

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичної роботи № 3
«Розрахунок роликів зварювальних стендів»

з дисципліни

«Допоміжне обладнання зварювального виробництва»

для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка
освітніх програм «Технології та устаткування зварювання» і
«Відновлення та підвищення зносостійкості деталей і конструкцій»
усіх форм навчання

2024

Методичні вказівки до виконання практичної роботи №3 «Розрахунок роликівих зварювальних стендів» з дисципліни «Допоміжне обладнання зварювального виробництва» для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка освітніх програм «Технології та устаткування зварювання» і «Відновлення та підвищення зносостійкості деталей і конструкцій» усіх форм навчання / Укл. М.Ю. Осіпов, О.Є. Капустян. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 18 с.

Укладачі:

Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент
Капустян О.Є., канд. техн. наук, доцент

Рецензент:

Куликовський Р.А., канд. техн. наук, доцент

Редактор:

Аверченко І.П., ст. лаб.

Відповідальний за випуск:

Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент

Затверджено
на засіданні кафедри ІТЗ та МК
Протокол №01 від 13.09.2023 р.

Рекомендовано
до видання НМК ІФФ
Протокол №06 від 16.01.2024 р.

ЗМІСТ

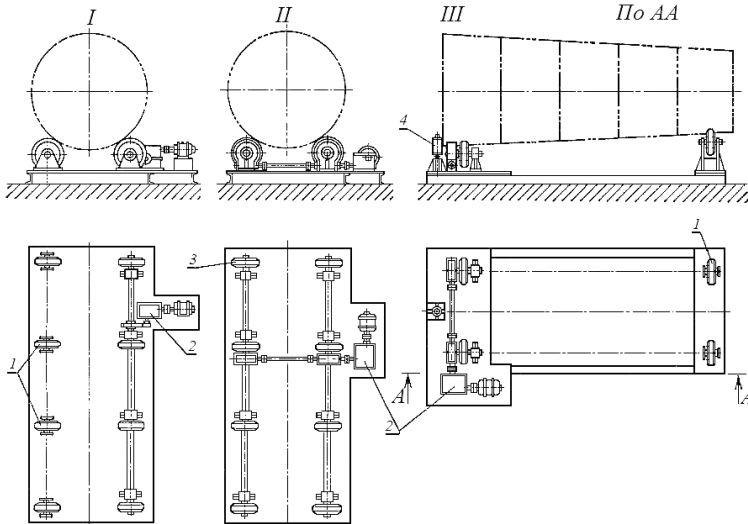
1 МЕТА РОБОТИ	4
2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ	4
3 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ	8
4 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ І КОНТРОЛЮ ПІДГОТОВЛЕНOSTІ СТУДЕНТІВ ДО РОБОТИ	8
5 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОЛИКОВИХ СТЕНДІВ	8
6 ВКАЗІВКИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	16
7 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ	17
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	17
Додаток А Вихідні дані для розрахунку роликів стелдів	18

1 МЕТА РОБОТИ

Вивчення конструкції та освоєння методики розрахунку роликів зварювальних стелів.

2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Роликові стелі (рис. 2.1) призначені для обертання циліндричних і конічних виробів зі швидкістю зварювання при автоматичному зварюванні кільцевих швів, а також для обертання виробів з маршовою швидкістю та встановлення їх у зручне положення для зварювання, складання, обробки і контролю. За допомогою роликів стелів забезпечується також зварювання поздовжніх швів обичайок з використанням зварювальних тракторів чи самохідних візків з підвісними зварювальними головками.



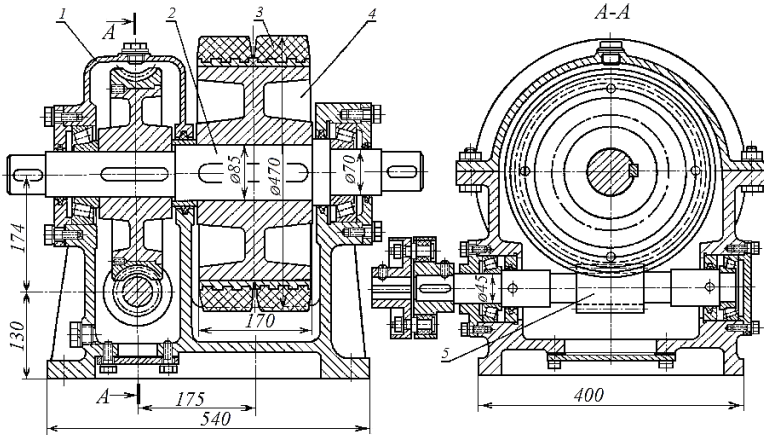
- 1 – холісті роликіопори, 2 – електрпривод, 3 – приводні роликіопори,
4 – упорний торцевий ролик

I – схема стелі з одним рядом приводних роликів, *II* – схема стелі з двома рядами приводних роликів, *III* – схема стелі з двома приводними роликів

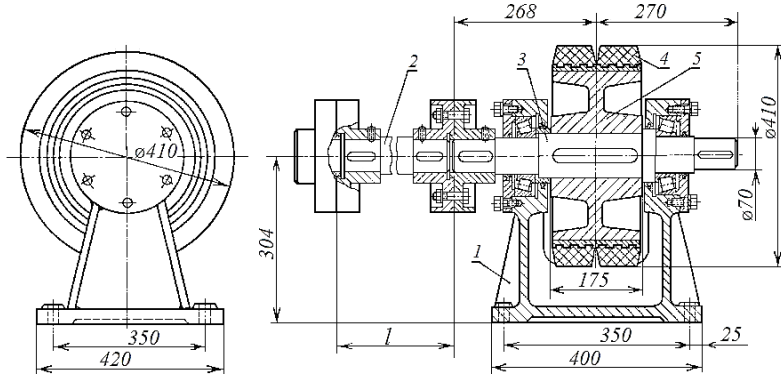
Рисунок 2.1 – Схеми роликів стелів [1]

У залежності від вантажопідйомності роликові стенди поділяються на легкі (до 50 кН), середні (до 100 кН) та важкі (до 500 кН). Різноманітні за призначенням роликові стенди монтують на фундаментній рамі з типових уніфікованих роликових опор та приводів, що виготовляються серійно.

Розрізняють приводні та холості роликоопори. Приводні роликоопори виготовляються редукторними (рис. 2.2) та безредукторними (рис. 2.3). Ті та інші мають вали з хвостовиками для з'єднання з головним приводним валом та з сусідніми роликоопорами.



1 – корпус редуктора, 2 – вал, 3 – гумова вантажна шина, 4 – ролик, 5 – черв'як
Рисунок 2.2 – Приводна роликів опора з черв'ячним редуктором [1]



1 – стояк з підшипниками, 2 – привідний вал, 3 – вал роликоопори, 4 – гумова вантажна шина, 5 – корпус ролика

Рисунок 2.3 – Безредукторна приводна роликів опора [1]

Холості роликоопори, приймаючи до уваги уніфікацію, розташовують на вісях, які обертаються (рис. 2.4). В залежності від призначення холості роликоопори виготовляються нормальними, переставними, перекидними та балансирними (рис 2.5).

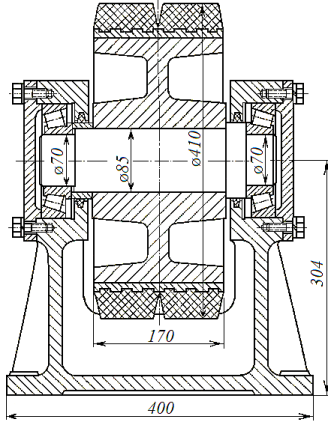
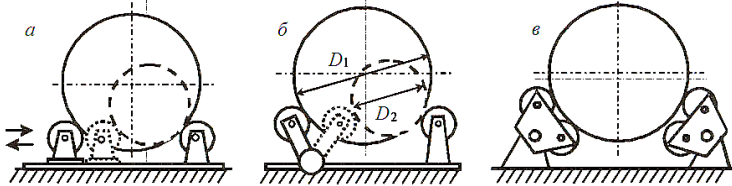


Рисунок 2.4 – Холоста роликоопора нормальна [1]



а – з переставними роликоопорами, б – з перекидними роликоопорами,
в – з балансирними роликоопорами

Рисунок 2.5 – Типові схеми роликових стелів [2]

Тип роликоопор (табл. 2.1) передбачає сім моделей для кожного типу роликоопор.

Таблиця 2.1 – Типові роликоопори роликових стелів [1]

Моделі роликоопор			Номінальне навантаження на опору, тс	Мінімальний діаметр виробу, м	Діаметр ролика, мм
Приводна	Холоста	Перекидна холоста			
РП-0,25	РХ-0,25	РХП-0,25	0,25		
РП-0,5	РХ-0,5	РХП-0,5	0,5	0,3	410
РП-1	РХ-1	РХП-1	1,0	0,5	410
РП-2	РХ-2	РХП-2	2,0		
РП-4	РХ-4	РХП-4	4,0	0,8	522
РП-8	РХ-8	РХП-8	8,0	0,8	522
РП-16	РХ-16	РХП-16	16,0		

Для збільшення сили зчеплення та забезпечення плавності обертання зварюваного виробу усі ролики облаштовані гумовими вантажними шинами. Кількість роликоопор та відстань між ними вибирають у залежності від розмірів та маси зварюваного виробу.

Роликові стенди комплектуються уніфікованими електроприводами, які забезпечують перемикання з маршової на зварювальну швидкість обертання виробу, яка плавно регулюється зміною обертів електродвигуна постійного струму. Маршову швидкість забезпечує асинхронний двигун змінного струму.

Роликовий стенд, як засіб обертання виробу при зварюванні кругових швів, має відому недосконалість, що полягає в можливості осьового зсуву виробу при його обкатці на роликах. Це є результатом неточного монтажу роликоопор і їх перекосу або неточності геометричної форми виробу. Цей зсув невеликий, але все ж таки тягне за собою зміщення вісі шва в бік від електрода і може бути причиною браку.

Одним із засобів, який оберігає зварюваний барабан (обичайку) від осьового зсуву, є постановка торцевих упорних роликів.

При заданій величині поперечної відстані між роликоопорами L (рис. 5.1) допустимий діапазон діаметрів зварюваного виробу D обмежується двома крайніми станами цього виробу на стенді, а саме:

а) при надмірно великому діаметрі D в порівнянні з величиною L та малому центральному куті α положення виробу може бути нестійким, особливо при наявності дисбалансу;

б) при дуже малому діаметрі D в порівнянні з величиною L , кут α буде надмірно великим, що може призвести до затягування барабана та його заклинювання або поломки стенда.

Затягування барабана (обичайки) може виникати в стендах з одним рядом приводних роликів у випадку їх обертання в бік холостих роликоопор. При обертанні в зворотному напрямку небезпека затягування зникає, але залишається можливість статичного заклинювання через надмірно велике значення центрального кута α .

У деяких випадках доцільно компонувати роликові стенди пересувними. Такі стенди монтуються на пересувній самохідній платформі, що дає можливість здійснювати два зварювальні рухи: обертання виробу при зварюванні кільцевих швів та осьове переміщення при зварюванні поздовжніх швів.

3 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ

Перед початком виконання практичної роботи студент зобов'язаний вивчити дані методичні вказівки, ознайомитися з конструкцією та методикою розрахунку роликів стендів [1, §23; 2 §8.10], вивчити інструкцію по техніці безпеки, відповісти на контрольні запитання викладача та отримати у нього дозвіл на виконання роботи.

4 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ І КОНТРОЛЮ ПІДГОТОВЛЕНOSTІ СТУДЕНТІВ ДО РОБОТИ

1. Які різновиди роликів стендів існують? Їх переваги та недоліки.
2. Що таке роликкоопори? Які конструктивні відмінності є у стандартних роликкоопорах?
3. Для чого призначений упорний ролик в конструкції роликів стенду?
4. Що може статися зі зварюваною обичайкою, якщо кут α буде надмірно великий або надмірно малий?
5. У яких межах зазвичай обмежують кут α роликів стенда?

5 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОЛИКІВ СТЕНДІВ

Метою розрахунку є визначення зусиль на роликкоопорах при різних значеннях діаметра виробу та кута розпору, поперечної відстані між роликкоопорами, діаметрів вісів і приводних валів та потужності приводу роликів стенду.

На рис. 5.1 показана розрахункова схема роликового стенда з одним рядом приводних роликоопор (лівим, відповідно рис. 5.1). Для зручності в проведенні аналізу впливу колових сил на величину опорних реакцій роликоопор, розрахункова схема приведена у відповідність навантаженню кожної з двох роликоопор.

Активним навантаженням роликового стенда є вага зварюваного виробу G та, при наявності ексцентриситету, вантажний момент $M_{вт} = Ge$.

У статичному стані стенда при $e = 0$ від сили G на роликоопорах виникають опорні реакції Q , які залежать від значень кута α :

$$Q = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (5.1)$$

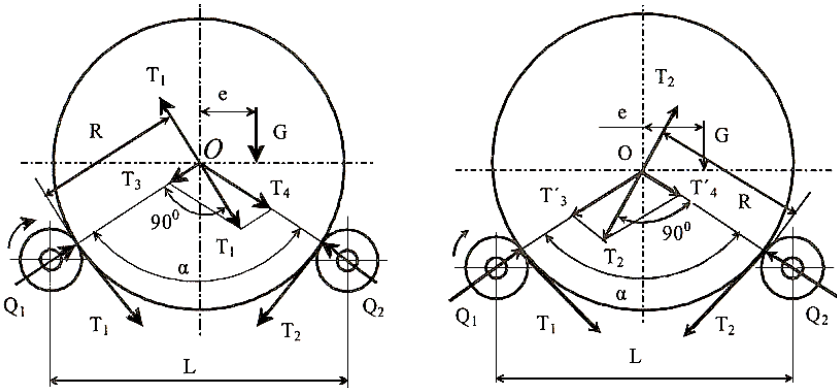


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема роликового стенда [2]

Оскільки центральний кут α залежить від поперечної відстані між роликоопорами L , діаметра роликів D_p та діаметру виробу (барабана) D , то опорні реакції можна визначити за формулою:

$$Q = G \frac{D + D_p}{2 \cdot \sqrt{(D + D_p)^2 - L^2}}. \quad (5.2)$$

Під час обертання виробу на приводних роликах виникає дотична колова сила T_1 . Щоб оцінити її вплив на опорні реакції роликів Q , прикладемо до центра барабана, що обертається, дві рівні і протилежні сили T_1 . Одна з них в парі з дотичною силою на роликах

створює момент $T_1 R$, який обертає барабан навколо осі O . Іншу силу розкладаємо по напрямкам опорних реакцій на дві складові T_3 і T_4 . Отже, від дії дотичної сили T_1 до основних опорних реакцій роликів Q додаються сили: T_3 на ведучі роlikоопори та T_4 на ведені роlikоопори.

Аналогічну дію викликає сила T_2 , додаючи до опорних реакцій сили T'_3 і T'_4 .

Підсумкові опорні реакції на приводних та холостих роlikоопорах відповідно будуть:

$$Q_1 = Q + T_3 + T'_3; \quad Q_2 = Q + T_4 + T'_4. \quad (5.3)$$

Відповідно рис. 5.1 маємо:

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_3} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T_3 &= -\frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha}; \\ \frac{T_1}{T_4} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T_4 &= \frac{T_1}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T'_3} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T'_3 &= \frac{T_2}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T'_4} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T'_4 &= -\frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Підставивши значення Q , T_3 , T'_3 , T_4 та T'_4 у формули (5.3), одержимо вирази для опорних реакцій:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{T_2}{\sin \alpha}; \quad Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{T_1}{\sin \alpha} - \frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.5)$$

Величина колової сили T_1 на приводних роliках визначається з умови подолання (врівноваження) вантажного моменту $M_{\text{вт}} = Ge$ та моменту опору обертанню холостих роlikоопор $T_2 R$: $T_1 R = Ge + T_2 R$, звідки:

$$T_1 = G \frac{e}{R} + T_2, \quad (5.6)$$

де R – радіус виробу, який обертається, м;

T_2 – опір обертанню холостих роликів, Н.

Опір обертанню холостих роlikоопор, приведений до їх кол:

$$T_2 = Q_2 \frac{f d_p + 2\mu}{D_p}, \quad (5.7)$$

де d_p – діаметр осі ролика в підшипниках, м;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках роlikоопор (для підшипників ковзання $f = 0,1$; для підшипників кочення $f = 0,02$);

μ – коефіцієнт тертя кочення (для сталених роликів $\mu = 0,0025 \dots 0,0035$);

D_p – діаметр ролика, м.

Після деяких перетворень отримаємо остаточний вираз для дотичної сили T_1 на приводних роlikоопорах:

$$T_1 = G \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right). \quad (5.8)$$

Аналогічно для холостих роlikоопор:

$$T_2 = G \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \quad (5.9)$$

де $\varepsilon = e/R$ – ексцентриситет, що виражений в долях радіуса барабана (дисбаланс); $b = \frac{D_p}{f d_p + 2\mu}$ – коефіцієнт.

При обертанні збалансованих барабанів, для котрих $e = 0$, формула (5.9) прийме вигляд:

$$T_{1(\varepsilon=0)} = T_{2(\varepsilon=0)} = G \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1}. \quad (5.10)$$

Колові сили T_1 і T_2 збільшують величину опорних реакцій роlikоопор у випадку обертання барабана проти ходу годинникової стрілки (рис. 5.1), оскільки сили T_1 і T_2 направлені вниз. Викликане цими силами додаткове навантаження на ролики буде тим більше, чим більше кут α та чим вище значення коефіцієнтів тертя f та μ .

Якщо барабан обертається за ходом годинникової стрілки, то сили T_1 і T_2 спрямовані вгору і опорні реакції роlikоопор зменшуються.

Для визначення максимальних розрахункових сил треба вибирати напрям обертання приводного валу та положення центру

ваги виробу такими, щоб колові сили на роликах T_1 і T_2 були спрямовані донизу.

Підставивши значення T_1 і T_2 в формули (5.5), отримаємо остаточні вирази для опорних реакцій роликоопор, що обертаються під навантаженням:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\varepsilon \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right), \\ Q_2 &= \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \end{aligned} \quad (5.11)$$

При $\varepsilon = 0$:

$$Q_{1(\varepsilon=0)} = Q_{2(\varepsilon=0)} = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (5.12)$$

Найменш допустиме значення кута α визначається умовою статичної стійкості положення барабану на роликовому стенді при дисбалансі $\varepsilon > 0$. Втрата стійкості та перекидання барабану буде при критичному для даного кута α значенні ексцентриситету (рис. 5.2):

$$e_{кр} = R \sin \frac{\alpha}{2} \quad (5.13)$$

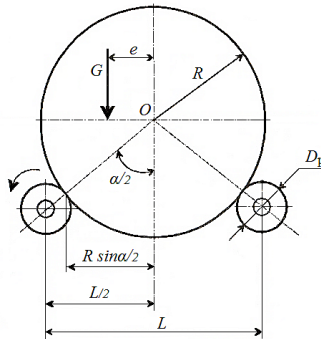


Рисунок 5.2 – Схема визначення критичного дисбалансу виробу [2]

З досвіду проектування та використання роликових стендів у виробництві зварних конструкцій відомо, що допустимий діапазон центральних кутів α , у межах якого можлива безпечна робота на стенді, складає 50...120°.

Відповідний діапазон діаметрів виробу, що обертається, D знаходимо з виразу (5.14) шляхом підстановки граничних значень кута α :

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p. \quad (5.14)$$

При $\alpha_{min} = 50^\circ$ і $\alpha_{max} = 120^\circ$:

$$\begin{aligned} D_{max} &= \frac{L}{0,42} - D_p, \\ D_{min} &= \frac{L}{0,86} - D_p. \end{aligned} \quad (5.15)$$

Знаючи величину колових та радіальних сил, що діють на роликоопори, можна визначити розрахункові навантаження роликів та їх вісів і валів:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{\sqrt{Q_1^2 + T_1^2}}{i_p} k_p, \\ P_2 &= \frac{\sqrt{Q_2^2 + T_2^2}}{i_p} k_p, \end{aligned} \quad (5.16)$$

де P_1 – навантаження на одну ведучу роликоопору, Н;

P_2 – навантаження на одну холосту роликоопору, Н;

i_p – кількість роликоопор в одному ряду;

k_p – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на роликоопори (для роликоопор з гумовим покриттям при $i_p = 2$, $k_p = 1$; при $i_p > 3$, $k_p = 1,2 \dots 1,3$).

По найбільшій з величин P_1 та P_2 вибирають нормалізовані (стандартні) роликоопори (див. табл. 2.1).

Вісі холостих роликоопор розраховують на згинання під дією сили P_2 . У цьому випадку вісь розглядається як двоопорна шарнірно закріплена балка з зосередженим навантаженням. Діаметр вісі визначається за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_2 L}{0,1[\sigma]^4}} \quad (5.17)$$

де L – відстань між підшипниками вісі, м;

$[\sigma]$ – допускна напружка для металу, з якого виготовлена вісь, МПа.

Приводний вал ведучих роlikоопор розраховується на сумісну дію згинального моменту M_3 під навантаженням P_1 та крутного моменту $M_{кр}$:

$$M_3 = \frac{P_1 L}{4} \quad (5.18)$$

$$M_{кр} = T_1 \frac{D_p}{2} + \left(f \frac{d_v}{2} + \mu \right) \sqrt{Q_1^2 + T_1^2} \quad (5.19)$$

де d_v – діаметр приводного валу в підшипниках, м;

$f = 0,02$ – коефіцієнт тертя в підшипниках.

Еквівалентний розрахунковий момент на приводному валу:

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} \quad (5.20)$$

Розрахунковий діаметр приводного вала:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{10 M_e}{[\sigma]}} \quad (5.21)$$

Для валів виготовлених зі сталі 35 допустимі напруження при згинанні $[\sigma] = 50 \dots 60$ МПа ($500 \dots 600$ кгс/см²).

З метою уніфікації роlikоопор рекомендується приймати діаметр валу однаковий для приводних і холостих роlikоопор.

Згинальний момент M_3 , діючий на приводному валу, залежить не тільки від навантаження P_1 , але і від розташування на ньому роликів, шестерень і опорних підшипників.

В якості прикладу виконати розрахунок валу типової приводної роlikоопори, встановленої в роlikовому стенді Т-30 (див. рис. 2.2). Розрахункова схема вала представлена на рис. 5.3.

Вихідні дані для розрахунку.

Задане навантаження стенду $G = 10\,000$ кгс (100 кН).

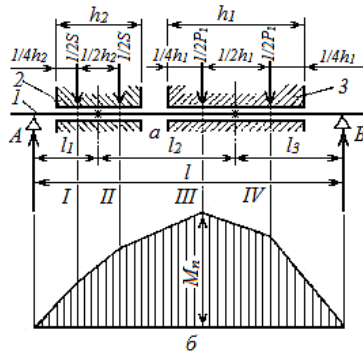
Поперечна відстань між роlikоопорами $L = 100$ см.

Ексцентриситет ц. в. виробу у долях радіусу виробу (дисбаланс) $\varepsilon = 0,02$.

Коефіцієнт тертя $f = 0,02$ і $\mu = 0,3$.

Число роlikоопор у одному ряді $i_p = 8$ шт.

Допустиме навантаження на двошинну роликоопору $D_p = 41$ см рівна 1300 кгс (13 кН).



a – розміщення сил, b – епюра згинальних моментів

1 – вал, 2 – маточина черв'ячного колеса, 3 – маточина ролика

Рисунок 5.3 – Розрахункова схема валу приводної роликоопори [1]

Найбільше окружне зусилля на черв'ячному колесі (див. рис. 2.2):

$$S = T_1 \frac{D_p}{D_{\text{ч}}} \quad (5.22)$$

де $D_{\text{ч}} = 28,8$ см – діаметр початкового кола черв'ячного колеса.

Під дією сил P_1 і S вал приводної роликоопори піддається згину. Для спрощення розрахунку всі діючі на вал сили приведені в одну площину (рис. 5.3, a). Звичайними методами опору матеріалів визначені згинальні моменти в небезпечних перетинах вала і побудована епюра згинальних моментів (рис. 5.3, b). При цьому всі розміри по довжині вала, маточини ролика і шестерні взяті з рис. 2.2:

$l = 40$ см; $l_1 = 8$ см; $l_2 = 17,5$ см; $l_3 = 14,5$ см; $h_1 = 17,5$ см; $h_2 = 11$ см.

Найбільший згинальний момент діє в перерізі III:

$$M_{III} = 11650 \text{ кгс}\cdot\text{см} (1165 \text{ Н}\cdot\text{м}).$$

У інших перерізах згинальний момент менше і має значення:

$$M_I = 4700 \text{ кгс}\cdot\text{см} (470 \text{ Н}\cdot\text{м}); M_{II} = 8030 \text{ кгс}\cdot\text{см} (803 \text{ Н}\cdot\text{м}); M_{IV} = 9250 \text{ кгс}\cdot\text{см} (925 \text{ Н}\cdot\text{м}).$$

Крутний момент на валу визначаємо за формулою (5.19), еквівалентний розрахунковий момент – за формулою (5.20), діаметр вала – за формулою (5.21).

Враховуючи ослаблення валу шпонками, у кресленнях приймалися діаметри більшого розміру (від 70 до 85 мм) – див. рис. 2.2.

Необхідна потужність приводного двигуна (N) визначається при маршовій швидкості обертання виробу:

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \omega}{\eta_0} \quad (5.23)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість вала, с^{-1} ;

n – частота обертання приводного вала, хв.^{-1} ;

$\eta_0 \cong 0,40$ – загальний ККД приводного механізму.

Перевірка запасу зчеплення ($k_{\text{зч}}$) приводних роликів з виробом здійснюється відповідно умові:

$$k_{\text{зч}} = \frac{Q_1 \varphi}{T_1} \geq 3 \quad (5.24)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення роликів з виробом (для сталених роликів $\varphi = 0,15$; для роликів з гумовим покриттям $\varphi = 0,3 \dots 0,4$).

6 ВКАЗІВКИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

1. До практичної роботи допускаються студенти після інструктажу з охорони праці та пожежної безпеки.

2. Забороняється вмикати електричні прилади та обладнання без дозволу завідуючого лабораторією або викладача.

3. У випадку виникнення пожежі або поразки електричним струмом студенти повинні діяти у відповідності із затвердженими інструкціями з охорони праці та пожежної безпеки.

7 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Вивчити конструкції роликових стендів для складання і зварювання обичайок.

2. Виконати силовий розрахунок роликового стенду з використанням для цього даних в додатку А і вибрати стандартні елементи стенду.

3. Виконати складальне креслення (формат А4–А3) приводної роликоопори за результатами розрахунків розділу 5.

4. Скласти звіт, що включає в себе мету роботи, силові розрахунки з ілюстраціями, креслення роликоопори, висновки про виконану роботу.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Карпенко А.С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві / 2-ге видання, переробл. та доповн.: Навч. посібник // А.С. Карпенко. – К.: Арістей, 2006. – 272 с.

Додаток А
Вихідні дані для розрахунку роликових стендів

№ вар.	Діаметр виробу, D , мм	Довжина виробу, E , мм	Вага виробу, G , Н	Ексцентрис итет, e , мм	Центр. кут, α , град.
0	1050	3000	3800	20	75
1	1050	3500	4400	30	80
2	1100	3700	5800	35	80
3	1050	4000	5000	30	80
4	1200	4000	6000	35	85
5	1350	4000	7900	40	85
6	1400	4500	8500	45	85
7	1350	4500	8900	45	85
8	2400	4000	18700	50	90
9	2400	4500	16000	50	95
10	2400	5000	23400	60	90
11	3000	5500	25000	65	90
12	3500	6000	51250	70	95
13	3500	7000	59800	80	95
14	3500	7500	62000	85	100
15	3500	8000	68300	90	100