

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

з дисципліни “ **Машини ударної та статичної дії** ”

для студентів, що навчаються за спеціальністю
131 “Прикладна механіка”
(освітня програма “Обладнання та технології пластичного формування
конструкцій машинобудування”),
усіх форм навчання

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Конкретизація технологічного призначення гідравлічного преса (практичне заняття № 1)	6
1.1 Мета заняття	6
1.2 Постановка задачі	6
1.3 Вихідні дані	6
1.4 Аналіз технологічного призначення гідравлічного преса ..	6
1.5 Приклад оформлення звіту	9
2. Визначення параметрів силового циліндра (практичне заняття № 2)	11
2.1 Мета заняття	11
2.2 Постановка задачі	11
2.3 Вихідні дані	11
2.4 Фізико-математична модель для визначення параметрів силового циліндра	11
2.5 Приклад оформлення звіту	13
3. Визначення параметрів насосу високого тиску (практичне заняття № 3)	15
3.1 Мета заняття	15
3.2 Постановка задачі	15
3.3 Вихідні дані	15
3.4 Критерії для вибору насосу живлення системи гідропреса .	15
3.5 Приклад оформлення звіту	16
4. Визначення компенсаційного об'єму гідроциліндра (практичне заняття № 4)	18
4.1 Мета заняття	18
4.2 Постановка задачі	18
4.3 Вихідні дані	18
4.4 Алгоритм визначення компенсаційного об'єму гідроциліндра	18
4.5 Приклад оформлення звіту	20

5. Визначення енергетичних характеристик преса (практичне заняття № 5)	22
5.1 Мета заняття	22
5.2 Постановка задачі	22
5.3 Вихідні дані	22
5.4 Алгоритм визначення енергетичних характеристик преса. .	22
5.5 Приклад оформлення звіту	23
6. Визначення складових технологічного циклу гідравлічного преса (практичне заняття № 6)	26
6.1 Мета заняття	26
6.2 Постановка задачі	26
6.3 Вихідні дані	26
6.4 Методика визначення складових технологічного циклу гідравлічного преса	26
6.5 Приклад оформлення звіту	28
7. Рекомендована література	30

ВСТУП

Метою викладання дисципліни “Машини ударної та статичної дії” є формування у студентів базових теоретичних знань щодо принципу дії, особливостей конструкцій та експлуатації гідравлічних пресів та машин ударної дії. Вивчення цієї дисципліни є необхідною складовою частиною підготовки фахівців, що забезпечуватимуть конструювання, виробництво та експлуатацію обладнання ковальсько-штампувального виробництва.

Навчальним планом передбачено проведення практичних занять з названої дисципліни студентами, що навчаються за спеціальністю 131 “Прикладна механіка” (освітня програма “Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування”). Завданням аудиторного практикуму є опанування методиками аналізу та розрахунку схем, окремих вузлів та складових технологічного циклу гідравлічних пресів у залежності від особливостей технології та умов виробництва. Одержані на таких заняттях практичні навички допоможуть студентам під час виконання індивідуальних завдань (контрольних робіт) [6], які включено в програму самостійної роботи з названої дисципліни. Звіти про виконання цих завдань є однією з основних необхідних складових для загального оцінювання успішності студента.

Робота студента на практичному занятті включає в себе чітке усвідомлення мети заняття, розуміння постановки задачі з певним комплектом вихідних даних, та виконання необхідних розрахунків в поєднанні з аналізом специфіки технологічного завдання. Результати розрахунків слід представляти у зручній для запису формі, користуючись множниками для утворення кратних одиниць (див. додаток А) з точністю до трьох значущих цифр.

У поданих методичних вказівках наведено деякі загальні відомості, а також рекомендації та пояснення щодо специфіки визначення технологічного призначення, розрахунку енергосилових параметрів, енергетичних характеристик, а також оцінювання складових технологічного циклу роботи гідравлічного преса для здійснення певної технологічної операції пластичного формування конструкційного матеріалу.

1 КОНКРЕТИЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА (ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1)

1.1 Мета заняття

Набути практичних навичок аналізу технологічного призначення гідравлічного преса.

1.2 Постановка задачі

Проаналізувати технологічне призначення гідравлічного преса для здійснення заданої технологічної операції, побудувати графік навантаження преса в координатах «зусилля деформування – деформація заготовки».

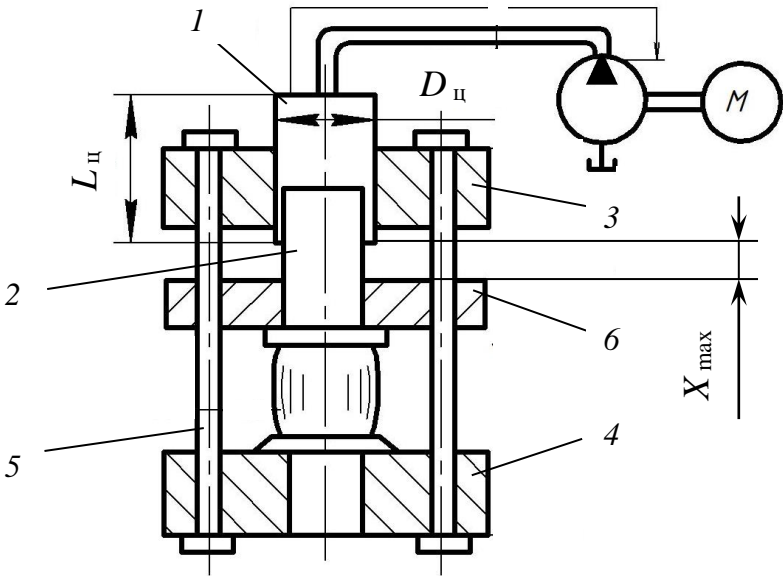
1.3 Вихідні дані

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- технологічне призначення преса (технологічна операція) ;
- відносна база деформації ($\Delta X / X_{\max}$) ;
- коефіцієнт заповнювання графіка зусиль (φ) ;
- максимальне зусилля (P_n) ;
- максимальний хід рухомої поперечини (X_{\max}) .

1.4 Аналіз технологічного призначення гідравлічного преса

Для більшості практичних задач виявляється доцільним використання гідравлічних пресів простої дії з безакумуляторним приводом (див. рис. 1.1). Конструктивно вони можуть бути рамного або колонного типу. Це залежить від величини необхідного (проектного) зусилля пресової установки P_n . З досвіду експлуатації гідравлічних пресів рекомендується для випадків, коли технологічні зусилля не перебільшують 0,63 МН, використовувати *рамний* тип, а для випадків більших технологічних зусиль ($P_n \geq 0,63$ МН) – *колонний*.



- 1 – робочий циліндр; 2 – плунжер; 3 – верхня поперечина;
4 – нижня поперечина; 5 – колони; 6 – рухома поперечина.

Рисунок 1.1 – Схема гідравлічного преса простої дії з безакумуляторним приводом

Технологічне призначення гідравлічного преса в кінцевому рахунку зумовлює його силове навантаження протягом заданої технологічної операції та відповідну технологічну жорсткість установки.

Для спеціалізованих гідравлічних пресів технологічне призначення визначається однозначно. В залежності від потреб технології розрізняють п'ять основних режимів роботи гідравлічного преса, що відображається відповідними графіками «зусилля-деформація», які наведено у табл. А.1, додатку А [6]. Для різних технологічних операцій реалізуються різні режими, серед яких можна виділити такі основні (див. табл. 1.1):

Таблиця 1.1 – Відповідність типів розрахункових режимів роботи гідравлічних пресів видам технологічних операцій

№ режиму	технологічна операція
I	видавлювання, прошивання, протягування
II	осаджування, витягування, шліхтування
III	об'ємне штампування, гнуття, брикетування, пакування
IV	глибоке витягування, штампування гумою
V	пробивання, вирубування

Для побудови графіка навантаження преса для заданої технологічної операції слід з'ясувати, перш за все, величину бази деформації ΔX , яку, як правило, прив'язують до величини максимального ходу рухомої поперечини, та координати характерних точок графіка для конкретного режиму роботи преса, користуючись інформацією, яку наведено в табл. А.1, додатку А [6].

Оскільки основною ознакою гідропресів є використання потенціальної енергії тиску рідини для виконання повного циклу переміщення рухомої поперечини, то важливим моментом є визначення величини робочого тиску рідини. Розрізняють два типи тиску робочої рідини – умовний (номінальний) і пробний. Під умовним (номінальним) тиском в робочій порожнині циліндра p_n розуміють тиск при нормальній температурі, на який розраховують елементи конструкцій гідропресового устаткування. Держстандартом регламентовано величини умовного тиску, серед яких найбільш поширеними є наступні: 2,5; 6,3; 16; 20; 25; 32; 40 МПа. Під пробним тиском розуміють тиск, при якому проводять гідравлічні випробування міцності. Величини пробного тиску знаходяться в залежності від умовного тиску і складають, як правило, $(1,2 \dots 1,3) p_n$. В практиці гідропресування найбільш широко застосовують тиск величиною 20 та 32 МПа, на які розраховують насоси високого тиску.

Важливим елементом конкретизації є також вибір робочої рідини. Такими рідинами, як правило, виступають *мінеральні масла* або *водні емульсії*. Мінеральні масла рекомендуються для пресів, які мають відносно невеликий об'єм гідросистеми і використовуються для холодної обробки металів. В інших випадках переважно доцільним є використання водних емульсій (для головних приводів).

1.5 Приклад оформлення звіту

Постановка задачі

Проаналізувати технологічне призначення гідравлічного преса для здійснення технологічної операції *брикетування*, побудувати графік навантаження преса в координатах «зусилля деформування – деформація заготовки».

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- технологічне призначення преса – брикетування;
- відносна база деформації $\Delta X / X_{\max} = 0,5$;
- коефіцієнт заповнювання графіка зусиль $\varphi = 0,15$;
- максимальне зусилля $P_n = 0,1$ МН ;
- максимальний хід рухомої поперечини $X_{\max} = 575$ мм .

Для заданої технологічної операції використовуємо гідравлічний прес простої дії з безакумуляторним приводом (слід навести його схему, див. рис. 1.1).

Задана технологічна операція (брикетування) відповідає режиму № III схематичної класифікації типових графіків навантаження преса в координатах «зусилля-деформація» (табл. А.1, додатку А [6]).

Враховуючи, що задана умовами задачі база деформації ΔX технологічної операції, складає

$$\Delta X = 0,5 \cdot X_{\max} = 0,5 \cdot 575 \cdot 10^{-3} = 287,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 287,5 \text{ мм} ,$$

будуємо графік навантаження преса для операції *брикетування* в координатах «зусилля деформування – деформація заготовки», який наведено на рисунку 1.2, попередньо з'ясувавши координати характерної точки зламу:

$$x = 0,8 \cdot \Delta X = 0,8 \cdot 287,5 \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 230 \text{ мм} ,$$

$$P_x = 2 \cdot (\varphi - 0,1) \cdot P_n = 2 \cdot (0,15 - 0,1) \cdot 0,1 \cdot 10^6 = 0,01 \cdot 10^6 \text{ Н} = 0,01 \text{ МН} .$$

Задане номінальне максимальне зусилля преса $P_n = 0,1$ МН (10 тс) буде обмежувати розміри вихідної заготовки та кінцевого виробу. Окрім того, враховуючи, що $P_n < 0,63$ МН , визначаємо, що доцільним буде використання преса *рамного* типу.

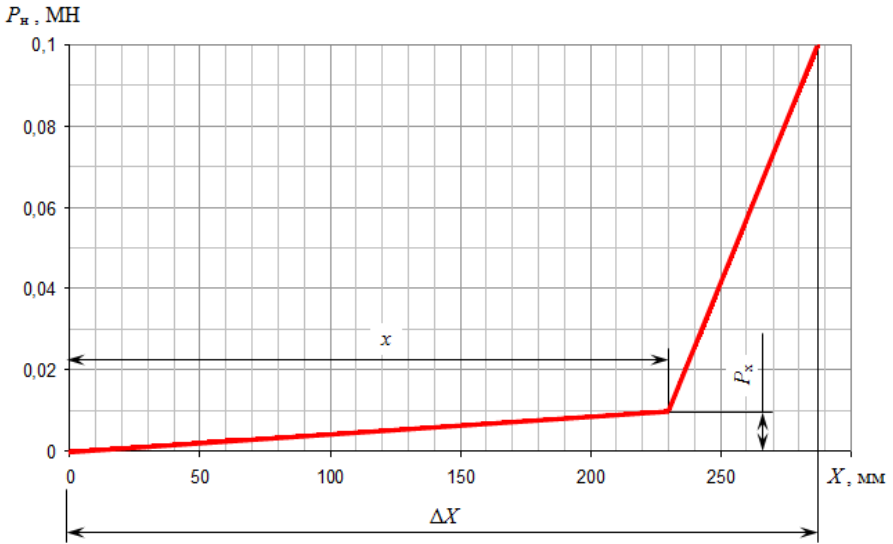


Рисунок 1.2 – Графік навантаження преса зусиллям 0,1 МН для операції брикетування

Робочою рідиною вибираємо *мінеральне масло* ІПІ-18.

Задаємо номінальний тиск робочої рідини в гідравлічному циліндрі $p_{ц} = 32$ МПа.

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВОГО ЦИЛІНДРА (ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2)

2.1 Мета заняття

Набути практичних навичок розрахунку основних та додаткових параметрів силового робочого гідроциліндра.

2.2 Постановка задачі

Здійснити проектний розрахунок силового робочого гідроциліндра преса для заданої технологічної операції, в результаті якого визначити його основні та додаткові геометричні параметри.

2.3 Вихідні дані

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- максимальне зусилля (P_n) ;
- номінальний тиск робочої рідини в гідравлічному циліндрі ($p_{ц}$) ;
- максимальний хід рухомої поперечини (X_{max}) .

2.4 Фізико-математична модель для визначення параметрів силового циліндра

Найважливішим силовим елементом гідропресової установки є силовий гідроциліндр, в якому енергія потоку робочої рідини перетворюється в механічну енергію переміщення вихідної ланки (плунжера). Основними геометричними параметрами силового робочого гідроциліндра є його внутрішній діаметр $D_{ц}$, довжина $L_{ц}$, зовнішній діаметр $D_{ц,з}$, які, в свою чергу зумовлюють величину площі робочої порожнини $F_{ц}$ та об'єм гідроциліндра $V_{ц}$ (див. рис. 2.1).

Додатковим геометричним параметром виступає площа кільцевого перерізу гідроциліндра ($F_{с,ц}$).

Важливим параметром для гідроциліндрів різних типів, окрім їх геометрії, також є номінальний тиск гідроциліндра, який в умовах задачі є заданою величиною ($p_{ц}$).

Довжину гідроциліндра можна прийняти у відповідності до величини максимального ходу рухомої поперечини $L_{ц} = X_{max}$.

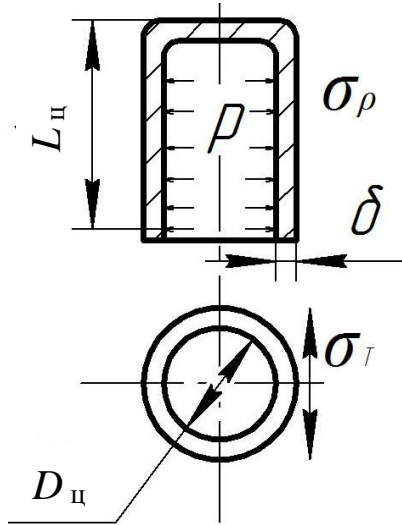


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема гідроциліндра

Внутрішній діаметр циліндра підбирається в залежності від прикладеного зовнішнього механічного навантаження (технологічного зусилля) та внутрішнього гідравлічного навантаження (номінального тиску). Його розрахункове значення $D'_ц$ визначається формулою:

$$D'_ц = \sqrt{\frac{4 P_n}{\pi p_ц}}$$

Одержане значення слід округлити до найближчого значення зі стандартного ряду (див. табл. А.2, додаток А [6]) $D_ц \approx D'_ц$.

Зовнішній діаметр циліндра визначається з міркувань міцності в залежності від величини допустимих напружень $[\sigma]$ в матеріалі циліндра. Можна прийняти, що для сталей $[\sigma] = 110 \dots 150$ МПа.

Розрахункове значення зовнішнього діаметра, одержаного за формулою

$$D_{ц.з.} = D_ц \sqrt{\frac{[\sigma]}{([\sigma] - p_ц \sqrt{3})}},$$

визначають з точністю до цілих долей міліметра.

За одержаними значеннями діаметрів визначають за наступними рівняннями відповідно такі величини:

– площу робочої порожнини гідроциліндра $F_{ц} = \frac{\pi}{4} D_{ц}^2$;

– об'єм гідроциліндра $V_{ц} = F_{ц} \cdot L_{ц}$;

– площу кільцевого перерізу гідроциліндра $F_{с.ц} = \frac{\pi}{4} (D_{ц.з.}^2 - D_{ц}^2)$.

2.5 Приклад оформлення звіту

Постановка задачі

Здійснити проектний розрахунок силового робочого гідроциліндра преса для технологічної операції (*брикетування*), в результаті якого визначити його основні та додаткові геометричні параметри.

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- максимальне зусилля $P_{н} = 0,1$ МН ;
- номінальний тиск робочої рідини в гідроциліндрі $p_{ц} = 32$ МПа ;
- максимальний хід рухомої поперечини $X_{\max} = 575$ мм .

Внутрішній діаметр циліндра (тут слід навести розрахункову схему, див. рис. 2.1) підбираємо в залежності від прикладеного зовнішнього механічного навантаження (технологічного зусилля) та внутрішнього гідравлічного навантаження (номінального тиску):

$$D'_{ц} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{P_{н}}{p_{ц}}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 10^6}{32 \cdot 10^6}} = 63,078 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 63,078 \text{ мм} .$$

Одержане значення округлюємо до найближчого зі стандартного ряду (табл. А.2, додаток А [6]), таким чином одержуємо, що внутрішній діаметр гідроциліндра дорівнює $D_{ц} = 63$ мм .

Зовнішній діаметр циліндра визначаємо з міркувань міцності в залежності від величини допустимих напружень $[\sigma]$ в матеріалі циліндра. Приймаємо, що $[\sigma] = 130$ МПа, тоді величина зовнішнього діаметра циліндра складатиме:

$$D_{у.з.} = D_{у} \sqrt{\frac{[\sigma]}{([\sigma] - p_{у} \sqrt{3})}} = 63 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{130 \cdot 10^6}{(130 \cdot 10^6 - 32 \cdot 10^6 \sqrt{3})}} \approx 83 \cdot 10^{-3} \text{ м} =$$

$$= 83 \text{ мм} .$$

За одержаними значеннями діаметрів, прийнявши довжину гідроциліндра у відповідності до величини максимального ходу рухомої поперечини $L_{ц} = X_{\max} = 575$ мм, визначаємо величини площі робочої порожнини, об'єму, та площі кільцевого перерізу гідроциліндра відповідно:

$$F_{у} = \frac{\pi}{4} D_{у}^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,063^2 = 31,172 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 31,172 \text{ см}^2 ;$$

$$V_{у} = F_{у} \cdot L_{у} = 31,172 \cdot 10^{-4} \cdot 0,575 = 1,792 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 1,792 \text{ л} ;$$

$$F_{с.ц} = \frac{\pi}{4} (D_{у.з.}^2 - D_{у}^2) = \frac{3,14}{4} (0,083^2 - 0,063^2) = 22,934 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 =$$

$$= 22,934 \text{ см}^2 .$$

Для проектного гідроциліндра ($D_{ц} = 63$ мм, $L_{ц} = 575$ мм) його мертвий об'єм складатиме $V_0 \approx 0,1 \cdot V_{ц} = 0,18$ л.

3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ (ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3)

3.1 Мета заняття

Набути практичних навичок визначення параметрів джерела гідравлічної енергії для живлення системи гідравлічного преса.

3.2 Постановка задачі

Здійснити проектний розрахунок параметрів насосу високого тиску для живлення системи гідравлічного преса задля здійснення заданої технологічної операції.

3.3 Вихідні дані

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- номінальний тиск робочої рідини в гідравлічному циліндрі ($p_{ц}$) ;
- площа робочої порожнини гідроциліндра ($F_{ц}$) ;
- швидкість робочого ходу рухомої поперечини ($v_{х.р.}$) .

3.4 Критерії для вибору насосу живлення системи гідропреса

В якості джерел гідравлічної енергії (потоків рідини високого тиску) в системах гідравлічних пресів, як правило, використовують насоси об'ємного типу. Конструктивно вони можуть мати поршневе виконання (кривошипно-плунжерні з клапанним розподіленням) або роторне (радіально-поршневі, аксіально-поршневі, пластинчасті, шестеренні). В будь-якому виконанні одним з основних параметрів насоса такого типу є його робочий об'єм, оскільки саме його величина буде визначати такий важливий параметр як *подача насоса* (продуктивність) – об'ємна кількість робочої рідини, яка нагнітається насосом до системи за одиницю часу. Номінальні тиски, на які розраховано конструкції об'ємних насосів різних типів, залежать від конструктивних особливостей робочих камер, які зумовлюють ступінь їх герметичності. Деякі типи роторних насосів є регульованими, з

можливістю регулювання робочого об'єму і, відповідно, величини подачі при незмінній швидкості обертання вала насоса..

Вибір насоса здійснюється на підставі значень витрати ($Q_{ц}$) та тиску ($p_{ц}$), які повинен забезпечувати насос як джерело гідравлічної енергії, дотримуючись умови, щоб номінальні параметри обраного насоса були не менші за необхідні розрахункові ($Q_{н} \geq Q_{ц}$; $p_{н} \geq p_{ц}$).

Значення тиску гідроциліндра $p_{ц}$ задається на етапі його проектування і в умовах задачі є заданою величиною.

Значення витрати рідини, необхідної для забезпечення заданого швидкісного режиму роботи гідроциліндра $Q_{ц}$, визначається в залежності від його габаритів наступною формулою:

$$Q_{ц} = F_{ц} \cdot v_{х.р.},$$

де $v_{х.р.}$ – задана умовами задачі швидкість робочого ходу.

Технічні характеристики об'ємних насосів різних типів наведено в додатку А (таблиці А.3 – А.6). Серед основних параметрів насоса, окрім його подачі та тиску, також зазначають синхронізовану частоту обертання його вала, та параметри ефективності: об'ємний та повний к.к.д. Значення номінальної потужності насоса зумовлює вибір привідного електродвигуна.

3.5 Приклад оформлення звіту

Постановка задачі

Здійснити проектний розрахунок параметрів насосу високого тиску для живлення системи гідравлічного преса задля здійснення заданої технологічної операції (*брикетування*), визначити марку насоса.

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- номінальний тиск робочої рідини в гідроциліндрі $p_{ц} = 32$ МПа ;
- площа робочої порожнини гідроциліндра $F_{ц} = 31,172$ см² ;
- швидкість робочого ходу рухомої поперечини $v_{х.р.} = 10$ мм/с .

Для заданої технологічної операції використовуємо гідравлічний прес простої дії з безакумуляторним приводом (слід навести його схему, див. рис. 1.1).

Вибір насоса здійснюємо на підставі значень витрати ($Q_{ц}$) та тиску ($p_{ц}$), які повинен забезпечувати насос як джерело гідравлічної енергії, дотримуючись умови, щоб номінальні параметри обраного насоса були не менші за необхідні розрахункові ($Q_{н} \geq Q_{ц}$; $p_{н} \geq p_{ц}$).

Значення тиску гідроциліндра задано умовами задачі.

Значення витрати рідини, необхідної для забезпечення заданого швидкісного режиму роботи гідроциліндра, визначаємо в залежності від його габаритів та швидкості робочого ходу:

$$Q_{ц} = F_{ц} \cdot v_{х.р.} = 31,172 \cdot 10^{-4} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,0312 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 1,87 \text{ л/хвил.}$$

З додатку А [6] вибираємо нерегульований радіально-поршневий насос НР-Ф 6,3 з такими параметрами:

– подача	$Q_{н} = 8 \text{ л/хвил}$
– тиск номінальний	$p_{н} = 50 \text{ МПа}$
– частота обертання вала	$n = 1500 \text{ об/хвил}$
– к.к.д. об'ємний	$\eta_{о} = 0,8$
– к.к.д. повний	$\eta = 0,76$

4 ВИЗНАЧЕННЯ КОМПЕНСАЦІЙНОГО ОБ'ЄМУ ГІДРОЦИЛІНДРА (ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4)

4.1 Мета заняття

Набути практичних навичок розрахунку окремих складових та сумарного пружного деформування гідропресових установок.

4.2 Постановка задачі

Здійснити розрахунок компенсаційного об'єму гідроциліндра преса для здійснення заданої технологічної операції.

4.3 Вихідні дані

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- тип гідравлічного преса (*рамний / колонний*) ;
- технологічне зусилля (P_n) ;
- номінальний тиск робочої рідини в гідравлічному циліндрі (p_n) ;
- внутрішній діаметр гідроциліндра ($D_{ц}$) ;
- зовнішній діаметр гідроциліндра ($D_{ц.з}$) ;
- площа робочої порожнини гідроциліндра ($F_{ц}$) ;
- об'єм гідроциліндра ($V_{ц}$) ;
- робоча рідина (*мінеральне масло / водна емульсія*) ;

4.4 Алгоритм визначення компенсаційного об'єму гідроциліндра

Сумарний додатковий об'єм робочої рідини $\Delta V_{ц}$, який є необхідним для компенсації деформації металевих деталей пресу та рідини (сумарна зміна об'єму робочої рідини в циліндрі), зумовлений низкою факторів, серед яких можна виділити чотири основних:

$$\Delta V_{ц} = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4 ,$$

де ΔV_1 – компенсація збільшення діаметру циліндра;

ΔV_2 – компенсація видовження циліндра;

ΔV_3 – компенсація пружного деформування конструкції преса;

ΔV_4 – компенсація стиснення рідини в гідросистемі.

Приріст об'єму рідини в циліндрі в результаті зміни його внутрішнього його діаметру ΔV_1 є обернено пропорційним модулю пружності матеріалу циліндра E і прямо пропорційним величині

тангенціальних напружень на внутрішній стінці циліндра σ_t^u , що описується наступною залежністю:

$$\Delta V_1 = 2 \frac{\sigma_t^u}{E} \cdot V_u.$$

Для широкого класу сталей можна прийняти за величину модуля пружності значення $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Тангенціальні напруження на внутрішній стінці циліндра можна визначити за наступною формулою:

$$\sigma_t^u = p_u \frac{(D_{u.з.}^2 + D_u^2)}{(D_{u.з.}^2 - D_u^2)}.$$

Приріст об'єму циліндру за рахунок його осьової деформації (видовження) ΔV_2 є пропорційним тиску в циліндрі та співвідношенню площ робочої порожнини та кільцевого перерізу циліндра, що описується наступною залежністю:

$$\Delta V_2 = \frac{p_u}{E} \cdot \frac{F_u}{F_{с.м}} V_u.$$

Додатковий об'єм рідини в циліндрі, що компенсує пружне деформування металевих частин пресу ΔV_3 , головню, зумовлений податливістю конструкції преса, яку можна оцінити величиною сумарної пружної деформації металевих частин $\Delta \ell_m$, отже:

$$\Delta V_3 = F_u \cdot \Delta \ell_m,$$

де величину $\Delta \ell_m$, з даних практики, можна прийняти у залежності від типу преса: для пресів колонного типа $\Delta \ell_m = 1,5 \dots 2$ мм на 10 МН технологічного зусилля; для пресів рамного типа $\Delta \ell_m = 0,8 \dots 1,5$ мм на 1 МН технологічного зусилля.

Додатковий об'єм, що компенсує стиснення рідини в трубопроводі і робочому циліндрі ΔV_4 , залежатиме від об'ємного модулю пружності робочої рідини E_p , якою заповнена гідросистема преса, та певних геометричних параметрів цієї гідросистеми, що враховується коефіцієнтом k_v в наступній формулі

$$\Delta V_4 = \frac{p_u}{E_p} \cdot k_v \cdot V_u.$$

Тут емпіричний поправочний коефіцієнт k_v враховує мертвий об'єм гідроциліндра (V_0) та об'єм нагнітальних трубопроводів. В більшості практичних випадків його значення лежить в діапазоні $k_v = 1,2 \dots 1,3$.

Модуль пружності рідини залежить від її сорту. Так, для води (водяних емульсій) $E_{рв} = 2 \cdot 10^3$ МПа, а для мінеральних масел $E_{рм} = (1,3 \dots 1,6) \cdot 10^3$ МПа.

4.5 Приклад оформлення звіту

Постановка задачі

Здійснити розрахунок компенсаційного об'єму гідроциліндра преса для здійснення заданої технологічної операції (*брикетування*).

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- тип гідравлічного преса: *рамний* ;
- технологічне зусилля $P_n = 0,1$ МН ;
- номінальний тиск робочої рідини в гідроциліндрі $p_{ц} = 32$ МПа ;
- внутрішній діаметр гідроциліндра $D_{ц} = 63$ мм ;
- зовнішній діаметр гідроциліндра $D_{ц,з} = 83$ мм ;
- площа робочої порожнини гідроциліндра $F_{ц} = 31,172$ см² ;
- об'єм гідроциліндра $V_{ц} = 1,792$ л ;
- робоча рідина: *водна емульсія* .

Сумарний додатковий об'єм робочої рідини $\Delta V_{ц}$, який є необхідним для компенсації деформації металевих деталей пресу та рідини (сумарна зміна об'єму робочої рідини в циліндрі), зумовлений низкою факторів, серед яких врахуємо чотири основних.

Приріст об'єму рідини в циліндрі в результаті *зміни його внутрішнього його діаметру* ΔV_1 є обернено пропорційним модулю пружності матеріалу циліндра E і прямо пропорційним величині тангенціальних напружень на внутрішній стінці циліндра σ_t^u . Приймаємо за величину модуля пружності значення $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Тангенціальні напруження на внутрішній стінці циліндра визначаємо за наступною формулою:

$$\sigma_t^u = p_{ц} \left(\frac{D_{ц,з.}^2 + D_{ц}^2}{D_{ц,з.}^2 - D_{ц}^2} \right) = 32 \cdot 10^6 \left(\frac{0,083^2 + 0,063^2}{0,083^2 - 0,063^2} \right) = 118,99 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx$$

$$\approx 119 \text{ МПа}$$

Тоді шуканий перший додатковий об'єм дорівнюватиме:

$$\Delta V_1 = 2 \frac{\sigma_t^y}{E} \cdot V_y = 2 \frac{119 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6} \cdot 1,792 \cdot 10^{-3} = 2,03 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 2,03 \text{ см}^3.$$

Приріст об'єму циліндру за рахунок його *осьової деформації (видовження)* ΔV_2 є пропорційним тиску в циліндрі та співвідношенню площ робочої порожнини та кільцевого перерізу циліндра. Отже маємо:

$$\Delta V_2 = \frac{P_y}{E} \cdot \frac{F_y}{F_{c.y}} V_y = \frac{32 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^6} \cdot \frac{31,172 \cdot 10^{-4}}{22,934 \cdot 10^{-4}} \cdot 1,792 \cdot 10^{-3} = 0,37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 0,37 \text{ см}^3.$$

Додатковий об'єм рідини в циліндрі, що компенсує *пружне деформування металевих частин пресу* ΔV_3 , головню, зумовлений податливістю конструкції преса, яку оцінюють величиною сумарної пружної деформації металевих частин $\Delta \ell_m$.

Для преса рамного типу приймаємо $\Delta \ell_m = 1,3$ мм на 1МН технологічного зусилля. В нашому випадку $\Delta \ell_m = 1,3 \cdot 0,1 = 0,13$ мм.

Таким чином, третій додатковий об'єм дорівнюватиме:

$$\Delta V_3 = F_y \cdot \Delta \ell_m = 31,172 \cdot 10^{-4} \cdot 0,13 \cdot 10^{-3} = 0,41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 0,41 \text{ см}^3.$$

Додатковий об'єм, що компенсує стиснення рідини в трубопроводі і робочому циліндрі ΔV_4 , залежатиме від об'ємного модулю пружності робочої рідини E_p , якою заповнена гідросистема преса, та певних геометричних параметрів цієї гідросистеми (зокрема, мертвого об'єму гідроциліндра та об'єму нагнітальних трубопроводів), що враховується емпіричним поправочним коефіцієнтом k_v . Приймаємо $k_v = 1,25$, а модуль пружності робочої рідини (водяної емульсії) – $E_{pв} = 2 \cdot 10^3$ МПа.

Тоді шуканий четвертий додатковий об'єм дорівнюватиме:

$$\Delta V_4 = \frac{P_y}{E_p} \cdot k_v \cdot V_y = \frac{32 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^3 \cdot 10^6} \cdot 1,25 \cdot 1,792 \cdot 10^{-3} = 35,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 35,85 \text{ см}^3.$$

Отже, сумарний компенсаційний об'єм гідроциліндра становить:

$$\Delta V_y = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4 = (2,03 + 0,37 + 0,41 + 35,85) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 38,66 \text{ см}^3.$$

5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕСА (ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5)

5.1 Мета заняття

Набути практичних навичок аналізу енергетичних характеристик гідравлічного преса.

5.2 Постановка задачі

Здійснити аналіз енергетичних характеристик гідравлічного преса для здійснення заданої технологічної операції.

5.3 Вихідні дані

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- максимальне зусилля (P_n) ;
- база деформації (ΔX) ;
- коефіцієнт заповнювання графіка зусиль (φ) ;
- площа робочої порожнини гідроциліндра $F_{ц} = 31,172 \text{ см}^2$;
- компенсаційний об'єм гідроциліндра ($\Delta V_{ц}$) .

5.4 Алгоритм визначення енергетичних характеристик преса

Значення компенсаційного об'єму гідроциліндра $\Delta V_{ц}$ дозволяє визначити *компенсаційний хід гідроциліндра*, на величину якого буде збільшуватися база деформації ΔX заданої технологічної операції, що в свою чергу вплине на сумарну енергетику гідропресової установки. Компенсаційний хід, який є еквівалентним сумарній пружній деформації гідропресової установки $\Delta \ell$, можна назвати умовним, оскільки переміщується не сам плунжер, а умовно-кільцевий перетин рідини в циліндрі преса. Величина сумарної пружної деформації визначається наступною залежністю:

$$\Delta \ell = \Delta V_{ц} / F_{ц} .$$

В координатах зусилля–деформація будується графік жорсткості преса (див. рис. Б.1, додаток Б [б]) і визначається рівень накопиченої в системі гідропресу *потенціальної енергії*:

$$U = \frac{1}{2} P_n \cdot \Delta \ell .$$

З урахуванням величини *роботи пластичної деформації*, яку визначають за наступною формулою:

$$A_d = \varphi \cdot P_n \cdot \Delta X ,$$

оцінюють *коефіцієнт технологічної жорсткості гідравлічного пресу* $K_{тж}$, який для випадку безакумуляторного приводу визначається наступним співвідношенням:

$$K_{тж} = A_d / U .$$

Далі будують зведений графік навантаження (див. рис. Б.2, додаток Б [6]), який являє собою комбінацію графіку зусилля деформування заданої технологічної операції та графіку жорсткості преса, які побудовано в однаковому масштабі. За одержаним графіком визначають *зведену величину робочого ходу*:

$$\Delta X'_{x.p} = \Delta X + \Delta \ell .$$

5.5 Приклад оформлення звіту

Постановка задачі

Здійснити аналіз енергетичних характеристик гідравлічного преса для здійснення заданої технологічної операції (*брикетування*)

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- максимальне зусилля $P_n = 0,1$ МН ;
- база деформації $\Delta X = 287,5$ мм ;
- коефіцієнт заповнювання графіка зусиль $\varphi = 0,15$;
- площа робочої порожнини гідроциліндра $F_n = 31,172$ см² ;
- компенсаційний об'єм гідроциліндра $\Delta V_n = 1,792$ л ;

Визначаємо компенсаційний хід гідроциліндра, який є еквівалентним сумарній пружній деформації гідропресової установки $\Delta \ell$:

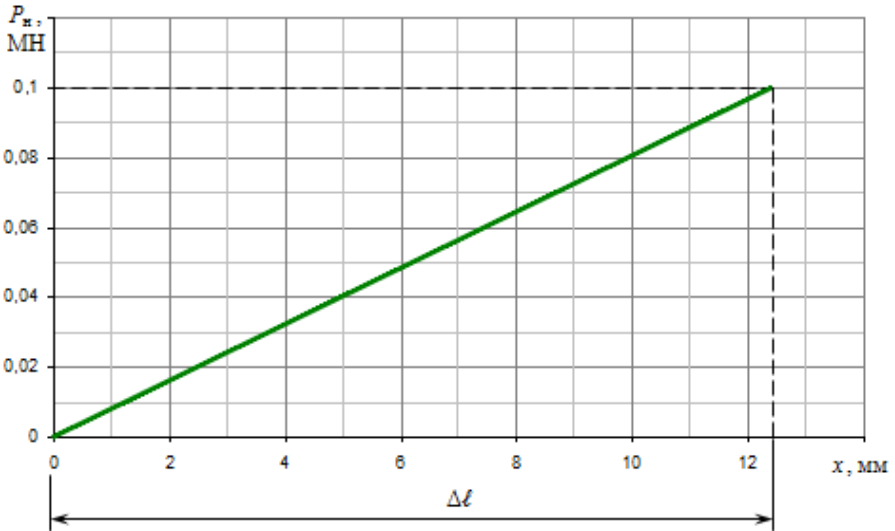


Рисунок 5.1 – Графік жорсткості преса зусиллям 0,1 МН для операції брикетування

Визначаємо величину роботи пластичної деформації для заданої технологічної операції (брикетування):

$$A_d = \varphi \cdot P_n \cdot \Delta X = 0,15 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 287,5 \cdot 10^{-3} = 4312,5 \text{ Дж} = 4,3125 \text{ кДж}.$$

Оцінюємо коефіцієнт технологічної жорсткості гідравлічного пресу з безакумуляторним приводом:

$$K_{\text{тжс}} = A_d / U = 4312,5 / 620 = 6,96$$

Будуємо зведений графік навантаження (рис. 5.2), який являє собою комбінацію графіку зусилля деформування заданої технологічної операції та графіку жорсткості преса, які побудовано в однаковому масштабі.

За одержаним графіком визначаємо зведену величину робочого ходу:

$$\Delta X'_{x,p} = \Delta X + \Delta \ell = 287,5 \cdot 10^{-3} + 12,4 \cdot 10^{-3} = 299,9 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 299,9 \text{ мм}$$

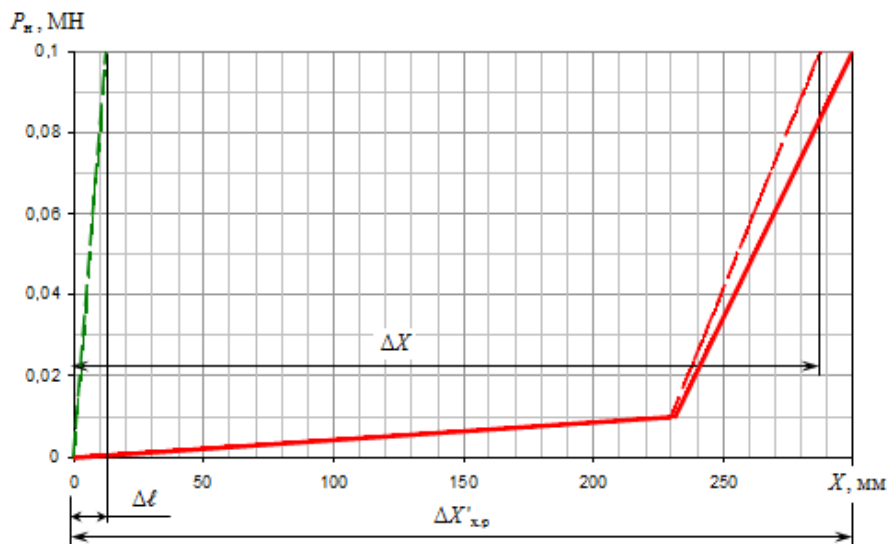


Рисунок 5.2 – Зведений графік навантаження преса зусиллям 0,1 МН для операції брикетування

6 ВИЗНАЧЕННЯ СКЛАДОВИХ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЦИКЛУ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА (ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6)

6.1 Мета заняття

Набути практичних навичок розрахунку складових технологічного циклу гідравлічного преса.

6.2 Постановка задачі

Здійснити розрахунок складових технологічного циклу гідравлічного преса для здійснення заданої технологічної операції, в результаті чого побудувати циклограму гідравлічного преса.

6.3 Вихідні дані

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- база деформації (ΔX) ;
- максимальний хід рухомої поперечини (X_{\max}) ;
величини швидкостей рухомої поперечини:
- для ходу наближення ($v_{x.n.}$) ;
- для робочого ходу ($v_{x.p.}$) ;
- для зворотного ходу ($v_{x.z.}$) .

6.4 Методика визначення складових технологічного циклу гідравлічного преса

Основними періодами в роботі гідравлічного преса є:

- час ходу наближення $t_{x.n}$

$$t_{x.n} = X_{x.n} / v_{x.n} ,$$

де величина ходу наближення $X_{x.n} = X_{\max} - \Delta X$;

- зведений час робочого ходу $t'_{x.p}$

$$t'_{x.p} = \Delta X'_{x.p} / v_{x.p} ;$$

– час зворотного ходу $t_{x.z}$

$$t_{x.z} = X_{\max} / v_{x.z} ;$$

– час переключення апаратури керування $t_{п.к}$ (часто в розрахунках можна приймати $t_{п.к} \approx 0$) ;

– час технологічної паузи $t_{т.п}$ (визначається виходячи з особливостей технологічного процесу і необхідності маніпуляції заготовкою, можна прийняти середнє значення $t_{т.п} = 3$ с).

Робочим режимом гідравлічного пресу називається послідовність періодів роботи, з яких складається *повний технологічний цикл*, який являє собою суму *машинного циклу* та періоду *технологічної паузи*:

$$T_{ц} = T_{м} + t_{т.п} .$$

В свою чергу машинний цикл зумовлений тривалістю періодів наближення інструменту до заготовки, робочого ходу, повернення плунжера гідроциліндра у вихідне положення (зворотній хід), а також сумарною тривалістю періодів переключення апаратури керування:

$$T_{м} = t_{x.n} + t'_{x.p} + t_{x.z} + t_{п.к} .$$

На основі одержаних даних будується циклограма гідравлічного преса в координатах «тиск гідроциліндра – час».

Слід взяти до уваги, що тиск в порожнині гідроциліндра під час робочого ходу змінюється пропорційно зусиллю, яке розвиває прес при досягненні певного переміщення (див. рис. 5.2) в конкретний момент часу.

Тиск в період ходу наближення визначається налаштуванням підпорного клапана. Його величину можна орієнтовно прийняти $p_{ц(н)} = 0,2...0,3$ МПа.

Тиск в період зворотного ходу, головню, визначається опором з боку рухомої поперечини та гідравлічним опором зливної магістралі. Рекомендується дотримуватися його значення в межах: $p_{ц(з)} = 0,12...0,15$ МПа.

6.5 Приклад оформлення звіту

Постановка задачі

Здійснити аналіз енергетичних характеристик гідравлічного преса для здійснення заданої технологічної операції (*брикетування*)

Вихідними даними для такої задачі виступають :

- база деформації $\Delta X = 287,5$ мм ;
- максимальний хід рухомої поперечини $X_{\max} = 575$ мм .
величини швидкостей рухомої поперечини:
- для ходу наближення $v_{x.n.} = 200$ мм/с ;
- для робочого ходу $v_{x.p.} = 10$ мм/с ;
- для зворотного ходу $v_{x.z.} = 100$ мм/с ;

Основні періоди в роботі гідравлічного преса:

- час ходу наближення $t_{x.n}$

$$t_{x.n} = X_{x.n} / v_{x.n} = 287,5 \cdot 10^{-3} / 200 \cdot 10^{-3} = 1,44 \text{ с ;}$$

де величина ходу наближення

$$X_{x.n} = X_{\max} - \Delta X = 575 \cdot 10^{-3} - 287,5 \cdot 10^{-3} = 287,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 287,5 \text{ мм ;}$$

- зведений час робочого ходу $t'_{x.p}$

$$t'_{x.p} = \Delta X'_{x.p} / v_{x.p} = 299,9 \cdot 10^{-3} / 10 \cdot 10^{-3} = 29,99 \text{ с ;}$$

- час зворотного ходу $t_{x.z}$

$$t_{x.z} = X_{\max} / v_{x.z} = 575 \cdot 10^{-3} / 100 \cdot 10^{-3} = 5,75 \text{ с ;}$$

- час переключення апаратури керування $t_{п.к}$ (часто в розрахунках можна приймати $t_{п.к} \approx 0$) ;

– час технологічної паузи $t_{т.п}$ (визначається виходячи з особливостей технологічного процесу і необхідності маніпуляції заготовкою, приймаємо середнє значення $t_{т.п} = 3$ с).

Робочим режимом гідравлічного пресу є послідовність періодів роботи, з яких складається повний технологічний цикл (T_m), який являє собою суму машинного циклу (T_m) та періоду технологічної паузи.

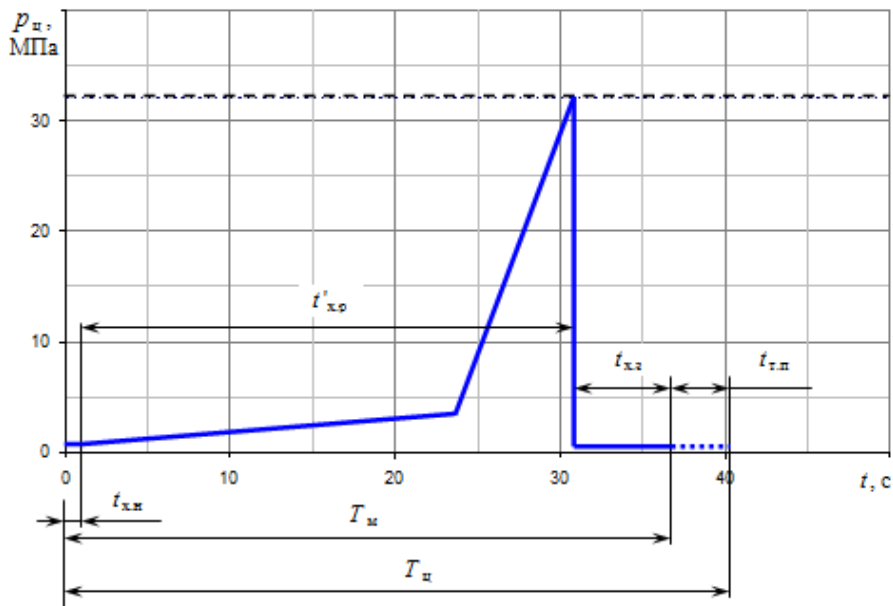


Рисунок 6.1 – Циклограма преса для операції брикетування

7 РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Основна література

1. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. [Текст] / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Высшая школа, 1981. – 376 с.

2. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для машиностроительных вузов [Текст] /А.Н.Банкетов, Ю.А.Бочаров, Н.С.Добринский и др.; Под ред. А.Н.Банкетова, Е.Н.Ланского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.

Додаткова література

3. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. [Текст] / Н.С. Добринский. – М.: Машиностроение, 1972. – 222 с.

4. Матвеев Н.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. [Текст] /Н.Б.Матвеев. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.

5. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов. [Текст] /Г.С.Писаренко, А.Г. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: „Наукова думка”. – 1975. – 704 с.

6. Методичні вказівки до індивідуальних завдань (контрольних робіт) за розділами курсу “Машини ударної та статичної дії” для студентів, що навчаються за спеціальністю 131 “Прикладна механіка” (освітня програма “Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування”), усіх форм навчання /Укл.: В.Д.Обдул, С.О.Беженов, А.А.Ленок. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 22 с.