

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторної роботи № 2 "Вивчення будови, принципу дії та методики проектування маніпулятора для зварювання швів різноманітно зорієнтованих у просторі"

з дисципліни

“Допоміжне обладнання для зварювання”

для студентів напряму підготовки 6.050504 "Зварювання"
усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки до лабораторної роботи № 2 "Вивчення будови, принципу дії та методики проектування маніпулятора для зварювання швів різноманітно зорієнтованих у просторі" з дисципліни "Допоміжне обладнання для зварювання" для студентів напряму підготовки 6.050504 "Зварювання" усіх форм навчання / Укл. М.Ю. Осіпов. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 18 с.

Укладач:

Осіпов М.Ю., доцент, канд. техн. наук

Рецензент:

Капустян О. Є., ст. викладач

Коректор:

І.П. Аверченко

Відповідальний за випуск:

Осіпов М.Ю., доцент, канд. техн. наук

Розглянуто

на засіданні НМК кафедри ОТЗВ

Затверджено

на засіданні кафедри ОТЗВ

Протокол № 5 від 26.02.2016 р.

1 МЕТА РОБОТИ

Метою цієї роботи є вивчення побудови, принципу дії та методики проектування механізму обертання маніпулятора моделі M1010.

2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Зварювальні маніпулятори – це механічні пристрої, за допомогою яких здійснюються повороти, нахил і обертання виробів зі швидкістю зварювання при автоматичному і напівавтоматичному зварюванні кругових швів, а також при наплавленні циліндричних і конічних поверхонь. Маніпулятор виконує також функції кантувача для встановлення виробу в потрібне положення, зручне для зварювання усіх швів: "в човник", або в горизонтальне положення [1, 2].

Універсальні зварювальні маніпулятори побудовані за одним принципом і тому їх конструкції подібні між собою. Цей принцип заснований на тому, що маніпулятор, забезпечений кріпильною планшайбою або плитою, має дві взаємно перпендикулярні вісі, навколо яких планшайба із закріпленням на ній виробом може повертатися або нахилитися. Привод планшайби забезпечує регулювання числа її обертів в необхідних для зварювання межах. У приводі нерідко передбачається також перемикач на маршову (установчу) швидкість обертання.

Позиціонери, на відміну від маніпуляторів, не розраховані на зварювальне обертання виробу і призначені тільки для встановлення і повороту (кантування) виробу в зручну для зварювання позицію з маршовою швидкістю. Тому схема живлення і привод позиціонера значно простіше, ніж у маніпулятора.

У залежності від вантажопідйомності розрізняють такі маніпулятори та позиціонери:

- а) легкі – до 500 кг;
- б) середні – від 500 кгс до 2000 кг;
- в) важкі – до 10000 кг і більше (до 200 т).

Об'єктами конструювання та розрахунку в зварювальних маніпуляторах є:

- механізм обертання виробу відносно вісі шпинделя;
- механізм нахилу шпинделя;
- несучі конструкції його обертової і стаціонарної частин.

В цій роботі передбачається проектування механізму обертання маніпулятора M11010 за відомими габаритами та вагою готового виробу.

3 ПРИЗНАЧЕННЯ, ПОБУДОВА МАНІПУЛЯТОРА M11010 І ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1 Призначення маніпулятора M11010

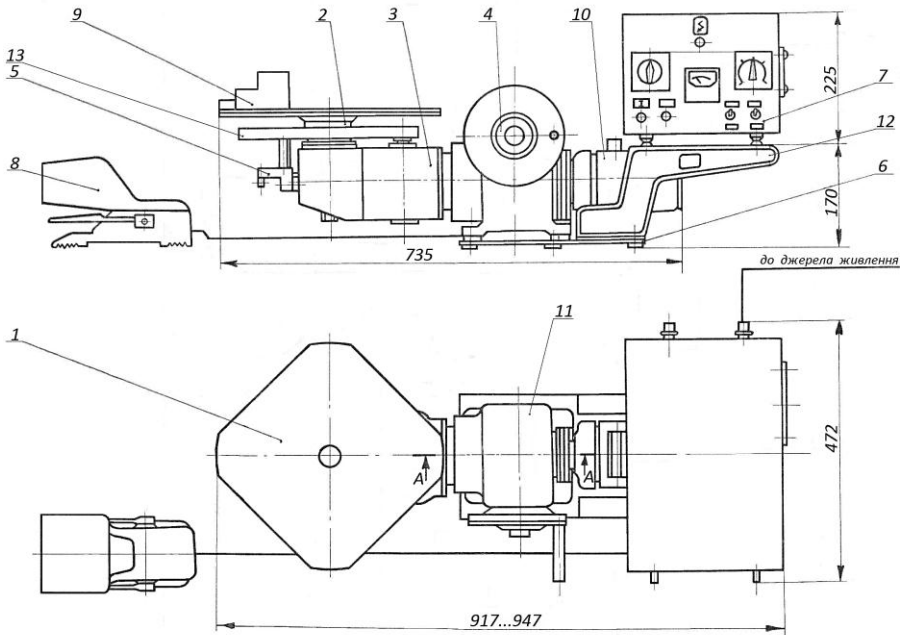
Маніпулятор M11010 призначений для нахилу і обертання циліндричних виробів при зварюванні кільцевих швів із заданою швидкістю. Маніпулятор може бути використаний у якості механізованого обертача при спільній роботі із не приводними спеціальними пристроями.

3.2 Технічні характеристики маніпулятора M11010

- момент на вісі обертання, Н·м	25
- момент відносно опорної площини планшайби, Н·м	40
- максимальна вантажопідйомність, кг	50
- частота обертання шпинделю для забезпечення зварювальної швидкості, хв. ⁻¹ :	
при виробах, які встановлені без ексцентриситету	0,125-6,3
при виробах, які встановлені з ексцентриситетом відносно вісі обертання	0,315-6,3
- кут повороту планшайби, град.	±360
- кут нахилу планшайби, град.	±360
- найбільший діаметр виробу, який зварюється, мм	360
- номінальний зварювальний струм, А	315
- маса маніпулятора (без блоку керування та педалі), кг	55
- габаритні розміри, мм	
довжина	735
ширина	472
висота	395

3.3 Побудова маніпулятора

Маніпулятор М11010 (рис. 3.1) складається з підставки 6, на якій змонтовані електродвигун 10, редуктор нахилу 11 і кронштейни 12 для блоку управління 7, та редуктора 3 привода обертання планшайби 1 і шпиндельного вузла. Крім того до складу маніпулятора входить педаль 8 для дистанційного запуску маніпулятора.

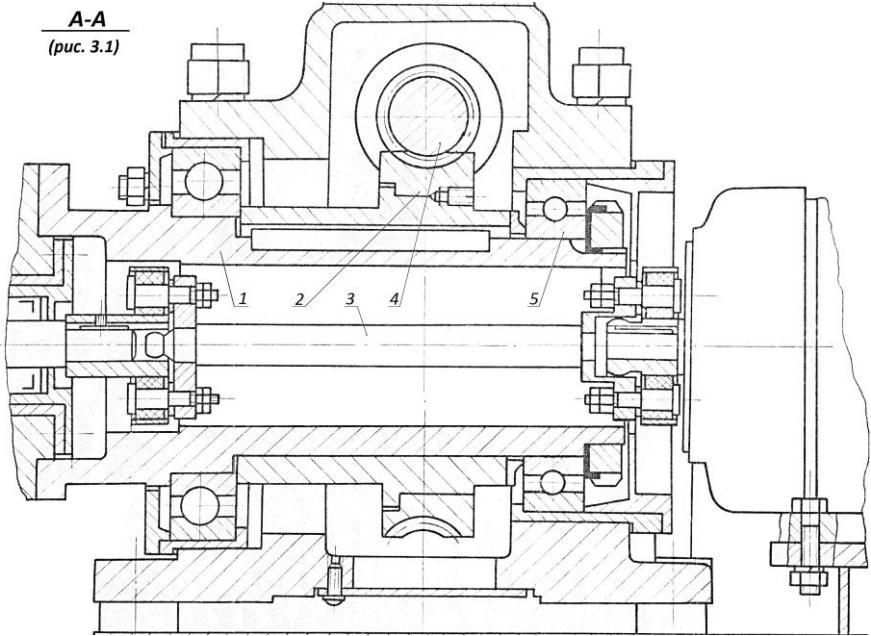


- 1 – планшайба, 2 – шпиндель, 3 – черв'ячний редуктор обертання планшайби,
 4 – маховик із внутрішнім планетарним редуктором, 5 – струмознімач,
 6 – підставка, 7 – блок управління, 8 – педаль управління, 9 – кулачок затискний,
 10 – електродвигун, 11 – редуктор нахилу, 12 – кронштейн, 13 – зубчасте колесо

Рисунок 3.1 – Схема маніпулятора М11010

Редуктор механізму нахилу – одноступеневий черв'ячний редуктор, якій встановлений на основу маніпулятора. Тихохідним валом є порожниста труба-вал 1, на яку насаджено черв'ячне колесо 2 (рис. 3.2). На виході вал-труба закінчується фланцем, до якого кріпиться редуктор привода обертання планшайби.

A-A
(рис. 3.1)



1 – труба-вал, 2 – черв'ячне колесо, 3 – проміжний вал, 4 – вал черв'яка, 5 – підшипник
Рисунок 3.2 – Розріз А-А по рис. 3.1

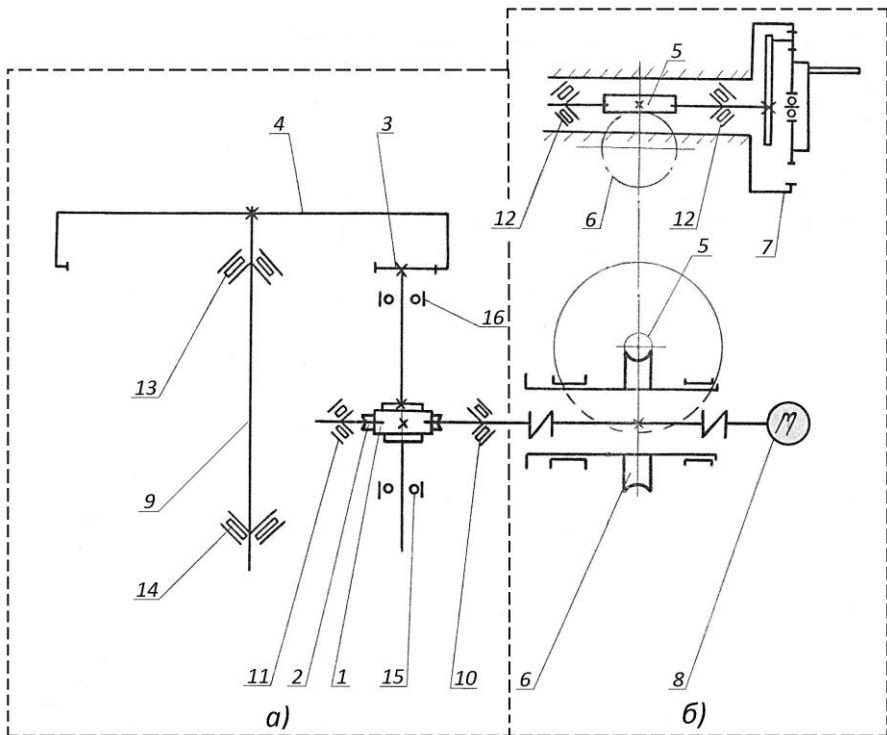
Всередині вала-труби знаходяться деталі з'єднання вала електродвигуна з валом редуктора привода обертання, являючи собою проміжний вал 3 з двома еластичними муфтами. На валу черв'яка 4 із зовнішньої сторони встановлений маховик із внутрішнім планетарним редуктором (рис. 3.3). Вал-труба обертається у підшипниках ковзання 5.

Редуктор (рис. 3.1, поз. 3) є основним приводним механізмом для привода обертання планшайби. Черв'ячна пара редуктора (рис. 3.3, поз. 1, 2) виконана самогальмуючою. Вихідний вал черв'ячного колеса закінчується шестернею, яка входить у зачеплення з зубчастим колесом шпindelного вузла.

Редуктор обертання з одного боку кріпиться до фланцю порожнистого вала-труби редуктора нахилу, а з протилежного боку до корпусу редуктора обертання кріпиться шпindelний вузол.

Шпиндельний вузол включає в себе власне шпиндель, зубчасте колесо і струмознімач. Шпиндель встановлений всередині корпуса на підшипниках кочення. Шпиндель виконано порожнистим, у верхній частині порожнистого отвору є конус Морзе В18 ГОСТ 25557-2009 (ІСО 296:1991), в нижній частині шпинделя із зовнішньої сторони є різьба М24×1.

Велика зубчаста шестерня з внутрішнім зачепленням (рис. 3.3, поз. 4) насаджена на шпиндель і одержує обертання від малої шестерні редуктора привода обертання (рис. 3.3, поз. 3).



a – схема приводу обертання, *б* – схема приводу нахилу планшайби
 1 – черв'як приводу обертання планшайби, 2 – черв'ячне колесо приводу обертання,
 3, 4 – зубчаста шестерня, 5 – черв'як приводу нахилу, 6 – черв'ячне колесо приводу
 нахилу, 7 – внутрішній планетарний редуктор, 8 – електродвигун, 9 – шпиндель,
 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16 – підшипники

Рисунок 3.3 – Кінематична схема маніпулятора

Корпус шпindelного вузла кріпиться безпосередньо до корпусу редуктора привода обертання.

На торцевій стінці корпусу кріпиться струмознімач з графітовими щітками для відводу з всієї конструкції маніпулятора зварювального струму. На текстолітовому кронштейні кріпиться пластина з трьома стаканчиками для трьох мідно-графітових щіток, які притискаються до внутрішньої площини зубчастого колеса під зусиллям пружин, розташованих всередині кожного стаканчика. Зварювальний струм відводиться від щіток на мідну шину, звідки поступає до джерела живлення. Текстолітовий кронштейн ізолює струмознімач від всієї маси маніпулятора.

Планшайба виконана з пазами та отворами для встановлення на неї пристроїв для закріплення виробів, що зварюються або наплавляються. Кріпиться вона до зубчастого колеса з внутрішнім зачепленням привода обертання.

При необхідності, замість планшайби, на маніпулятор може бути встановлений патрон трьохкулачковий, що самоцентрується моделі 7100-0005 ДСТУ ГОСТ 2675:2008.

Робота маніпулятора і її контроль здійснюються за допомогою електродвигуна постійного струму та електроапаратури, яка встановлена в блоці управління.

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ПЛАНШАЙБИ МАНІПУЛЯТОРА

У даній лабораторній роботі виконується тільки розрахунок механізму обертання.

Вихідні дані для розрахунку маніпуляторів:

- а) вага виробу з кріпильним пристосуванням, положення його центра ваги і розміри;
- б) необхідні межі регулювання робочої швидкості зварювання чи наплавлення;
- в) кут нахилу вісі обертання α та необхідний діапазон його змінення;
- г) маршова швидкість (при необхідності).

Значення маршової швидкості V_m призначається виходячи з допустимої окружної швидкості обертання виробу (10-250 м/год.).

По відомому значенню V_M визначають найбільшу частоту обертання шпинделя n , хв.^{-1} (4.1), а виходячи з неї – найбільшу потужність двигуна.

$$n = \frac{V_M}{\pi \cdot D}, \quad (4.1)$$

де D – діаметр виробу, мм.

Робочий діапазон регулювання частоти обертання визначається у залежності від швидкостей зварювання (від V_{min} до V_{max}) та діаметрів кільцевих швів (від D_{min} до D_{max}):

$$n_{min} = \frac{V_{min}}{\pi D_{max}}; \quad n_{max} = \frac{V_{max}}{\pi D_{min}}. \quad (4.2)$$

Отже, у зварювальних маніпуляторах, щоб виконувалася ця умова, частота обертання повинна мінятися в i разів:

$$i = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{V_{max} \cdot D_{max}}{V_{min} \cdot D_{min}}. \quad (4.3)$$

Для визначення кількості обертів за заданою швидкістю зварювання і діаметром кільцевих швів користуються номограмами, одна з яких представлена на рис. 4.1.

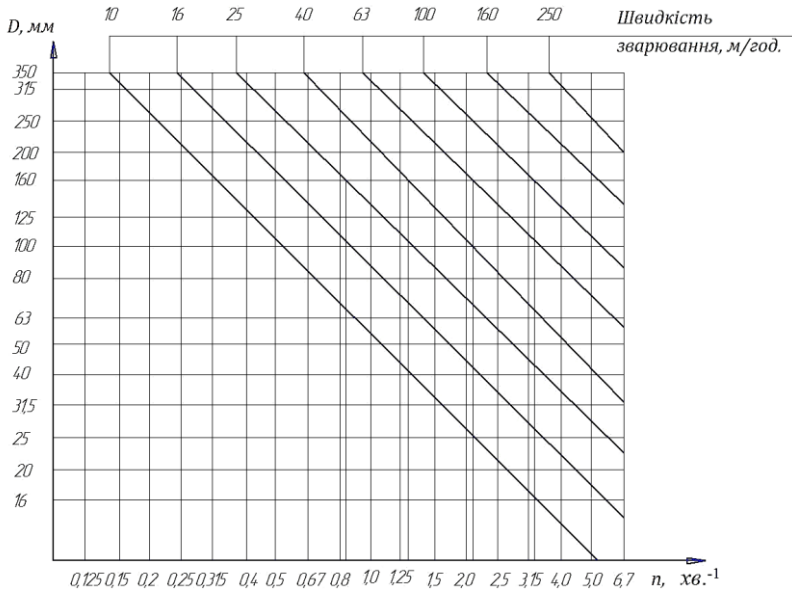


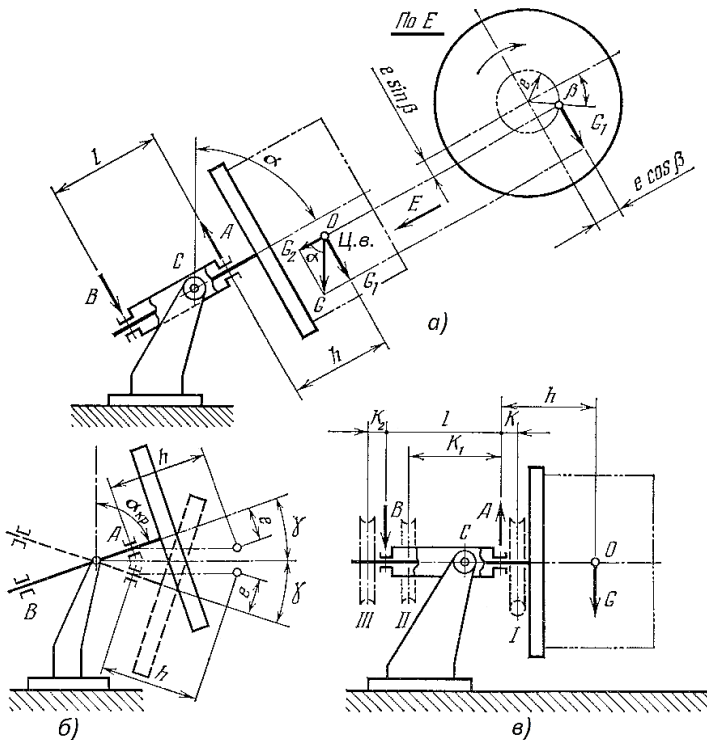
Рисунок 4.1 - Номограма для визначення числа обертів шпинделя зварювального маніпулятора по заданій швидкості зварювання при заданому діаметрі виробу

Похилі лінії номограми позначають швидкості зварювання (V_{3B} , м/год.) відповідно до технології. Зварювальник вибирає при даному діаметрі (D , мм) зварного шва і зазначеної швидкості зварювання необхідне значення частоти обертання планшайби, яку потім встановлює по шкалі за допомогою ручки задатчика частоти обертання на передній панелі блоку управління.

Частота обертання планшайби може бути також розрахована за формулою:

$$n = \frac{V_{3B} \cdot 1000}{\pi \cdot D \cdot 60}. \quad (4.4)$$

За вихідними даними та розрахунковою схемою маніпулятора (рис. 4.2) визначається його силове навантаження – зусилля, діючі на шпиндель, згинальний, крутний моменти та ін.



Еквівалентний згинальний момент у найбільш небезпечному перерізі шпинделя – в підшипнику A :

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2}. \quad (4.5)$$

Цей момент є функцією двох змінних величин: кута нахилення шпинделя α та кута повороту планшайби β при її обертанні навколо вісі шпинделя (див. рис. 4.2, a).

Згинальний момент, який діє в перерізі A у вертикальній площині:

$$M_b = G_1 \cdot h + G_2 \cdot e \cdot \sin \beta.$$

Згинальний момент в нахиленій перпендикулярній площині:

$$M_2 = G_2 \cdot e \cdot \cos \beta.$$

Підсумковий згинальний момент в перерізі A шпинделя:

$$M_3 = \sqrt{M_b^2 + M_2^2} = \sqrt{G_1^2 \cdot h^2 + G_2^2 \cdot e^2 + 2G_1G_2he \cdot \sin \beta}, \quad (4.6)$$

де G – вага виробу з кріпильними пристроями, Н;

h та e – координати центра ваги, м;

α – кут нахилу шпинделя;

β – кут повороту планшайби;

$G_1 = G \cdot \sin \alpha$; $G_2 = G \cdot \cos \alpha$ (див. рис. 4.2, a).

Таким чином, підсумковий згинальний момент має вигляд:

$$M_3 = G\sqrt{h^2 \cdot \sin^2 \alpha + e^2 \cos^2 \alpha + 2he \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta}. \quad (4.7)$$

Крутний момент:

$$M_{кр} = G_1 e \cos \beta = G \cdot e \cdot \sin \alpha \cos \beta. \quad (4.8)$$

Еквівалентний момент в перерізі A :

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} = G\sqrt{e^2 \cos^2 \beta + (h \sin \alpha + e \cos \alpha \sin \beta)^2}. \quad (4.9)$$

Вираз (4.9) дозволяє оцінити величину M_e при різних значеннях кутів α та β .

Співвідношення кутів α та $\beta_{кр}$, при якому момент M_e досягає максимального значення:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{e}{h} \sin \beta_{кр}, \quad (4.10)$$

Максимальне значення еквівалентного моменту:

$$M_{e \max} = G\sqrt{h^2 + e^2}$$

Для кожного співвідношення e/h існує критичний кут нахилу $\alpha_{кр}$ та прилежний до нього діапазон кутів більших критичного в межах

від $\alpha_{кр}$ до $\alpha_{кр} + 2\gamma$ (див. рис. 4.2, б), при яких M_e досягає $M_{e\max}$. Небезпечні розрахункові кути нахилу існують в діапазоні $\pm\gamma$ від горизонтального положення осі шпинделя.

$$\gamma = \arctg \frac{e}{h}, \quad (4.11)$$

$$\alpha_{кр} = 90 - \gamma = 90 - \arctg \frac{e}{h}. \quad (4.12)$$

Кути, які не входять в зону кутів γ , не вважаються небезпечними і отже, не можуть розглядатися як розрахункові.

Розташування ведучої і веденої зубчастих шестерень на валу в положеннях *I*, *II* або *III* (див. рис. 4.2, в) впливає на величину діючих на шпиндель моментів та опорних реакцій. Ведучу шестерню, як правило, розміщують унизу.

Варіант I. Зубчасте колесо розміщене на передній консольній частині шпинделя (положення *I*).

а) Для варіанта I при $\alpha = \alpha_{кр}$, та $\beta = 90^\circ$ опорна реакція в горизонтальній площині $A_r = 0$, а в вертикальній:

$$A_b = G \frac{h^2 + e^2 + hl}{l \cdot \sqrt{h^2 + e^2}}. \quad (4.13)$$

Підсумкова реакція в опорі *A*:

$$A = \sqrt{A_b^2 + A_r^2} = A_b. \quad (4.14)$$

Горизонтальна реакція в опорі *B* буде $B_r = 0$.

Вертикальна реакція в опорі *B*:

$$B_b = G \frac{\sqrt{h^2 + e^2}}{l}. \quad (4.15)$$

Підсумкова реакція в опорі *B*:

$$B = \sqrt{B_b^2 + B_r^2} = B_b. \quad (4.16)$$

Отже, згинальний момент в горизонтальній нахилений площині $M_r = 0$, а в вертикальній площині:

$$M_b = G \sqrt{h^2 + e^2}. \quad (4.17)$$

Тоді і еквівалентний згинальний момент буде:

$$M_e = G \sqrt{h^2 + e^2}. \quad (4.18)$$

Діаметр шпинделя в опорі *A* (як і будь-якого валу), виходячи зі спільної дії згинального моменту M_z й крутного моменту $M_{кр}$, визначається з умови міцності по еквівалентному моменту:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]_{зг.}}}, \quad (4.19)$$

де $[\sigma]_{зг.}$ – допустиме напруження на згинання, МПа (призначається за даними, що наведені у літературі, наприклад, у табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Допустимі напруження на згинання для валів та обертових осей діаметром 30...100 мм після гартування

Матеріал	$[\sigma]_{зг.}$, МПа
Сталь 35	60...80
Сталь 45	70...90
Сталь 40X	75...95

При перевірочних розрахунках необхідно дотримуватись такої умови міцності [3]:

$$\sigma_{зг.} = \frac{10M_3}{d^3} + \frac{1,3A_{oc}}{d^2} \leq [\sigma]_{зг.}. \quad (4.20)$$

В цій формулі другий доданок є додатковим напруженням стиску (при $\alpha = \alpha_{кр}$) або розтягу (при $\alpha = \alpha_{кр} + 2\gamma$) від дії осьового навантаження шпинделя A_{oc} , яке визначається за формулою:

$$A_{oc} = G \frac{e}{\sqrt{h^2 + e^2}}. \quad (4.21)$$

Підставивши в формулу (4.20) значення M_3 і A_{oc} отримаємо умову міцності шпинделя:

$$\sigma_{зг.} = \frac{10G\sqrt{h^2 + e^2}}{d^3} + \frac{1,3Ge}{d^2\sqrt{h^2 + e^2}} \leq [\sigma]_{зг.}. \quad (4.22)$$

б) Для варіанта I при $\alpha = 90^\circ$, та $\beta = 0$ опорні реакції підшипника A:

$$A_B = G \frac{l+h}{l}; \quad A_\Gamma = G \frac{e(l+k)}{lR}; \quad A_{oc} = 0. \quad (4.23)$$

де R – радіус зубчастого колеса.

Підсумкова реакція в опорі A:

$$A = \frac{G}{l} \sqrt{(l+h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l+k)^2}. \quad (4.24)$$

Відповідно опорні реакції в підшипнику B:

$$B_B = G \frac{h}{l}; \quad B_\Gamma = G \frac{e \cdot k}{lR}. \quad (4.25)$$

Підсумкова реакція в опорі B:

$$B = \frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \left(\frac{ek}{R}\right)^2}. \quad (4.26)$$

Згинальні моменти:

- у вертикальній площині $M_B = Gh$;

- в горизонтальній площині $M_{\Gamma} = G \frac{ek}{R}$.

Еквівалентний згинальний момент:

$$M_e = G \sqrt{h^2 + \left(\frac{ek}{R}\right)^2}. \quad (4.27)$$

Діаметр шпинделя визначається за формулою (4.19).

в) Для варіантів *II* та *III* при $\alpha = 90^\circ$, та $\beta = 0$ вертикальні реакції в опорі *A* залишаються без змін і складають $A_B = G \frac{l+h}{l}$, а горизонтальні визначаються відповідно:

$$A_{\Gamma II} = G \frac{e(l-k_1)}{lR}; \quad A_{\Gamma III} = G \frac{ek_2}{lR}; \quad A_{oc} = 0. \quad (4.28)$$

Відповідно підсумкові реакції в опорі *A*:

$$A_{II} = \frac{G}{l} \sqrt{(l+h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l-k_1)^2}, \quad (4.29)$$

$$A_{III} = \frac{G}{l} \sqrt{(l+h)^2 + \left(\frac{ek_2}{R}\right)^2}. \quad (4.30)$$

Змінюються також горизонтальні реакції в опорі *B*. Їх значення відповідно до варіантів *II* та *III*:

$$B_{\Gamma II} = G \frac{e \cdot k_1}{lR}; \quad B_{\Gamma III} = G \frac{e \cdot (l+k_2)}{lR}. \quad (4.31)$$

Підсумкові реакції в опорі *B*:

$$B_{II} = \frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \left(\frac{ek_1}{R}\right)^2}, \quad (4.32)$$

$$B_{III} = \frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \frac{e^2}{R^2} (l+k_2)^2}. \quad (4.33)$$

Еквівалентний згинальний момент:

$$M_e = G \sqrt{h^2 + e^2}. \quad (4.34)$$

Діаметр шпинделя визначається за формулою (4.19).

Обраний діаметр шпинделя для будь-якого з положень зубчастого колеса (положення *I*, *II* або *III*) слід перевірити на витривалість за методикою Д.Н. Решетова [4], що враховує характер зміни напружень, концентрацію напружень, масштабний фактор та ін. Однак уточнений розрахунок на витривалість виконувати немає необхідності, якщо дотримується умова

$$\sigma \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot n}, \quad (4.35)$$

де σ_{-1} – межа витривалості матеріалу при вигині зі знакозмінним симетричним циклом, МПа (або кгс/см²);

ε – масштабний фактор (може бути прийнятий 0,5);

k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень в небезпечному перерізі (може бути прийнятий 1,5 ... 2,0);

n – запас міцності по витривалості (1,5 ... 1,8).

Крім міцності і витривалості, шпиндель повинен бути також перевірений на жорсткість – згинальну (Δ) і крутильну (φ).

Умова жорсткості шпинделя:

для зварювальних маніпуляторів і обертачів

$$\Delta \leq 0,0002 \cdot l, \quad \varphi \leq 0,001 \cdot l_{\text{кр}}$$

для позиціонерів

$$\Delta \leq 0,0005 \cdot l, \quad \varphi \leq 0,003 \cdot l_{\text{кр}}$$

де Δ – прогин, см;

l – відстань між опорами, см;

φ – кут закручування, град;

$l_{\text{кр}}$ – довжина ділянки вала, яка скручується, см.

Кут закручування визначається з виразу:

$$\varphi = \frac{180 M_{\text{кр}} l_{\text{кр}}}{\pi E_0 I_0}, \quad (4.36)$$

де $E_0 = 860.000 \text{ кгс/см}^2$ – модуль зсуву;

I_0 – полярний момент інерції перерізу валу, см^4 .

Потужність привода N визначається по крутному моменту та максимальній частоті обертання шпинделя з урахуванням витрат на тертя в підшипниках та загального ККД приводного механізму η_o :

$$N = \frac{(M_{\text{кр}} + M_{\text{тр}})n}{97.400 \cdot \eta_o}, \quad (4.37)$$

де $M_{\text{кр}} = G \cdot e$ – крутний момент, $\text{кгс}\cdot\text{см}$;

$M_{\text{тр}} = 0,5f(A_0 d_A + B_0 d_B)$ – момент сили тертя в підшипниках, $\text{кгс}\cdot\text{см}$;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках;

d_A і d_B – діаметри шпинделя в перерізах A і B , см;

A_0 і B_0 – підсумкові реакції опор в варіантах I, II, III ;

n – частота обертання шпинделя, хв.^{-1} .

Підбір підшипників здійснюється за зусиллям A_0 і B_0 і частоті обертання.

У наведених розрахунках крутний момент визначається при постійній швидкості обертання шпинделя, тобто без динамічних процесів.

Якщо маса виробу і швидкість його обертання досить великі, то в розрахунках на міцність до статичного крутного моменту необхідно додати динамічний момент сил інерції $M_{ін}$, що діє при розгоні і гальмуванні (при несталому обертанні шпинделя):

$$M_{ін} = \frac{G \cdot D_{ін}^2}{375} \cdot \frac{n}{t_{ін}}, \quad (4.38)$$

де G – вага маси, яка обертається, кгс;

$D_{ін}$ – діаметр інерції маси, м;

$GD_{ін}^2$ – маховий момент маси, яка обертається;

$t_{ін}$ – час пуску і гальмування, визначається залежно від числа обертів n і пускового моменту двигуна по його каталожній характеристиці;

За потужністю обраного електродвигуна і кінематичної схеми приводного механізму визначаються розміри всіх елементів механізму (валів, зубчастих передач, підшипників та ін.) методами розрахунку деталей машин [4].

5 ПРИЛАДИ І ОБЛАДНАННЯ

5.1 Діючий маніпулятор M11010 з системою керування.

5.2 Вимірювальний інструмент (метрична лінійка), канцелярські приналежності для виконання ескізного проекту.

6 ЗМІСТ ЗВІТУ

6.1 Вивчити побудову та принцип дії і технічні характеристики маніпулятора M11010.

6.2 Виконати розрахунок механізму обертання маніпулятора, використавши для цього дані, які знаходяться у викладача.

6.3 Виконати розрахунок та зробити перевірку шпинделя механізму обертання на витривалість.

6.4 Скласти кінематичну схему розрахованого механізму обертання та обрати електродвигун.

6.5 Скласти ескізний проект привода обертання маніпулятора у форматі А3.

7 КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

7.1 Для чого призначені зварювальні маніпулятори?

7.2 Поясніть, як працює механізм обертання планшайби?

7.3 Поясніть, як працює механізм нахилу планшайби?

7.4 Якими методами може визначатися швидкість обертання планшайби?

7.5 За допомогою чого змінюється швидкість обертання планшайби?

7.6 В яких випадках використовуються трьох або чотирьохкулачкові затискні патрони?

8 ВКАЗІВКИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

8.1 До лабораторних робіт допускаються студенти після інструктажу з охорони праці та пожежної безпеки.

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

8.3 У випадку виявлення неполадок обладнання студент повинен негайно повідомити викладача або завідуючого лабораторією.

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

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Севбо П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – К.: Наук. думка, 1978. – 400 с.

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

3. Винокуров В.А. Сварочные деформации и напряжения / В.А. Винокуров. – М.: Машиностроение, 1968. – 236 с.

4. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1975. – 656 с.