

МАШИНОБУДУВАННЯ, МЕХАНІКА ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

DOI 10.31891/2307-5732-2022-305-1-124-129

УДК 685.31.051.1

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ М. Г.

<https://orcid.org/0000-0001-6258-0088>e-mail: markzalubovskiy@gmail.com

ЗВО «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

ПАНАСЮК І. В.

<https://orcid.org/0000-0001-6671-4266>e-mail: panasyuk1961@gmail.com

Київський національний університет технологій та дизайну

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ШЛЯХИ УСУНЕННЯ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ У ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМАХ ПРЕСІВ ДЛЯ ВИРУБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Виконані дослідження роботи гідравлічних вирубних пресів типу «ПВГ 8-2-0» та «ПВГ 8». Такі типи гідравлічних пресів використовуються у легкій промисловості при виготовленні взуття. Зокрема, на пресах типів «ПВГ 8-2-0» та «ПВГ 8» виконується вирубка гумових та картонних деталей низу взуття. Проведені експериментальні дослідження причин перевантажень у гідравлічних системах даних типів пресів. Встановлено, що у кінці процесу вирубки кожної деталі відбувається різке значне стрибкоподібне збільшення тиску у гідросистемі. Таке збільшення тиску виникає у зв'язку з утворенням жорсткої системи ударник – різак – плита. Такі постійні циклічні закиди тиску негативно впливають на експлуатаційні характеристики обладнання, зокрема, призводять до передчасного зносу робочого інструменту та поломки деталей гідросистем. Також були проведені аналітичні дослідження. На основі аналітичних досліджень виконано розрахунок величини «стрибків» тиску у гідравлічних системах пресів, а також виявлено фактори, які впливають на величину перевантажень. Встановлено, що одним із основних факторів, який впливає на величину перевантаження, являється жорсткість системи. Отримані математичні залежності між модулем пружності металевих елементів гідросистеми, їх геометричними параметрами та величиною закиду тиску. Наведено вичерпні рекомендації щодо вдосконалення конструкцій пресів, що створюють умови для зниження перевантажень у їх гідравлічних системах під час процесу вирубки деталей. Встановлено, що для зниження перевантажень під час вирубки у гідравлічні системи пресів необхідно додавати пружні елементи – ємкості з повітряною подушкою або підпружиненим поршнем (акумулятори), короткі ділянки трубопроводів з еластичними стінками, що будуть забезпечувати можливість їх тимчасової пружної діаметральної деформації. Запропоновано методику розрахунку величини закиду тиску у гідросистемах типових пресів на прикладі пресу «ПВГ 8-2-0». Отримані результати досліджень можуть бути корисними та використані у відповідних конструкторських бюро машинобудівних підприємств на стадії проектування даного обладнання.

Ключові слова: вирубний прес, різак, деталі взуття, гідросистема, закиди тиску.

MARK ZALUBOVSKIY

Open International University of Human Development "Ukraine"

IGOR PANASYUK

Kyiv National University of Technology and Design

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE CAUSES OF OVERLOADS IN HYDRAULIC SYSTEMS OF STANDARD PRESSES FOR CUTTING LIGHT INDUSTRY PARTS HAVE BEEN PERFORMED

Studies of the operation of hydraulic cutting presses such as "PVG 8-2-0" and "PVG 8". These types of hydraulic presses are used in light industry in the manufacture of footwear. In particular, the presses of the "PVG 8-2-0" and "PVG 8" types are used for cutting rubber and cardboard parts of the shoe bottom. Experimental studies of the causes of overloads in hydraulic systems of these types of presses have been carried out. It is established that at the end of the process of cutting each part there is a sharp significant abrupt increase in pressure in the hydraulic system. This increase in pressure occurs due to the formation of a rigid system drummer - cutter - plate. Such constant cyclic pressure fluctuations negatively affect the operational characteristics of the equipment, in particular, lead to premature wear of the working tool and breakage of parts of hydraulic systems. Analytical studies were also conducted. On the basis of analytical researches the calculation of size of "jumps" of pressure in hydraulic systems of presses is executed, and also the factors influencing size of overloads are revealed. It is established that one of the main factors influencing the amount of overload is the rigidity of the system. Mathematical dependences between the modulus of elasticity of metal elements of the hydraulic system, their geometrical parameters and the value of pressure drop are obtained. Exhaustive recommendations are given to improve the design of presses, which create conditions for reducing overloads in their hydraulic systems during the process of cutting parts. It is established that to reduce overloads during felling in hydraulic systems of presses it is necessary to add elastic elements - tanks with an air cushion or the spring-loaded piston (accumulators), short sections of pipelines with elastic walls which will provide possibility of their temporary elastic diametrical deformation. A method for calculating the amount of pressure injection in the hydraulic systems of standard presses on the example of the press "PVG 8-2-0" is proposed. The obtained research results can be useful and used in the relevant design offices of machine-building enterprises at the design stage of this equipment.

Key words: cutting press, cutter, shoe parts, hydraulic system, pressure charges.

Постановка проблеми у загальному вигляді**та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями**

На сьогоднішній день на підприємствах різних галузей промисловості широко використовуються вирубні преси, які, в цілому, зарекомендували себе хорошими експлуатаційними властивостями. Зокрема,

вирубні преси застосовуються на взуттєвих підприємствах легкої промисловості для вирубни деталей верху взуття та підощв [1], на фурнітурних підприємствах – для формоутворення заготовок полімерних гудзиків [2], окремих типів деталей замка «блискавка» та інших дрібних фурнітурних деталей.

Однак, більшості типів вирубних пресів мають один спільний недолік [3] – у процесі їх експлуатації досить часто виходять з ладу саме корпуси насосів, порушується герметичність патрубків гідравлічних магістралей, може відбуватися значне підвищення температури мастила у гідравлічній системі. Для одного пресу характерне виникнення таких поломок приблизно один-два рази упродовж трьох місяців експлуатації.

Аналіз досліджень та публікацій

У роботах [4, 5] описуються методи обробки полімерних деталей, а також деталей взуття із використанням гідравлічних вирубних пресів. У роботі [3] зазначається деякі систематичні поломки, які виникають під час експлуатації пресів для вирубни деталей верху взуття та деякі ймовірні причини їх виникнення. У роботі [6] зазначається про можливі порушення герметичності патрубків гідравлічних магістралей, вказуються декілька можливих шляхів зниження перевантажень вирубних пресів, що виникають одразу по завершенню процесу вирубни.

Виділення невирішених частин

Таким чином, у розглянутих вище роботах констатується, що у переважній більшості пресів типу ПВГ 8-2-0, ПВГ 8 та інших подібним їм конструкціям відбуваються систематичні експлуатаційні відмови. Зокрема, досить часто виходять з ладу корпуси насосів та порушується герметичність патрубків гідравлічних магістралей. Однак, причини виникнення таких поломок достеменно невідомі. Таким чином, постає актуальною задача щодо раціонального встановлення причин, що призводять до виникнення експлуатаційних проблем у гідравлічних системах пресів. Все це потребує проведення подальших аналітичних та експериментальних досліджень.

Формулювання цілей

Суть даної роботи полягає у встановленні причин, які призводять до виникнення відповідних експлуатаційних проблем у гідравлічних системах пресів для вирубни деталей легкої промисловості з метою подальшого їх усунення.

Виклад основного матеріалу

Експериментальні дослідження причин перевантажень у гідравлічних системах типових пресів для вирубни деталей легкої промисловості.

З метою виявлення зазначених у вступі причин виходу з ладу відповідних гідравлічних елементів типових вирубних пресів проводили експериментальні дослідження на пресах ПВГ 8-2-0 та ПВГ 8, які призначені для вирубни деталей верху взуття.

У ході проведення експериментальних досліджень, у нагнітаючий трубопровід гідравлічних систем пресів ПВГ 8-2-0 та ПВГ 8 були встановлені попередньо відкалібровані тензорезисторні датчики, клеми яких під'єднувалися до цифрового двоканального USB-осцилографа ВМ-8020, котрий був підключений до електронної обчислюваної машини.

Таким чином, були отримані осцилограми тиску мастила у нагнітаючій магістралі гідросистеми пресів під час виконання технологічних процесів вирубни деталей верху взуття. Запис зміни тиску виконували при вирубці на металевій плиті гумових деталей взуття (прес ПВГ 8-2-0, рис. 1), картонних деталей (прес ПВГ 8, рис. 2), а також при вирубці на дерев'яній колоді картонних деталей (прес ПВГ 8, рис. 3 та рис. 4). Характер зміни тиску при повороті ударника у пресі ПВГ 8-2-0 не реєструвався.

Відстань між двома сусідніми вертикальними лініями осцилограм складає 0,02 с (рис. 1) та 0,008 с (рис. 2 – рис. 4).

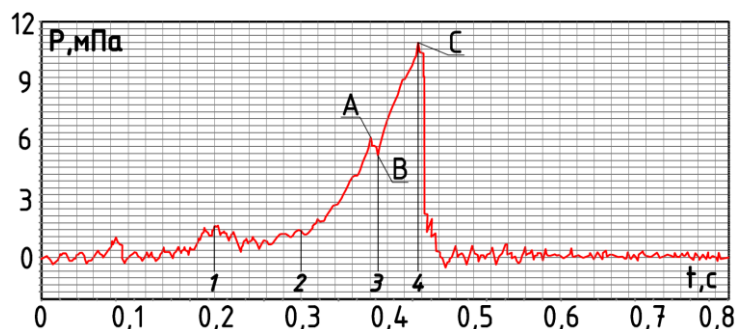


Рис. 1. Осцилограма тиску мастила у нагнітаючій магістралі гідросистеми пресу ПВГ 8-2-0 при виконанні вирубни на металевій плиті гумових деталей взуття

На осцилограмі, яка представлена на рис. 1 можна виділити такі ділянки:
1 – 2 – рух ударника вниз на холостому ході.

2 – 3 – стискання та подальша вирубка матеріалу. Під час вирубки матеріалу тиск у гідросистемі пресу зростає пропорційно технологічному зусиллю, яке досягло максимального значення у точці *A*, після чого, у точці *B*, де закінчувався процес прорубування матеріалу, тиск падав на незначну величину. Отримані дані підтверджують точку зору авторів роботи [7] про те, що зусилля у гідросистемі інтенсивно зростає при зануренні різача на глибину, яка рівна приблизно 0,85 – 0,97% товщини матеріалу.

3 – 4 – різке збільшення тиску, максимальне значення якого майже у два рази перевищує робочий тиск. Таке збільшення тиску пояснюється тим, що у кінці процесу вирубки утворюється жорстка система ударник – різак – плита. У результаті, за час поки спрацює електроапаратура та перемикаються золотники, насос продовжує подавати мастило у систему, що призводить до виникнення деформації гідравлічної системи, стиску мастила та, як результат, – різкого підвищення тиску. При цьому, конструкція пресу зазнає значного перевантаження. У точці *C* гідравлічна система пресу з'єднується зі зливом.

Такий само характер має осцилограма тиску, яка отримана під час вирубки деталей взуття на пресі ПВГ 8. На осцилограмі, яка представлена на рис. 2, ділянка 1 – 2 характеризує процес стиску та вирубку матеріалу (у точці *A* тиск досягає максимальної величини вирубки, а у точці *B* процес вирубки закінчується); ділянка 2 – 3 відповідає різкому підвищенню тиску, як на ділянці 3 – 4 (рис. 1). У точці *C* гідравлічна система пресу з'єднується зі зливом. Аналогічна ситуація спостерігалася і при дослідженні пресу ПВГ-18 [3].

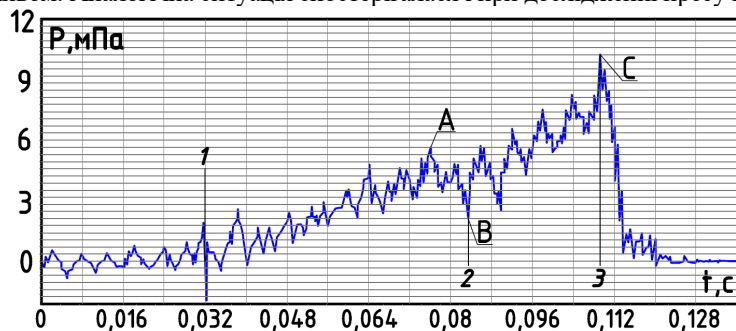


Рис. 2. Осцилограма тиску мастила у нагнітаючій магістралі гідросистеми пресу прес ПВГ 8 при виконанні вирубку на металевій плиті картонних деталей

У пресі з металевою плитою спрацювання електроапаратури відбувається після замикання електричного після дотикання різача до плити. Згідно отриманих осцилограм, час спрацювання електроапаратури та золотника, тобто, час зростання тиску після закінчення прорубування матеріалу, при роботі на металевій плиті склав 0,03 – 0,04 с. При роботі на неметалевій плиті цей час залежить від регулювання технологічного контакту: чим вище розташування контакту (при умові повного прорубування деталей), тим менше час на підвищення тиску. Згідно результатів експериментального дослідження, цей час склав 0,02 – 0,06 с.

З метою дослідження роботи запобіжного клапану під час перевантаження пресу отримані осцилограми тиску при вимкненому технологічному контакті (рис. 3 та рис. 4). У такому випадку після прорубування матеріалу сигнал на вимкнення електромагніту золотника керування не надходить і тиск у системі зростає до величини, яка відповідає величині відкриття клапану (точка *C* на рис. 3 та рис. 4). Після відкриття запобіжного клапану мастило, що подається насосом, надходило на злив, а тиск у системі залишався постійним та рівним величині відрегульованої пружини клапану $p_{кл}$.

Із представлених осцилограм видно, що тиск регулювання клапану або перевищував максимальний тиск вирубку (рис. 3) або дорівнював йому (рис. 4). Час, що відповідав ділянкам *B* – *C*, можна вважати часом спрацювання запобіжного клапану (для клапану типу Г 52-10 він склав 0,03 с).

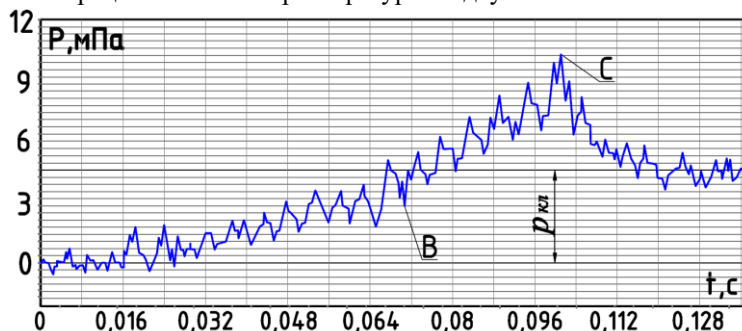


Рис. 3. Осцилограма тиску мастила у нагнітаючій магістралі гідросистеми пресу прес ПВГ 8 при виконанні вирубку на дерев'яній колоді картонних деталей

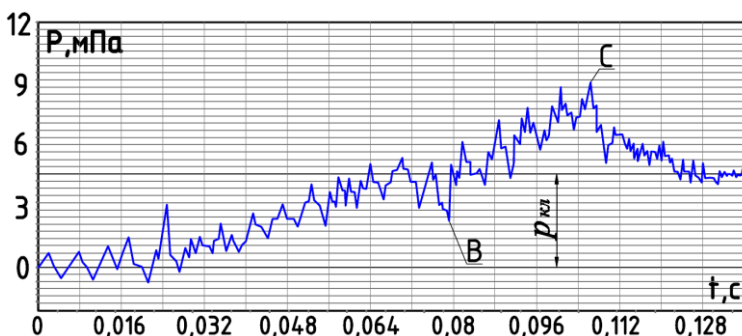


Рис. 4. Осцилограма тиску мастила у нагнітаючій магістралі гідросистеми пресу прес ПВГ 8 при виконанні вирубку на дерев'яній колоді картонних деталей

Таким чином, внаслідок запізнення у спрацюванні електричної та гідравлічної апаратури вирубка кожної деталі у кінці технологічного процесу супроводжується значним підвищенням тиску у гідросистемах пресів, що викликає їх перевантаження та призводить до передчасного зносу ріжучого інструменту та вирубних плит, поламкам деталей гідросистем, перевитрат споживаної потужності та нагріву мастила.

Окрім того, такі особливості у роботі пресів здатні призвести до нераціональних значних енергозатрат. Так, наприклад, при двозмінній роботі 100 пресів типу ПВГ 8-2-0 на закиди тиску (рис. 1 – рис. 4, ділянки В – С) витрачатиметься близько 25250 кВт*год електроенергії у рік. Саме тому питання щодо усунення причин, які призводять до виникнення відповідних експлуатаційних проблем є досить актуальним.

Розрахунок величини «стрибків» тиску у гідравлічних системах типових пресів для вирубки деталей легкої промисловості

При виконанні експериментальних досліджень було встановлено, що у пресах для вирубки деталей верху взуття після закінчення розрубубання матеріалу гідросистема перемикається на злив не миттєво, а з деяким запізненням на величину $\Delta t = 0,03 - 0,04$ с. За цей час жорстка система ударник – різак – плита знаходиться у замкненому стані (рис. 5) і, так як насос 13 продовжує подачу мастила у гідравлічну систему, в результаті відбувається пружна деформація силового циліндру 5, циліндру повороту 4, трубопроводів 2, 3, 7, 10, 12, штоку 6, ударника 8, столу 9 та стиск робочої рідини. Внаслідок цього тиск значно підвищується. Дослідження показали, що перевищення тиску над максимальним тиском вирубки (закид тиску Δp) досягає в середньому 5,8 мПа.

Закиди тиску, що супроводжують кожен цикл вирубки, призводять до перевантаження гідросистеми пресів, виходу з ладу окремих деталей гідроприводу, швидкому зносу ріжучого інструменту та вирубних плит, нераціональних енергозатрат та нагріву мастила.

У даному параграфі пропонується методика розрахунку величини закиду тиску у гідросистемах типових пресів на прикладі пресу ПВГ 8-2-0, гідрокінематична схема якого представлена на рис. 5. Знаючи продуктивність насосу Q , час спрацювання комутуючої та керуючої апаратури, розрахуємо наступним чином:

$$\Delta V = Q \Delta t \eta, \quad (1)$$

де ΔV – кількість рідини, яка подається у систему за період перевантаження Δt , упродовж якого система знаходиться у замкненому стані; η – об'ємний коефіцієнт корисної дії гідросистеми, що враховує витік рідини у насосі, розподільниках, циліндрах тощо.

Кількість рідини, яку подає насос у систему за проміжок часу Δt , має поглинатися якимось відповідним об'ємом. Такий об'єм утворюється за рахунок пружної деформації металевих елементів системи пресу та за рахунок стиску самої рідини. Тому ΔV можна визначити як суму елементарних приростів об'ємів:

$$\Delta V = \Delta V_{СЦР} + \Delta V_{СЦО} + \Delta V_{ПЦР} + \Delta V_{ПЦО} + \Delta V_{ТРР} + \Delta V_{ТРО} + \Delta V_{Ш} + \Delta V_{ЗВ} + \Delta V_{ЗС} + \Delta V_P, \quad (2)$$

де $\Delta V_{СЦР}$ та $\Delta V_{СЦО}$, $\Delta V_{ПЦР}$ та $\Delta V_{ПЦО}$, $\Delta V_{ТРР}$ та $\Delta V_{ТРО}$ – приріст об'ємів від радіальної та осьової деформації силового циліндру, циліндру повороту та трубопроводів відповідно; $\Delta V_{Ш}$, $\Delta V_{ЗВ}$, $\Delta V_{ЗС}$ – приріст об'ємів від розтягу штоку, згину ударника та прогину столу відповідно; ΔV_P – приріст об'єму, отриманого в результаті стиску рідини.

У свою чергу приріст об'єму від деформації кожного елемента системи можна представити у вигляді:

$$\Delta V_{СЦР} = \Delta p \frac{\pi D_{Ц1}^3 L_{Ц1}}{4E \delta_{Ц1}} = \frac{\Delta p}{E} C_1; \quad (3)$$

$$\Delta V_{СЦО} = \Delta p \frac{\pi^2 (D_{Ц1}^2 - D_{Ш}^2)^2}{16E} \left(\frac{L_{Ц1}}{f_{Ц1}} + \frac{L_{Ц2}}{f_{Ц2}} \right) = \frac{\Delta p}{E} C_2; \quad (4)$$

$$\Delta V_{ПЦР} = \Delta p \frac{\pi D_{Ц3}^3 L_{Ц3}}{4E \delta_{Ц3}} = \frac{\Delta p}{E} C_3; \quad (5)$$

$$\Delta V_{ПЦО} = \Delta p \frac{\pi^2 D_{Ц3}^4 L_{Ц3}}{16E f_{Ц3}} = \frac{\Delta p}{E} C_4; \quad (6)$$

$$\Delta V_{ТРР} = \sum_{i=1}^n \Delta V_{ТРРi} = \frac{\Delta p}{E} \sum_{i=1}^n \frac{\pi D_{ТРi}^3 L_{ТРi}}{4 \delta_{ТРi}} = \frac{\Delta p}{E} C_5; \quad (7)$$

$$\Delta V_{ТРО} = \sum_{i=1}^n \Delta V_{ТРОi} = \frac{\Delta p}{E} \sum_{i=1}^n \frac{\pi^2 D_{ТРi}^4 L_{ТРi}}{16 f_{ТРi}} = \frac{\Delta p}{E} C_6; \quad (8)$$

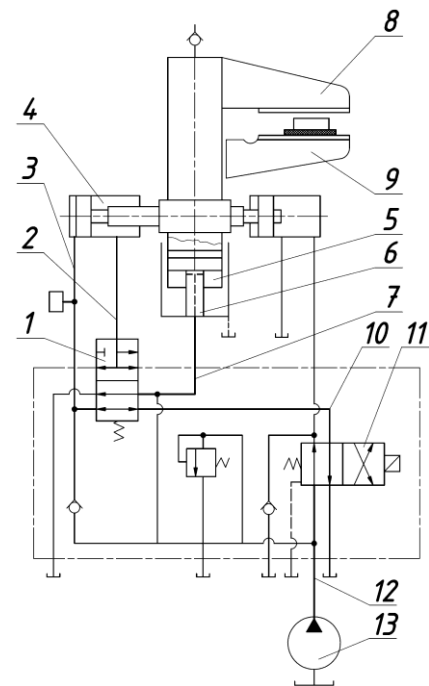


Рис. 5. Гідрокінематична схема пресу ПВГ 8-2-0

$$\Delta V_{ш} = \Delta p \frac{\pi^2 (D_{ц1}^2 - D_{ш}^2)^2 L_{ш}}{16 E f_{ш}} = \frac{\Delta p}{E} C_7; \quad (9)$$

$$\Delta V_{3y} = \Delta p \frac{\pi^2 (D_{ц1}^2 - D_{ш}^2)^2 L_y^3}{3 E I_{xy}} = \frac{\Delta p}{E} C_8; \quad (10)$$

$$\Delta V_{3c} = \Delta p \frac{\pi^2 (D_{ц1}^2 - D_{ш}^2)^2 L_c^3}{192 E I_{xc}} = \frac{\Delta p}{E} C_9; \quad (11)$$

Об'єм ΔV_p , що звільняється рідиною системи в результаті її стиснення, визначається наступним чином:

$$\Delta V_p = \frac{\Delta p}{E_p} V_p, \quad (12)$$

де Δp – величина, на яку підвищується тиск у момент перевантаження; $D_{ц1}$ – внутрішній діаметр силового циліндру; $L_{ц1}$ – довжина ділянки скалки, в якій розташований силовий циліндр; $\delta_{ц1}$ – товщина стінки силового циліндру; $D_{ш}$ – діаметр штоку у силовому циліндрі; $L_{ц2}$ – довжина ділянки скалки, яка заповнена стисненим повітрям; $f_{ц1}$ – площа поперечного перерізу скалки у місці розташування силового циліндру; $f_{ц2}$ – площа поперечного перерізу скалки у зоні, заповненій стисненим повітрям; $D_{ц3}$ – внутрішній діаметр циліндру повороту; $L_{ц3}$ – довжина циліндру повороту; $\delta_{ц3}$ – товщина стінки циліндру повороту; $f_{ц3}$ – площа поперечного перерізу циліндру повороту; ΔV_{TPi} – приріст об'єму від радіальної деформації i -го трубопроводу; ΔV_{TPOi} – приріст об'єму від осової деформації i -го трубопроводу; D_{TPi} – внутрішній діаметр i -го трубопроводу; L_{TPi} – довжина i -го трубопроводу; δ_{TPi} – товщина стінки i -го трубопроводу; f_{TPi} – площа поперечного перерізу i -го трубопроводу; $L_{ш}$ – довжина штоку; $f_{ш}$ – площа поперечного перерізу штоку; L_y – довжина ударника; I_{xy} – момент інерції поперечного перерізу ударника; L_c – довжина столу; I_{xc} – момент інерції поперечного перерізу столу; E_p – об'ємний модуль пружності рідини; E – модуль пружності сталі; $C_1, C_2, C_3, \dots, C_9$ – коефіцієнт, який визначає геометричні параметри відповідних пристроїв; V_p – об'єм рідини, яка знаходиться у системі в момент вирубки. При цьому, первинним приростом об'єму від деформації системи тиском вирубки нехтуємо.

Оскільки корпуси розподільників 11 та 1 масивні, а приріст об'єму від їх деформації незначний, то у даному прикладі ними нехтуємо.

Підставивши рівняння (3) – (12) у рівняння (2) та прирівнявши праві частини рівняння та виразу (1), отримаємо:

$$Q \Delta t \eta = \frac{\Delta p}{E} \sum_{i=1}^9 C_i + \frac{\Delta p}{E_p} V_p, \quad (13)$$

звідки

$$\Delta p = \frac{Q \Delta t \eta}{\sum_{i=1}^9 \frac{C_i}{E} + \frac{V_p}{E_p}}. \quad (14)$$

Задавшись допустимим значенням Δp , можна визначити необхідний час спрацювання електро- та гідроапаратури:

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{Q \eta} \left(\sum_{i=1}^9 \frac{C_i}{E} + \frac{V_p}{E_p} \right). \quad (2.15)$$

Проаналізувавши вираз (14), можна стверджувати, що одним із основних факторів, який впливає на величину перевантаження, являється жорсткість системи. Інакше кажучи, закид тиску прямо пропорційний модулю пружності матеріалу із якого виготовлена гідросистема, об'ємному модулю пружності рідини, товщинам стінок трубопроводів, циліндрів та обернено пропорційна величинам внутрішніх діаметрів трубопроводів, циліндрів до їх довжин. Відповідно, чим більший модуль пружності, товстіші стінки трубопроводів та чим менше їх довжина та внутрішній діаметр, тим вище жорсткість системи та більша величина закиду тиску Δp . Для зниження перевантажень у гідросистему необхідно вводить пружні ланки, які здатні зменшити жорсткість системи, а відповідно й її перевантаження.

Для попередження або зменшення перевантажень можуть застосовуватися компенсатори, у якості яких можна використовувати короткі ділянки розширеного трубопроводу, циліндри з повітряною подушкою або підпружиненим поршнем, трубопроводи з еластичними стінками та інші пристрої.

Для підтвердження викладеної методики розрахуємо величини закиду тиску Δp у пресі ПВГ 8-2-0. При цьому, задавалися такими вихідними даними: $D_{ц1} = 0,13$ м, $L_{ц1} = 0,2$ м, $\delta_{ц1} = 0,01$ м, $D_{ш} = 0,06$ м, $L_{ц2} = 0,6$ м, $D_{ц3} = 0,08$ м, $L_{ц3} = 0,15$ м, $\delta_{ц3} = 0,008$ м, $L_c = 0,5$ м, $f_{ц1} = 6,8 \cdot 10^{-3}$ м², $f_{ц2} = 9,8 \cdot 10^{-3}$ м², $f_{ц3} = 2,06 \cdot 10^{-3}$ м², $L_y = 0,68$ м, $L_{ш} = 0,27$ м, $f_{ш} = 2 \cdot 10^{-3}$ м², $I_{xy} = 3 \cdot 10^{-4}$ м⁴, $I_{xc} = 7 \cdot 10^{-5}$ м⁴, $D_{TP9} = 0,026$ м, $L_{TP9} = 0,1$ м, $\delta_{TP9} = 0,004$ м, $D_{TP10} = 0,02$ м, $L_{TP10} = 0,5$ м, $\delta_{TP10} = 0,003$ м, $D_{TP11} = 0,02$ м, $L_{TP11} = 0,15$ м, $\delta_{TP11} = 0,004$ м, $D_{TP12} = 0,008$ м, $L_{TP12} = 0,52$ м, $\delta_{TP12} = 0,001$ м, $D_{TP13} = 0,025$ м, $L_{TP13} = 0,032$ м, $\delta_{TP13} =$

$0,003 \text{ м}$, $f_{\text{ТР9}} = 37,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, $f_{\text{ТР10}} = 21,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, $f_{\text{ТР11}} = 30,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, $f_{\text{ТР12}} = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, $f_{\text{ТР13}} = 33,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, $E = 1,96 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $E_p = 0,0143 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $V_p = 12,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, $Q = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $\eta = 0,6$.

Час $\Delta t = 0,04 \text{ с}$, упродовж якого система пресу знаходилася у замкненому стані, зафіксовано із осцилограми, яка представлена на рис. Підставивши вихідні дані у рівняння (2.3) – (2.12), а потім у вираз (2.14), отримаємо значення Δp . Згідно розрахунку $\Delta p = 6,3 \text{ МПа}$, що відповідає результатам експериментальних досліджень, які представлено у першій частині статті.

Таким чином, для зниження перевантажень під час вирубки у гідравлічних системах пресів необхідно додавати пружні елементи – ємкості з повітряною подушкою або підпружиненим поршнем (акумулятори), короткі ділянки трубопроводів з еластичними стінками, що будуть забезпечувати можливість їх тимчасової пружної діаметральної деформації.

1. Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

2. Проведені експериментальні дослідження причин перевантажень у гідравлічних системах типових пресів для вирубки деталей легкої промисловості.

3. Встановлено, що внаслідок запізнення у спрацюванні електричної та гідравлічної апаратури вирубка кожної деталі у кінці технологічного процесу супроводжується утворенням жорсткої системи ударник – різак – плита, що призводить до значного підвищення тиску у гідросистемах пресів та викликає їх перевантаження, призводить до передчасного зносу робочих інструментів пресу, поламак деталей гідросистем.

4. На основі аналітичних досліджень, встановлено, що одним із основних факторів, який впливає на величину перевантаження, являється жорсткість системи.

5. Встановлено взаємозв'язок між модулем пружності металевих елементів гідросистеми, їх геометричними параметрами та величиною закиду тиску.

6. Запропоновано методику розрахунку величини закиду тиску у гідросистемах типових пресів на прикладі пресу ПВГ 8-2-0. Наведено рекомендації, щодо зміни конструкцій пресів, дотримуючись яких, можна досягнути зменшення перевантажень у гідросистемах.

Література

1. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості : монографія / О.П. Бурмістенков, Б.М. Злотенко, В.П. Коновал, І.В. Панасюк, М.Є. Скиба, О.М. Синюк. – Хмельницький, 2007. – 255 с.

2. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32.

3. Баканов Н.И. Снижение перегрузок гидравлического вырубного пресса, возникающих после вырубания / Н.И. Баканов, В.А. Пудов, Д.Р. Амирханов, Г.А. Пискорский // Изв. вузов. Технол. легкой промышленности. – 1972. – № 5. – С. 148 – 151.

4. Копин В.А. Обработка изделий из пластмасс / В.А. Копин, В.Л. Макаров, А.М. Ростовцев. – М. : Химия, 1988. – 176 с.

5. Залюбовський М.Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей : монографія / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев. – К. : Університет «Україна», 2018. – 228 с.

6. Капустин И.И. Резание и режущий инструмент в кожевенно-обувной промышленности / Капустин И.И. – М. : Гизлегпром, 1950. – 172 с.

7. Шварц А.И. Механизация и автоматизация производства формовых РТИ : Учебное пособие для рабочего образования / Шварц А.И. – М. : Химия, 1987. – 176 с.

References

1. Burmistenkov O.P. Vyrobnystvo lytykh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vzuttievii ta shkirhalantereynii promyslovosti: monohrafiia / O.P. Burmistenkov, B.M. Zlotenko, V.P. Konoval, I.V. Panasiuk, M.Ie. Skyba, O.M. Syniuk. – Khmelnyts., 2007. – 255 s.

2. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2. – P. 24 – 32.

3. Bakanov N.I. Snizhenie peregruzok gidravlicheskogo vyirubnogo pressa, voznikayuschih posle vyirubaniya / N.I. Bakanov, V.A. Pudov, D.R. Amirhanov, G.A. Piskorskiy // Izv. vuzov. Tehnol. legkoj prom-sti. – 1972. – 5. – S. 148 – 151.

4. Kopin V.A., Makarov V.L., Rostovtsev A.M. Obrabotka izdeliy iz plastmass. – M.: Himiya, 1988. – 176 s.

5. Zaliubovskiy M. H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkosteï dlia obrobky polimernykh detalei: monohrafiia / M. H. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, V. V. Malyshev – K.: Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.

6. Kapustin I.I. Rezanie i rezhuschiy instrument v kozhevenno-obuvnoy promyishlennosti. M., Gizlegprom, 1950. – 172 S.

7. Shvarts A.I. Mehanizatsiya i avtomatizatsiya proizvodstva formovyih RTI: Uchebnoe posobie dlya rabocheho obrazovaniya. M.: Himiya, 1987. – 176 s.