

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

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ

Методичні вказівки
до практичних занять та самостійної роботи
для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»
усіх форм навчання

Затверджено
на засіданні методичної ради
Протокол № 7 від 23.03.2023

Краматорськ
ДДМА
2023

Технологічне оснащення : *методичні вказівки до виконання практичних занять та самостійної роботи [для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» усіх форм навчання]* / [уклад. О. Г. Гринь]. – Краматорськ : ДДМА, 2023. – 63 с.

У методичних вказівках наведені теоретичні основи базування заготовок, методи визначення необхідних сил для їх закріплення, методики конструювання, розрахунку силових приводів та функціональних елементів і вузлів складально-зварювального оснащення.

Укладач

О. Г. Гринь, доц.

Відпов. за випуск

Н. О. Макаренко,

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 Базування заготовок у складально-зварювальних пристроях.....	6
2 Розрахунок зусиль притиску в складально-зварювальних пристроях для балкових конструкцій.....	12
3 Розрахунок зусиль притиску обичайкових конструкцій.....	18
4 Розрахунок гвинтових притискачів.....	23
5 Розрахунок ексцентрикових притискачів	29
6 Розрахунок клинових притискачів	35
7 Розрахунок електромагнітних притискачів	40
8 Розрахунок важільних притискачів	44
9 Розрахунок пневматичних приводів	49
10 Розрахунок гідравлічних приводів	56
ДОДАТОК А	60
ДОДАТОК Б	61
ЛІТЕРАТУРА.....	62

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Технологічне оснащення» входить до ОПП спеціальності 131 «Прикладна механіка». Вона забезпечує спеціальну конструкторську підготовку, яка полягає у вирішенні типових задач щодо розробки нестандартного та модернізації існуючого на підприємствах складально-зварювального оснащення для виготовлення зварних металевих конструкцій.

Завданнями навчальної дисципліни є опанування теоретичних основ базування заготовок, методів визначення необхідних сил для їх закріплення, методики конструювання, розрахунку силових приводів та функціональних елементів і вузлів складально-зварювальних стендів, кондукторів.

У результаті оволодіння знаннями фахівець повинен уміти:

- складати технічне завдання на проєктування нестандартних пристроїв;
- складати схеми базування та закріплення заготовок в пристроях;
- розраховувати необхідні сили притиску заготовок;
- конструювати та розраховувати на міцність і жорсткість упори, притискачі та несучі конструкції пристроїв;
- компоновати та конструювати складально-зварювальні пристрої.

Мета проведення практичних занять – оволодіння теоретичними знаннями проєктування нестандартного оснащення та практичними навичками розробки схем базування і закріплення заготовок у пристроях, розрахунку необхідних сил для їх закріплення, розрахунку на міцність та жорсткість розроблюваних несучих, фіксуючих та притискних конструктивних елементів складально-зварювальних пристроїв.

Практичні заняття передбачають вирішення задач, розглянутих у методичних вказівках. Вихідні дані для розв'язання завдань подані у відповідних таблицях. Варіант завдання визначається за порядковим номером студента в журналі викладача.

Робочою програмою дисципліни передбачено 18 годин практичних занять і 45 годин самостійної роботи студентів денної форми та 15 годин практичних занять і 15 самостійної роботи студентів прискореної форми навчання.

Номер заняття	Тема практичного заняття	Кіл-ть годин
Практичне заняття 1, 2	Базування та закріплення заготовок у складально-зварювальному оснащенні. Розробка принципової схеми пристосування	4
Практичне заняття 3, 4, 5	Розрахунок зусиль закріплення деталей у складально-зварювальних пристроях	6
Практичне заняття 6, 7	Затискні пристрої і розрахунок затискних механізмів	4
Практичне заняття 8, 9	Важільні притиски. Розрахунок механізованих важільних притисків	4

1 БАЗУВАННЯ ЗАГОТОВОК У СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ

Завдання : скласти схему базування та закріплення заготовок зварного виробу в пристосуванні. Ескіз зварного виробу надається викладачем.

Розв'язування : базування деталей у пристроях здійснюють:

- плоскими поверхнями (по упорах);
- внутрішніми циліндричними поверхнями (по пальцях); зовнішніми циліндричними поверхнями (у призмах) групою установчих баз.

Складання починають з базової деталі (заготовки) зварного виробу, тобто з деталі, яка встановлюється в пристрій першою. Таким чином, при складанні якась із численних деталей (заготовок) виробу установлюється в пристосуванні першою і є установчим елементом для взаємного сполучення наступних заготовок. На базовій деталі вибирається головна технологічна база, яка позбавляє деталь зварного виробу найбільшої кількості степенів вільності. За головну базу вибирають поверхню з найбільшими габаритними розмірами, яка забезпечувала б стійке положення деталі в пристосуванні. Таким вимогам відповідають поверхні достатньої протяжності: плоска поверхня, яка позбавляє заготовку трьох степенів вільності та циліндрична – чотирьох. Усі інші поверхні заготовки будуть виконувати роль напрямних або упорних баз. Кількість опорних точок на заготовці не повинно бути більше шести.

На схемі базування заготовок виробу або складальної одиниці опорні точки пристосування позначають умовними знаками та нумерують, починаючи з головної бази, яка позбавляє заготовку найбільшої кількості степенів вільності. Завершення нумерації опорних точок базової заготовки здійснюється на напрямних та упорних базах. При складанні зварних конструкцій доводиться установлювати в пристрої велику кількість заготовок, забезпечуючи їх фіксацію та закріплення в необхідному положенні. Тому раніше установлені заготовки, які стикаються з установчими поверхнями пристрою, стають установчими базами для монтажу наступних заготовок виробу. У зв'язку з цим умовні позначення опорних точок на цих заготовках не нумеруються. Конструктивна

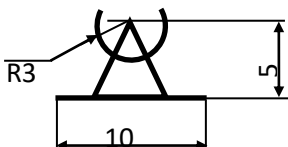
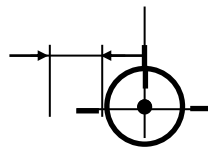
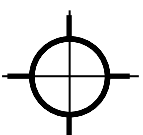
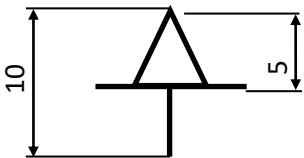
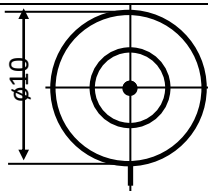
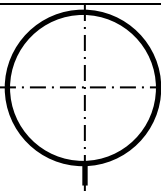
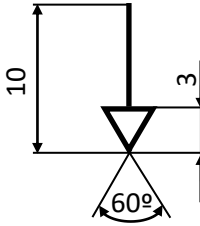
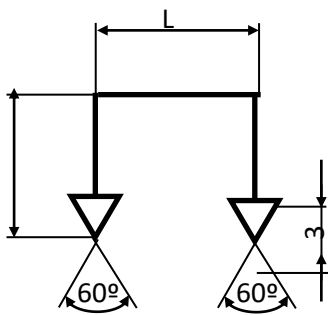
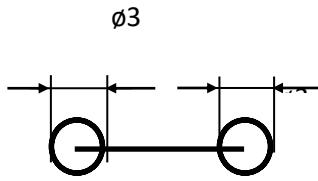
реалізація опорних точок здійснюється у вигляді опор, упорів, фіксуючих пальців, призм та ложементів. Закріплення заготовок у пристосуванні забезпечується притискачами, які на схемі базування позначаються у вигляді односторонньої стрілки з зазначенням величини сили притиску. На схемі базування фіксація і розміщення деталі в пристосуванні виконують таким чином, щоб установлювальні бази обпиралися на установлювальні елементи (базові поверхні) пристосування. Для правильного базування деталі потрібно виконати правило шести точок, а саме: щоб надати деталі цілком певного положення в пристосуванні, необхідно і достатньо мати шість опорних точок, які позбавляють деталь усіх шести степенів вільності. При установленні деталей неприпустимо використовувати понад шість опорних точок. Зайві опорні точки перешкоджають правильному установленні деталі, роблять її статично невизначеною, а це призводить або до неправильного встановлення деталі, або до деформації деталі і опор.

Умовні позначення опорних точок та сил закріплення заготовок на схемах базування наведені в таблицях 1.1 і 1.2. При складанні під зварювання необхідно послідовно орієнтувати всі деталі, що входять до складальної одиниці, забезпечувати їх поєднання відповідно до розмірів креслення, тимчасове закріплення перед зварюванням за допомогою затискних пристроїв або прихоплювачів.

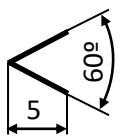
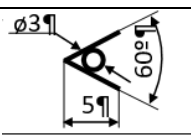
Таблиця 1.1 – Умовне позначення опор і притискачів

Опора (упор) або притискач	Позначення на кресленнях		
	спереду, ззаду	зверху	знизу
1	2	3	4
Опори			
1 Нерухомий			
2 Рухомий			

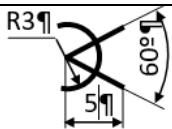
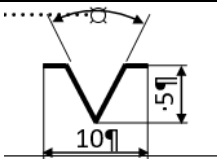
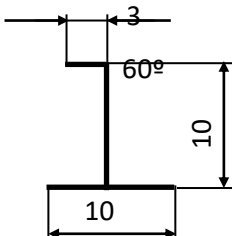
Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
3 Плаваючий			
4 Регульований			
Притискачі			
1 Одинарний			
2 Подвійний			

Таблиця 1.2 – Умовне позначення установчих елементів

Умовне позначення	Позначення на кресленнях	
	спереду, ззаду, зверху, знизу	зліва, справа
1	2	3
1 Центр нерухомий		Без позначень
2 Центр обертовий		Без позначень

Продовження таблиці 1.2

1	2	3
3 Центр плаваючий		Без позначень
4 Фальшвал		
5 Патрон		

Перед створенням схеми базування розробляють технологічний процес складання і зварювання (табл. 1.3). Для прикладу розглянемо послідовність складання і зварювання вузла (рис. 1.1).

Таблиця 1.3 – Технологічний процес складання і зварювання виробу

Номер переходу	Зміст переходу (указівка послідовності збирання, способу установлення і закріплення)
1	Встановити плиту ЗВ01.СР01.000.01 на пристосування по фіксаторах
2	По висувних пальцях встановити 2 кронштейна ЗВ01.СР01.000.02
3	Встановити стінку ЗВ01.СР01.000.03 в упор до кронштейнів і притиснути до фіксатора торцевим притискачем
4	Встановити ребра ЗВ01.СР01.000.04, підвести відвідні упори і закріпити притискачами
5	Виконати зварювання горизонтальних швів
6	Кантувати вузол на 90° і виконати зварювання в нижньому положенні
7	Кантувати вузол у протилежну сторону на 180° і виконати зварювання швів у нижньому положенні
8	Кантувати вузол у вихідне положення, розкріпити і зняти за допомогою транспортного засобу

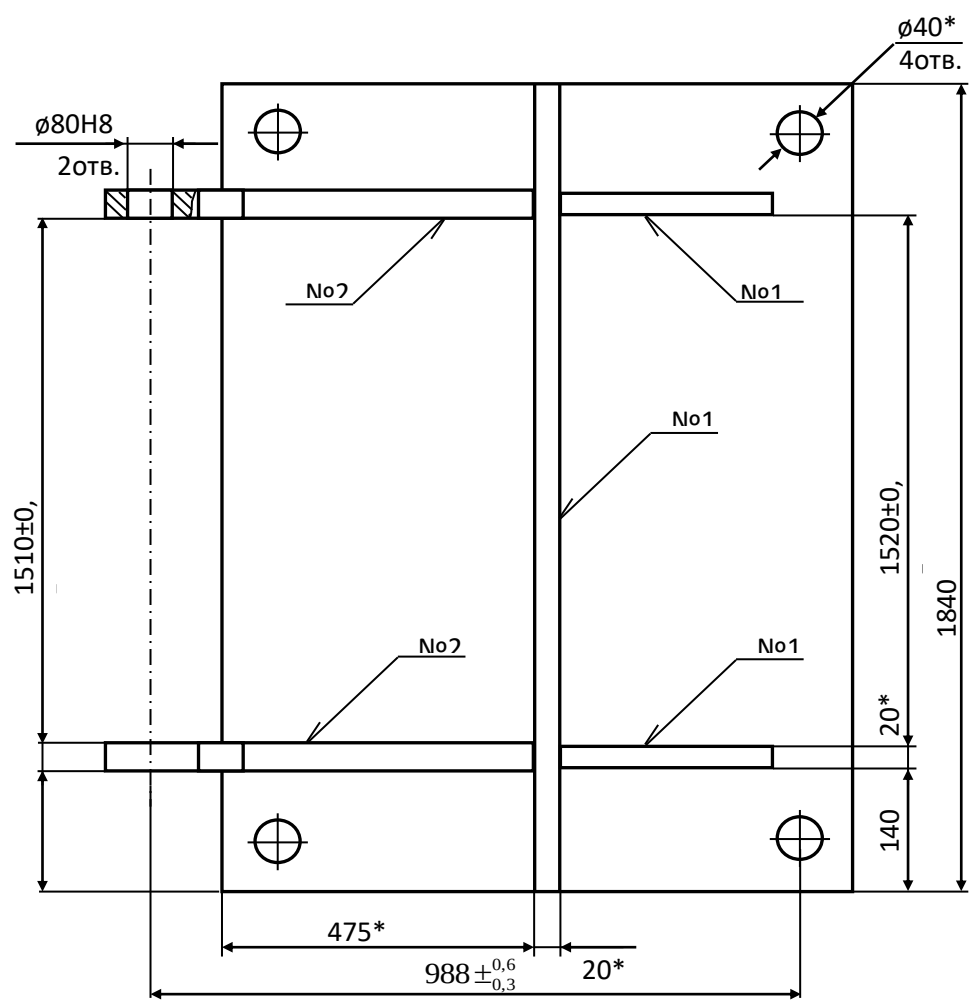
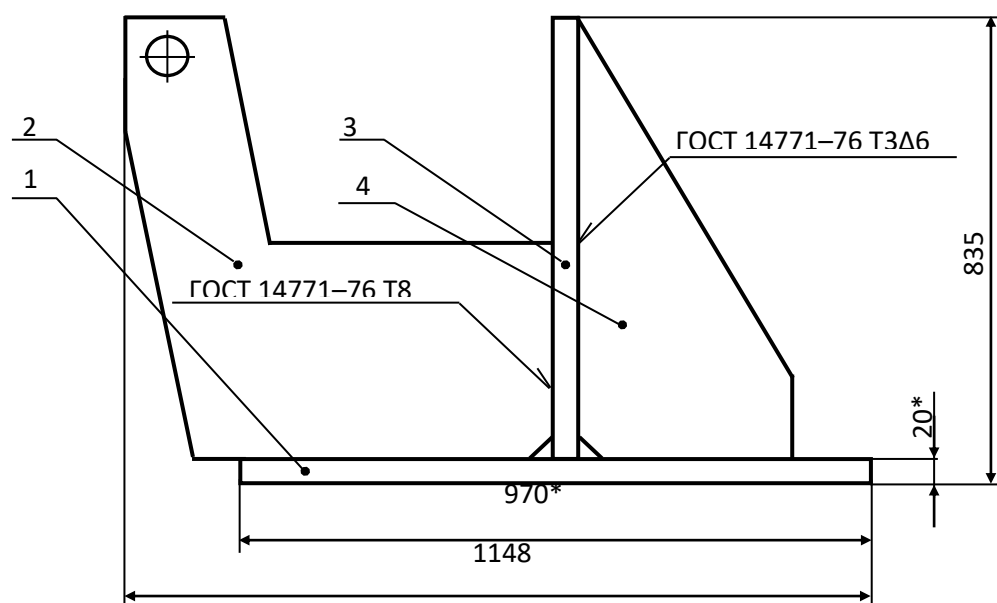


Рисунок 1.1 – Креслення зварного вузла

Плита 1 (рис. 1.2) базується по трьох опорних точках поверхні пристосування і двох пальцях: циліндричному і зрізаному (циліндричний палець утворює два зв'язки, зрізаний – один зв'язок).

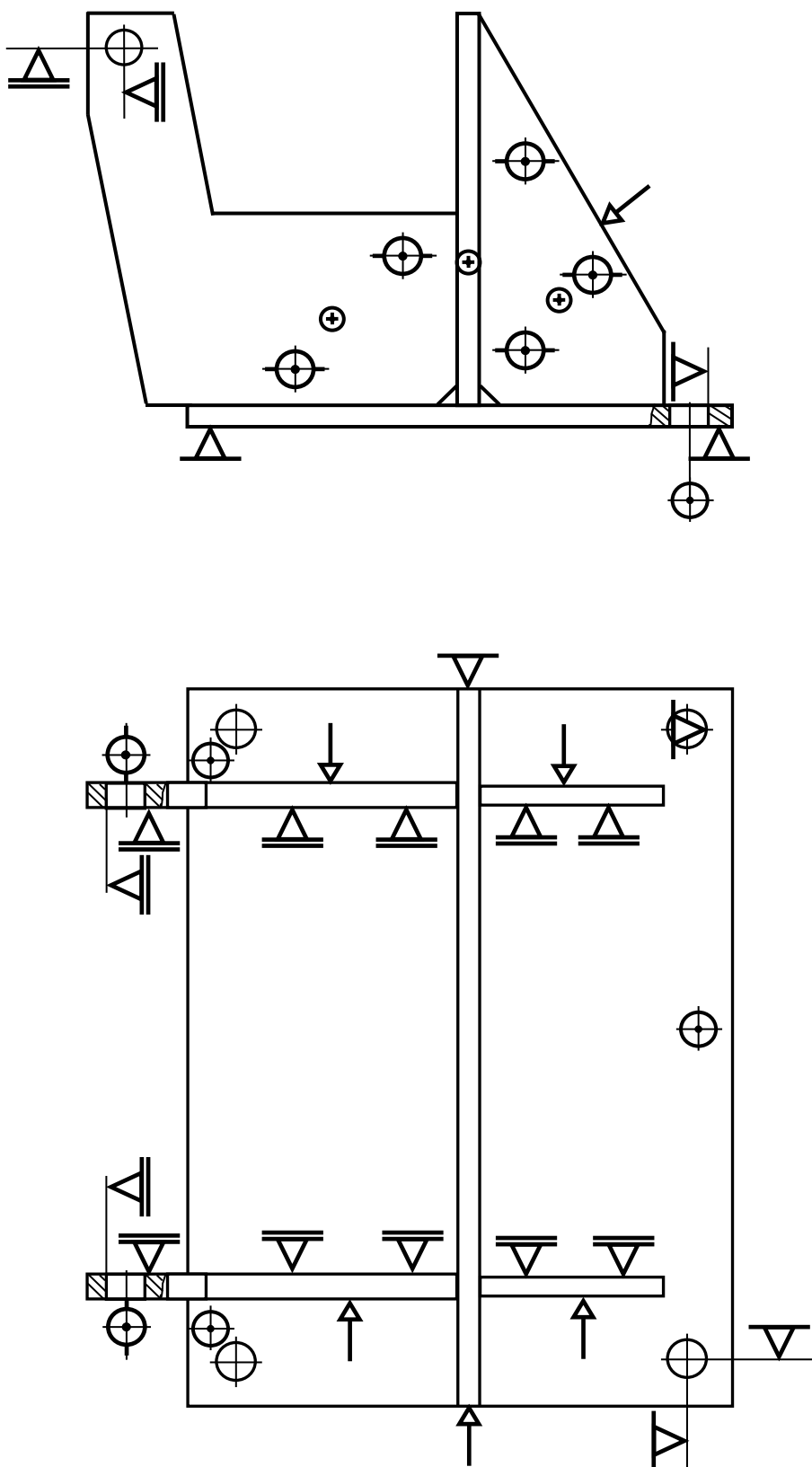


Рисунок 1.2 – Схема базування вузла при збиранні

Таке розташування елементів базування необхідне для забезпечення базового розміру збирання (розмір з допуском) між загальною віссю отворів плити (поз. 1) і віссю отворів кронштейна (поз. 2). Тому кронштейни також базуються по отворах циліндричними пальцями (два зв'язки), упор з боку плити надає третій зв'язок, в якості головної базової поверхні кронштейнів прийняті їх внутрішні поверхні, відстань між якими на кресленні позначено з допуском. Фіксація цих поверхонь виконується рухомими опорами (відкидними).

На стінку (поз. 3) накладено 5 зв'язків від плити і кронштейнів (3+2), шостий зв'язок з торця упором пристосування. Ребра (поз. 4) базуються трьома точками від стінки і плити, внутрішні поверхні є базовими (відстань між ними з допуском) двома рухомими упорами (відкидними).

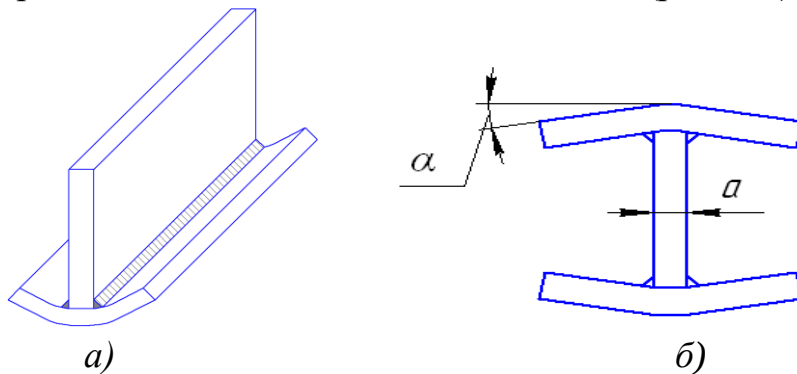
Притискання кронштейнів і ребер виконується по зовнішніх поверхнях, що забезпечує їх прилягання до упорів. Притискання ребер доцільно призначити по скошеній поверхні.

2 РОЗРАХУНОК ЗУСИЛЬ ПРИТИСКУ В СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ ДЛЯ БАЛКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

У балкових конструкціях деформації можуть бути загальними або локальними (рис. 2.1...2.3). Величини загальних деформацій і прогинів через досить велику протяжність цих конструкцій можуть сягати істотних значень. Для запобігання застосовують зварювання в кондукторах або жорсткому пристосуванні, дотримуючись симетричного накладення швів.

Основні види деформації балок:

– поперечний вигин балки, або дахоподібний (рис. 2.1)



a – балка таврового типу; б – двотаврового типу

Рисунок 2.1 – Деформація «дахоподібна»

– поздовжній або осьовий вигин балки (рис. 2.2)

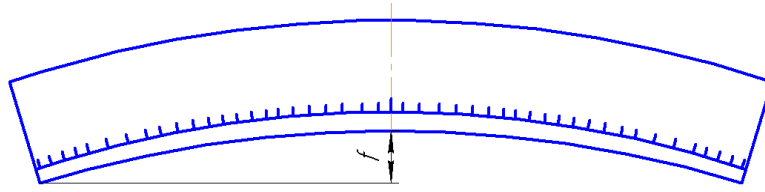
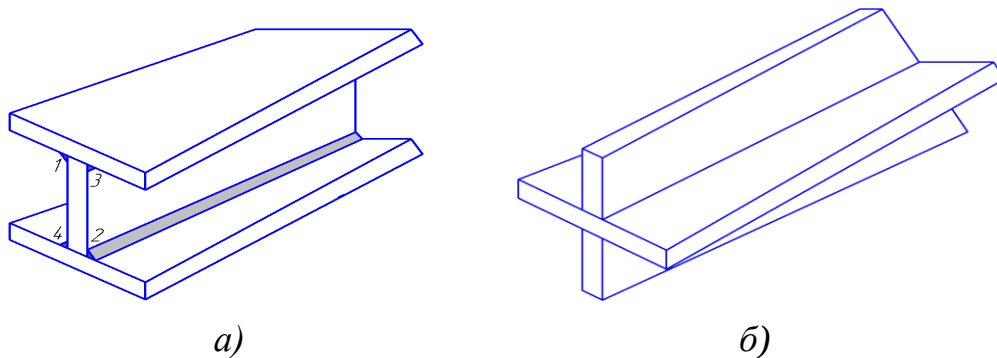


Рисунок 2.2 – Прогин конструкції балкового типу

– скручування (рис. 2.3)



а – двотаврова балка; б – хрестоподібна балка

Рисунок 2.3 – Крутильна форма втрати стійкості

При поздовжньому вигині балки можливі різноманітні схеми навантаження її в кондукторі (рис. 2.4). Зусилля, необхідні для попередження деформацій при зварюванні, розраховуються залежно від прийнятої схеми (зосереджене, розподілене навантаження або крутний момент). Щоб визначити вид навантаження необхідно знати співвідношення довжини і висоти балки L/H . Вважають, що балка знаходиться на двох опорах.

При великій довжині балки, коли має місце співвідношення $L/H \geq 6$ застосовують схему навантаження (рис. 2.4, а). Зусилля притискачів не залежить від жорсткості балки, а залежить від її довжини, ексцентриситету і способу зварювання.

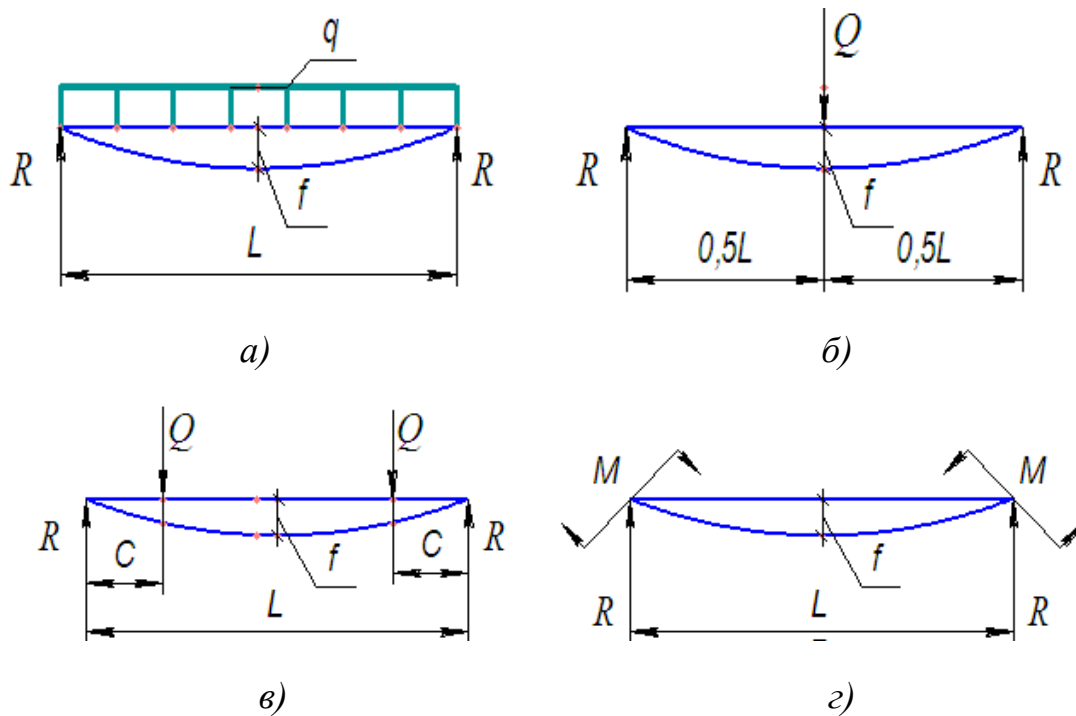


Рисунок 2.4 – Схеми навантаження зварної балки

Величина розподіленого навантаження

$$q = 9,6 [P_{yc} (e / L^2)]. \quad (2.1)$$

При з'єднанні одним поясним швом (Т1) сила усадки металу шва

$$P_{yc} = 1,7 K^2 D; \quad (2.2)$$

у випадку застосування двох поясних швів (Т3)

$$P_{yc} = 1,7 (1,15DK^2). \quad (2.3)$$

де D – величина, що залежить від способу зварювання (погонної енергії).

В інженерних розрахунках приймають при РДЗ $D = 40\,000 \text{ Н/см}^2$,
при автоматичному зварюванні $D = 30\,000 \text{ Н/см}^2$.

Величина ексцентриситету

$$e = Y_c - (1/3K + \delta_n), \quad (2.4)$$

де K – катет зварного шва;

$\delta_{\text{п}}$ – товщина полки.

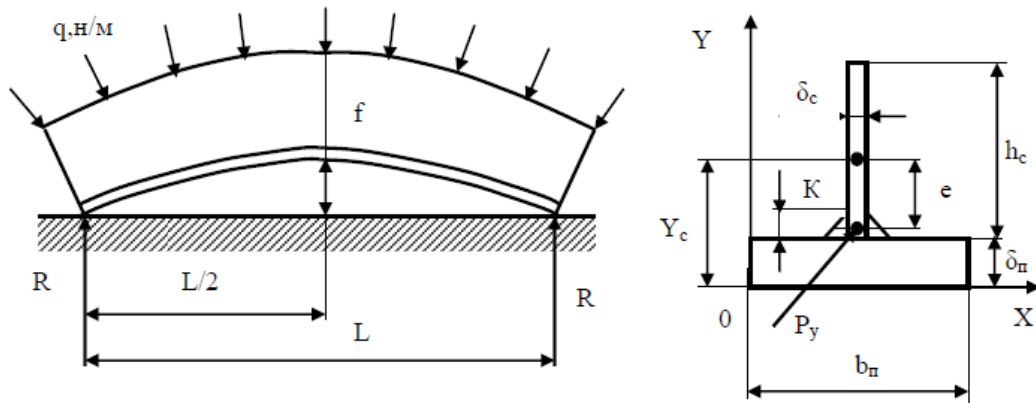


Рисунок 2.5 – Поздовжній прогин балки

Центр ваги таврової балки розраховують:

$$Y_c = S_x / F. \quad (2.5)$$

Площа перерізу

$$F = h_c \delta_c + b_{\text{п}} \delta_{\text{п}}, \quad (2.6)$$

де h_c і δ_c – висота і товщина стінки.

Тоді статичний момент перерізу балки визначають:

$$S_x = b_{\text{п}} \delta_{\text{п}} \delta_{\text{п}}/2 + h_c \delta_c (h_c/2 + \delta_{\text{п}}). \quad (2.7)$$

Схеми (рис. 2.4, б) і (рис. 2.4, в) використовуються для коротких балок. У випадку, коли $L/H \leq 4$, зосереджене навантаження за схемою (рис. 2.4, б)

$$Q = \frac{6P_{\text{ус}} * e}{L}. \quad (2.9)$$

У випадку, коли $4 \leq L/H \leq 6$, зосереджене навантаження за схемою (рис. 2.4, в)

$$Q = \frac{3 * P_{\text{ус}} * e L^2}{C(3L^2 - 4C^2)}. \quad (2.10)$$

Поздовжній прогин балки (рис. 2.5) утворюється від дії моменту:

$$M = P_y e, \quad (2.11)$$

де P_y – усадкова сила, яка діє за віссю зварного шва;

e – відстань між центрами ваги поперечного перерізу зварного шва та балки.

Прогин балки посередині прольоту від дії постійного моменту визначається за формулою (2.12)

$$f = \frac{M \cdot L}{8E \cdot I} = \frac{P_y \cdot e \cdot L^2}{8E \cdot I}, \quad (2.12)$$

де I – момент інерції поперечного перерізу балки, м^4 ;

E – модуль пружності для сталі, $E = 2,1 \times 10^5$ МПа, для алюмінію $E = 0,7 \times 10^5$ МПа (дод. А);

L – проліт балиці, м.

Момент інерції можна визначити за формулою

$$I = \frac{P_y \cdot e \cdot h}{2[\sigma]}. \quad (2.13)$$

При поперечному вигині балку розглядають як двоконсольну пластину, притиснуту в центрі силою P :

$$P = \frac{E \cdot \delta^3 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{4 \cdot l^2}. \quad (2.14)$$

Значення $\operatorname{tg} \alpha$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_T \cdot l}{E \cdot \delta} \quad (2.15)$$

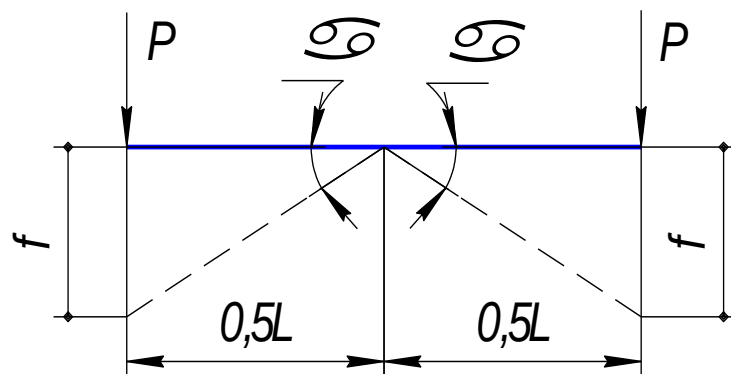


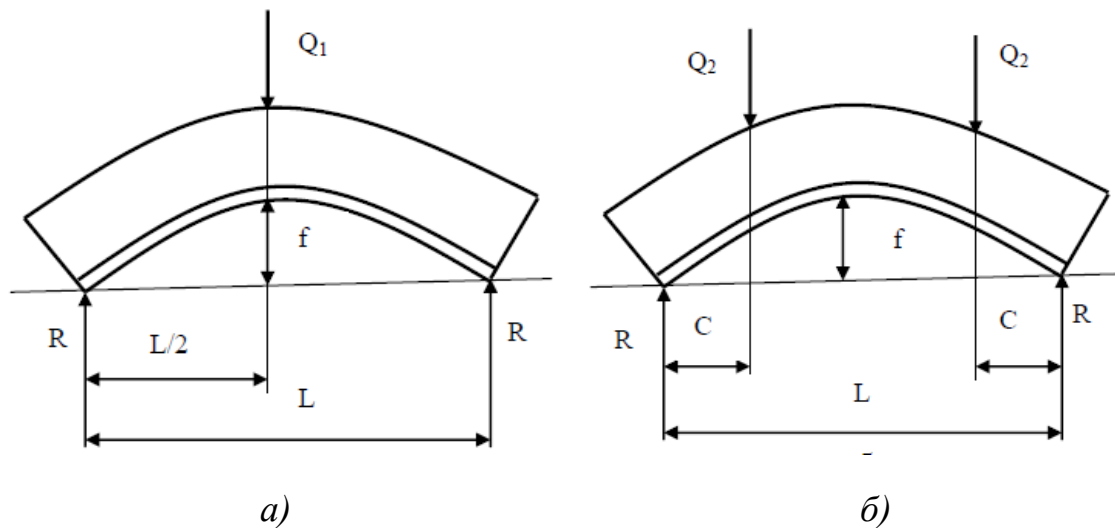
Рисунок 2.6 – Схема прикладених зусиль при поперечній деформації полиці балки

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
L, мм	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	2000	2100	2200	2300	2400
B, мм	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	400	450	500
H, мм	400	450	500	550	600	650	700	750	800	550	600	700	750
δ _с , мм	7	8	9	10	8	9	10	11	12	14	10	12	14
δ _п , мм	7	9	10	12	10	12	12	14	14	14	12	12	14
T _ш	T1	T3	T3	T3	T1	T3	T3	T1	T3	T3	T1	T3	T3
K, мм	5	8	8	8	8	8	8	10	10	12	8	10	12
D	РДС	РДС	РДС	РДС	РДС	РДС	АФ	АФ	АФ	АФ	АФ	АФ	АФ

Продовження таблиці 2.1

Варіант	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
L, мм	2500	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
B, мм	800	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	550
H, мм	700	500	550	600	650	700	550	600	650	700	800	850	900
δ _с , мм	10	12	14	12	12	14	16	14	16	12	10	12	14
δ _п , мм	10	12	14	14	12	14	16	16	16	14	12	14	16
T _ш	T3	T3	T3	T3	T3	T3	T3	T3	T3	T1	T1	T1	T3
K, мм	8	8	10	10	10	12	14	12	14	10	8	10	12
D	РДС	РДС	РДС	РДС	РДС	РДС	РДС	АФ	АФ	АФ	АФ	АФ	АФ



*a – закріплення балки однією зосередженою силою;
 б – закріплення балки двома зосередженими силами
 Рисунок 2,7 – Схема закріплення балки зосередженими силами*

З РОЗРАХУНОК ЗУСИЛЬ ПРИТИСКУ ОБИЧАЙКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

У результаті вальцювання обичайка довжиною L і діаметром D з товщиною δ може отримати дефекти заготівельних операцій у вигляді: недовальцювання на деякий кут φ , зміщення крайок вздовж твірної Δ_1 , та по діаметру, утворення еліпсності. Для запобігання або усунення вказаних дефектів необхідно застосовувати технологічне оснащення з певними зусиллями притиску у визначених точках.

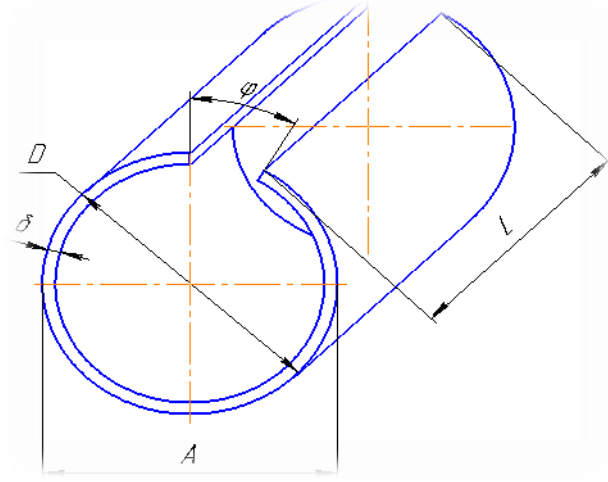
Заготівля обичайки має такі параметри:

$L = 2\,000$ мм; $D = 1\,400$ мм;

$\delta = 7$ мм; $B = 1\,397$ мм;

$A = \text{--}$ мм; $\varphi = 5^\circ$;

$\Delta = 14$ мм; $\Delta_1 = 10$ мм.



L – довжина обичайки; D – діаметр обичайки; δ – товщина обичайки;
 φ – кут недовальцювання

Рисунок 3.1 – Схема дефектів обичайки при вальцюванні

Усунення дефектів такого характеру можна розглянути на прикладі, наведеному нижче. Для наочності складають ескіз, на якому вказують точки прикладення зусиль для надання обичайці правильної форми перед зварюванням, призначають послідовність прикладення цих сил і розраховують їх величини.

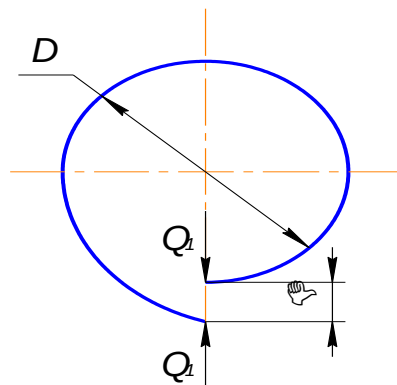


Рисунок 3.2 – Схема зміщення крайок по діаметру обичайки

1 Для усунення зміщення крайок по діаметру зусилля варто прикласти в радіальному напрямку.

Розрахунок величини зусилля виконують за формулою

$$Q_1 = \frac{0,21 \cdot \Delta \cdot E \cdot L \cdot \delta^3}{D^3}, \quad (3.1)$$

де $E = 2,1 \times 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу (див. дод. А);

$$Q_1 = \frac{0,21 \cdot 1,4 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^2 \cdot 200 \cdot 0,7^3}{140^3} = 154 (H).$$

2 Усунення недовальцювання виконують відповідно до схеми (рис. 3.2), а розрахунок ведуть за формулою

$$Q_2 = \frac{EL\delta^2}{6KD^2}, \quad (3.2)$$

де $K = 180^\circ/\varphi$ – коефіцієнт недовальцювання, $K = 180^\circ / 5^\circ = 36$;

$$Q_2 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^2 \cdot 200 \cdot 0,7^2}{6 \cdot 36 \cdot 140^2} = 486 (H).$$

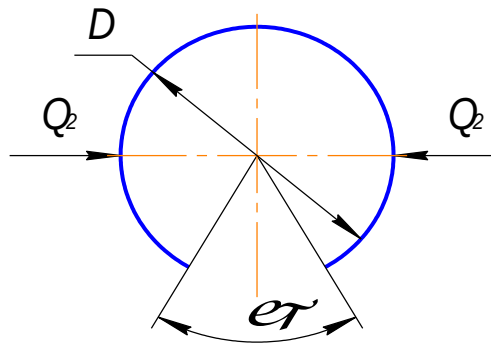


Рисунок 3.2 – Схема недовальцювання обичайки

3 Для усунення зміщення крайок вздовж твірної зусилля Q_3 варто прикласти в осьовому напрямку (рис. 3.3).

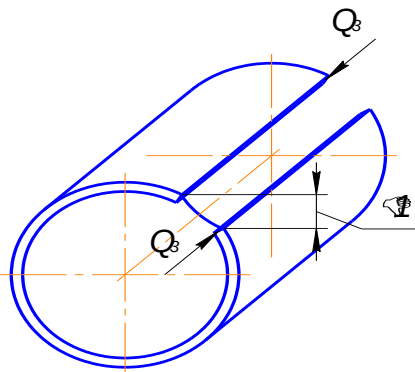


Рисунок 3.3 – Схема зміщення крайок вздовж твірної

Розрахунок величини зусилля виконують за формулою

$$Q_3 = \frac{0,35 * \Delta 1 * G * L^3 * \delta^3}{D^3(L^2 + \delta^2)}, \quad (3.3)$$

де $G = 8,1 * 10^4$ МПа – модуль пружності метала при зсуві;

$$Q_3 = \frac{0,35 * 1 * 8,1 * 10^4 * 10^3 * 200^3 * 0,7^3}{140^3 * (200^2 + 0,7^2)} = 71(H).$$

4 Усунення еліпсності.

У реальних умовах виробництва вимірювальним інструментом визначають величину еліпсності для заданої схеми $\Delta 2$. Якщо відома більша сторона (A), тоді

$$\Delta 2 = \frac{A - D}{2}, \quad (3.4)$$

якщо відома менша сторона, то

$$\Delta 2 = \frac{D - B}{2}. \quad (3.5)$$

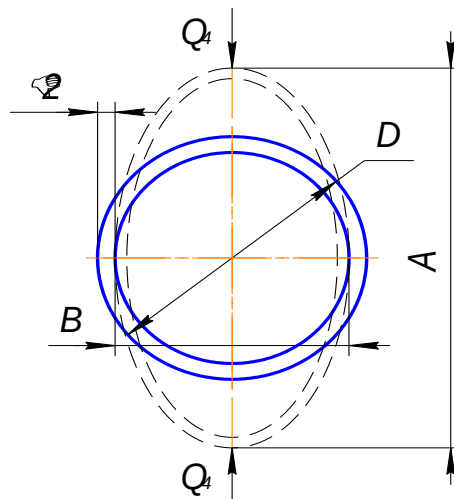


Рисунок 3.4 – Схема еліпсності обичайки

У нашому випадку відома сторона (В), тому

$$\Delta 2 = \frac{1400 - 1397}{2} = 1,5 \text{ (мм)};$$

$$Q_4 = 4,45 * \frac{\Delta 2 * E * L * \delta^3}{3};$$

$$Q_4 = 4,45 * \frac{0,15 * 2,1 * 10^5 * 10^2 * 200 * 0,7^3}{140^3} = 350 \text{ (Н)}.$$

Варіанти завдань для практичних занять і самостійної роботи наведені в таблиці 4.1.

Довжина обичайки L, мм

Діаметр обичайки D, мм

Товщина стінки δ , мм

Мала вісь еліпса B, мм

Велика вісь еліпса A, мм

Кут недовальцювання φ , °

Зміщення крайок по діаметру Δ , мм

Зміщення крайок вздовж твірної Δ_1 , мм

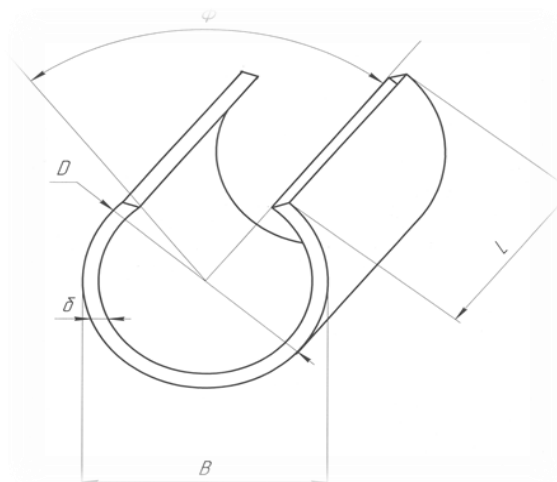


Рисунок 3.5 – Схема обичайки

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунків

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
L	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	2000	2100	1000	1100	1200
D	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	650	750	850
δ	6	6	6	6	6	7	7	7	7	7	8	8	8
B	595	–	798	–	997	–	1196	–	1397	–	648	–	847
A	–	703	–	904	–	1102	–	1303	–	1507	–	753	–
φ	4	6	8	5	7	4	6	8	5	7	4	6	8
Δ	7	8	9	5	6	10	11	12	14	15	11	7	10
Δ1	5	7	9	11	6	8	10	12	10	12	7	5	8

Продовження таблиці 3.1

№	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
L	1300	1400	1500	1600	1700	2000	2100	1000	1100	1200	1300	1400	1500
D	950	1050	1150	1250	1350	1450	1550	700	800	900	1000	1100	1200
δ	8	8	9	9	9	9	9	10	10	10	10	10	12
B	–	1048	–	1246	–	1453	–	697	–	896	–	11098	–
A	953	–	1154	–	1357	–	1557	–	803	–	1003	–	1205
φ	5	7	4	6	8	5	7	4	6	8	5	7	4
Δ	9	10	11	12	14	12	15	10	11	14	8	9	10
Δ1	12	7	9	10	10	11	12	5	6	12	11	10	7

4 РОЗРАХУНОК ГВИНТОВИХ ПРИТИСКАЧІВ

Основними параметрами для розрахунку гвинтових затискачів є найбільша сила затискання, номінальний діаметр, крок, довжина різі гвинта, крутний момент чи сила на ручці, що потрібні для створення заданої сили притискання. Номінальний діаметр різі гвинта:

$$d = C \sqrt{\frac{q}{\sigma}}, \quad (4.1)$$

де d – номінальний діаметр різі гвинта, мм;

C – умовний коефіцієнт, для метричної різі – $C = 5,6$; для дюймової –

$C = 5,3$; для упорної – $C = 4,9$;

Q – сила затискання, Н;

σ – границя міцності на розтяг (чи стиск) для матеріалу гвинта чи гайки, МПа.

Отриманий розрахунковий діаметр різі гвинта заокруглюють до найближчого більшого значення за чинним державним стандартом.

Для затискачів здебільшого застосовують метричні, дюймові та упорні різі з номінальним діаметром від 8 до 50 мм.

Крутний момент, який потрібно прикласти до робочого гвинта для отримання заданої сили притискання, можна записати як

$$M_{\text{вх}} = \frac{1}{2} d_2 Q \operatorname{tg}(\beta + \rho) + M_{\text{тр}}, \quad (4.2)$$

де $M_{\text{вх}}$ і $M_{\text{тр}}$ – відповідно крутний момент на вході та момент тертя на опорному торці гвинта чи гайки, Н*мм;

d_2 – середній діаметр різі, мм;

β і ρ – кути відповідно нахилу різьби гвинта та тертя пари гвинт-гайка, град.

Момент тертя $M_{\text{тр}}$ визначають як

$$M_{\text{тр}} = \frac{1}{3} f Q \frac{D_B^3 - d_M^3}{D_B^2 - d_M^2}, \quad (4.3)$$

де D_B і d_M – найбільший та найменший діаметри торцевої поверхні, що контактує у парі гвинт-гайка, мм.

На практиці часто користуються наближеними формулами, в яких прийняті деякі спрощення. Кут β для метричної різьби дорівнює: від $1^\circ 57'$ – для різі М8, до $3^\circ 30'$ – для різі М50. Приймавши $\beta = 2^\circ 30'$, $\rho = 10^\circ 30'$; $d_2 = 0,9d$; $D_B = 1,7d$; $d_M = d$ і $f = 0,15$, отримаємо спрощену формулу для визначення вхідного крутного моменту

$$M_{\text{вх}} = 0,2dQ. \quad (4.4)$$

Момент, що потрібний для відкручування гвинтового затискача, якщо $\rho > \beta$,

$$M'_{\text{вх}} = \frac{1}{2} d_2 Q \operatorname{tg}(\rho - \beta) + M_{\text{тр}} . \quad (4.5)$$

Під час відкручування треба подолати тертя спокою, тому значення ρ і f приймають на 30...50 % більшими, ніж для закручування.

З урахуванням цього спрощена формула (4.5) набуде вигляду

$$M'_{\text{вх}} = 0,25 d Q \quad (4.6)$$

Крутний момент, потрібний для відкручування, може також зростати за рахунок лінійного розширення заготовки від її нагрівання під час оброблення.

Момент тертя на опорному торці гвинта чи гайки залежить від їх конструкції та розмірів (рис. 4.1). Враховуючи це, замість формули (4.4) доцільно використати спрощені формули для визначення вхідного моменту гвинтів різних конструкцій.

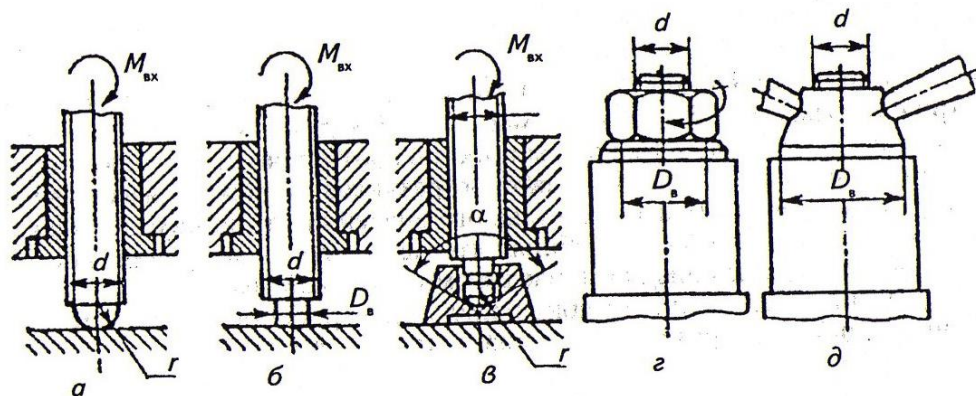


Рисунок 4.1 – Конструкції опорних торців гвинтових затискачів

Для гвинтів зі сферичним торцем (рис. 4.1, а):

$$M_{\text{вх}} = 0,1 d Q . \quad (4.7)$$

Для гвинтів із плоским торцем (рис. 4.1, б):

$$M_{\text{вх}} = 0,1dQ + \frac{1}{3}fQ. \quad (4.8)$$

Для гвинтів з підставкою (рис. 4.1, в):

$$M_{\text{вх}} = 0,1dQ + rfQ \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (4.9)$$

Для гвинтів з підставкою, в якій $\alpha = 120^\circ$ $f = 0,16$, формула (4.9) набуде вигляду

$$M_{\text{вх}} = 0,1 Q (d+r). \quad (4.10)$$

Гвинти та гайки переважно виготовляють зі сталі 45 з твердістю торцевих робочих поверхонь 33...38 HRC.

Найпростішими з гвинтових затискачів є затискачі з розрізаною шайбою (рис. 4.2, а) та поворотною розрізаною планкою (рис. 4.2, б). Після послаблення (часткового відкручування) гайки 1 шайбу (планку) 2 відводять убік, а заготовку 3 знімають через гайку, зовнішній розмір якої менший за діаметр отвору у заготовці. Плунжерний затискач (рис. 4.2, в) надає змоги відводити притискний елемент 3 на велику відстань від заготовки за допомогою байонетного механізму 2 зі штифтами 1 та притискати її поворотом гвинта 3 на невеликий кут.

На рисунку 4.2, г зображено машинні лещата (затискач з подвійним гвинтом). Під час обертання прикріпленої до гайки 5 ручки 7 крутний момент через підпружинені кульки 4 передається гвинту 3, що має з правого боку дрібну, а з лівого боку грубу різь. Швидке підведення рухомої губки 2 до заготовки 1 відбувається за допомогою лівого боку гвинта. Зростання крутного моменту зумовлює спрацювання кулькового механізму і гвинт зупиняється, а подальше обертання ручки передає рух до рухомої губки через правий бік гвинта з дрібною різь. Тоді зменшується швидкість переміщення губки та відповідно зростає сила її притискання. Упорний кульковий підшипник 6 зменшує тертя на торцевій поверхні гайки. Під час відпускання заготовки все відбувається у зворотному порядку.

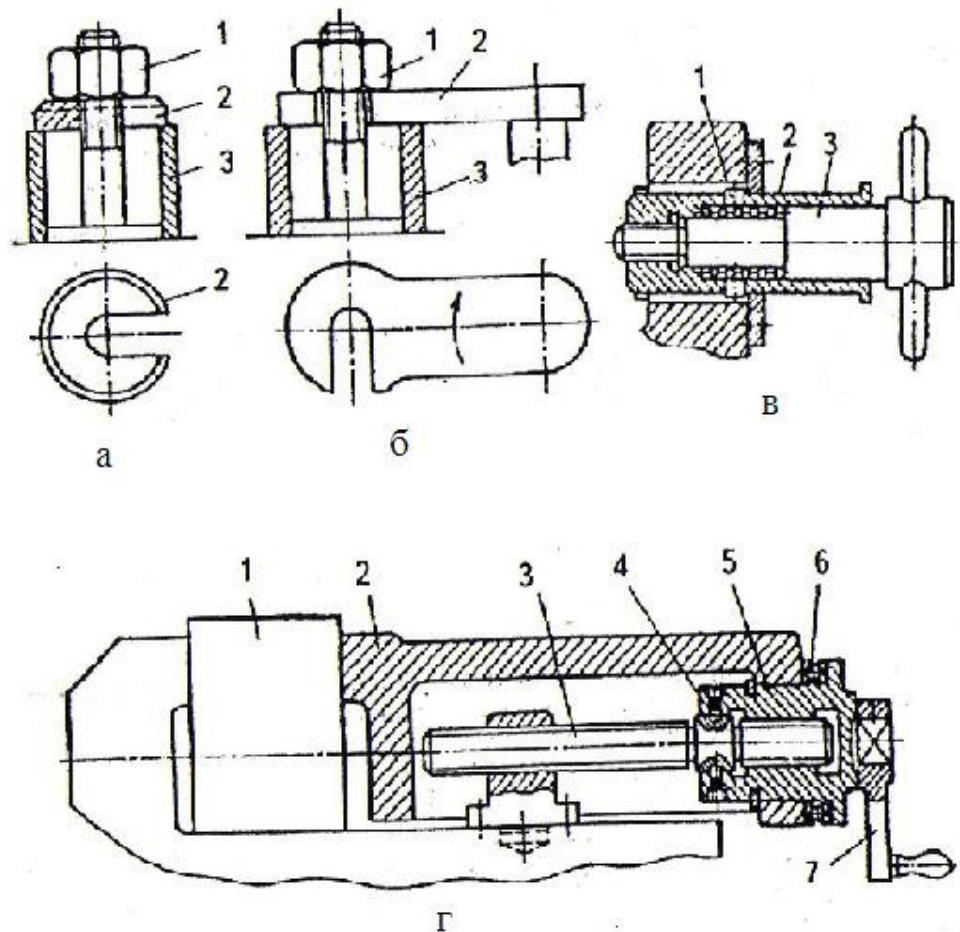


Рисунок 4.2 – Гвинтові затискачі

Завдання для самостійної роботи Розрахунок параметрів гвинтових затискачів

Для однієї із зображених на рисунку 4.1, а...д конструкцій опорних торців гвинтових затискачів та їх параметрів, наведених у таблицях 4.1 і 4.2, визначити діаметр різі гвинта, крутний момент і силу, які потрібно прикласти на вході затискача.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані за номерами завдань

Параметр	Завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, кН	4,5	5,0	6,0	12	10	9,2	8,5	7,0	6,5	5,5
Рисунок	5,1,а	5,1,б	5,1,в	5,1,г	5,1,д	5,1,а	5,1,б	5,1,в	5,1,г	5,1,д
Різь*	М	Д	М	У	М	У	М	Д	У	М

*Умовне позначення різьби: М – метрична, Д – дюймова, У – упорна.

Таблиця 4.2 – Вихідні дані за номерами варіантів завдань

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Марка сталі	A35	A25	A30	A35	A45	A35	A20	A25	A20	A30
$\rho, ^\circ$	9	10	11	8	9	12	11	9	8	10
f_1	0,16	0,15	0,14	0,18	0,16	0,13	0,14	0,15	0,16	0,12

Задача. За таблицями 4.1 і 4.2 маємо такі вихідні дані: $Q = 5,5$ кН (рис. 4.1, д); різь – метрична; марка сталі гвинта – А30; $\rho = 10^\circ$; $f_1 = 0,12$.

Розв’язання. За формулою (4.1) знаходимо найменше значення номінального діаметра різі гвинта як

$$d = C \sqrt{\frac{Q}{\sigma}}.$$

Для метричної різі коефіцієнт $C = 5,2$; границя міцності сталі А30 $\sigma = 680$ МПа; за умовою завдання $Q = 5,5$ кН. Підставивши ці значення, отримаємо:

$$d = 5,2 \sqrt{\frac{5500}{680}} = 15,92 \approx 16 \text{ мм.}$$

Крутний момент, який треба прикласти до гвинта для отримання заданої сили притискання за формулою (4.2)

$$M_{\text{вх}} = \frac{1}{2} d_2 Q \operatorname{tg}(\beta + \rho) + M_{\text{тр}},$$

а момент тертя за формулою (4.3)

$$M_{тр} = \frac{1}{3} f Q \frac{D_B^3 - d_M^3}{D_B^2 - d_M^2}$$

Прийнявши з конструктивних міркувань $D_B = 2d$ і $d_M = d$ та підставивши відповідні значення у ці формули, після підрахунків отримаємо:

$$M_{тр} = 8213.3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{ex} = 16747.43 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Якщо сила, яку прикладають до ручок гайки, $N = 60 \text{ Н}$, то потрібна довжина обох ручок:

$$2l = \frac{M_{ex}}{N} = \frac{16747.43}{60} = 279.12 \text{ мм}.$$

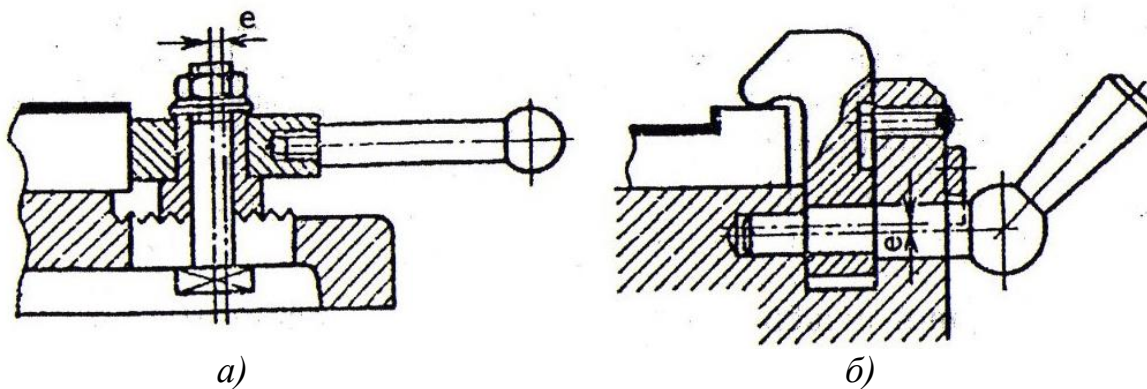
Найменша довжина ручки $l = 1/2 \times 279.12 = 139.56 \approx 140 \text{ мм}$.

Такий розмір ручки прийнятний для проєктованого затискача.

5 РОЗРАХУНОК ЕКСЦЕНТРИКОВИХ ПРИТИСКАЧІВ

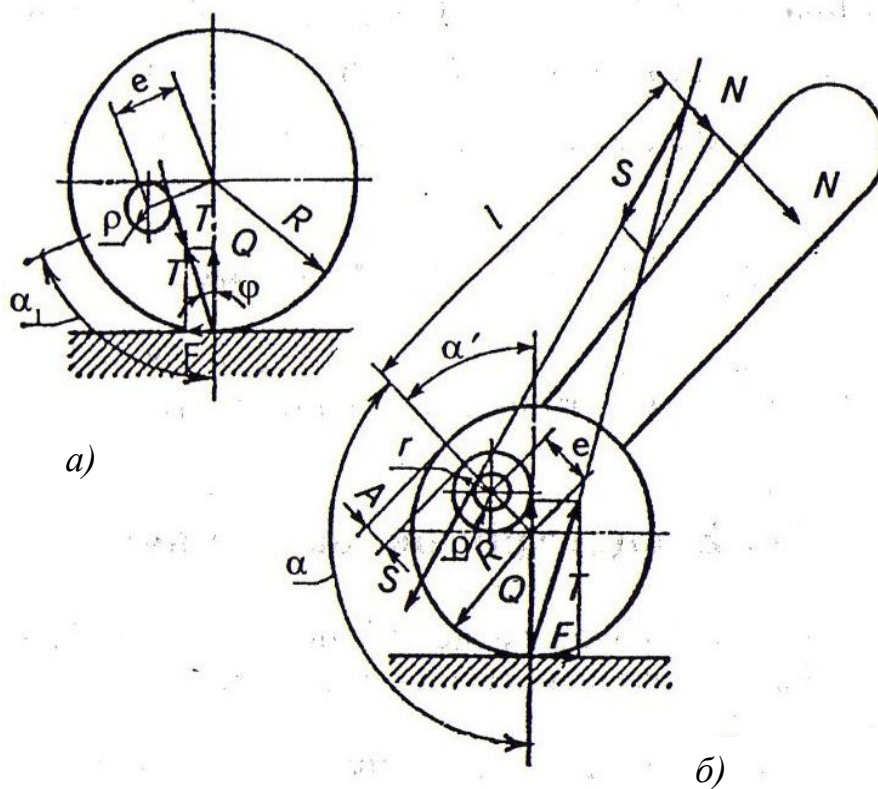
Розглянемо два ексцентрикові затискачі (рис. 5.1) – дисковий та з прихоплювачем, а також дві схеми круглих ексцентриків, без ручки та з нею (рис. 5.2).

Основними параметрами для розрахунку ексцентрикових затискачів є найбільша сила затискання заготовки, різниця радіусів робочого сектора ексцентрика (робочий хід), сила на ручці та кут її повертання. Вихідними даними для визначення основних параметрів круглого ексцентрика (рис 5.2, а) є допуск розміру заготовки від її базової поверхні до місця прикладення сили притискання, кут повертання ексцентрика та найбільша сила притискання заготовки.



a – дисковий затискач; б – прихоплюючий затискач

Рисунок 5.1 – Ексцентрикові затискачі



a – схема сил для розрахунку круглого ексцентрика

б – схема сил для розрахунку ексцентрикового затискача з ручкою

Рисунок 5.2 – Затискачі

Якщо кут поворотання ексцентрика не обмежений, то

$$e = \frac{1}{2} \left(S_1 + TL_3 + S_2 + \frac{Q}{J} \right) \dots \dots \dots (5.1)$$

де e – зміщення осі ексцентрика від осі його обертання, мм;

S_1 – початковий проміжок для вільного розміщення заготовки, мм;
 TL_3 – допуск розміру заготовки, мм;
 S_2 – запас робочого руху ексцентрика, мм;
 J – жорсткість затискача, Н/мм.

Якщо кут повороту ексцентрика менший ніж 180° , то

$$e = \frac{1}{1 - \cos \alpha} \left(S_1 + TL_3 + \frac{Q}{J} \right) \quad \dots(5.2)$$

де α – кут повороту ексцентрика, град.

Радіус цапфи ексцентрика (рис. 5.1, б) визначають як

$$r = \frac{Q}{2b\sigma_{зм}}, \quad (5.3)$$

де r і b – відповідно радіус та ширина (товщина) цапфи ексцентрика, мм;

$\sigma_{зм}$ – границя міцності матеріалу цапфи ексцентрика на зминання, МПа; (здебільшого $\sigma_{зм}$ – 15...20 МПа).

Радіус самого ексцентрика R визначають з умови його самогальмування. Зі схеми сил, які діють на ексцентрик, виходить, що рівнодійна сила T реакції Q і сили тертя F має дорівнювати силі реакції з боку цапфи, дотичній до кола тертя радіусом ρ , і бути спрямована у протилежний від неї бік. Рисунок 5.1 свідчить, що

$$R = \frac{e - \rho}{\sin \varphi}, \quad (5.4)$$

де R і e – відповідно радіус та ексцентриситет ексцентрика, мм;

φ – кут тертя спокою між поверхнею ексцентрика та натискним елементом, град.

Радіус ρ кола тертя визначають як

$$\rho = f'' r,$$

де f'' – коефіцієнт тертя спокою у цапфі, для пар металів у додатку Б.

Для напівсухих поверхонь φ приймають від 8 до 10°; а f'' – від 0,15 до 0,18. Кут поворотання α_1 ексцентрика (рис. 5.1, а) для найменш вигідного його положення $\alpha_1 = 90^\circ - \varphi$. З деякими наближеннями ширину ексцентрика визначають як

$$B = \frac{0.17QE}{R\sigma^2 l_{3M}}, \quad (5.5)$$

де B – ширина ексцентрика, мм;

σl_{3M} – границя міцності на зминання матеріалу ексцентрика, МПа; для загартованої сталі $\sigma l_{3M} = 800 \dots 1200$ МПа;

E – модуль пружності матеріалу ексцентрика чи заготовки (приймають більше значення (див. дод. А), МПа.

Конструкції та розміри ексцентриків стандартизовані.

Залежність між силою притискання та моментом на ручці ексцентрика у кінці затискання заготовки знаходять із умови рівноваги сил, що діють на систему (див. рис. 5.1, б). Після деякого спрощення маємо:

$$Nl = Qe[1 + \sin(\alpha' + \varphi)], \quad (5.6)$$

де N – сила на ручці, Н;

α' – кут розміщення цапфи, град.; приймають $\alpha' = 40 \dots 45^\circ$.

Круглі ексцентрики прості та дешеві у виготовленні.

Однак недоліком їх є залежність самогальмівних властивостей від кута поворотання ексцентрика, який не може бути більшим ніж 180°.

Позбавлені цього недоліку криволінійні ексцентрики, самогальмівні властивості яких переважно є незалежними від кута поворотання ексцентрика.

Кут поворотання їх значно більший, ніж кут поворотання кругових ексцентриків, і може бути більшим ніж 180°.

Профілі робочих поверхонь їх переважно виконують у вигляді евольвенти чи спіралі Архімеда.

Ексцентрики виготовляють зі стійких проти спрацювання високовуглецевих чи цементованих сталей і гартують до твердості 58...62 HRC.

Завдання для самостійної роботи

Розрахунок параметрів ексцентрикових затискачів

Для заданої на рисунку 5.2 схеми круглого ексцентрикового затискача та вихідних даних згідно з таблицями 5.1 і 5.2 (вихідні дані за номерами завдань, наприклад, за передостанньою цифрою номера залікової книжки) визначити розміри ексцентрика, момент сил на його ручці та її довжину.

Таблиця 5.1

Параметр	Завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, кН	1,5	2,0	1,5	4,2	3,0	2,2	3,5	2,0	2,5	3,0
J, кН/мм	14,5	15,5	12,0	12,5	13,5	14,0	16,0	12,0	14,0	15,0
σ_{3M} , МПа	15,5	18,5	19,5	15,0	17,0	19,0	14,0	16,0	18,0	20,
σ_{13M} , МПа	760	950	900	850	900	950	800	920	980	1100

Таблиця 5.2

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\alpha, ^\circ$	70	60	80	70	50	6	80	70	50	60
$\varphi, ^\circ$	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8
f	0,15	0,16	0,17	0,18	0,15	0,16	0,17	0,18	0,17	0,15
TL_3 , мм	1,3	0,8	1,2	1,3	1,4	1,5	1,0	1,1	1,2	1,0
S_1 , мм	0,20	0,30	0,25	0,20	0,25	0,15	0,30	0,25	0,30	0,20

Задача. За таблицями 5.1 і 5.2 маємо такі вихідні дані: $Q = 3,0$ кН;
 $J = 15,0$ кН/мм; $\sigma_{3M} = 20$ МПа; $\sigma_{13M} = 1100$ МПа; $\alpha = 60^\circ$; $\varphi = 8^\circ$; $f = 0,15$;
 $TL_3 = 1,0$ мм; $S_1 = 0,20$ мм.

Розв'язання. На основі поданих вище рекомендацій, враховуючи, що кут повороту ексцентрика менший ніж 180° , за формулою (5.2) ексцентриситет кулачка

$$e = \frac{S_1 + TL_3 + \frac{Q}{J}}{1 - \cos \alpha} = \frac{0,2 + 1,0 + \frac{3000}{15000}}{1 - \cos 60^\circ} = 10 \text{ мм.}$$

Приймаючи з конструктивних міркувань ширину цапфи $b = 10$ мм, беручи до уваги, що $\sigma_{3M} = 20$ МПа, за формулою (5.3) визначаємо радіус цапфи як

$$r = \frac{Q}{2b\sigma_{3M}^2} = \frac{3000}{2 \cdot 10 \cdot 20^2} = 7,5 \text{ (мм).}$$

За формулою (5.4) радіус ексцентрика

$$R = \frac{e - \rho}{\sin \varphi},$$

де радіус кола тертя $\rho = f \cdot r = 0,15 \times 7,5 = 1,75$ (мм).

Підставивши ці значення, маємо

$$R = \frac{10 - 0,15 \cdot 14}{\sin 8^\circ} = 68,26 \text{ (мм).}$$

Ширину ексцентрика визначаємо за формулою (5.5) як

$$B = 0,17 \frac{QE}{R\sigma_{3M}^2} = 0,17 \frac{3000 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{68,26 \cdot 1100^2} = 19,1 \text{ (мм).}$$

Прийнявши кут розміщення цапфи $\alpha' = 40^\circ$, за формулою (5.6) знаходимо найбільший момент на ручці ексцентрика:

$$N_1 = 3\,000 \times 10 [1 + \sin (40^\circ + 8^\circ)] = 52\,200 \text{ (Н мм)}.$$

Якщо сила, прикладена до ручки $N = 80 \text{ Н}$, то довжина ручки

$$l = 52\,200/80 = 652,5 \text{ (мм)}.$$

Оскільки отримана довжина ручки більша за рекомендовану (350 мм), можна зробити висновок, що для заданого затискача потрібно або ускладнити його конструкцію, використавши у ньому поряд з ексцентриком ще й додатковий перетворювач (зубчастий, важільний тощо з коефіцієнтом перетворення $652,5/350 = 1,86$), або переглянути вихідні та прийняті для розрахунків дані.

6 РОЗРАХУНОК КЛИНОВИХ ПРИТИСКАЧІВ

Основними параметрами, що характеризують клинові затискачі, є найбільша сила притискання, кут передавання сили, довжина робочого переміщення вихідного клина та сила на вході затискача. їх часто застосовують як проміжні вузли у складніших затискачах і пристроях. Вони надають змоги не тільки збільшувати силу притискання заготовки, а й змінювати напрямок її дії. Залежно від кута клина вони можуть бути й самогальмівними.

Для найпоширенішого односкісного клина (рис. 6.1, а) з кутом між напрямками сил 90° сила на вході клинового затискача

$$N = Q \frac{\cos \varphi_3 \sin[\alpha \pm (\varphi_1 + \varphi_2)]}{\cos \varphi_1 \cos[\alpha \pm (\varphi_2 + \varphi_3)]}, \quad (6.1)$$

де N – сила на вході клинового затискача, Н;

$\varphi_1 - \varphi_2$ – кути тертя відповідно між клином та його напрямними, плунжером і клином, плунжером та його напрямними.

Для визначення сили, потрібної для зворотного руху клина у формулі (6.1), приймають від'ємні знаки.

Якщо $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi$, то формулу (6.1) записують як

$$N = Q \operatorname{tg}(\alpha \pm 2\varphi). \quad (6.2)$$

Для визначення сили на вході клинового затискача (рис. 6.1, б) користуються формулами (6.1) або (6.2).

Для клинових затискачів з кутом передавання сили більшим ніж 90° (рис. 6.1, в) залежність між N і Q визначають за формулою

$$N = Q \frac{\cos \varphi_3 \sin(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_1 \cos(90^\circ + \alpha - \beta + \varphi_1 + \varphi_2)}, \quad (6.3)$$

де φ_1, φ_2 і φ_3 – кути тертя відповідно між вхідним клином та його напрямними, обома клинами, вихідним клином та його напрямними, град;

α, β – кути відповідно вхідного клина та між напрямками сил, град.

Якщо кути тертя однакові та дорівнюють φ , то

$$N = Q \frac{\sin(\alpha + 2\varphi)}{\cos(90^\circ + \alpha - \beta + 2\varphi)}. \quad (6.4)$$

Консольні плунжери клинових затискачів під дією сили N можуть перекошуватись у межах проміжку між плунжером і напрямними. Двоопорний плунжер (рис. 6.1, г) практично не перекошується під дією цієї сили, а притискається до одного боку напрямної поверхні.

Тому залежність між силами N і Q

$$N = Q \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3}. \quad (6.5)$$

Для затискача, зображеного на рисунку 6.1, д, торцевий циліндричний клин передає вхідну силу шляхом повертання його навколо осі О-О, а співвідношення сил має вигляд

$$N = Q \frac{r_{cep}}{l+r} [tg(\alpha + \varphi_1) + tg\varphi_2], \quad (6.6)$$

де r_{cep} і r – відповідно середній і найбільший радіуси циліндричного клина, мм;

l – довжина плеча ручки, мм.

Для збільшення к.к.д. клинових затискачів на поверхні клина ковзання замінюють коченням, застосовуючи опорні ролики (див. рис. 6.1, б).

На рисунку 6.1, є зображено комбінований затискач, складений з односкосого клина 2, до якого через шток 4 прикладена сила рушія N , і важільного затискача 3, що передає силу Q заготовці.

Затискаючи заготовку, клин під дією цієї сили переміщається вліво і зумовлює повертання важеля навколо його осі. З умови рівноваги клина під дією всіх прикладених до нього сил, після деяких перетворень маємо:

$$N = Q [tg(\alpha + \varphi_{13\phi}) + tg\varphi_{23\phi}], \dots \dots \dots (6.7)$$

де $\varphi_{13\phi}$ і $\varphi_{23\phi}$ – зведені кути тертя для обох роликів, що контактують з напрямною затискача. Їх можна визначити з умови рівноваги роликів як

$$\varphi_{13\phi} = \arctan \frac{d}{D} tg\varphi_1;$$

$$\varphi_{23\phi} = \arctan \frac{d}{D} tg\varphi_2,$$

де d і D – відповідно малий та великий діаметри установчих поверхонь кулькових підшипників;

φ_1 і φ_2 – кути тертя ковзання для матеріалів клина та зовнішніх кілець відповідно одного та другого підшипників.

Клини та плунжери роблять зі стійких проти спрацювання високо вуглецевих чи цементованих сталей та гартують до твердості 58...62 HRC.

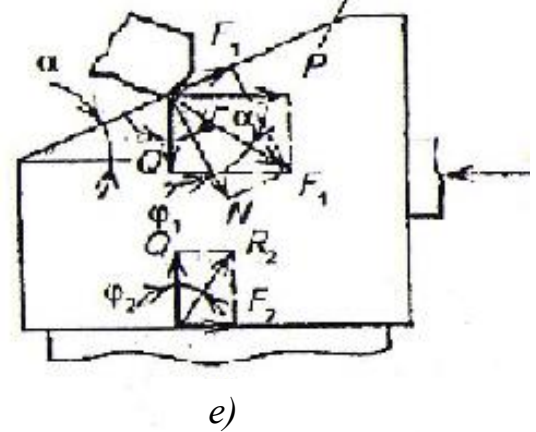
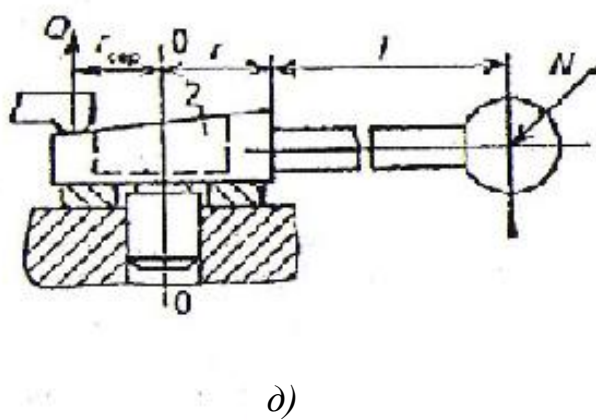
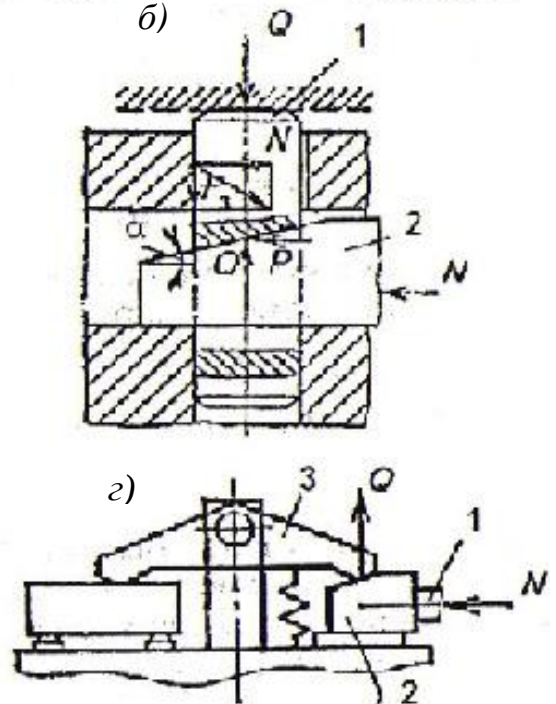
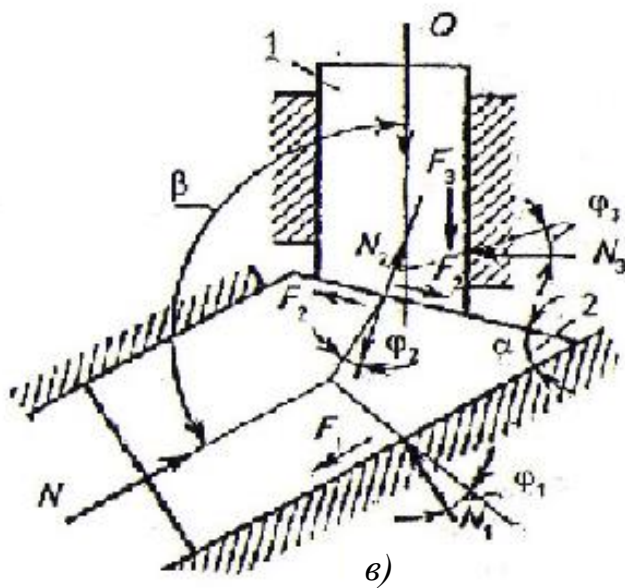
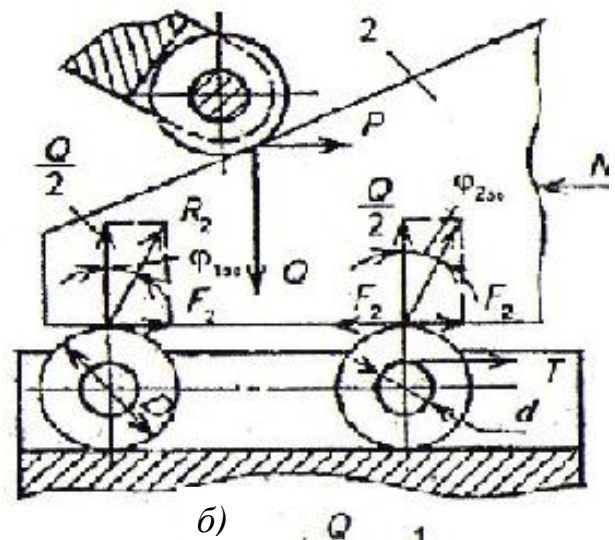
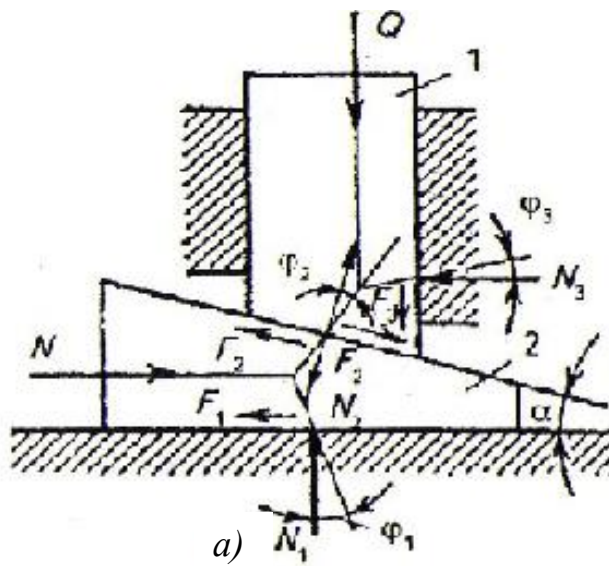


Рисунок .6.1 – Схеми для розрахунків клинових затискачів

Завдання для самостійної роботи

Розрахунок параметрів клинових затискачів

Для заданих у таблицях 6.1 і 6.2 вихідних даних (за номерами завдань, наприклад, за передостанньою цифрою номера залікової книжки) визначити силу, яку потрібно прикласти на вході клинового затискача (рис. 6.1).

Таблиця 6.1

Параметр	Завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, кН	5,5	6,0	7,0	4,0	10	5,0	1,5	4,0	3,5	2,5
Рис. 3.1	а	б	в	г	д	д	г	в	б	а
$\beta, ^\circ$	90	120	90	90	90	90	90	90	110	90
$\alpha, ^\circ$	12	40	14	8	20	15	8	10	30	10

Таблиця 6.2

Параметр	Завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\varphi_1, ^\circ$	8	10	11	12	10	9	8	10	9	8
$\varphi_2, ^\circ$	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8
$\varphi_3, ^\circ$	10	9	10	10	8	8	10	10	8	8

Задача. За таблицями 6.1 і 6.2 маємо такі вихідні дані: $Q = 2,5$ кН; α ; $\beta = 90^\circ$; $\alpha = 10^\circ$; $\varphi_1 = 8^\circ$; $\varphi_2 = 8^\circ$; $\varphi_3 = 8^\circ$.

Розв'язання. Беручи до уваги, що всі три кути тертя дорівнюють між собою, силу на вході затискача визначаємо за формулою (6.2)

$$N = Q \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi) = 2500 \operatorname{tg}(10 + 16) = 1\,210 \text{ (Н)}.$$

7 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПРИТИСКАЧІВ

Електромагнітний притискач використовується в якості затискного пристрою для фіксації плоских заготовок, застосовують зазвичай у вигляді плит і планшайб для закріплення сталевих і чавунних заготовок з плоскою базовою поверхнею. Електромагнітний привід має низку переваг, що сприяють його застосуванню у складально-зварювальних пристосуваннях, до них відносяться: рівномірний розподіл сили притягування по всій опорній поверхні заготовки, що різко знижує похибку закріплення; висока жорсткість пристосування; вільний доступ до оброблюваних поверхонь заготовки; зручність керування приводом.

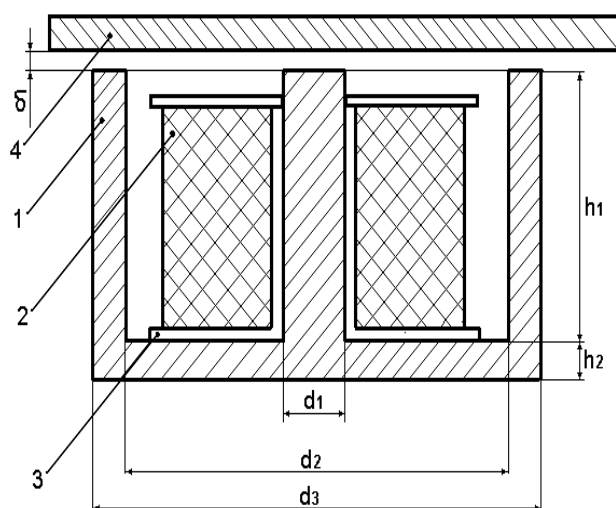


Рисунок 7.1 – Принципова схема електромагніту

У якості електромагніту (рис. 7.1) використовується індуктивна котушка з Ш-подібним перерізом осердя кільцевої форми. Основними геометричними характеристиками електромагніту є:

$$d_2=(2,5...3... \dots 3)d_1; \quad d_3=d_2+0,5d_1; \quad h_1=0,6d_1; \quad h_2=(1...1,5)d_1$$

Для електромагніту основною характеристикою є сила притягування (тяги). Якщо зазор між осердям 1 і якорем (який притискає деталь) 4

невеликий ($\delta \leq 0,1d_1$), то силу притягування (тяги) F можна визначити за формулою Максвелла

$$F = \Phi^{2/2} \mu_0 S, \quad (7.1)$$

де Φ – магнітний потік в осерді;

S – переріз осердя в площині контакту його з заготівкою;

$\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнітна константа.

Якщо перерізи осердя і полюса однакові, тоді при деяких допущеннях можна прийняти, що

$$\Phi = B S, \quad (7.2)$$

де B – магнітна індукція осердя. У цьому випадку отримаємо силу тяги:

$$F = \frac{B^2 S}{2\mu_0}. \quad (7.3)$$

Максимальне значення індукції насиченого осердя виготовленого із електротехнічної сталі, що використовується для осердя електромагнітів, $B_{\max} = 2$ Тл, а з урахуванням необхідності тривалої роботи електромагніту без насичення осердя, індукція повинна бути на 20...40 % менше максимальної, тобто отримаємо:

$$F = \frac{2^2 \cdot S}{2 \cdot 4 \cdot \pi \times 10^{-7}} 0,7 = 1,1 \times 10^6 \cdot S \quad (7.4)$$

де S – площа осердя, м^2 .

Для розрахунку необхідної площі електромагніту приймають необхідне зусилля фіксації деталі, наприклад стандартного листа металу, що притискається декількома притискачами. Приймаємо необхідну величину зусилля фіксації розподіленого на кожен притискач $F=400$ Н. З урахуванням наведеної формули (7.4) необхідна площа осердя буде:

$$S = F / 1,1 \cdot 10^6 = 400 / (1,1 \times 10^6) = 364 \times 10^{-6} \text{ м}^2 = 3,64 \text{ см}^2 = 364 \text{ (мм}^2\text{)}.$$

Далі, з конструктивних міркувань, приймають площу центральної частини осердя, наприклад: $2,0 \text{ см}^2 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Враховуючи, що ця площа більше розрахункової, то і сила тяги теж буде більше необхідної. Відповідно виконуються конструктивні вимоги.

Для розрахунку сили струму і кількості витків у котушці, які забезпечують необхідне зусилля притиску, використовують формулу

$$F = \frac{(IN)^2 \mu_0 S}{2 \left(\frac{l_c}{\mu_c} + \frac{\delta}{\mu_\delta} \right)}, \quad (7.5)$$

де I – сила струму у витках котушки, А;

N – кількість витків котушки,

$\delta = 10,0 \text{ мм}$ – величина повітряного зазору між осердям і поверхнею деталі,

l_c – довжина середньої лінії (приймають попередньо, наприклад, такою, що дорівнює 12 повітряним зазорам) 120 мм ,

$\mu_c = 1\,000 \dots 5\,000$ – магнітна проникність феромагнітної сталі,

$\mu_\delta = 1$ – магнітна проникність повітря,

Розрахуємо параметр IN відповідно до формули (7.5):

$$IN = \sqrt{2F \frac{\left(\frac{l_c}{\mu_c} + \frac{\delta}{\mu_\delta} \right)}{\mu_0 S}} = \sqrt{2 \cdot 400 \cdot \frac{\left(\frac{0,12}{1000} + \frac{0,01}{1} \right)}{4\pi \times 10^{-7} \cdot 2 \cdot 10^{-4}}} = 179500 \text{ (витків)}.$$

Розраховують геометричні параметри магніту:

$$d_1 = 10 \cdot \delta = 10 \cdot 10 = 100 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = 3 \cdot d_1 = 3 \cdot 100 = 300 \text{ (мм)};$$

$$d_3 = 300 + 0,5 \cdot 100 = 350 \text{ (мм)};$$

$$h_1 = 0,6 \cdot d_1 = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ (мм)};$$

$$h_2 = 1,2 \cdot d_1 = 1,2 \cdot 100 = 120 \text{ (мм)}.$$

Знайдемо кількість витків дроту, які може містити магніт з такими геометричними параметрами осердя:

$$N = \frac{S_{\text{ОКНА}}}{S_{\text{ПР}}} K_3, \quad (7.6)$$

де $S_{\text{вікна}} = h_1 \times 0,5(d_2 - d_1) = 60 \times 0,5(300 - 100) = 6\,000 \text{ (мм}^2\text{)}$ – площа вікна осердя ,

$K_3 = 0,6$ – коефіцієнт заповнення перерізом витків дроту перерізу вікна осердя.

Якщо прийняти, що на осердя намотується мідний дріт $d_{\text{п}} = 2,0 \text{ мм}$, для якого допустима щільність струму становить $j = 4 \text{ А/мм}^2$, тоді площа проведення струму:

$$S_{\text{пр}} = \pi d_{\text{п}}^2 / 4 = 2,0^2 \times \pi / 4 = 3,14 \text{ (мм}^2\text{)}. \quad (7.7)$$

Кількість витків дроту:

$$N = \frac{6000}{3,14} \cdot 0,6 \approx 1147. \quad (7.8)$$

Максимально допустимий струм, який можна пропустити через дріт прийнятого перерізу:

$$I = S_{\text{пр}} \times j = 3,14 \times 4 = 12,56 \text{ (А)}. \quad (7.9)$$

Відповідно електромагніт з такими параметрами забезпечить $IN = 12,56 \cdot 1\,147 = 14\,407 \text{ ампер-витків}$, які в порівнянні з необхідними розрахунковими 179 500 витками, що в 12,5 разів менше.

8 РОЗРАХУНОК ВАЖІЛЬНИХ ПРИТИСКАЧІВ

У зварювальному виробництві більшість важільних притискачів складального оснащення в якості силового приводу використовують пневматичні циліндри (камери) або гідравлічні циліндри.

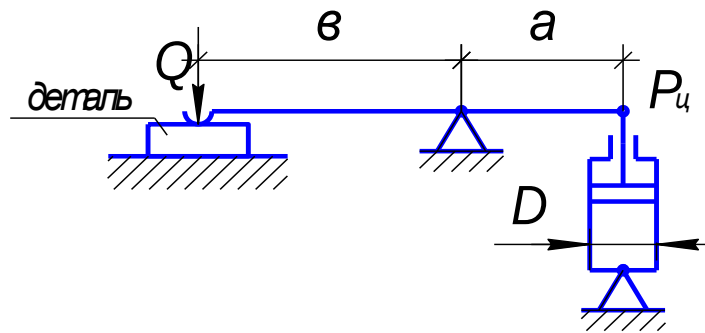


Рисунок 8.1 – Схема важеля першого роду

Розрахунок зусилля притиску визначають за формулою

$$Q = \frac{1}{\epsilon} \left(a - \frac{a + \epsilon}{\epsilon} + f * r \right) * P, \quad (8.1)$$

де P – зусилля на штоку пневматичного циліндра, тобто зусилля приводу;

a і ϵ – розрахункові плечі важеля, їх вважають як плечі прикладення зусиль P і Q відносно опорного шарніра важеля. Визначають як перпендикуляри опущені з центра шарніра на напрямок дії сили, а не як конструктивний розмір важеля;

f – коефіцієнт тертя в осях шарніра або роликів ($f = 0,1$);

r – радіус вісі шарніра (приймаємо конструктивно, ($r = 16$ мм),

$$Q_H = G * f = mgf, \quad (8.2)$$

$$m = 60 \text{ кг},$$

$$Q_H = mgf = 60 * 10 * 0,1 = 60(\text{кг}) = 600(\text{Н}).$$

Мінімальне необхідне зусилля:

$$Q_H \geq 0,4\kappa H = 600(H),$$

$$Q_{\text{дійоче}} = Q_H * K = Q_H * K_0 * K_1 * K_2,$$

де $K_0 = 1,5$ $K_1 = 1$ $K_2 = 1$,

$$Q_{\text{дійоче}} = 600 * 1,5 * 1 * 1 = 900(H),$$

$$P_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{дійств}}}{\frac{1}{\epsilon} \left(a - \frac{a + \epsilon}{\epsilon} fr \right)};$$

де $a = 420\text{мм}$; $\epsilon = 460\text{мм}$; $r = 16\text{мм}$;

$$P_{\text{ц}} = \frac{900}{\frac{1}{460} \left(420 - \frac{420 + 460}{460} \right) * 0,1 * 16} = 993(H),$$

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4P}{\pi \rho \eta}};$$

де ρ – тиск повітря в мережі приймають в межах: $\rho = 0,38...0,63\text{МПа}$,

к.к.д. пневмоциліндра : $\eta = 0,8...0,95$;

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4 * 993}{3,14 * 0,63 * 0,95}} = 46(\text{мм}).$$

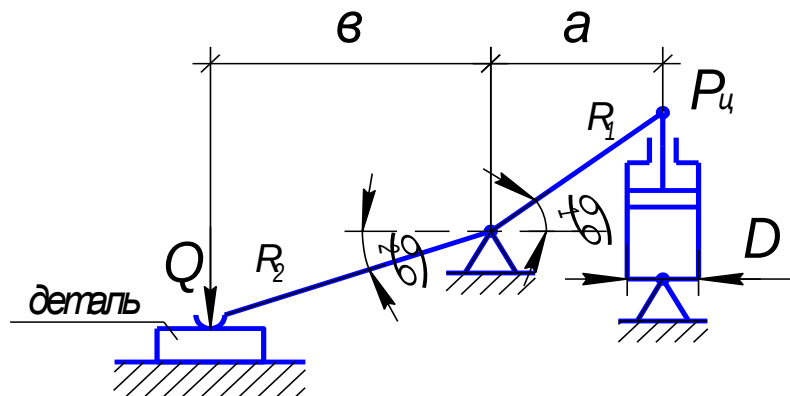
З довідника машинобудівника [8] вибираємо пневмоциліндр 1 – 50 х 250, який має діаметр поршня $D = 50$ мм, $d_{\text{штока}} = 25$ мм, та хід поршня $S = 250$ мм:

$$P_{ц} = \frac{D_{ц}^2 * \pi * \rho * \eta}{4}; D=50 \text{ мм},$$

$$P_{ц} = \frac{50^2 * 3,14 * 0,63 * 0,95}{4} = 1175(H);$$

Пневмоциліндр забезпечує утримання тіла, тому що створює зусилля більше за необхідне.

Важільний механізм з великим ходом



a і $в$ — плечі, величина перемінна, залежна від кута повороту важеля;

α_1 і α_2 — кути між радіусами важеля до плечей a і $в$;

R_1 — конструктивний розмір (радіус) важеля від центра шарніра до спряження зі штоком циліндра;

R_2 — розмір важеля від центра шарніра до точки прикладення зусилля Q

Рисунок 8.2 – Важільний механізм з великим ходом

Дано: $m = 60 \text{ кг}$; $r = 16 \text{ мм}$

$R_1 = 420 \text{ мм}$ $R_2 = 460 \text{ мм}$

$\alpha_1 = 15^\circ$ $\alpha_2 = 45^\circ$

Рішення:

$a = \cos \alpha_1 * R_1$; $a = \cos 15 * 420 = 405,7 \text{ мм}$

$в = \cos \alpha_2 * R_2$; $в = \cos 45 * 460 = 329 \text{ мм}$

$Q_H = \sigma * f = mgf = 600 * 10 * 0,1 = 60(\text{кг}) = 600(H)$

Мінімальне необхідне зусилля

$$Q_H \geq 0,4\kappa H = 600(H),$$

$$Q_{\text{діюче}} = Q_H * K = Q_H * K_0 * K_1 * K_2 = 600 * 1,5 * 1 * 1 = 900H,$$

$$P_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{дійств}}}{\frac{1}{\epsilon} \left(a - \frac{a + \epsilon}{\epsilon} fr \right)} = \frac{900}{\frac{1}{325,3} \left(405,7 - \frac{405,7 + 325,3}{325,3} \right) * 0,1 * 16} = 728(H),$$

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \rho \eta}};$$

де ρ – тиск повітря в мережі приймають у межах: $\rho = 0,38 \dots 0,63 \text{ МПа}$;

к.к.д. пневмоциліндра : $\eta = 0,8 \dots 0,95$;

$$D = \sqrt{\frac{4 * 728}{3,14 * 0,63 * 0,95}} = 39,4 \text{ мм}.$$

З довідника машинобудівника [8] вибираємо пневмоциліндр 1– 50 х 250, який має діаметр поршня $D = 50$ мм, $d_{\text{штока}} = 25$ мм, та хід поршня $S = 250$ мм:

$$P_{\text{ц}} = \frac{D_{\text{ц}}^2 * \pi * \rho * \eta}{4}; \quad D = 50 \text{ мм};$$

$$P_{\text{ц}} = \frac{50^2 * 3,14 * 0,63 * 0,95}{4} = 1175(H);$$

Пневмоциліндр забезпечує утримання тіла, тому що створює зусилля більше за необхідне.

Варіанти завдань

Притискні пристрої (важіль першого роду)

Маса деталі М, кг

Довжини плечей важеля а, b, мм

Таблиця 8.1 – Вихідні дані за номерами завдань

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
М	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	300	350
а	250	200	300	350	400	320	280	370	420	280	330	450	360
b	300	270	400	450	400	450	320	300	460	360	350	450	380

Продовження таблиці 8.1

№	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
М	400	450	500	550	600	650	700	450	500	550	600	650	700
а	270	320	360	400	420	450	300	400	350	360	320	280	260
b	300	340	400	420	450	500	350	420	400	400	460	300	330

Важільний механізм з великим ходом

Маса деталі М, кг

Радіуси плечей важеля R₁, R₂, мм

Кути важеля α₁, α₂, град.

Таблиця 8.2 – Вихідні дані за номерами завдань

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
М	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	300	350
R ₁	250	200	300	350	400	320	280	370	420	280	330	450	360
R ₂	300	270	400	450	400	450	320	300	460	360	350	450	380
α ₁	15	30	45	15	30	15	15	30	15	30	15	30	15
α ₂	30	15	15	45	15	45	30	15	45	45	30	45	30

Продовження таблиці 8.2

№	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
М	400	450	500	550	600	650	700	450	500	550	600	650	700
R ₁	270	320	360	400	420	450	300	400	350	360	320	280	260
R ₂	300	340	400	420	450	500	350	420	400	400	460	300	330
α ₁	15	45	15	30	15	45	15	15	30	30	45	15	45
α ₂	30	30	45	15	30	30	45	30	15	45	30	30	30

9 РОЗРАХУНОК ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ

Силові пневматичні агрегати (пневмоприводи) бувають поршневыми (пнеumoциліндри), діафрагмовими (пнеumoкамери, пнеumoмембрани) та сильфонними (рис. 9.1). Пнеumoциліндр двосторонньої дії (рис. 9.1, а) складається з циліндра 6, поршня 1 з ущільнювачами, кришок 3 та 7 з ущільнювачами, штока 4 з ущільнювачем 5. Поршень разом зі штоком надають руху стисненому повітрю чи рідині (для гідроциліндрів), які надходять відповідно у праву чи ліву порожнину між поршнем та кришкою. Для циліндрів односторонньої дії стиснене повітря чи рідину подають тільки в одну порожнину (здебільшого ліву). Тоді робочий рух поршня зі штоком відбувається тільки в один бік (вправо), а неробочий їх рух відбувається за допомогою зворотної пружини.

Пнеumoциліндр вимагає використання багатьох ущільнювачів, а деякі з них працюють на спрацювання. Це обмежує термін їх служби (до 10 000 циклів). Перевагою їх є велике робоче переміщення штока.

До 600 000 циклів витримують пнеumoкамери. В односторонній камері (рис. 9.1, б, в, д) основним робочим органом є діафрагма 2, розміщена у замкненій порожнині між двома кришками 3 і 6 (в). Шток 5 одним кінцем закріплений до діафрагми і спрямовується напрямними у кришці 6. Ущільнювача вимагає тільки вихідний шток. Товщина діафрагми 4...10 мм. У двосторонній камері (рис. 9.1, г) повітря у порожнині, що зліва від діафрагми, тисне на шайбу штока та частину діафрагми, яка міститься між колами діаметрів D і d_1 , і переміщує його вправо. Для зворотного руху штока повітря подають у праву порожнину камери.

Для малих робочих ходів штока застосовують плоскі діафрагми, виготовлені з гумово-тканинної стрічки. Тривалість застосування такої діафрагми – один мільйон циклів.

Як і циліндри, камери роблять одно- та двосторонніми, а за способом закріплення розрізняють камери із защемленими (рис. 9.1, в) та не защемленими діафрагмами.

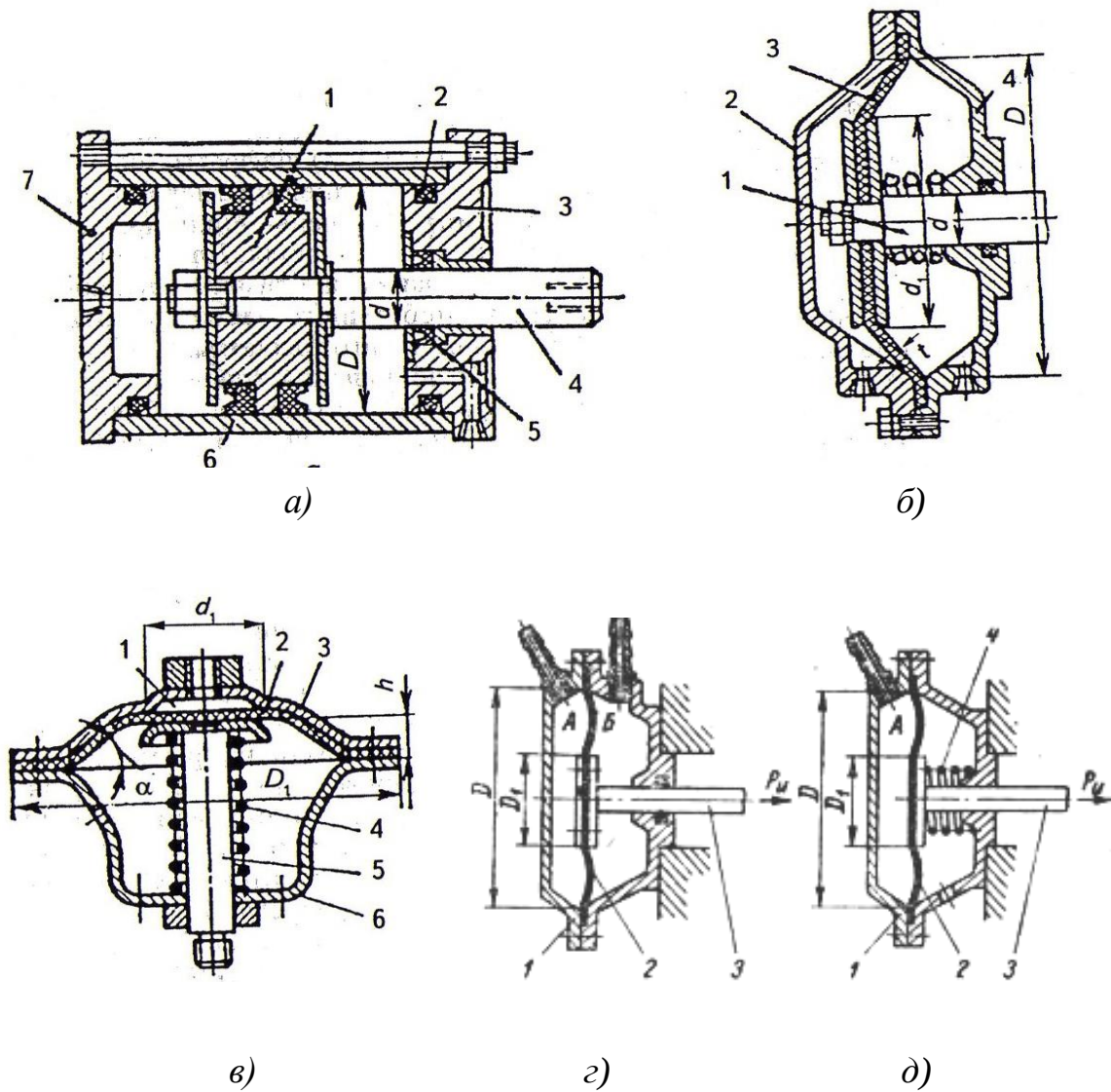


Рисунок 9.1 – Пневматичні приводи

Важливими елементами у пневмоциліндрах і пневмокамерах є ущільнювачі, що можуть працювати як у рухомих (поршень-циліндр, шток-кришка), так і у нерухомих (циліндр-кришка) з'єднаннях. Для ущільнення поршнів і штоків переважно застосовують манжети з різними перерізами (див. рис. 9.1, б). Кільця круглого перерізу здебільшого застосовують для ущільнення нерухомих елементів. Ущільнювачі виготовляють зі шкіри, оливобензостійкої гуми, хлорвінілу тощо. Для збільшення тривалості роботи пневмоциліндрів робочі поверхні циліндрів і штоків обробляють до шорсткості $R_a = 0,08 \dots 0,32$ мкм. Використання кілець круглого перерізу порівняно з використанням манжет вимагає

вищої шорсткості робочих поверхонь, а також достатнього змащення поверхонь.

Силу на штоці одnobічного циліндра визначають за формулою

$$Q = p\eta \frac{\pi D^2}{4} - q, \quad (9.1)$$

де Q – сила на штоці, Н;

p – тиск повітря, що подається у циліндр, МПа; $p = 0,3 \dots 0,6$ МПа;

D – діаметр поршня, мм;

η – к.к.д. циліндра, що залежить від розмірів пневмоциліндра, $\eta = 0,90 \dots 0,95$; для великих циліндрів к.к.д. більший;

q – сила стисненої пружини зворотного руху поршня та сил тертя в ущільненнях поршня та штока, Н.

Значно складнішою задачею є визначення сили на штоці пневмокамери. На її величину впливають не тільки розміри камери, шайби та штока, але й параметри самої діафрагми, яка буває тарілчастою та плоскою, вільною та защемленою, виготовленою з різних за властивостями матеріалів тощо.

Силу на штоці пневмокамери визначають з урахуванням того, що через жорстке закріплення діафрагми на штоці не вся сила стисненого повітря передається на шток. Частина цієї сили, що припадає на кільцеву площину $0,5 (D - d_1)$, передається на корпус. Тому корисна сила на штоці одnobічної пневмокамери (див. рис. 9.1, в) є сумою сил, що тиснуть на шайбу діаметром d_1 , на кільцеву площину $0,5 (D - d_1)$, і від'ємної сили стисненої пружини зворотного руху поршня, тобто

$$Q = Q_1 + Q_2 - q,$$

$$Q = 0.25 p \pi d_1^2,$$

де D і d_1 – діаметри відповідно діафрагми та шайби, мм;

p – тиск повітря, що подається у камеру, МПа.

Розглянемо основні параметри та силові характеристики пневмокамер (див. рис. 9.1). Нехтуючи пружністю матеріалу діафрагми та проінтегрувавши сили, що діють на елементарні кільцеві поверхні на змінному радіусі r шириною dr після деяких перетворень і спрощень, отримаємо:

$$Q_2 = \frac{1}{3} \eta \rho \left(D^2 + D d_1 - \frac{1}{2} d_1^2 \right).$$

Підставивши отримані значення, маємо:

$$Q = \frac{1}{12} \eta \rho (D^2 + D d_1 - d_1^2). \quad (9.2)$$

Сила Q не є сталою величиною, а змінюється відповідно до положення діафрагми у камері, що зумовлено залежністю сили стисненої пружини і пружного опору матеріалу діафрагми від переміщення штока. Криві залежності між силою на штоці камери та його переміщенням 1, 2 та 3 відповідають защемленим (рис. 9.1, в), плоскій (рис. 9.1, г) та випуклій (рис. 9.1, д) діафрагмам.

Пневмоциліндри двосторонньої дії застосовують, коли виникає потреба у великих робочих переміщеннях штока та значних силах для повернення рухомих частин циліндра разом з рухомими елементами механізмів технологічних пристроїв у початкове положення. У цьому разі переміщення штока в обидва боки вважають робочими. У таких циліндрах (чи камерах) повітря послідовно надходить то в праву, то в ліву порожнину (рис. 9.1, г і д), а сили на штоці з першим ступенем наближення визначають відповідно за такими формулами:

– для пневмоциліндра та прямого руху штока

$$Q = \frac{1}{4} \pi D^2 \eta \rho - q, \quad (10.3)$$

– для пневмоциліндра та зворотного руху штока

$$Q = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) \eta \rho - q, \quad (10.4)$$

– для пневмокамери та прямого руху штока

$$Q = \frac{1}{12} \pi \rho (D^2 + D d_1 - d_1^2) - q, \quad (10.5)$$

– для пневмокамери та зворотного руху штока

$$Q = \frac{1}{12} \pi \rho (D^2 + D d_1 - d_1^2 - d^2) - q. \quad (9.6)$$

Отримати більші сили притискання без збільшення діаметра пневмоциліндра можна, застосувавши здвоєні та строєні пневмоциліндри й пневмокамери. Сила на штоці камери залежить від його переміщення відносно початкового положення, за яке переважно приймають середнє положення діафрагми, у якому вона має вихідну (недеформовану) форму. Для розрахунків пневмокамер необхідно знати допускне переміщення штока з діафрагмою. Нижче наведемо наближені формули для визначення найбільших переміщень діафрагми:

– для камери з незащемленою випуклою діафрагмою

$$L_{max} = \frac{\rho \pi D^4 (1 - \mu^2)}{1600 E t^3}, \quad (9.7)$$

де L_{max} – найбільший хід штока пневмокамери, мм;

p – тиск стисненого повітря, МПа;

D – діаметр діафрагми, мм;

μ і E – відповідно коефіцієнт Пуассона та модуль пружності матеріалу діафрагми, для прогумованих тканин приймають $\mu = 0,4$;

$E = 6 \times 10^2$ МПа; t – товщина діафрагми, мм;

– для камери з защемленою діафрагмою

$$L_{max} = \frac{\rho \pi D^4}{5 E t^3} \left(k_1 + k_2 \frac{\pi d_1}{D} \right), \quad (9.8)$$

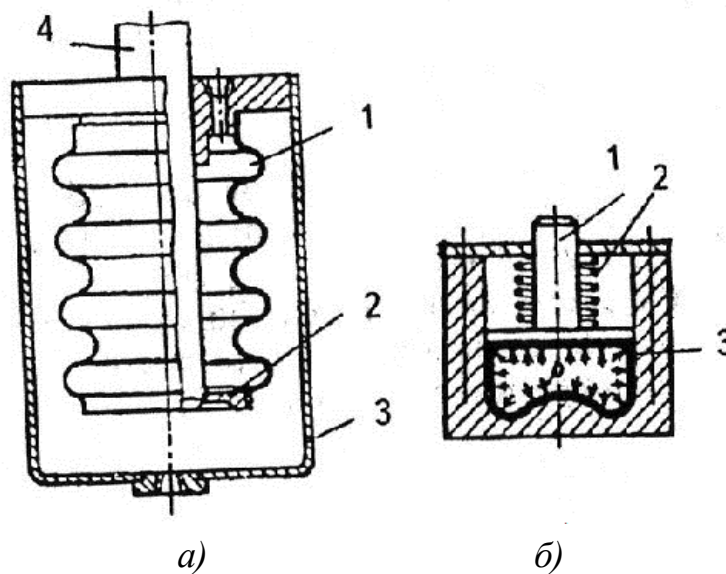
де k_1 і k_2 – коефіцієнти, що залежать від відношення D/d_1 :

Відношення D/d_1 .	k_1	k_2
1,25	0,00077	0,00129
1,5	0,0062	0,064
2,0	0,0329	0,0237
3,0	0,110	0,062

Силу на штоці залежно від значення його переміщення для пневмокамери із защемленою діафрагмою визначають як

$$Q = \frac{\rho D^2}{4k_2} \left(k_1 + k_2 \frac{\pi d_1}{D} \right) \left(1 - \frac{L}{L_{max}} \right), \quad (9.9)$$

Сильфонний привід (рис. 9.2, а), що складається з герметичного сильфона 1 з корпусом 3 та кришки 2 зі штоком 4, ущільнювачів не потребує. Тому строк його служби дуже великий та обмежується лише втомною міцністю матеріалу сильфона. Недоліками сильфонних пневмоприводів є порівняно невеликі сили на штоці та малий його робочий хід. Інколи використовують оригінальні багатоточкові пневмоприводи з трубчастими діафрагмами (рис. 9.2, б). З подаванням у герметизовані трубки 3 стисненого повітря вони розширюються і, стискаючи пружини 2, переміщують плунжери 1. Вихід повітря зумовлює повертання плунжерів під дією пружин у початкове положення.



а – сильфонний пневмопривід; б – трубчастий пневмопривід

Рисунок 9.2 – Пневмоприводи

Завдання для самостійної роботи **Розрахунок пневматичних приводів**

Для пневмоприводів (див. рис. 9.1) та вихідних даних таблиць 9.1 і 9.2 визначити найбільший робочий хід штока та сили на ньому для прямого та зворотного рухів.

Таблиця 9.1 – Вихідні дані за номерами завдань

Параметр	Завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рис. 9.1	а	в	г	д	а	в	г	д	а	в
p, МПа	0.3	0.4	0.5	0.6	0.3	0.4	0.5	0.6	0.3	0.4
q, Н	150	200	300	350	210	250	180	140	120	320
η	0.91	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.90	0.91	0.92	0.93

Таблиця 9.2 – Вихідні дані за номерами варіантів завдань

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D, мм	200	250	300	350	400	200	250	300	350	400
d, мм	30	37.5	45	52.5	60	30	37.5	45	52.5	60
d ₁ , мм	125	160	200	250	320	125	160	200	250	320
t, мм	4	5	6	8	10	5	6	7	6	7

Задача. Згідно з завданням за таблицями 9.1 і 9.2 маємо такі вихідні дані (див. рис. 9.1, а):

p = 0,4 МПа; q = 320 Н; η = 0,93; D = 400 мм; d = 60 мм; d₁ = 320; t = 7 мм.

Розв’язання. Оскільки задано пневмокамеру двобічної дії з защемленою діафрагмою, визначаємо силу на штоці для прямого його руху за наближеною формулою (9.5)

$$Q = \frac{1}{12} \pi p (D^2 + D d_1 - d_1^2) - q =$$

$$= \frac{1}{12} 3.14 * (400^2 + 400 * 320 - 320^2) - 320 = 19106.133 \text{ Н.}$$

Для зворотного руху штока силу на ньому визначаємо за формулою (9.6)

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{1}{12} \pi \rho (D^2 + D d_1 - d_1^2 - d^2) - q = \\
 &= \frac{1}{12} 3.14 * (400^2 + 400 * 320 - 320^2 - 60^2) - 320 = \\
 &= 18729.3 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

Найбільше переміщення штока знаходимо, як і для камери із защемленою діафрагмою, за формулою (9.8)

$$\begin{aligned}
 L_{max} &= \frac{\rho \pi D^4}{5 E t^3} \left(k_1 + k_2 \frac{\pi d_1}{D} \right) = \\
 &= \frac{0.4 * 3.14 * 400^2}{5 * 6 * 10^2 * 7^3} \left(0.00077 + 0.00129 \frac{3.14 * 320}{400} \right) \approx 40 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

Силу на штоці камери визначаємо за формулою (9.9) для L= 20 мм

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{\rho D^2}{4 k_2} \left(k_1 + k_2 \frac{\pi d_1}{D} \right) \left(1 - \frac{L}{L_{max}} \right) = \\
 &= \frac{0.4 * 400^2}{4 * 0.00129} \left(0.00077 + 0.00129 \frac{3.14 * 320}{400} \right) \left(1 - \frac{20}{40} \right) = 20851 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

10 РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ

Для гідрорушіїв джерелом енергії є потенціальна енергія тиску робочої рідини, тобто оливи. Конструктивно гідроприводи виготовляють як поршневі циліндри, що живляться оливою від спеціальної помпи. Як і пневмоприводи, гідроприводи бувають одно- та двобічної дії.

Розглянемо схеми деяких технологічних затискних пристроїв з гідрорушіями (рис. 10.1).

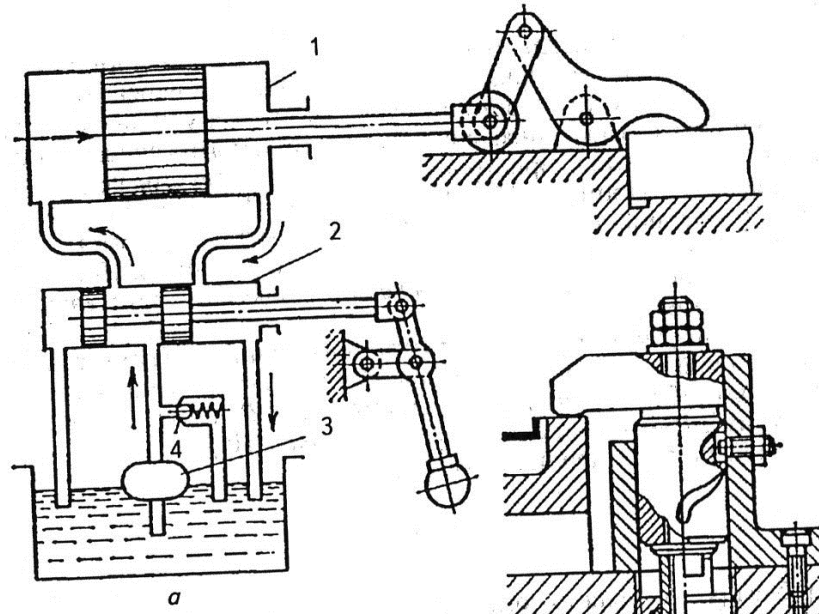


Рисунок 10.1 – Схеми технологічних пристроїв з гідроприводом

Важільний затискач з гідроциліндром 1 (рис. 10.1, а) двобічної дії обладнаний помпою 3, яка подає оливу через золотник 2 ручного (механізованого чи автоматизованого) керування у ліву (для робочого руху) або праву (для неробочого руху) порожнину циліндра. Після затискання заготовки олива відводиться з обох порожнин циліндра та золотника у резервуар через фільтр та запобіжний клапан 4.

У верстатних пристроях широко застосовують гідроциліндри з внутрішнім діаметром 40, 50, 60, 75 і 100 мм. До корпусів технологічних пристроїв гідроциліндри переважно закріплюють за допомогою різі на установних поверхнях кришок або за допомогою фланців.

Вихідними даними для розрахунку гідроциліндрів є сила на його штоці, робочий хід поршня та тривалість його руху. Знаючи тиск оливи, визначають потрібну робочу площу поршня:

$$F = P/p,$$

де F – робоча площа поршня, мм^2 ;

P – сила на штоці гідроциліндра, Н

p – тиск оливи, МПа.

Внутрішній діаметр гідроциліндра

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \rho}}, \quad (10.1)$$

а потрібна продуктивність помпи

$$W = \frac{V}{t\eta_1} = \frac{FL}{t\eta_1} = \frac{QL}{\rho t\eta_1}, \quad (10.2)$$

де W – продуктивність помпи, мм³/с;

V – об’єм витісненої оливи, мм³;

L – довжина робочого руху поршня, мм;

η_1 – об’ємний к.к.д. гідросистеми з урахуванням втрат оливи,

t – тривалість робочого руху, с.

Необхідна для забезпечення такої продуктивності помпи потужність рушія помпи

$$N = \frac{WQ}{10^6 \eta_2} = \frac{Q^2 L}{10^6 \rho t \eta_1 \eta_2}, \quad (10.3)$$

де N – потужність рушія помпи, Вт;

η_2 – к.к.д. помпи.

Для створення тиску в оливі переважно застосовують шестеренчасті, лопатеві та плунжерні помпи з електроприводом. В одиничному виробництві здебільшого використовують ручний рушій гідравлічних помп.

Завдання для самостійної роботи

За вихідними даними таблиць 10.1 та 10.2 для гідроприводу, зображеного на рисунку 5.1, а, визначити потрібні діаметр гідроциліндра, продуктивність помпи та потужність її електричного двигуна.

Таблиця 10.1 – Вихідні дані за номерами завдань

Параметр	Завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, кН	32,0	16,8	25,0	55,5	45,5	35,0	20,0	50,4	40,0	30,0
p, МПа	10,0	5,0	6,0	10,0	10,0	5,0	6,0	10,0	8,0	6,0
t, с	2	6	8	10	5	4	10	4	2	5

Таблиця 10.2 – Вихідні дані за номерами варіантів завдань

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L, мм	15	30	25	20	35	25	15	10	30	20
η_1	0.92	0.90	0.94	0.93	0.90	0.92	0.91	0.93	0.92	0.90
η_2	0.96	0.93	0.95	0.94	0.95	0.94	0.95	0.93	0.96	0.92

Задача. Згідно із завданням за таблицями 10.1 та 10.2 маємо такі вихідні дані: Q = 30 кН; p = 6 МПа; t = 5 с; L = 20 мм; $\eta_1 = 0,90$; $\eta_2 = 0,92$. .

Розв’язання. Діаметр гідравлічного циліндра визначаємо за формулою (10.1)

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi p}} = 2 \sqrt{\frac{30000}{3.14 * 6}} = 79.81 \approx 80 \text{ (мм)}.$$

Потужність гідравлічної помпи знаходимо за рівнянням (10.2)

$$W = \frac{QL}{\rho t \eta_1} = \frac{30000 * 20}{6 * 5 * 0.90} = 22222.221 \text{ (мм}^3\text{/с)}.$$

За формулою (10.3) визначаємо потужність електричного двигуна

$$N = \frac{WQ}{10^6 \eta_2} = \frac{22222,221}{10^6 * 0,92} = 724,64 \text{ (Вт)}.$$

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Модулі пружності та коефіцієнти Пуассона для деяких матеріалів

Матеріал	Модуль пружності Е, МПа	Коефіцієнт Пуассона, μ
Сталь вуглецева	$(2,0...2,1) \times 10^5$	0,24...0,28
Сталь легована	$2,1 \times 10^5$	0,25...0,30
Сталь лита	$1,8 \times 10^5$	-
Чавун сірий	$(0,8...1,5) \times 10^5$	0,23...0,27
Чавун модифікований	$(1,2...1,6) \times 10^5$	-
Прокат мідний	$1,5 \times 10^5$	0,31...0,34
Бронза олов'яна	$(0,75...1,24) \times 10^5$	0,32...0,35
Латунь марганцева	$1,1 \times 10^5$	0,36
Латунь холоднотягнена	$(0,9...1,0) \times 10^5$	0,32...0,42
Алюміній катаний	$0,59 \times 10^5$	0,32...0,36
Алюмінієві стопи	$(0,70...0,72) \times 10^5$	0,32
Текстоліт	$(6...10) \times 10^5$	-
Вініпласт	$0,4 \times 10^5$	-
Органічне скло	$(2,9...4,1) \times 10^5$	0,35...0,38
Капрон	$(1,4...2,0) \times 10^5$	-
Фторопласт-4	$(0,47...0,85) \times 10^5$	-

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Коефіцієнти тертя між деякими матеріалами

Матеріал	Коефіцієнти тертя			
	спокою		ковзання	
	без мастила	з мастилом	без мастила	з мастилом
Сталь-сталь	0,15	0,1...0,12	0,15	0,05...0,10
Сталь-чавун	0,30	0,1...0,15	0,18	0,05...0,12
Сталь-бронза	0,12	0,08...0,12	0,10	0,07...0,10
Сталь-дерево	0,5...0,6	0,1...0,2	0,3...0,6	0,1...0,2
Сталь-шкіра	0,3...0,5	0,15	0,6	0,15

ЛІТЕРАТУРА

1. Чвертко А. И. Основы рационального проектирования оборудования для автоматической и механизированной электрической сварки и наплавки / А. И. Чвертко. – Киев : Наукова думка, 1988. – 240 с.
2. Севбо П. И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П. И. Севбо. – Киев : Наук. Думка, 1978. – 400 с.
3. Карпенко А С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві : *навч. посібник* / А С. Карпенко. – 2-е видання, переробл. та доповнене. – К. : Арістей, 2006. – 272 с.

Навчальне видання

ТЕХНОЛОГІЧНА ОСНАСТКА

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

Укладач ГРИНЬ Олександр Григорович

За авторською редакцією

Корегування і комп'ютерне верстання І. І. Дьякова

22/2022. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 3,72.
Обл.-вид. арк. 1,42. Тираж 50 пр. Зам. №

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