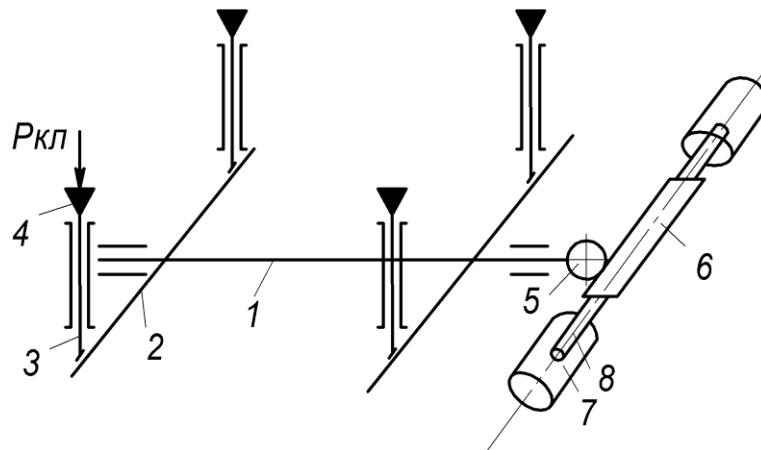
$d_{шт2} = 20$  мм – діаметр штока клапана;

$h_{кл} = 24$  мм – висота підйому клапана;

$p_a = 32$  МПа – тиск робочої рідини;

$p_m = 15$  МПа – тиск масла;

$\gamma_{рв} = 52^\circ$  – кут повороту розподільючого вала.



1 – вал; 2 – коромисло; 3 – штовхач клапана; 4 – клапани;  
5 – зубчастий сектор; 6 – рейка; 7 – циліндри сервопривода; 8 – плунжери  
Рисунок 3.1 – Схема сервопривода коромислового вала

Визначимо зусилля підйому регулюючого клапана:

$$P_{кл} = 0,785 \cdot \left[ (d_{шт2} + 2 \cdot b_{\phi})^2 - d_{шт1}^2 \right] \cdot p_a + P_{пр} + P_{тр.м},$$

де  $b_{\phi} = 1$  мм – ширина фаски;

$P_{пр} = 0,5 \dots 1$  кН – зусилля натискання пружини;

$P_{тр.м}$  – сила тертя в манжетах;

$$P_{mp.m} = 0,785 \cdot d_{um2}^2 \cdot p_a \cdot 0,03;$$

$$P_{mp.m} = 0,785 \cdot 20^2 \cdot 32 \cdot 0,03 = 301,4 \text{ Н}$$

$$P_{кл} = 0,785 \cdot [(20 + 2 \cdot 1)^2 - 15^2] \cdot 32 + 1000 + 301,4 = 7808 \text{ Н}$$

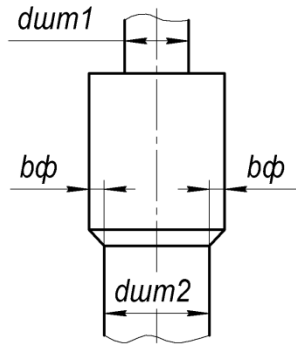


Рисунок 3.2 – Шток регулюючого клапана

Побудуємо схему розрахункової частини сервопривода керування регулюючими клапанами преса.

Визначення крутного моменту розподільючого вала:

$$M_{кр} = P_{кл} \cdot n_{кл} \cdot L_k,$$

де  $n_{кл} = 2 \text{ шт}$  – кількість клапанів;

$L_k = 150 \dots 200 \text{ мм}$  – довжина коромисла.

$$M_{кр} = 7808 \cdot 2 \cdot 150 = 2342400 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

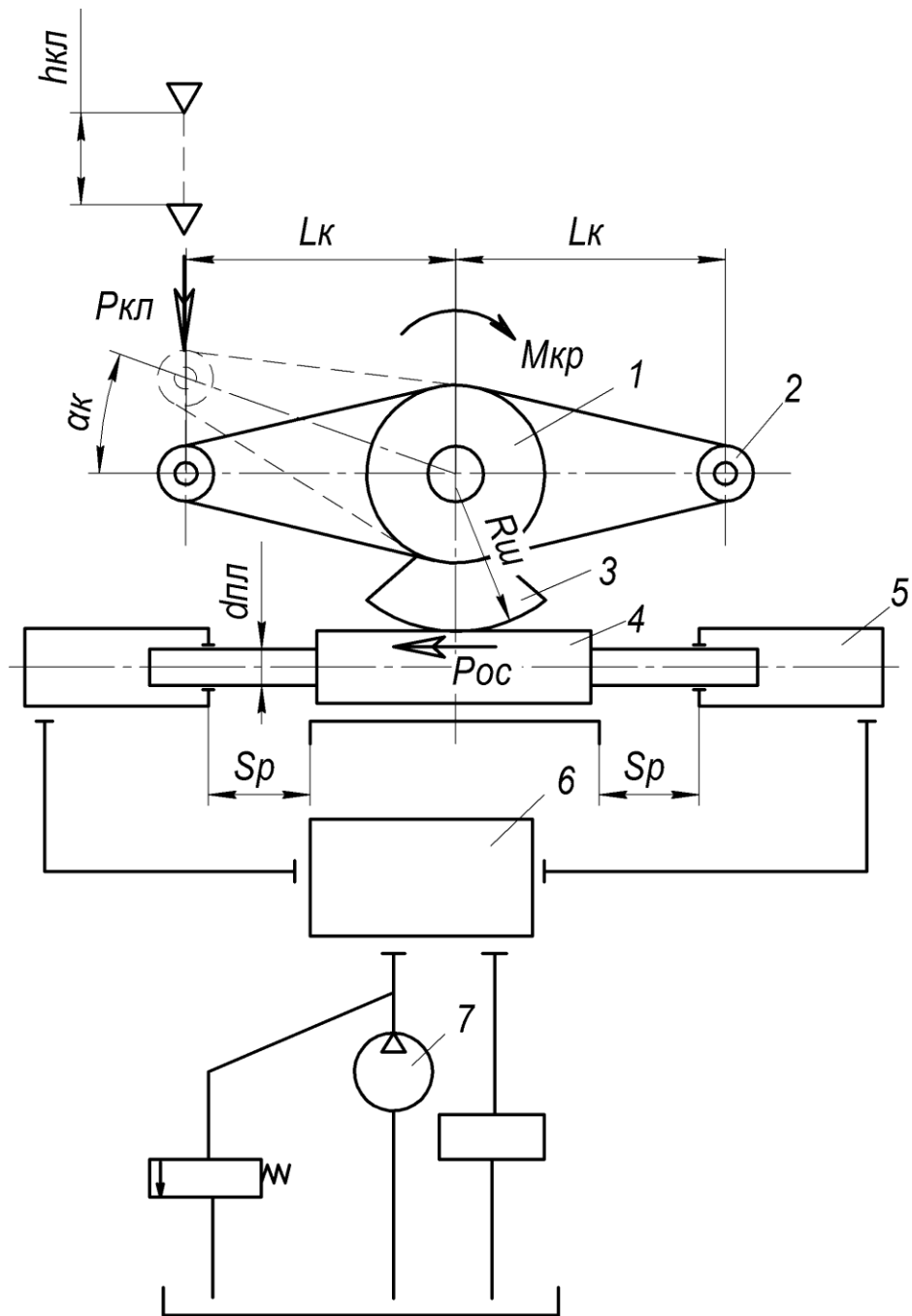
Визначаємо осьове зусилля на рейці:

$$P_{ос} = \frac{1,5 \cdot M_{кр}}{R_{ш}},$$

де  $R_{ш} = 80 \dots 100 \text{ мм}$  – радіус шестерні.

$$P_{ос} = \frac{1,5 \cdot 2342400}{80} = 440325 \text{ Н}$$

$$P_{ос} \approx P_{цил серв}$$



1 – розподілюючий вал; 2 – коромисло; 3 – зубчастий сектор; 4 – рухома рейка; 5 – гідроциліндр; 6 – електрогідравлічний золотник; 7 – маслостанція  
 Рисунок 3.3 – Схема розрахункової частини сервопривода керування регулюючими клапанами

Визначаємо площу і діаметр плунжера циліндра сервопривода:

$$F_{пл} = \frac{P_{ос} + R_{тр}}{p_m},$$

де  $R_{тр}$  – сила тертя в манжетах:

$$R_{mp} = 0,03 \cdot P_{oc};$$

$$R_{mp} = 0,03 \cdot 44032,5 = 1321 H$$

$$F_{nl} = \frac{44032,5 + 1321}{15} = 3023,6 \text{ мм}^2;$$

$$D_{nl} = \sqrt{\frac{F_{nl}}{0,785}};$$

$$D_{nl} = \sqrt{\frac{3023,6}{0,785}} = 62 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $D_{nl} = 65 \text{ мм}$ .

Визначаємо величину ходу рейки:

$$S_p = h_{кл} \frac{R_{ш}}{L_{к}};$$

$$S_p = 24 \cdot \frac{80}{150} = 12,8 \text{ мм}.$$

Визначимо кут повороту коромисла:

$$\alpha_{к} = \frac{180 \cdot S_p}{\pi \cdot R_{ш}};$$

$$\alpha_{к} = \frac{180 \cdot 12,8}{\pi \cdot 80} = 9,2^\circ < 20^\circ.$$

Визначимо продуктивність насоса маслостанції:

$$Q_n = F_{nl} \cdot V_{nl},$$

де  $V_{nl}$  – швидкість плунжера сервопривода:

$$V_{nl} = \frac{S_p}{t_{сп}},$$

де  $t_{сп}$  – час спрацьовування сервопривода;

$$V_{nl} = \frac{12,8}{0,1} = 128 \text{ мм/с};$$

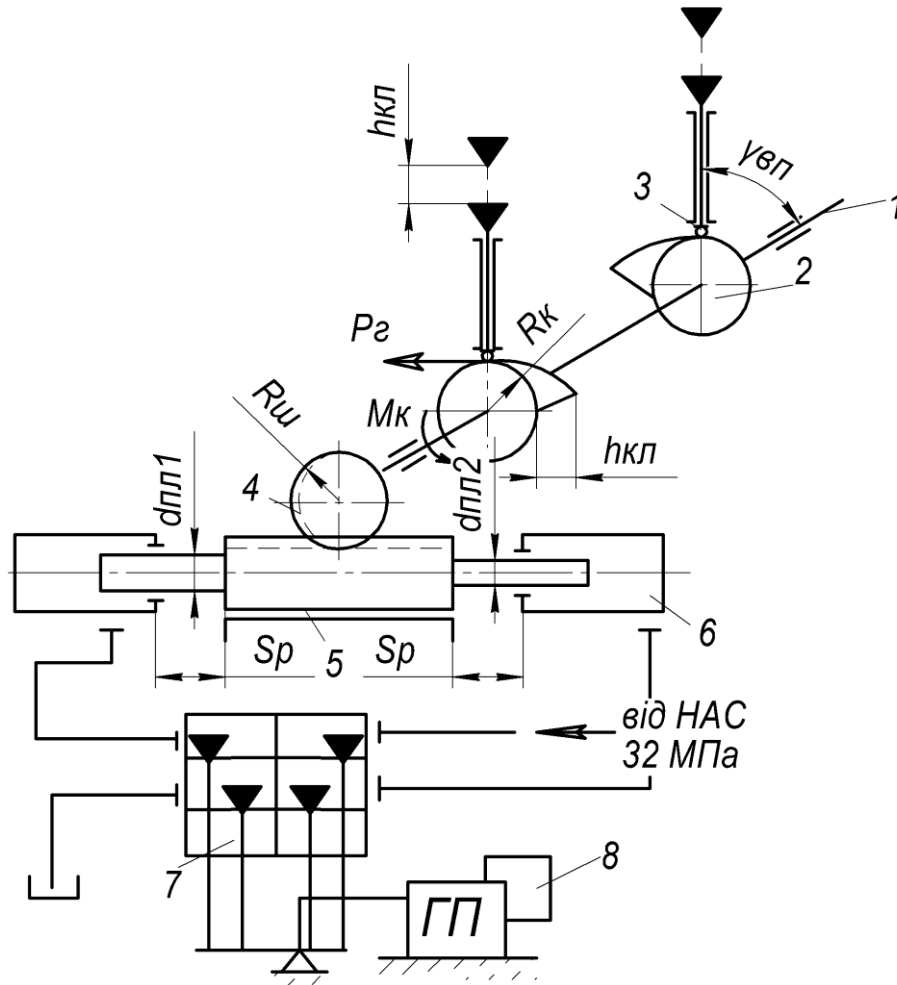
$$Q_n = 2987 \cdot 128 = 382336 \text{ м}^3 / \text{с} = 0,00038 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Визначимо потужність насоса:

$$N_n = Q_n \cdot p_m;$$

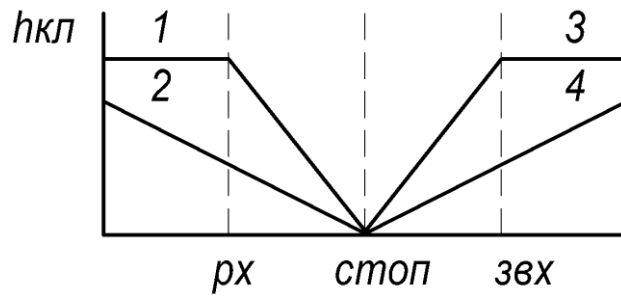
$$N_n = 0,00038 \cdot 15 \cdot 10^3 = 57 \text{ кВт}$$

### 3.2 Розрахунки сервопривода кулачкового вала



1 – розподілюючий вал; 2 – кулачки; 3 – штовхачі клапанів; 4 – зубчасте колесо; 5 – рейка; 6 – циліндр сервопривода; 7 – двоклапаний розподільник; 8 – електрогідравлічний слідкуючий підсилювач

Рисунок 3.4 – Схема сервопривода кулачкового вала



1 – наповнення робочих циліндрів; 2 – злив зворотних циліндрів;  
 3 – наповнення зворотних циліндрів; 4 – злив робочих циліндрів  
 Рисунок 3.5 – Діаграма відкриття клапанів

Визначаємо довжину і кут підйому профілю кулачка:

$$L_{np} = \frac{\pi \cdot R_k \cdot \gamma_{en}}{180},$$

де  $R_k = 120...140$  мм – радіус кулачка;

$\gamma_{en}$  – кут повороту закриття клапана:

$$\gamma_{en} = (0,4...0,5)\gamma_{pe};$$

$$\gamma_{en} = 0,5 \cdot 52 = 26^\circ;$$

$$L_{np} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 26}{180} = 64 \text{ мм};$$

$$\text{tg} \alpha_{en} = \frac{h_{кл}}{L_{np}};$$

$$\text{tg} \alpha_{en} = \frac{24}{63,5} = 0,375;$$

$$\alpha_{en} = \text{arctg} \alpha_{np} = 20^\circ.$$

Будуємо трикутник сил і визначаємо горизонтальну складову реакції кулачка:

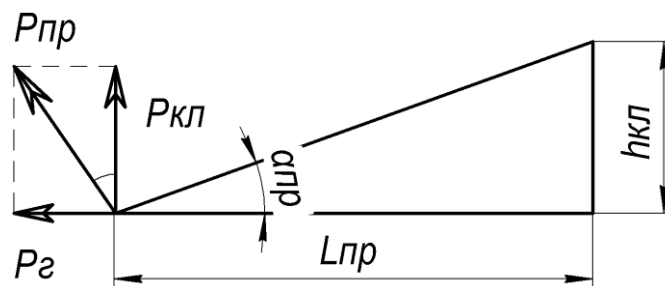


Рисунок 3.6 – Трикутник сил



$$P_{гор} = P_{кл} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{пр} ;$$

$$P_{гор} = 7808 \cdot 0,375 = 2928 \text{ Н}$$

Визначаємо крутний момент розподілюючого вала:

$$M_{кр} = P_{гор} \cdot R_{к} \cdot n_{кл} ,$$

де  $n_{кл} = 2 \text{ шт}$  – кількість клапанів;

$$M_{кр} = 2928 \cdot 140 \cdot 2 = 819840 \text{ Нмм}$$

Визначаємо осьове зусилля, необхідне для відкриття клапана:

$$P_{ос} = \frac{1,5 \cdot M_{кр}}{R_{ш}} ,$$

де  $R_{ш} = 100 \dots 120 \text{ мм}$  – радіус шестерні.

$$P_{ос} = \frac{1,5 \cdot 819840}{100} = 12298 \text{ Н}$$

$$P_{ос} = P_{у2}$$

Визначаємо площі і діаметри плунжерів 1 і 2:

$$F_{пл2} = \frac{P_{у2} + R_{мп}}{P_a} ,$$

де  $R_{мп}$  – сила тертя в манжетах:

$$R_{мп} = 0,03 \cdot P_{у2} ;$$

$$R_{мп} = 0,03 \cdot 12298 = 369 \text{ Н} ;$$

$$F_{пл2} = \frac{12298 + 369}{32} = 395,8 \text{ мм}^2 ;$$

$$D_{пл2} = \sqrt{\frac{F_{пл2}}{0,785}} ;$$

$$D_{nl2} = \sqrt{\frac{395,8}{0,785}} = 22,5 \text{ мм} .$$

Приймаємо  $D_{nl2} = 25 \text{ мм}$  .

$$F_{nl1} = 2 \cdot F_{nl2} ;$$

$$F_{nl1} = 2 \cdot 395,8 = 791,6 \text{ мм}^2 ;$$

$$D_{nl1} = \sqrt{\frac{F_{nl1}}{0,785}} ;$$

$$D_{nl1} = \sqrt{\frac{791,6}{0,785}} = 31,8 \text{ мм} .$$

Приймаємо  $D_{nl1} = 32 \text{ мм}$  .

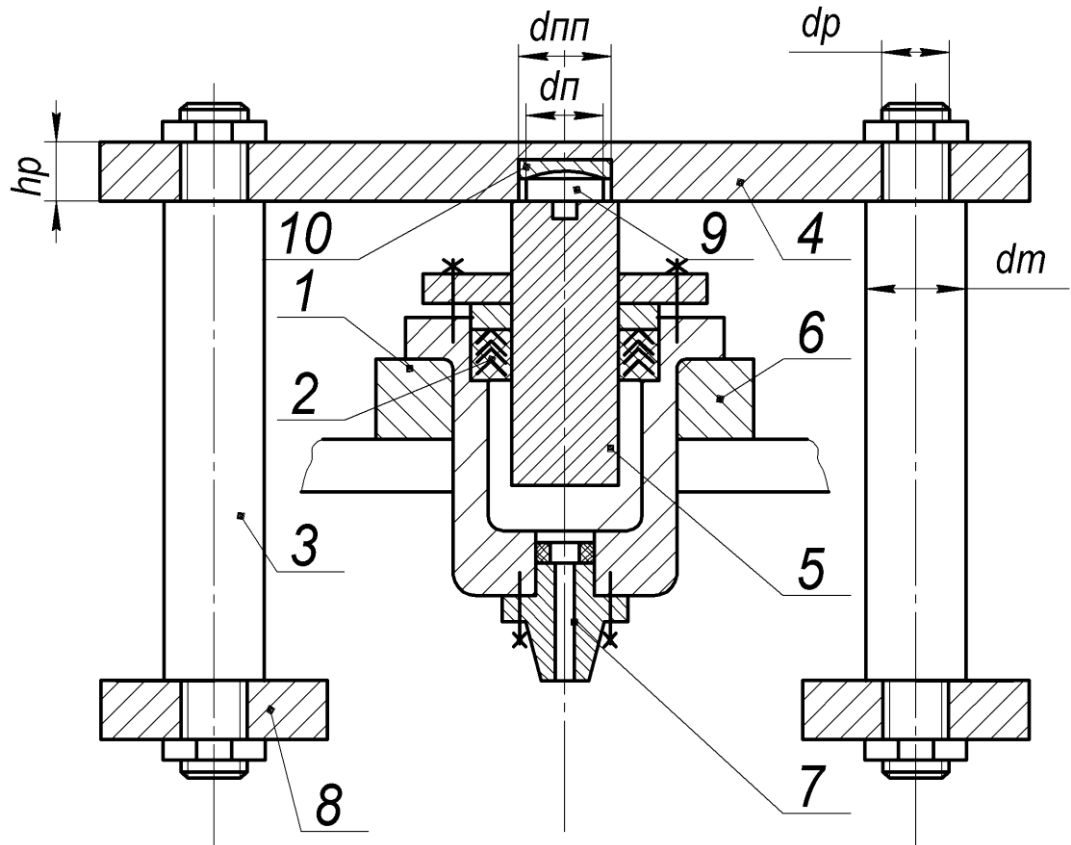
Визначаємо повну величину ходу рейки (в одну сторону):

$$S_p = \frac{\pi \cdot R_{ul} \cdot \gamma_{pв} \cdot 0,5}{180} ;$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 52 \cdot 0,5}{180} = 45 \text{ мм} .$$

#### 4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ ЗВОРОТНИХ ЦИЛІНДРІВ

$P_n = 55 \text{ МН}$  – номінальне зусилля преса;  
 $p_a = 32 \text{ МПа}$  – тиск робочої рідини;  
 $H = 2050 \text{ мм}$  – хід рухомої поперечини.



1 – зворотний циліндр; 2 – вузол ущільнення зворотного циліндра; 3 – тяги;  
 4 – ригель; 5 – плунжер зворотного циліндра; 6 – кронштейн верхньої поперечини для кріплення зворотних циліндрів; 7 – підвідна труба з ущільненням для зворотного циліндра; 8 – кріплення тяги до рухомої поперечини;  
 9 – н'ята; 10 – підп'ятник

Рисунок 4.1 – Система кріплення зворотних циліндрів

Визначасмо зусилля зворотних циліндрів:

$$P_{зв} = (0,08 \dots 0,1) P_n ;$$

$$P_{зв} = 0,08 \cdot 55 = 4,4 \text{ МН} .$$

Визначення площі і діаметра плунжерів зворотних циліндрів:

$$F_{36} = \frac{P_{36} + R_{mp}}{n \cdot p_a};$$

$$D_{nl} = \sqrt{\frac{F_{36}}{0,785}},$$

де  $n = 2$  – кількість зворотних циліндрів;  
 $R_{mp}$  – сила тертя в манжетах:

$$R_{mp} = 0,03 \cdot P_{36};$$

$$R_{mp} = 0,03 \cdot 4,4 = 0,132 \text{ МН};$$

$$F_{36} = \frac{P_{36} + R_{mp}}{n \cdot p_a};$$

$$D_{nl} = \sqrt{\frac{F_{36}}{0,785}};$$

$$F_{36} = \frac{(4,4 + 0,132) \cdot 10^6}{2 \cdot 32} = 70812,5 \text{ мм}^2;$$

$$D_{nl} = \sqrt{\frac{70812,5}{0,785}} = 300 \text{ мм}.$$

Приймаємо згідно ГОСТ 22704–77  $D_{nl} = 300$  мм,  $D_l = 340$  мм.  
Визначення зовнішнього і внутрішнього діаметрів зворотних циліндрів

$$D_{вн} = D_{nl} + 15 \dots 20 \text{ мм};$$

$$D_{вн} = 300 + 20 = 320 \text{ мм};$$

$$r_{вн} = \frac{D_{вн}}{2};$$

$$r_{вн} = \frac{320}{2} = 160 \text{ мм};$$

$$r_3 = r_{вн} \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3} p_a}};$$

$$r_3 = 160 \sqrt{\frac{120}{120 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 218 \text{ мм};$$

$$D_3 = 2 \cdot r_3;$$

$$D_3 = 2 \cdot 218 = 436 \text{ мм}.$$

де  $r_{вн}$ ,  $r_3$  – внутрішній і зовнішній радіуси циліндра, мм;  
 $[\sigma] = 120 \dots 140$  МПа – допустимі напруження матеріалу циліндра.

Товщина стінок циліндра:

$$t_{cm} = r_3 - r_{вн};$$
$$t_{cm} = 218 - 160 = 58 \text{ мм.}$$

Розрахунки бурта на міцність при аварійному підвищенні тиску  
Висота бурта корпусу циліндра:

$$h_{\bar{o}} = 2 \cdot t_{cm};$$
$$h_{\bar{o}} = 2 \cdot 58 = 116 \text{ мм.}$$

Ширина бурта циліндра:

$$b_{\bar{o}} = 1,6 \cdot t_{cm};$$
$$b_{\bar{o}} = 1,6 \cdot 58 = 90 \text{ мм.}$$

Напруження зрізу в бурті:

$$\tau_{зр} = \frac{P_{зг}}{\pi D_3 h_{\bar{o}}} \leq [\tau_{зр}],$$

$[\tau_{зр}] = 60 \text{ МПа}$  – допустимі напруження зрізу.

$$\tau_{зр} = \frac{4,4 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 436 \cdot 116} = 27,7 \text{ МПа} .$$

Умова  $\tau_{зр} < [\tau_{зр}]$  виконується.

Напруження зминання на опорній поверхні бурта:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot p_a D_{нл}^2}{D_{\bar{o}}^2 - D_3^2} \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $D_{\bar{o}}$  – зовнішній діаметр бурта:

$$D_{\bar{o}} = D_3 + 2 \cdot b_{\bar{o}};$$
$$D_{\bar{o}} = 436 + 2 \cdot 90 = 616 \text{ мм.}$$

$[\sigma_{зм}] = 80 \text{ МПа}$  – допустиме напруження зминання матеріалу бурту.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 370^2}{616^2 - 436^2} = 46,3 \text{ МПа} .$$

Умова  $\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}]$  виконується.

Визначення кількості і розміру шпильок, необхідних для втримання циліндра і плунжера

Визначення зусилля, що діє на шпильки:

$$P_{un} = 0,785(D_{12} - D_{nl}^2)p_a;$$
$$P_{un} = 0,785 \cdot (3402 - 3002) \cdot 32 = 643072 \text{ Н.}$$

Відповідно до діаметра плунжера задаємо кількість шпильок і розраховуємо зусилля, що діє на одну шпильку:

$$P_{1un} = P_{un}/n_{un},$$
$$P_{1un} = 643072/8 = 80384 \text{ Н.}$$

де  $n_{un} = 8 \dots 24$  шт. – кількість шпильок.

Визначаємо мінімальну площу поперечного перерізу шпильки і вибираємо за ГОСТ 9150-80 найближчий розмір шпильки:

$$f_{un \min} = \frac{P_{1un}}{[\sigma]};$$
$$d_{un \min} = \sqrt{\frac{f_{un \min}}{0,785}},$$

де  $[\sigma] = 80 \text{ МПа}$  – допустиме напруження розтягання матеріалу шпильки.

$$f_{un \min} = \frac{80384}{80} = 1004,8 \text{ мм}^2;$$
$$d_{un \min} = \sqrt{\frac{1004,8}{0,785}} = 35,77 \text{ мм.}$$

Приймаємо шпильку М36.

Перевіряємо напруження зминання на опорній поверхні фланця:

$$\sigma_{зм} = \frac{P_{un}}{0,785(D_1^2 - D_{nl}^2)} \leq [\sigma_{зм}];$$
$$\sigma_{зм} = \frac{643072}{0,785(340^2 - 300^2)} = 32 \text{ МПа.}$$

Умова  $\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}]$  виконується.

Розрахунки трубного фланцевого під'єднання

Визначаємо площу і внутрішній діаметр підвідного трубопроводу:

$$f_{mp} = F_{nl} \frac{V_{звор\ max}}{[V_p]_{mp}};$$

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{f_{mp}}{0,785}},$$

де  $V_{звор\ max} = 300 \dots 400$  мм/с – найбільша швидкість зворотного ходу;  
 $[V_p]_{mp} = 15 \dots 20$  м/с – допустима швидкість рідини в підвідному трубопроводі.

$$f_{mp} = 70812,5 \frac{350}{18000} = 1377 \text{ мм}^2;$$

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{1377}{0,785}} = 41,9 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $d_{mp} = 42$  мм.

Визначення найбільшого зусилля на шпильках і фланці:

$$P_{ун} = P_z + P_{зпр},$$

де  $P_z$  – гідростатичне зусилля з боку стиснутої рідини:

$$P_z = f_{mp} \cdot p_a;$$

$$P_z = 1377 \cdot 32 = 44064 \text{ Н};$$

$P_{зпр}$  – зусилля зминання прокладки:

$$P_{зпр} = f_{np} \cdot \sigma_{зм},$$

де  $f_{np}$  – площа прокладки:

$$f_{np} = 0,785(D_{np}^2 - d_{mp}^2),$$

$D_{np}$  – зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{np} = d_{mp} + 2 \cdot b,$$

$b$  – ширина прокладки ( $b=6 \dots 9$ ), мм;

$\sigma_{зм} = 120$  МПа – напруження зминання прокладки з відпаленої міді.

$$D_{np} = 42 + 2 \cdot 6 = 54 \text{ мм};$$

$$f_{np} = 0,785(54^2 - 42^2) = 904,32 \text{ мм}^2;$$

$$P_{зпр} = 904,32 \cdot 120 = 108518,4 \text{ Н};$$

$$P_{ун} = 44064 + 108518,4 = 152582,4 \text{ Н.}$$

Задаємося кількістю шпильок і розраховуємо зусилля, що діє на одну шпильку:

$$P_{1ун} = P_{ун}/n_{ун};$$

$$P_{1ун} = 152582,4/2 = 76291,2 \text{ Н.}$$

де  $n_{ун} = 2$  – кількість шпильок, шт.

Визначаємо мінімальну площу і діаметр шпильки та вибираємо за ГОСТ 9150-80 найближчу за розміром шпильку:

$$f_{ун\min} = \frac{P_{1ун}}{[\sigma]};$$

$$d_{ун\min} = \sqrt{\frac{f_{ун\min}}{0,785}},$$

де  $[\sigma] = 80 \text{ МПа}$  – допустиме напруження розтягання матеріалу шпильки.

$$f_{ун\min} = \frac{76291,2}{80} = 953,64 \text{ мм}^2;$$

$$d_{ун\min} = \sqrt{\frac{953,64}{0,785}} = 34,8 \text{ мм},$$

Приймаємо шпильку М36.

Визначення мінімального діаметра різьби на тязі, виходячи з аварійної ситуації:

$$f_{p\min} = \frac{p_{ав} \cdot 0,785 \cdot D_{пл}^2}{[\sigma]_{тяги}},$$

де  $p_{ав} = 2 \cdot p_a = 64 \text{ МПа}$  – тиск в аварійній ситуації;  
 $[\sigma]_{тяги} = 150 \text{ МПа}$  – допустиме напруження розтягання матеріалу тяги.

$$f_{p\min} = \frac{64 \cdot 0,785 \cdot 300^2}{150} = 30144 \text{ мм}^2;$$

$$d_{p\min} = \sqrt{\frac{30144}{0,785}} = 195,95 \text{ мм}$$

Приймаємо М200.

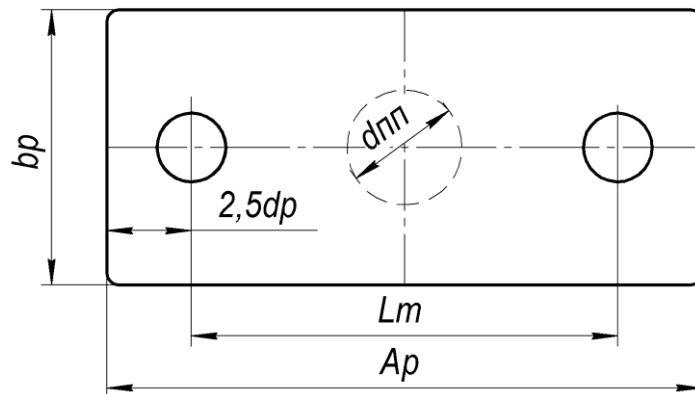


Визначення діаметра тяги:

$$d_m = 1,5 \cdot d_{p \min};$$

$$d_m = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ мм}.$$

Розрахунки на міцність прямокутного ригеля.  
Визначення розмірів ригеля



$b_p$  – ширина ригеля;  $h_p$  – висота ригеля (рис. 4.1);  $L_m$  – міжосьова відстань між тягами;  $d_n$  – діаметр п'яти;  $d_{nn}$  – діаметр підп'ятника;  $A_p$  – довжина ригеля

Рисунок 4.2 – Схема для визначення розмірів ригеля

$$b_p = 1,3 \cdot D_{nl};$$

$$h_p = 1,5 \cdot D_{nl};$$

$$L_m = 1,5 \cdot D_{\delta};$$

$$d_n = 0,3 \cdot D_{nl};$$

$$d_{nn} = d_n + 20;$$

$$A_p = L_m + 5d_p;$$

$$b_p = 1,3 \cdot 300 = 390 \text{ мм};$$

$$h_p = 1,5 \cdot 300 = 450 \text{ мм};$$

$$L_m = 1,5 \cdot 616 = 924 \text{ мм};$$

$$d_n = 0,3 \cdot 300 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{nn} = 90 + 20 = 110 \text{ мм};$$

$$A_p = 924 + 5 \cdot 200 = 1924 \text{ мм}.$$

Перевірка ригеля на згин в аварійній ситуації

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W} \leq [\sigma_{32}],$$

де  $[\sigma_{32}] = 140 \text{ МПа}$  – допустимі напруження згину матеріалу ригеля;  
 $M_{32}$  – згинальний момент ригеля:

$$M_{32} = \frac{p_a \cdot F_{nl} \cdot L_m}{2} ;$$

$$M_{32} = \frac{32 \cdot 708125 \cdot 924}{2} = 1046892000 \text{ Нмм} ,$$

$W$  – осьовий момент опору прямокутного перерізу:

$$W = \frac{(b_p - d_{nn}) \cdot h_p^2}{6} ;$$

$$W = \frac{(390 - 110) \cdot 450^2}{6} = 9450000 \text{ мм}^3 ;$$

$$\sigma_{изг} = \frac{1046892000}{9450000} = 110,8 \text{ МПа} .$$

Умова  $\sigma_{32} < [\sigma_{32}]$  виконується.

Визначення напруження зминання на поверхні ригеля:

$$\sigma_{3м} = \frac{p_a \cdot F_{36}}{0,785(D_{nl}^2 - d_{nn}^2)} \leq [\sigma_{3м}],$$

де  $[\sigma_{3м}] = 60 \text{ МПа}$  – допустимі напруження зминання матеріалу ригеля.

$$\sigma_{3м} = \frac{32 \cdot 708125}{0,785(300^2 - 110^2)} = 37 \text{ МПа} .$$

Умова  $\sigma_{3м} < [\sigma_{3м}]$  виконується.

Визначимо час аварійного стиснення рідини:

$$t = \frac{S}{V_{px}} ,$$

де  $V_{px} = 80 \dots 120 \text{ мм/с}$  – швидкість робочого ходу;  
 $S$  – робочий хід:

$$S = \frac{\Delta W_p}{F_{3\phi}},$$

де  $\Delta W_p$  – об'єм рідини, що компенсує всі пружні деформації в системі:

$$\Delta W_p = \frac{2 \cdot p_a \cdot W_p}{E_p},$$

де  $W_p$  – загальний об'єм рідини в системі:

$$W_p = 0,7 \cdot H \cdot F_{3\phi},$$

де  $H$  – хід поперечини.

$$W_p = 0,7 \cdot 2050 \cdot 70812,5 = 101,6 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$$

$E_p = 1600 \dots 1800$  МПа – наведений модуль пружності робочої рідини.

$$\Delta W_p = \frac{2 \cdot 32 \cdot 101,6 \cdot 10^6}{1700} = 38,25 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$S = \frac{38,25 \cdot 10^6}{70812,5} = 54 \text{ мм};$$

$$t = \frac{54}{100} = 0,54 \text{ с}.$$

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Шинкаренко О. М. Проектирование привода передвижного стола гидравлического пресса / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014 – № 6. – С. 29-34. – ISSN 0234-8241.

Шинкаренко О. М. Расчет сервоприводов управления регулирующими клапанами / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014 – № 7. – С. 42-46. – ISSN 0234-8241.

Роганов Л. Л. Базовые детали гидравлических прессов (цилиндры, плунжеры, станины, цилиндры-аккумуляторы энергии). Расчет и проектирование: учеб. пособие для студ. спец. 7.090206, 7.090404 / Л. Л. Роганов ; ДГМА. – Краматорск : ДГМА, 2008. – 72 с. – ISBN 978-966-379-286-6

Роганов Л. Л. Ущільнювальні пристрої в машинах різного призначення з гідропневмоприводом : монографія / Л. Л. Роганов, Л. М. Абрамова, М. Л. Роганов ; ДДМА. – Краматорськ : ДДМА, 2013. – 131 с. – ISBN 978-966-379-615-4

Роганов Л. Л. Удосконалення гідравлічних пресів : монографія / Л. Л. Роганов, М. Л. Роганов ; – Краматорськ : ДДМА, 2011. – 144 с. : - ISBN 978-966-379-521-8

Шинкаренко О. М. Ковочно-штамповочное оборудование. Гидравлические прессы : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак; ДДМА. - Краматорськ : ДДМА, 2012. – 151 с. : - ISBN 979-966-379-602-4

Шинкаренко О. М. Расчет и проектирование приводов и базовых деталей гидропрессов : : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорськ : ДДМА, 2013. – 100 с. ISBN 979-966-379-649-9

Шинкаренко О. М. Совершенствование гидравлических приводов прессов : пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 68 с. – ISBN 979-966-379-650-5

Шинкаренко О. М. Совершенствование гидравлических приводов : монография / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 135 с. – ISBN 978-966-379-671-0

**Пат. 18519 Україна, МПК В 21 J 9/00.** Кріплення тяг зворотних циліндрів до рухомої поперечки / Шинкаренко О. М., Корчак О. С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № u200604871; заявл. 03.05.2006 ; опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11. – 2 с. : ил.

**Пат. 88583 Україна, МПК В 30 В 15/00.** Гідравлічний кувальний прес / Шинкаренко О. М., Корчак О. С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № u201310966; заявл. 13.09.2013 ; опубл. 25.03.2014, Бюл. № 6. – 4 с. : ил.

ГОСТ 22704-77. Уплотнения шевронные резинотканевые для гидравлических устройств; введ. 1977-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1977. – 61 с.

ДОДАТОК А  
Діаметри плунжерів і манжет ( $D_{пл}/D_1$ )

$D_{пл}$	10	16	18	20	25	28	30	32	35	40	45	50	55	60	65	70
$D_1$	22	28	30	32	40	42	50	52	55	60	65	70	75	80	85	90

$D_{пл}$	75	80	85	90	95	110	110	120	130	140	150	160	170
$D_1$	95	100	105	110	120	125	140	150	160	170	180	190	200

$D_{пл}$	180	190	210	220	240	260	280	300	320	340	360	380
$D_1$	210	220	240	250	280	300	320	340	360	380	400	420

$D_{пл}$	420	480	530	560	630	670	710	750	800	850	900	950
$D_1$	460	520	570	600	670	710	750	800	850	900	950	1000

ДОДАТОК Б  
Вихідні дані до завдань 1,2,4

№	$P_H$ , МН	Маса стола, по- ковки, інстру- мента, т	$P_{II}$ , кН	$V_{CT}$ , мм/з	$l_M$ , м	$S_{CT}$ , мм	$H$ , мм
1	8	20	160	280	12	1120	900
2	12,5	26	200	260	14	1200	1000
3	16	30	220	250	15	1250	1100
4	20	40	315	240	16	1500	1200
5	25	55	400	230	17	1800	1300
6	31,5	100	800	220	18	2000	1450
7	40	160	1250	200	19	2200	1700
8	50	200	1500	180	20	2250	1950
9	63	265	2000	170	21	3000	2250
10	80	330	2500	160	22	3200	2500
11	110	400	3000	150	23	3500	3000
12	125	530	4000	145	24	4000	3300
13	150	660	5000	140	25	5000	4000

ДОДАТОК В  
Вихідні дані до завдання 3

№	$d_{шт1}$ , мм	$d_{шт2}$ , мм	$\gamma_{р.в.}$ , °	$h_{кл}$ , мм
1	14	20	52	24
2	16	22	54	25
3	18	25	56	26
4	20	28	58	27
5	22	30	60	28
6	25	32	62	29
7	28	35	64	30
8	30	40	66	31
9	32	45	68	32
10	20	25	60	28
11	22	28	66	34
12	25	35	54	26
13	28	40	64	32



*Навчальне видання*

**СУЧАСНЕ ОБЛАДНАННЯ, АВТОМАТИЧНІ ЛІНІЇ ТА ГНУЧКІ ВИ-  
РОБНИЧІ СИСТЕМИ (частина 1)**

**Методичні вказівки  
до практичних занять та самостійної роботи  
для студентів спеціальності 131 всіх форм навчання**

Укладачі                      РУДЕНКО Наталія Олександрівна

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання                      О. С. Орда

10/2012. Формат 60 x 84/16. Розум. друк. арк. 3,49.  
Обл.-вид. арк. 2,37. Тираж                      ін. Зам. №

Видавець і виготівник  
Донбаська державна машинобудівна академія  
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
ДК №1633 від 24.12.2003