

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»
Шифр, назва
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Шифр, назва
Освітня програма «Машини і апарати легкої промисловості»

Шифр МРМА 24.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу
група МБм-23-1


Підпис

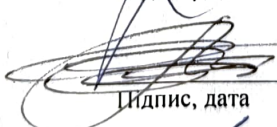
М. П. Гарасим
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

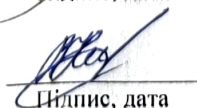
Г. М. Драпак
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер


Підпис, дата

О. Триловчук
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:


Підпис, дата

В. С. Неймак
Ініціали, прізвище

Зав. кафедри МАЕЕС
17 12 2024 р.

Хмельницький 2024

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень магістр

Галузь знань 13 Механічна інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Шифр і назва

Освітня програма Машини і апарати легкої промисловості

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

к.т.н., доц. Неймак В.С.

17

12

2024р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Гарасим Максим Петрович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів

керівник роботи Драпак Георгій Мефодійович, к.т.н., професор

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 26 08 2024 р. № 60

2. Строк подання студентом роботи на кафедру _____

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики пресового обладнання легкої промисловості

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи. 2. Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів. 3. Розрахунки елементів пристрою для закріплення застібок. Перелік джерел посилання.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

1. Пресове обладнання (ДО, А1). 2. Технологічна операція прикріплення застібок (ДТ, А1). 3. Прес для прикріплення застібок (ВЗ, А1).

4. Прес для прикріплення застібок (КЗ, А1). 5. Прес для прикріплення застібок (С2, А1). 6. Деталювання (А1). 7. Контрольний пристрій (СК, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих з технологічних та технічних рішень тематики магістерської роботи.	до 30.10.24р.	
2. Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів.	до 10.11.24р.	
3. Розрахунки елементів пристрою для закріплення застібок.	до 20.11.24р.	
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	до 12.12.24р.	

Студент


Підпис

М.П. Гарасим
Ініціали, прізвище

Керівник роботи


Підпис

Г.М. Драпак
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

1. Прізвище, ім'я та по батькові Гарасим Максим Петрович

2. Тема магістерської роботи Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента _____

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 8 арк., сторінок записки 70

5. Відомі конструкції пристосувань для установки галантерейної фурнітури (люверсів, блоків, кнопок) на вироби швейної та взуттєвої промисловості. Кожному із них притаманні свої переваги та недоліки. Проте найчастіше це досить складні за конструкцією, вимогливі до умов експлуатації та якості підготовки обслуговуючого персоналу, механічні, гідравлічні чи пневматичні преси, вартість яких є досить значною, що є суттєвим моментом у сучасних економічних умовах. Актуальним є розробка недорогого, досить простого в конструкції, пристрою для закріплення застібок до швейних виробів. В розрахунково-пояснювальній записці наведено всі необхідні розробки, а також розділи, що відповідають встановленим вимогам. В першому розділі розглянуто класифікацію пресового обладнання для виконання технологічної операції вставки фурнітури. Проведено патентний огляд існуючих технічних та технологічних рішень. В другому розділі розроблено конструкцію пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів. В третьому розділі проведено розрахунки елементів пристрою для закріплення застібок.

Підпис студента 

" 17 " 12 20 24 р.

РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 4 від " 26 " 12 20 24 р.

Оцінка проекту ЕК добре 10

Рекомендації ЕК _____




Особливі відмітки _____

Технічний секретар _____

" 26 " 12 20 24 р.

ЗМІСТ

	с.
Вступ	5
1 Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень із тематики магістерської роботи	7
1.1 Класифікація пресового обладнання легкої промисловості	7
1.2 Патентний огляд існуючих технічних рішень	9
Висновки до першого розділу	29
2 Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів	30
2.1 Опис технологічного процесу вставки фурнітури та визначення технологічного зусилля	30
2.2 Розробка конструкції пристрою для закріплення застібок до швейних виробів	34
2.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції	36
Висновки до другого розділу	44
3 Розрахунки елементів пристрою для закріплення застібок	45
3.1 Розрахунок ударника преса	45
3.2 Розрахунок штока	48
3.3 Аналіз найбільш навантажених вузлів та виявлення можливих ушкоджень.	48
Характерні відкази елементів	57
Висновки до третього розділу	67
Загальні висновки	68
Перелік джерел посилання	69
Додаток А	

МРМА 24.00.00.000 ПЗ				
Зм.	Арк.	Докум.	Підпис	Дата
Виконав		Гарасим М.П.		
Перевір.		Драбак		
Н.контр.		Неймак В.С.		
Затвер.		Неймак В.С.		
Розробка пристрою для прикріплення застібок до швейних виробів			Літера	Аркуш
			4	Аркушів
			ХНУ гр.МБм-23-1	

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ІЗ ТЕМАТИКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Класифікація пресового обладнання легкої промисловості

На рисунку 1.1 наведена класифікація видів приводів обладнання для встановлення металевої фурнітури та вирубування отворів під неї[1].

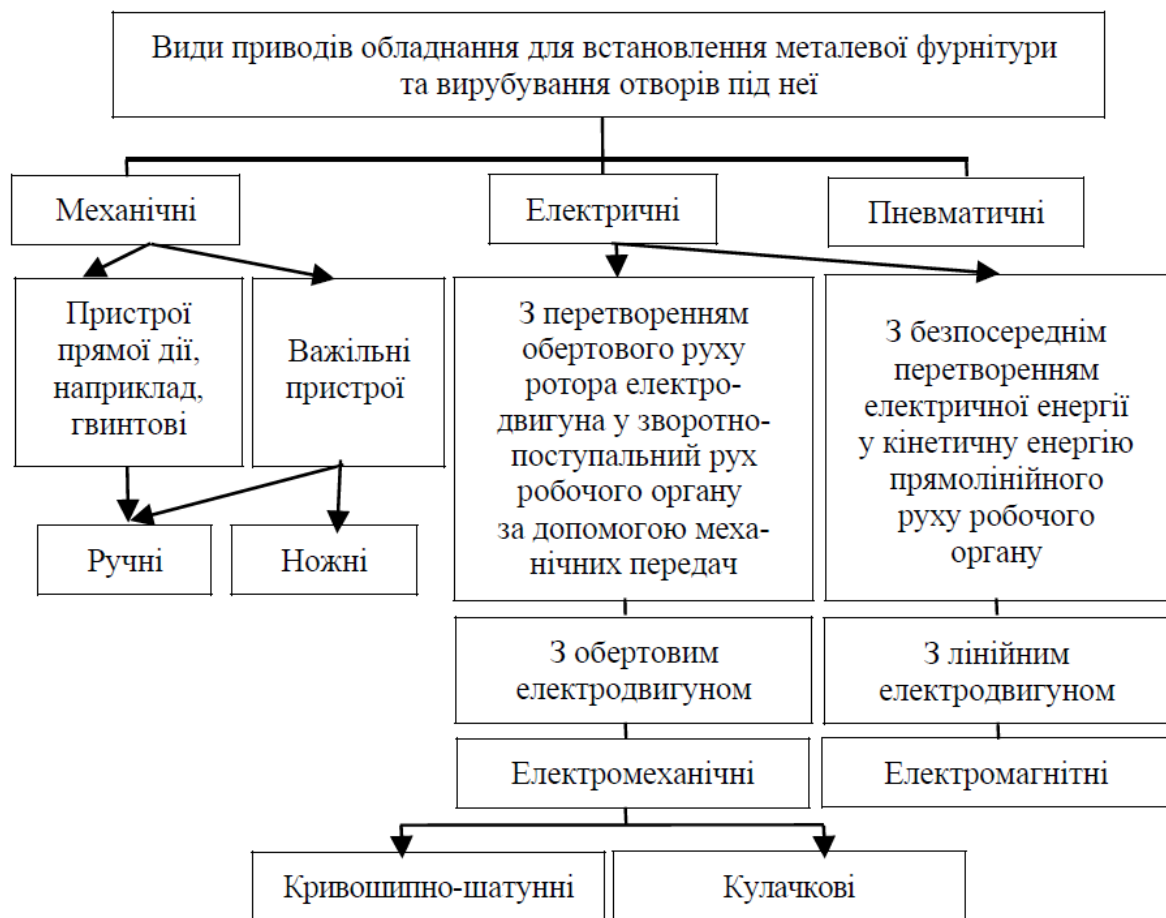


Рисунок 1.1 – Класифікація видів приводів обладнання для встановлення металевої фурнітури та вирубування отворів під неї

Для установки використовуються різні методи, починаючи від ручної

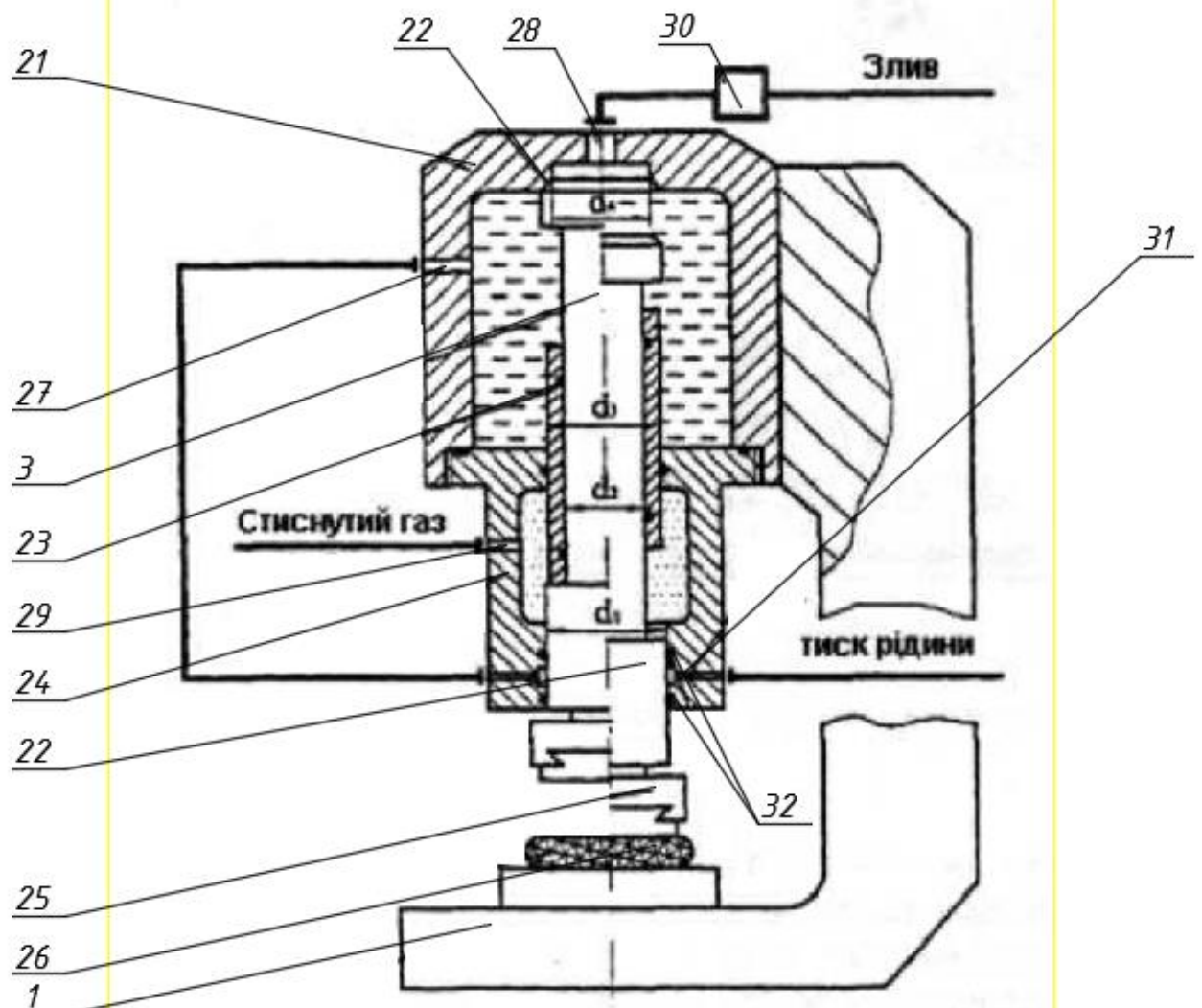


Рисунок 1.3 – Високошвидкісний пневмогідролічний молот

Високошвидкісний пневматичний молот містить у собі раму 1, з якою жорстко з'єднаний рідинно-пружний циліндр-акумулятор 21, плунжер 3 якого виконаний ступінчастим, а ущільнення 22 на кінці корпусу більше за діаметром, ніж діаметр плунжера на виході з циліндра-акумулятора 21.

Рухома гільза 23 охоплює плунжер 3 і переміщується відносно нього, одним кінцем входячи до циліндра-акумулятора 21, а іншим - до пневматичного циліндра низького тиску 24. Плунжер 3 з'єднаний із бойком 4, який несе інструмент 25, а бойок 4 деформує заготовку 26. Через отвір 27

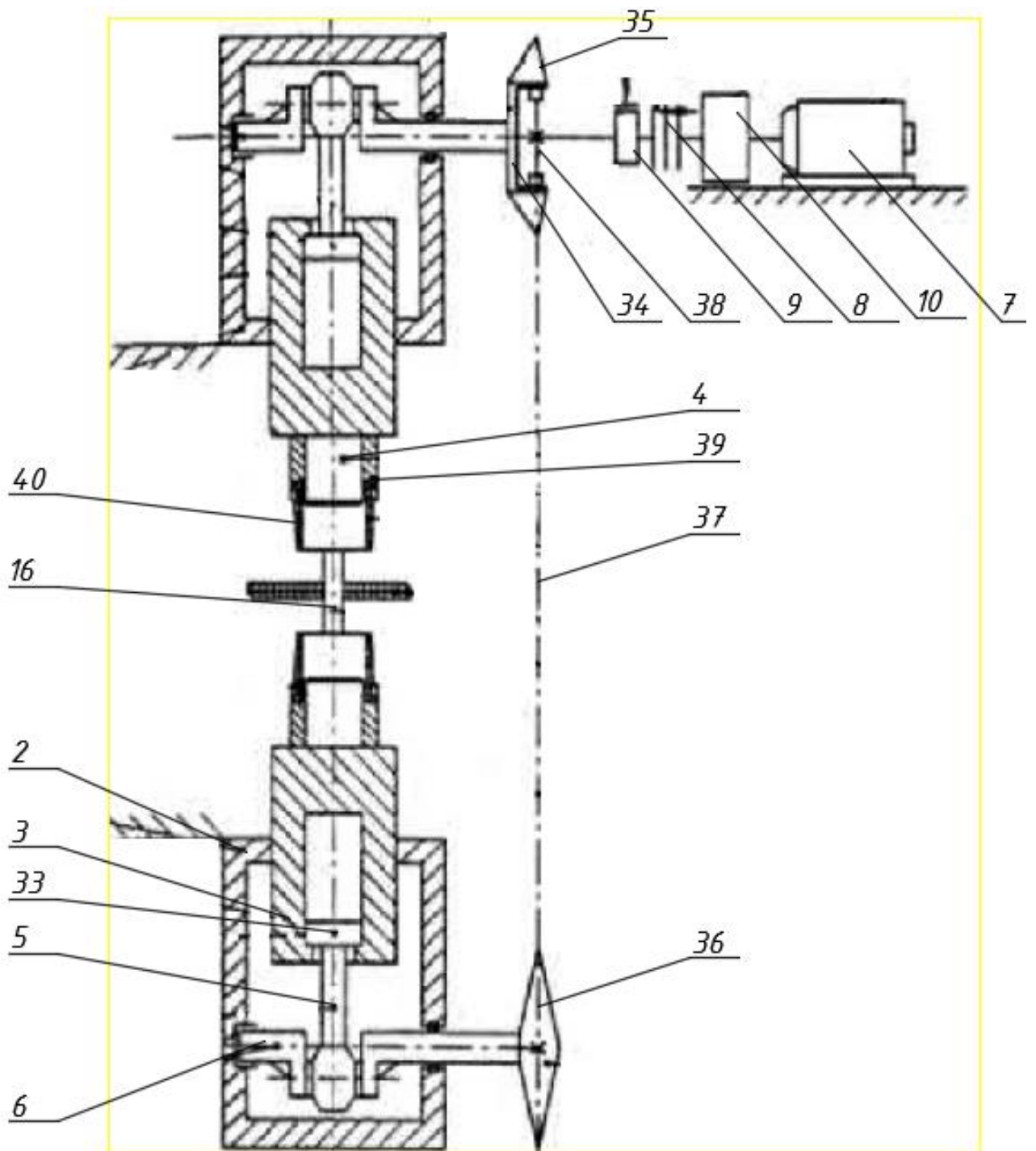


Рисунок 1.4 – Високошвидкісна машина для обробки металів тиском

Ця проблема вирішується тим, що у відомих високошвидкісних металообробних верстатах рама, оснащена електромеханічним приводом, яка містить коаксіально протилежні ресивери стисненого газу, кожен з яких

лці 39 таким чином, що його притискна (робоча) поверхня перебуває ближче до мішка 18, ніж ударна поверхня бойка 4.

Машина працює в такій послідовності. Спочатку обертається ротор увімкненого електродвигуна 7 і, відповідно, вихідний вал редуктора 19, але колінчастий вал 6, шатун 5 і плунжер 3 залишаються нерухомими, безпосередньо перед верхньою мертвою точкою (TDC). Це відбувається тому, що одностороння муфта 8 вимкнена, гальмо 9 не активоване, а муфта вільного ходу 34 запобігає відкату плунжера 3 під дією тиску газу в ресивері. Для виконання робочого ходу одностороння муфта 8 вмикається, а гальмо 9 відпускається. У результаті крутний момент від електродвигуна 7 і редуктора 10 передається на зірочку 35 через маточину 38 і на зірочку 36 через ланку ланцюга 37. Колінчастий вал 6 починає обертатися і за допомогою крейцкопфа 33 і шатуна 5 переміщує плунжер 3 до мітки ГРМ. Щойно кривошипно-шатунний механізм проходить через ВМТ, муфта вільного ходу 34 автоматично розриває кінетичний ланцюг «коробка передач - колінчастий вал», тобто від'єднує його від вихідного вала коробки передач 10. Плунжер 3 з бойком 4 розганяється газом високого тиску в ресивері 2, який зачіпає шатун 5 і обертає колінчастий вал 6. Синхронний рух плунжера 3 забезпечується ланцюговою передачею 37. Під час наближення затискач 40 одночасно стискає пакет 18, а потім ударник 4 досягає заклепки 16 і видаляє заклепку з обох боків. Оскільки хід плунжера 3 конститутивно обрано меншим, ніж хід крейцкопфа 33, ударне навантаження, що виникає під час розклепування, не передається на кривошипно-шатунний механізм, і крейцкопф 33 в момент початку деформації переміщується в нижню мертву точку (НМТ), проходить через Під дією енергії обертального руху він підходить до контактної поверхні плунжера 3, що зупинився після розклепування болтів заклепки 16, та зупиняється разом із колінчастим валом 6. Продовження обертання веденого вала коробки передач 10 ініціює ввімкнення

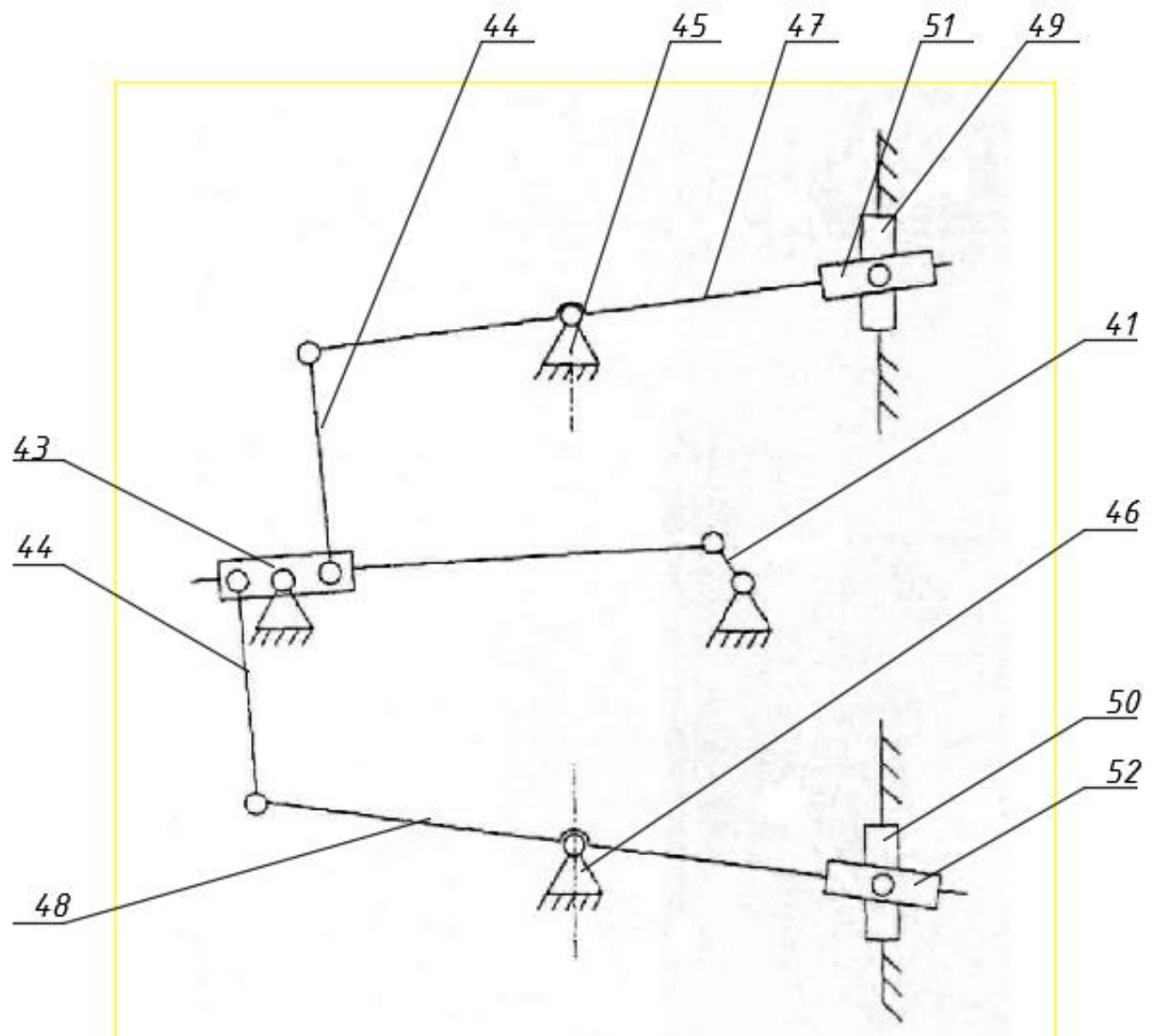


Рисунок 1.5 – Важільний механізм молота

Обертальний рух від кривошипа або ексцентрикового вала приводного пристрою 41 перетворюється на складений рух тяги 42. Елемент 44 встановлений на опорі 43 і коливається під дією тяги 42. Опора 43 тяги 42 має форму втулки і може обертатися. Елемент 43 з'єднаний з важелями (пружинами) 47 і 48 на обох важелях відповідно. Молоток повертається навколо нерухомих опор 45 і 46 і несе на своєму вільному кінці падаючі частини 49 і 50. Падаючі частини (бойок) 49, 50 здійснюють зворотно-

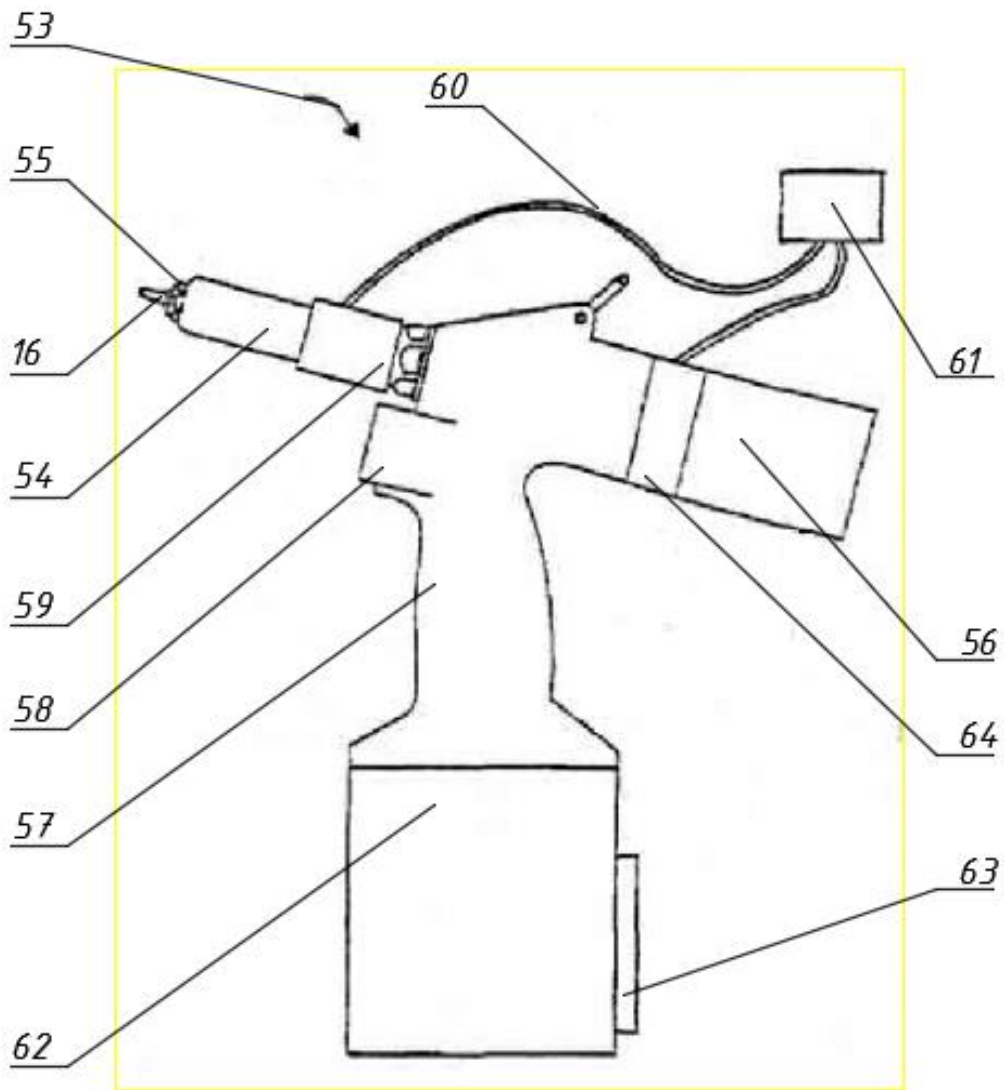


Рисунок 1.6 – Заклепувальний інструмент із засобом контролю операцій заклепування

Набір причин відмови, що зберігаються в пам'яті, містить принаймні одну причину відмови. Однак краще, якщо в пам'яті зберігається кілька причин відмови. Крім несправностей, можна також визначити причини відхилень, що вказують на неповноцінну роботу. У цьому разі клепальний інструмент попередньо програмується на конкретну операцію клепання, яка визначається, наприклад, використовуваними заклепками, матеріалом і його-

Тому завданням винаходу є забезпечення поліпшеного контролю заклепувального з'єднання під час заклепування. Відповідно, надається інструмент для заклепувального з'єднання, зокрема інструмент для заклепувального з'єднання, який має голівку для утримування заклепки, пристрій для затискання та/або витягування стрижня заклепки, і, зокрема, натягувальний пристрій, який сполучено з пристроєм для затискання та/або витягування стрижня заклепки і який застосовується натягувальним пристроєм, а також додатковий пристрій, який містить щонайменше один п'єзоелектричний датчик для вимірювання натяжіння.

За допомогою пристрою для вимірювання натягу, що прикладається пристроєм, який тягне, можна визначити й оцінити виміряне значення натягу. Вимірювання змін натягу під час циклу клепаання дає змогу отримати детальну інформацію про клепаальну операцію, і, зокрема, інформація про зміни натягу виявилася корисною для виявлення неякісних клепаальних операцій. П'єзоелектричні датчики, що використовуються для вимірювання натягу, недорогі, забезпечують точні свідчення і можуть бути розміщені в дуже малому просторі. Крім того, на відміну від широко використовуваних тензодатчиків, вони не вимагають зовнішнього живлення. Для контролю процесу клепаки можна реєструвати додаткові параметри. Наприклад, пристрій, що визначає положення витяжного пристрою, такий як датчик зміщення, може використовуватися для визначення миттєвого положення витяжного пристрою і, таким чином, оцінки пар значень.

Пристрій [МРМА 24.00.00.000ДО, мал. 5] являє собою принципову схему винаходу. Напругу можна виміряти безпосередньо дуже простим способом за допомогою датчика тиску, який вимірює, наприклад, зусилля, що чиниться на частину заклепувального інструменту пристроєм вилучення. Пристрій для затискання стрижня заклепки переважно оснащений додатковими затискними губками, які приводяться в дію патроном, сполуче-

2 РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАСТІБОК ДО ШВЕЙНИХ ВИРОБІВ

2.1 Опис технологічного процесу вставки фурнітури та визначення технологічного зусилля

Існує безліч видів швейної та взуттєвої фурнітури, яку можна прикріплювати до виробів за допомогою клепок або розклепки. До них відносяться люверси, рогатини, колодки, іменні бирки, гачки для взуття та галантерейна фурнітура (пукриси, заклепки). Одними з найпоширеніших видів фурнітури є люверси і блочки. Люверси відрізняються від блочок тим, що мають додаткову шайбу. Вушка - це втулки з шайбами, призначені для зміцнення країв отворів у шкіряних виробах та одязі (рис. 2.1). Шайба збільшує міцність і довговічність з'єднання між вушком і матеріалом.



Рисунок 2.1 – Зовнішній вигляд люверсів

А саме: внутрішній діаметр блока (А), зовнішній діаметр коронки (В), висота (глибина) ніжки блока (С) і профіль коронки та кільця (рис. 2.2). Профіль коронки може бути різним. Кільця вушок (шайби) характеризуються зовнішнім і внутрішнім діаметрами. Товщина блока і вушка становить від 0,2 до 0,4 мм.

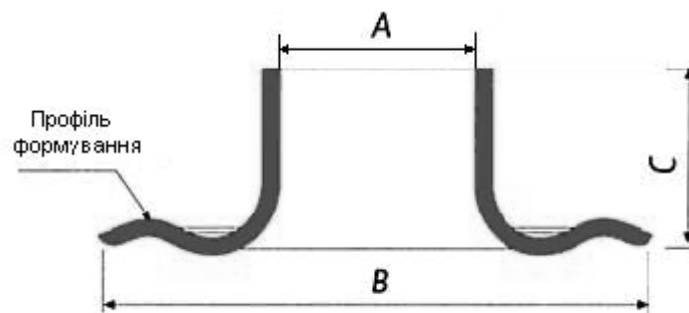


Рисунок 2.2 – Геометричні параметри металевих блочок та люверсів

Основним завданням під час дослідження процесу закріплення металевих люверсів було визначення максимального зусилля закріплення F_{fix} , яке дає змогу визначити роботу закріплення A_{fix} , необхідну для проектування пристрою [7]. Для визначення зусилля фіксації вушка за основу було прийнято формули Комісарова А.І., Жукова В.В., Нікіфорова В.М. і Сторожєва В.В., за якими пропонується наближено визначити зусилля фіксації блоку циліндричним пуансоном [8]:

$$P = \pi \cdot (D - d)tc\sigma_T \approx 1,5\pi(D - d)tc\sigma_B \quad (2.1)$$

де P – зусилля, необхідне для закріплення блочка циліндричним пуансоном;

D – діаметр відігнутої частини втулки;

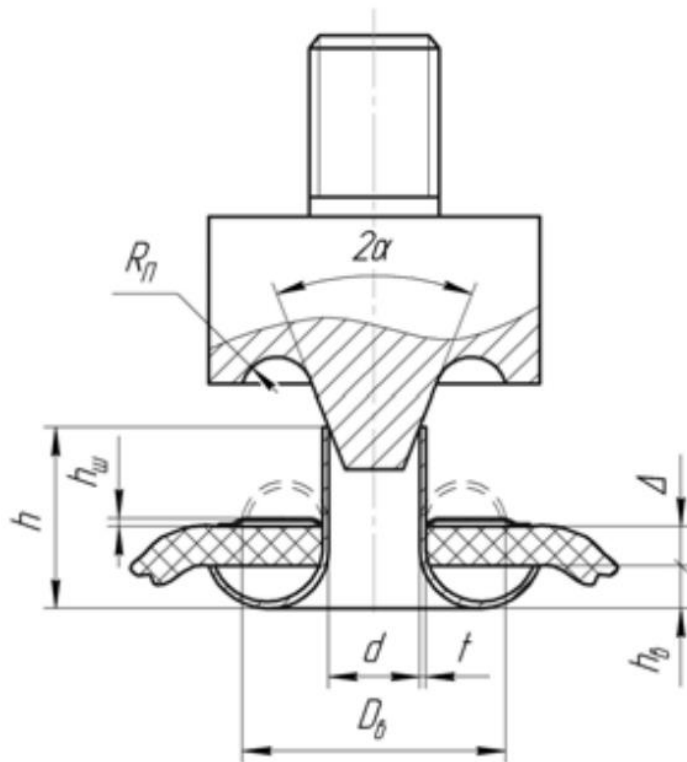


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку діаметра відігнутої частини втулки
блочка

Грунтуючись на результатах дослідження в [7], де під час закріплення вушка з насічками не спостерігалось розриву блокової втулки на «пелюстки», а утворилося практично нерозривне кільце, сила закріплення F_{fix} . вушка з насічками була розрахована за допомогою рівняння (2.2). Результати показали, що відхилення між теоретичними та експериментальними значеннями перебуває в прийнятному діапазоні. Тому рівняння (2.2) може бути рекомендовано для визначення сили фіксації F_{fix} . металевого блоку і вушка. Характер зміни технічних зусиль F_{test} . і F_{close} . з глибиною занурення для пуансонів $\square 2$ і $\square 3$ нагадує пряму лінію, збільшуючись майже пропорційно і досягаючи максимального значення наприкінці технічної операції [МРМА 24.00.00.000ДТ].

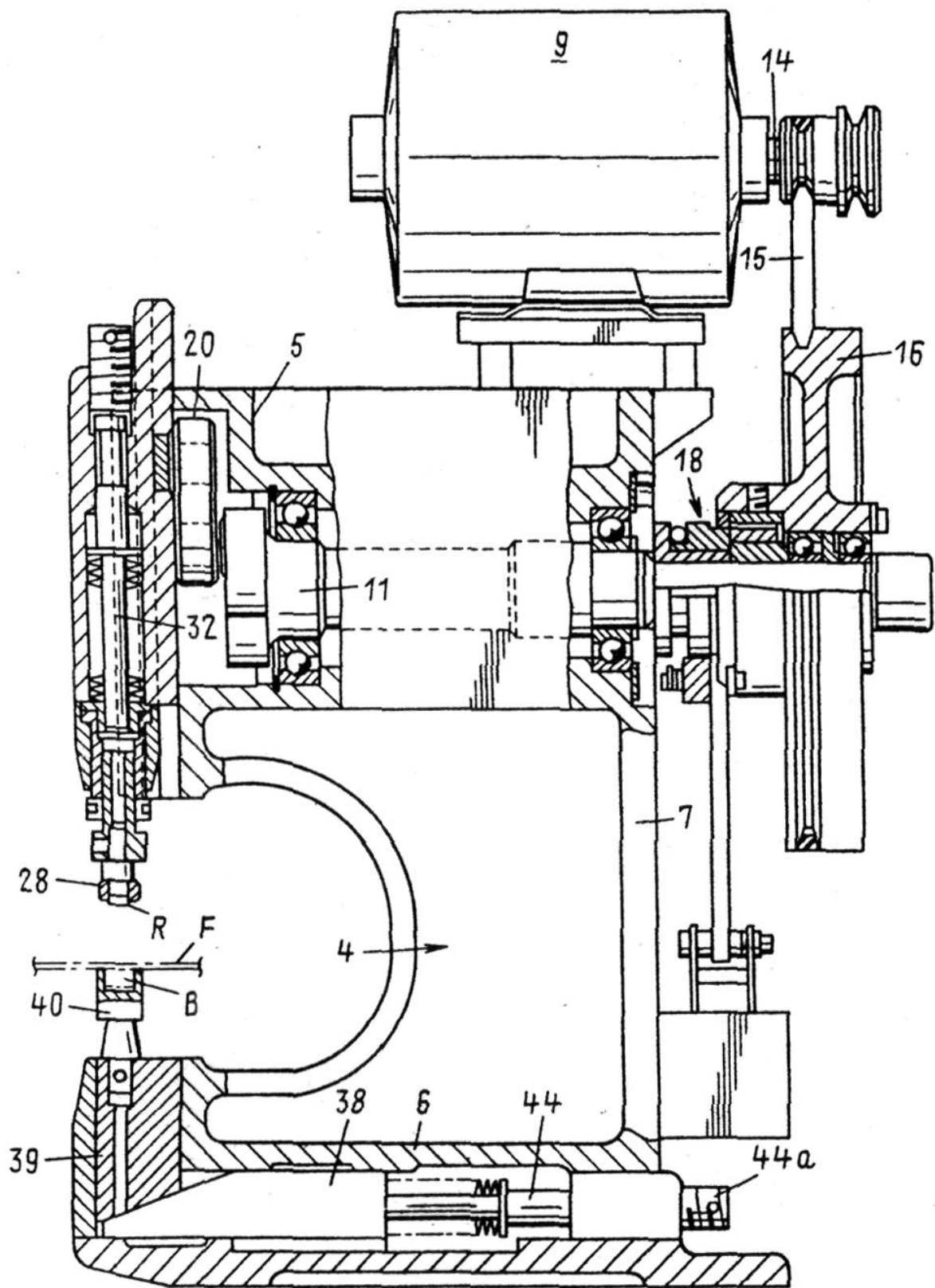


Рисунок 2.4 – Пристрій для прикріплення застібок

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин;

$$P_i = K_D \cdot P_p, \quad (2.5)$$

де K_D – коефіцієнт динаміки пуску, $K_D=0,1 \dots 0,2$, прийнято $K_D=0,13$;

$$P_i = 0,105 \cdot 0,942 = 0,98 \text{ кВт},$$

$$P_M = \frac{0,126 \cdot 0,013 \cdot 1420^2}{9550} = 0,345 \text{ кВт},$$

$$P = 0,942 + 0,098 + 0,345 = 1,385 > P_H = 1,1 \text{ кВт}.$$

Тому необхідно було вибрати двигун більшої потужності. У підсумку було обрано електродвигун 4A80B4Y3 [1] з такими параметрами: - номінальна потужність $P_H = 1,5$ кВт, частота обертання $n_E = 1415$ хв⁻¹, коефіцієнт пускового моменту $K_P = 2$, крутний момент $T_M = 0,013$ Н·м².

2.3.2 Розрахунок клинопасової передачі

Вихідні дані.

Потужність електродвигуна $P_{ед} = 1,5$ кВт.

Частота обертання електродвигуна $n_{ед} = 1415$ хв⁻¹.

Частота обертання ведучого вала $n_2 = 300$ хв⁻¹.

Проведемо розрахунок клинопасової передачі.

Вибір профілю паса та діаметра малого шківів. Розглядаємо розрахунок передачі вузьким клиновим пасом як найбільш розповсюдженим.

Номінальний обертальний момент, створюваний електродвигуном на швидкохідному шківу:

$$T_1 = 9550 \frac{P_{ед.}}{n_{ед.}}; \quad (2.6)$$

$$T_1 = 9550 \frac{1.5}{1415} = 10,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За таблицею 2.1 приймаємо профіль SPZ та діаметр малого шківа $d_1=63\text{мм}$.

Таблиця 2.1 - Основні параметри клинових пасів

Тип пасу	Позначення перерізу	A, мм ²	Граничні розрахунки довжини, мм	D _{min} , мм	T ₁ , Н·м
Клинові вузькі по ГОСТ1284.1-89	SPZ	56	630 – 3550	63	<150
	SPA	93	800 – 4500	90	90 – 400
	SPB	159	1250 – 8000	140	300 – 2000
	SPC	278	2000 – 8000	224	>1500

Примітка. T₁ – обертовий момент на малому шківу, A – площа поперечного перерізу паса.

Перевірка швидкості паса.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (2.7)$$

$$v_1 = \frac{\pi 63 \cdot 1415}{60 \cdot 1000} = 4,66 \text{ м/с}. \quad (2.8)$$

Швидкість пасу не перевищує допустиму, рівну 40 м/с.

Вибір діаметра великого шківів:

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi_y); \quad (2.9)$$

$$d_2 = 63 \frac{1415}{300} (1 - 0,01) = 297,15 \text{ мм.} \quad (2.10)$$

Округлюємо d_2 до ближчого стандартного значення $d_2 = 300 \text{ мм}$.

Вибір міжосьової відстані:

$$a = 0,9d_2; \quad (2.11)$$

$$a = 0,9 \cdot 300 = 270 \text{ мм.}$$

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти

u	1	2	3	4	5	≥ 6
a/d_2	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Визначення довжини пасу:

$$L = 2a + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a}; \quad (2.12)$$

$$L = 2 \cdot 270 + \frac{\pi \cdot (63 + 300)}{2} + \frac{(300 - 63)^2}{4 \cdot 270} = 1162 \text{ мм}$$

Округлюємо L до ближчого стандартного значення $L = 1200 \text{ мм}$.

2.3.3 Розрахунок головного валу на статичну міцність

Статичні випробування на міцність проводять для запобігання пластичній деформації під час короточасних перевантажень (наприклад, під час старту, прискорення, руху заднім ходом, гальмування, спрацьовування запобіжного пристрою). Величина навантаження залежить від конструкції трансмісії (приводного пристрою). Наприклад, за наявності запобіжної муфти величина перевантаження визначається моментом увімкнення муфти. Якщо запобіжна муфта відсутня, то можливе перевантаження приймається таким, що дорівнює перевантаженню під час запуску приводного двигуна. Під час розрахунку використовується коефіцієнт перевантаження $K_p = T_{max}/T$. Де T_{max} - максимальний короточасний робочий момент (момент перевантаження), а T - номінальний (розрахунковий) момент. Коефіцієнт перевантаження вибирається за довідковою таблицею 24.9 [10]. Для обертового двигуна $K_p = 2,4$. Під час розрахунку визначають нормальне σ -напруження і дотичне τ -напруження в перерізі вала під час застосування максимального навантаження:

$$\sigma = 10^3 M_{max} / W + F_{max} / A; \quad (2.13)$$

$$\tau = 10^3 M_{kmax} / W_k, \quad (2.14)$$

де $M_{max} = K_n \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ - сумарний згинальний момент, Н · м;

$M_{kmax} = T_{max} = K_n T$ - крутний момент, Н · м;

$F_{max} = K_n F$ - осьова сила, Н;

W і W_k - моменти опору перерізу вала при розрахунку на вигин і кручення, мм³;

A - площа поперечного перерізу, мм^2 . Приведені коефіцієнти запасу міцності по нормальних і дотичних напругах (межі текучості σ_T і τ_T матеріалу див. табл. 10.2 [10]) [10, стор 166]:

$$S_{m\sigma} = \sigma_m / \sigma; S_{mm} = T_m / T. \quad (2.15)$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності, що перевищує межу плинності за спільної дії нормальних і дотичних напружень [10, с. 166]. Де $[St] = 1,3$. $.2$ - мінімально допустиме значення загального коефіцієнта запасу міцності за межею плинності (призначають залежно від відповідальності конструкції та її наслідків, точності визначення навантажень і напруг, рівня технології виготовлення та контролю). [10, р. 166]. Опірний момент під час вигину W , опірний момент під час кручення W_k :

$$W = \pi d^3/32 - bh (2d-h)^2 / (16d); \quad (2.16)$$

$$W_k = \pi d^3/16 - bh (2d-h)^2 / (16d); \quad (2.17)$$

У розрахунках припускають, що деталі, прикріплені до вала, передають сили й моменти на вал у середині його ширини. [10, р. 164]. Розрахунки на міцність проводяться з використанням довжин перерізів для конструкції вала: $L1 = 123,5$ мм; $L2 = 149$ мм; $L3 = 48$ мм.



Рисунок 2.5 – Розрахункова схема вала для побудови епюри M_x

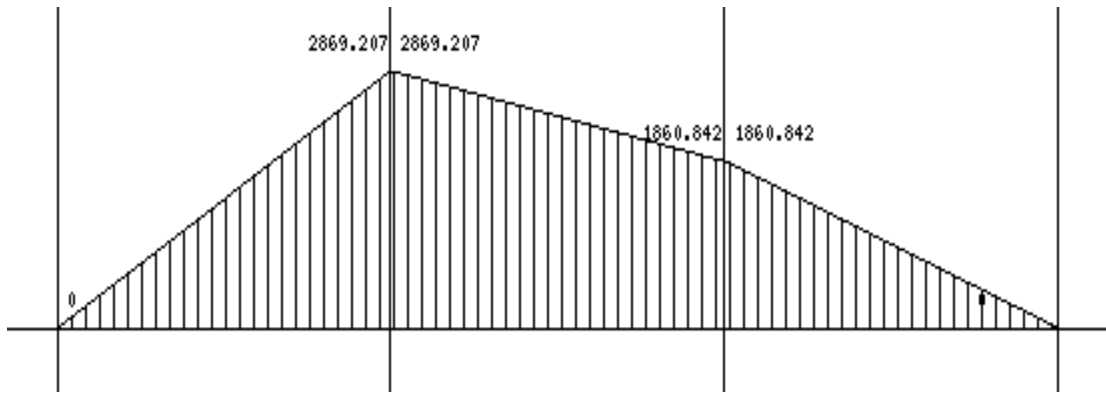


Рисунок 2.6 – Епюра навантаження M_x



Рисунок 2.7 – Розрахункова схема вала для побудови епюри M_y

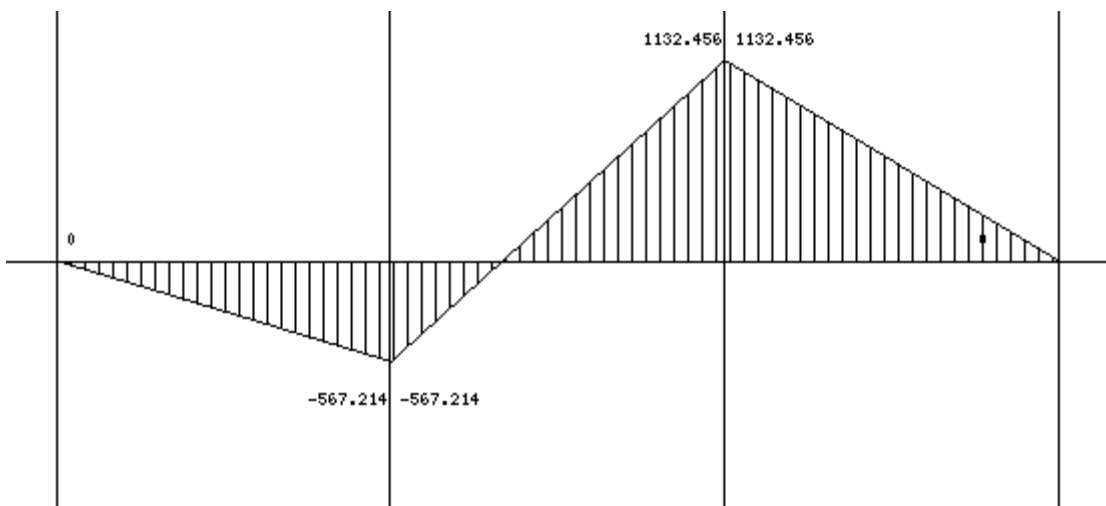


Рисунок 2.8 – Епюра навантаження M_y



Рисунок 2.9 – Розрахункова схема вала для побудови епюри N

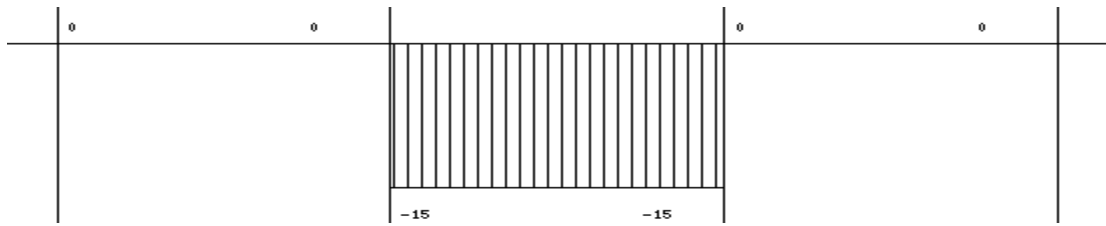


Рисунок 2.10 – Епюра N (осьові фактори)



Рисунок 2.11 – Розрахункова схема вала для побудови епюри $M_{кр}$

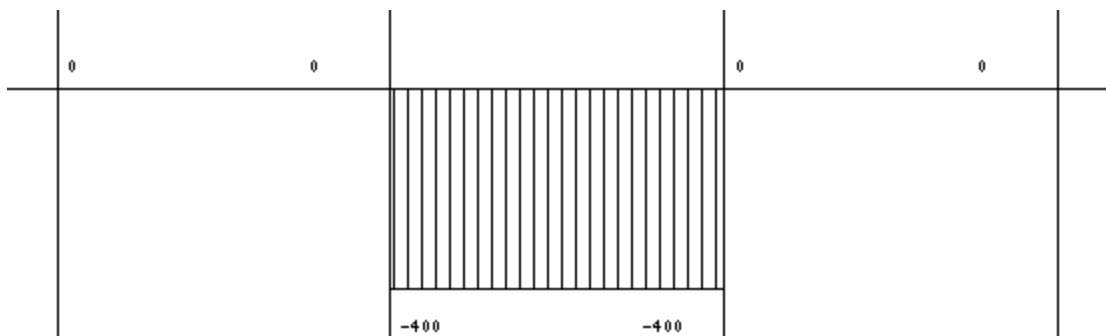


Рисунок 2.12 – Епюра навантаження $M_{кр}$

3 РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАСТІБОК

3.1 Розрахунок ударника преса

Під час проектування ударних пресів враховується, що ударний елемент повинен мати достатню міцність і довговічність, але при цьому мати мінімальну вагу (для зниження інерції).

Найкращим матеріалом для виготовлення ударних елементів є алюмінієво-нікелевий сплав, який не набагато слабший за сталь за міцністю, але набагато легший за вагою.

Поперечний переріз ударника під час розвитку машинобудування був посилений і перетворився з талевої або каналної форми на коробчату.

Вид зверху і поперечний переріз бойка схематично показані на малюнку 3.1.

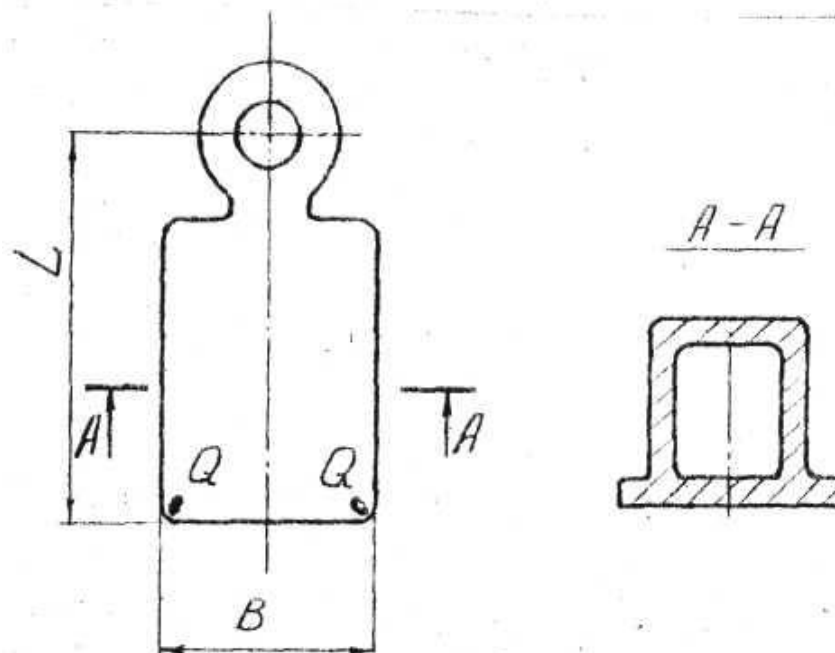


Рисунок 3.1 – Вигляд ударника зверху і його переріз

Для простоти зроблено такі допущення:

1. Припустимо, що ударний елемент являє собою жорстку консоль із закріпленим одним кінцем;
2. Розрахуємо міцність ударного елемента в найгірших умовах роботи ударного елемента, коли різець перебуває на кінці та збоку консольного елемента (зона Q на рис. 4.1);
3. Верхня пластина бойка не є несучою і використовується як декоративний елемент;
4. Горизонтальна нижня пластина бойка працює тільки на зсув;
5. Горизонтальна нижня пластина бойка є несучою і використовується як декоративний елемент;
6. Горизонтальна нижня пластина бойка працює тільки на зсув.

Оскільки різні елементи бойка витримують різні навантаження, їх розділяють на основні несучі елементи - пластину і два ребра (мал. 4.3), причому пластина діє здебільшого на зсув, а ребра - на вигин. На ударник діє сила різання Q.

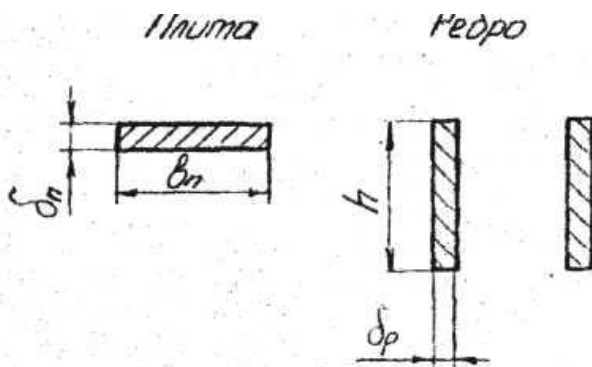


Рисунок 3.2 – Елементи ударника

Згинаючий момент на довжині консолі (рисунок 3.3) визначається так:

$$M_x = Q_x = W\sigma, \quad (3.1)$$

де W – момент опору перерізу;

σ – напруження в перерізі.

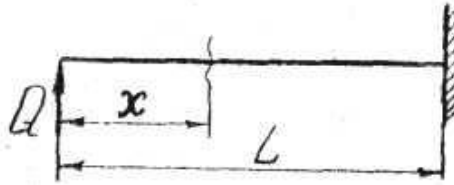


Рисунок 3.3 – Згинаючий момент на довжині консолі

Оскільки

$$W = \frac{\delta_p h_x^2}{6}, \quad (3.2)$$

де h_x – висота ребра на відстані x від краю консолі. То

$$W_x = \frac{\sigma \delta_p h_x^2}{6}. \quad (3.3)$$

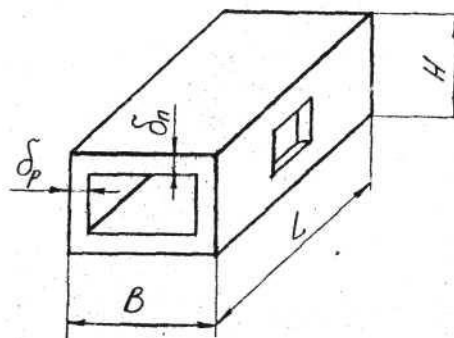


Рисунок 3.4 - Параметри коробчастої відливки

Товщина стінки виливки залежить від параметрів коробчастої відливки (рисунок 3.4) й вибирається з таблиці 3.1

Прийнято $L + B + H = 1600$ мм, матеріал – сталь 45. отже $\delta_p = 10$ мм

Тоді:

$$h_x = \sqrt{\frac{6Q}{\delta_p [\sigma]}} \sqrt{x}. \quad (3.4)$$

Таблиця 3.1 – Вибір параметрів виливки

L + B + H, мм	Ребро (δ_p)			Плита (δ_n)		
	Сталь	Чавун	Алюміній	Сталь	Чавун	Алюміній
200	4	3	2	6	7	3
400	5	4	3	7	6	4
800	6	5	4	8	7	5
1600	7	6	5	10	8	6
3200	8	7	6	12	10	8

3.2 Розрахунок штока

Шток розраховуємо на деформацію розтягу. Розрахункова схема показана на рисунку 3.5.

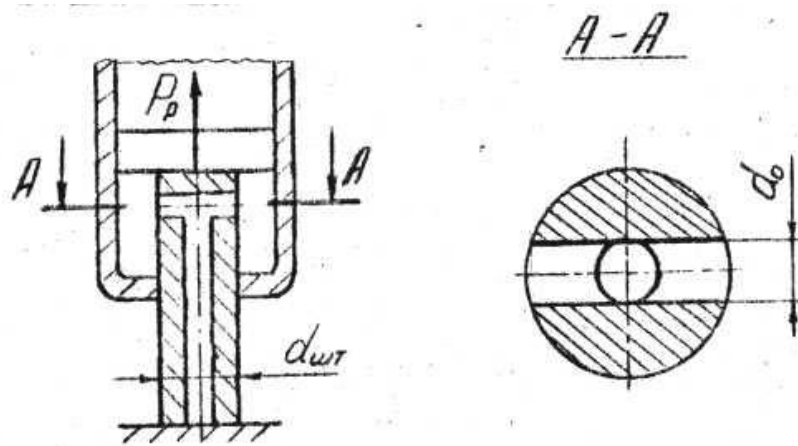


Рисунок 3.5 – Форма ударника

Площу S небезпечного перерізу А-А деякими наближеннями (у бік її зменшення) можна визначити так:

$$S = \frac{\pi d_{шт}^2}{4} - d_{шт} d_0, \quad (3.5)$$

де d_0 – діаметр отвору штока; береться $d = 8 \dots 16$ мм, прийнято $d = 10$ мм.

Далі можна записати:

$$P_p = S G_p,$$

де G_p – напруження розриву.

Тоді

$$P_p = \left(\frac{\pi d_{шт}^2}{4} - d_{шт} d_0 \right) G_p,$$

або

$$\frac{\pi G_p}{4} d_{um}^2 - d_{um} d_0 G_p - P_p = 0. \quad (3.6)$$

Рівняння (3.6) є квадратними відносно невідомого. З двох коренів рівняння вибираємо більший:

$$d_{um} = \frac{d_0 [G_p] + \sqrt{d_0^2 [G_p]^2 - 4 \frac{\pi}{4} [G_p] P_p}}{2 \frac{\pi}{4} [G_p]},$$

або

$$d_{um} = \frac{2}{\pi} \left(d_0^2 + \sqrt{d_0^2 + \pi \frac{P_p}{[G_p]}} \right). \quad (3.7)$$

Різьблення на зовнішній поверхні стрижня враховується, а результат округлюється до нормального значення. Різьблення стрижня і висота гайки, в яку угвинчується стрижень, розраховуються на зсув і роздавлювання. На малюнку 3.6 показано розрахунок різьби стрижня на зсув. Для спрощення розрахунків зроблено такі припущення: 1) навантаження розподіляється рівномірно по всіх витках гвинта; 2) зріз проходить через однаково міцні частини гайки та стрижня; 3) діаметр стержня дорівнює отвору гайки; 4) діаметр стержня дорівнює отвору гайки; 5) діаметр гайки дорівнює отвору стрижня; 6) стрижень дорівнює отвору гайки. Зверніть увагу, що матеріал гайки м'якший, ніж матеріал стрижня.

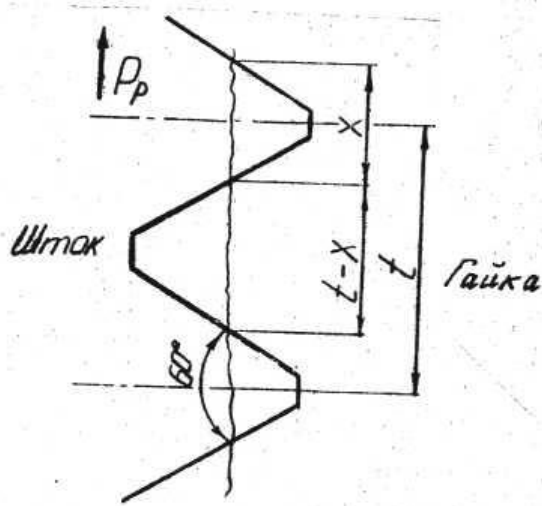


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема різьби штока на зріз

Умови рівномірності:

$$\frac{P_p}{z} = S_{ум} \sigma_{ум} = S_p \sigma_p; \quad (3.8)$$

$$S_{ум} = x \Pi d_{ум}; S_p = (t - x) \Pi d_{ум},$$

де z – кількість витків різьби гайки;

$\sigma_{ум}$, σ_p – напруження зрізу в матеріалі відповідно штока і гайки;

t – крок різьби;

x – розмір різьби в будь-якому перерізі.

Тоді з (3.8) дістанемо

$$x \pi d_{ум} \sigma_{ум} = (t - x) \pi d_{ум} \sigma_p; \quad (3.9)$$

$$x = t \frac{\sigma_p}{\sigma_{ум} + \sigma_p}. \quad (3.10)$$

Використавши знову (3.33), матимемо

$$\frac{P_p}{z} = x\pi d_{um}\sigma_{um} = t \frac{\sigma_p \sigma_{um} \pi d_{um}}{\sigma_{um} + \sigma_p}. \quad (3.11)$$

Тоді висота гайки:

$$h_p = zt = \frac{P_p \left([\sigma_{um}] + [\sigma_p] \right)}{\pi d_{um} [\sigma_{um}] [\sigma_p]}. \quad (3.12)$$

Таким чином, висота гайки залежить від матеріалу не тільки гайки, а й штока.

На рисунку 3.7 зображена схема для розрахунку різьби на згин.

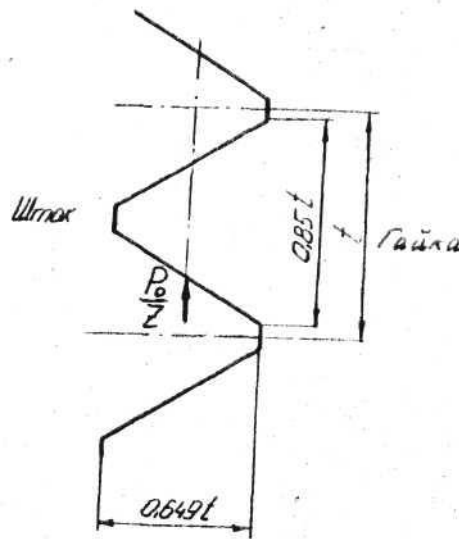


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема різьби штока на згин

Для цього використовують такі припущення:

- 1) навантаження прикладають до різьблення в центрі висоти різьби;
- 2) зруйнуватися може тільки різьблення гайки зі слабшого матеріалу;

3) різьблення розглядають як консольний блок, розміри якого показано на рис. 3.8 для нормального трикутного різьблення,

$$M_{fz} = \frac{P_p t}{z3} = WG_{fz}, \quad (3.13)$$

де W – момент опору перерізу витка в місці зламу,

$$W = \frac{\pi d_{um} (Q85t)^2}{6}, \quad (3.14)$$

$$P_p = 2t \times 0,36\pi d_{um} G_{fz}. \quad (3.15)$$

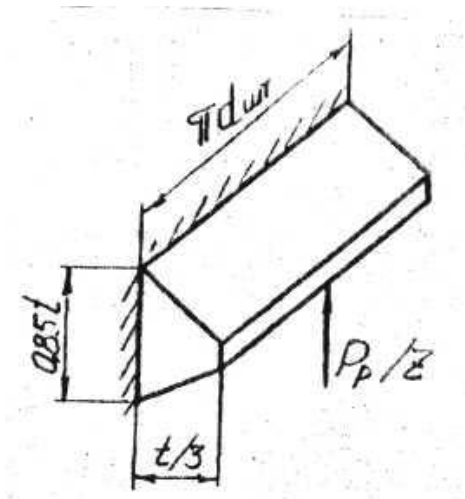


Рисунок 3.8 – Розміри нормальної трикутної різьби

Враховуючи, що висота гайки

$$h_r = zt, \quad (3.16)$$

дістанемо

$$P_p = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_{um}^2) G_p. \quad (3.22)$$

Тоді

$$d_3 = \sqrt{\frac{4P_p}{\pi [G_p]} + d_{um}^2}, \quad (3.23)$$

де $[G_p]$ – допустиме навантаження на розрив матеріалу гайки.

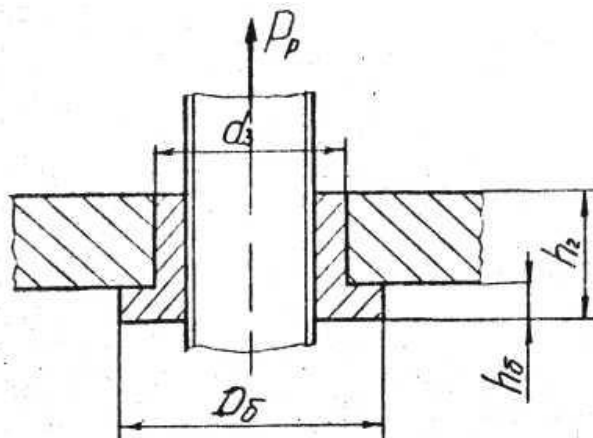


Рисунок 3.9 – Розміри гайки

Зовнішній діаметр буртика $D_б$ знаходимо з розрахунку на зминання.

Площа зминання:

$$S_{зм} = \frac{\pi D_б^2}{4} - \frac{\pi d_3^2}{4}. \quad (3.24)$$

Тоді

$$P_p = S_{зм} G_{зм} = \frac{\pi D_б^2}{4} G_{зм} - \frac{\pi d_3^2}{4} G_{зм}, \quad (3.25)$$

звідки

$$D_{\sigma} = \sqrt{d_3^2 + \frac{4P_p}{\pi[G_{3M}]}} \quad (3.26)$$

де $[G_{3M}]$ – допустиме напруження на зминання матеріалу гайки.

Висоту буртика гайки визначаємо з розрахунку на зріз і згин.

Площа зрізу

$$S_{3p} = \pi d_3 h_{\sigma}, \quad (3.27)$$

тоді

$$P_p = S_{3p} \sigma_{3p} = \pi d_3 h_{\sigma} \sigma_{3p}, \quad (3.28)$$

або

$$h_{\sigma} = \frac{P_p}{\pi d_3 [\tau_{3p}]}, \quad (3.29)$$

де τ_{3p} – допустиме напруження на зріз матеріалу гайки.

Щоб розрахувати висоту плеча при вигині, розгляньте небезпечну ділянку плеча як ділянку розширеного кільця (рис. 3.10).

$$M_{3z} = P_p \frac{D_{\sigma} - d_3}{2} = W G_{3z}; \quad (3.30)$$

$$W = \frac{\pi d_3^2 h_{\sigma}^2}{6}, \quad (3.31)$$

тоді

$$h_6 = \sqrt{\frac{3P_p(D_6 - d_3)}{\pi d_3 [G_{3z}]}} \quad (3.32)$$

де $[G_{3z}]$ – допустиме напруження на згин матеріалу гайки.

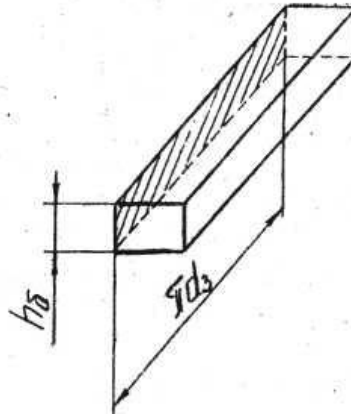


Рисунок 3.10 – Небезпечний переріз буртика

Після розрахунку висоти буртика гайки за рівняннями (3.31) і (3.32) обирають більше з двох значень, яке використовують як основу для проектування Розрахунок елементів пристрою в середовищі MathCAD наведено в Додатку Б.

3.3 Аналіз найбільш навантажених вузлів та виявлення можливих ушкоджень. Характерні відкази елементів

Оскільки пристрої механічної дії працюють за принципом «удар-удар», на етапі проектування необхідно враховувати той факт, що вібраційні та ударні навантаження гасяться не повністю. У таких умовах складно збалансувати ідеальні умови для роботи компонентів, тому вони піддаються впливу навантажень та інших факторів, що може призвести до припинення роботи пристрою або погіршення його експлуатаційних чи технічних характеристик. Під час удару перфоратора виникає так звана ударна хвиля,



Рисунок 3.11 – Технологічний маршрут відновлення штока

Під час виконання технологічної обробки відновлення для «відновленого» розміру припуски залежать від типу ремонтного розміру (індивідуальний або стандартний).

Для окремих ремонтних розмірів припуск має бути більшим, ніж величина несиметричного зносу деталі.

Допускається допуск $z_{\min}=50$ мкм [6, с. 15].

Розрахунки мікрообробки

1) Частота обертання шпинделя:

$$V=(l_{\text{різ}}+10)K_{mv}/6,25, \quad (3.33)$$

де $K_{mv}=1$ [10, табл4,18, с.98] - поправочний коефіцієнт;

$l_{\text{різ}}$ - довжина різання.

$$V=(30+10)1/6,25=2,72 \text{ м/хв.};$$

$$V_{\text{пр}}=3\text{м/хв.}$$

2) Частота обертів:

$$n = \frac{1000 \cdot 2.72}{3,14 \cdot 30} = 31,8 \text{ об/хв.}$$

$$n_{\text{пр}}=32 \text{ об/хв.}$$

3) Подача.

$$S=0,3 \text{ мм/об.}$$

Розрахунок операції розгортання.

1) Швидкість обертів шпинделя:

$$V=(l_{\text{різ}}+10)K_{\text{mv}}/6,25, \quad (3.34)$$

де $K_{\text{mv}}=1$ [10, табл4.18, с.98] - поправочний коефіцієнт;

$l_{\text{різ}}$ - довжина різання.

$$V=(30+10)1/6,25=2,78 \text{ м/хв.};$$

$$V_{\text{пр}}=3\text{м/хв.}$$

2) Частота обертів.

$$n = \frac{1000 \cdot 2,72}{3,14 \cdot 30} = 31,8 \text{ об/хв.}$$

$n_{пр}=32$ об/хв.

3) Подача.

$S=0,3$ мм/об.

Нормування часу тонкої обробки.

$$t_{ум} = t_0 + t_d + t_e + t_{обсл}, \quad (3.35)$$

t_0 - основний (технічний) час,

t_d - допоміжний час (час підготовки до роботи),

t_e - час відпочинку та інших необхідних дій,

$t_{обсл}$ - час обслуговування робочого місця.

З (3.35) отримаємо:

$$T_0 = 0,17d \cdot l,$$

де d - діаметр;

l - поверхні що обробляється.

$$T_0 = 2 \cdot (0,17 \cdot 30 \cdot 30 \cdot 10^{-3}) = 0,07 \text{ хв.}$$

$$t_d = 5 + 1 = 6 \text{ хв.}$$

Час обслуговування робочого місця:

$$t_{обсл} = 0,06 \cdot (t_0 + t_d) = 0,06 \cdot (0,07 + 6) = 0,36 \text{ хв.}$$

$$t_{обсл} = 0,06 \cdot (t_0 + t_d) = 0,06 \cdot (0,15 + 6) = 0,36 \text{ хв.}$$

Час відпочинку:

$$t_в = 0,02 \cdot (t_0 + t_d) = 0,02 \cdot (0,15 + 6) = 0,12 \text{ хв.}$$

Штучний час на виконання операцій:

$$t_{ум} = 0,064 + 6 + 0,36 + 0,12 = 6,54 \text{ хв.}$$

Нормування часу розгортання.

$$t_{ум} = t_0 + t_d + t_в + t_{обсл}$$

Де t_0 - основний час,

t_d - допоміжний час (час підготовки до роботи),

$t_в$ - час відпочинку або інший необхідний час, а

$t_{обсл}$ - час обслуговування місця.

$$T_0 = 0,52d \cdot l, \quad (3.37)$$

де d - діаметр;

l - довжина поверхні що обробляється.

$$T_0 = 2 \cdot (0,52 \cdot 30 \cdot 30 \cdot 10^{-3}) = 0,22 \text{ хв,}$$

зняття деталі;

запуск обладнання – 5 хв;

Струмopідвідний кабель кpіпиться до хвостовика тримача болтами 5. Твердосплавний інструмент 1 кpіпиться до болта 3 і затискної планки 2.

Бічні пружини на тримачі запобігають вібрації під час роботи.

Під час встановлення на тримач інструменту, тримач має бути ізолюваний від верстата ізоляційним матеріалом (Getinax, Texolite).

Розміри тримача вказані для верстатів 16К20. Основне призначення пластинчастої пружини б - регулювання зусилля установки і гасіння можливих вібрацій під час обробки.

Розрахуйте поперечний переріз пружини.

$$S_{np} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{c \cdot k \cdot p}{[\tau_k]}}, \quad (3.38)$$

де c – індекс пружини;

$[\tau_k]$ – допустиме напруження на кручення;

$$[\tau_k] = \sigma_p \cdot \varphi = 1500 \cdot 0,5 = 750 \text{ н/мм}^2;$$

φ - коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації,

$\varphi = 0,3$ для відповідальних пружин, $\varphi = 0,5$ для невідповідальних пружин.

Таблиця 3.2 - Параметри вибору пружини

C	4	5	6	8	10	12
к	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Виходячи із таблиці 3.2 слідує що при $c=4$, $k=1,37$.

$$S_{np} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 1,37 \cdot 780}{750}} = 4 \text{ мм.}$$

