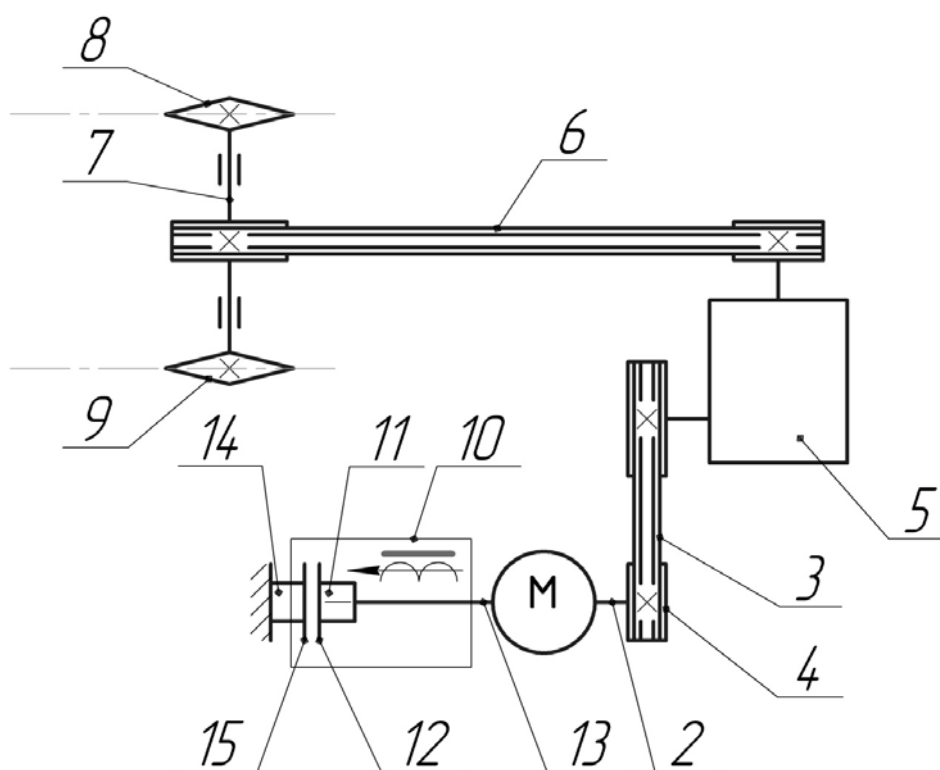


В. В. Чабан, Б. Ф. Піпа, О. В. Чабан

## ПРИВОДИ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

нові розробки та елементи розрахунків



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

В. В. Чабан, Б. Ф. Піпа, О. В. Чабан

**ПРИВОДИ  
В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

(нові розробки та елементи розрахунків)

Монографія

Київ  
КНУТД  
2016

УДК 621.11(075.8)

ББК 34.41

Ч 34

Рекомендовано Вченою Радою Київського національного  
університету технологій та дизайну  
(Протокол № х від 27 січня 2016 р.)

Рецензенти:

*Сурьянінов М. Г.* – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри  
будівельної механіки Одеської державної академії будівництва та  
архітектури.

*Місяць В. П.* – д-р техн. наук, проф., професор кафедри прикладної  
механіки та машин Київського національного університету технологій та  
дизайну.

**Чабан В. В.**

Ч34 Приводи в'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунків):  
монографія /В. В. Чабан, Б. Ф. Пипа, О. В. Чабан. – К.: КНУТД, 2016. –  
451 с.

ISBN xxx-xxx-xxxx-xx-x

В монографії представлені результати досліджень по розробці нових  
приводів круглов'язальних, плосков'язальних, основов'язальних машин та  
рукавичних автоматів. Особливу увагу приділено розрахункам вказаних  
приводів машин та їх пристроям зниження динамічних навантажень. Дана  
оцінці ефективності роботи приводів.

Монографія призначена для наукових працівників та спеціалістів  
легкого машинобудування. Матеріали, представлені в монографії, можуть  
бути також корисними для аспірантів та студентів вищих навчальних  
закладів.

**УДК 621.11(075.8)**

**ББК 34.41**

ISBN xxx-xxx-xxxx-xx-x

© В. В. Чабан, Б. Ф. Пипа,  
О. В. Чабан, 2016  
©КНУТД,2016

## ВСТУП

В'язальні машини та автомати належать до найбільш поширеного та перспективного виду обладнання легкої промисловості, як такі, що мають високу продуктивність та широкі технологічні можливості в'язання трикотажного полотна і готових виробів.

Перспективним напрямком удосконалення існуючих та створення нових типів в'язальних машин і автоматів є подальше підвищення ефективності їх роботи за рахунок підвищення якості продукції та зниження непродуктивних витрат часу роботи.

Стримуючим фактором у вирішенні цієї проблеми є недосконалість приводів в'язальних машин – відсутність в їх складі ефективних пристроїв зниження динамічних навантажень, що виникають під час несталого режиму роботи.

Про необхідність досліджень по удосконаленню приводів в'язальних машин і автоматів та їх впливу на якість трикотажного полотна і виробів в свій час вказували проф. Гарбарук В.М., Мільченко І.С., Сімін С.Х. та інші. Найбільш ґрунтовні дослідження по удосконаленню приводів в'язальних машин та автоматів виконані професорами Піпою Б.Ф., Чабаном В.В., Хомяком О.М. та іншими. Але питання розробки нових сучасних конструкцій приводів в'язальних машин і автоматів з ефективними пристроями зниження динамічних навантажень потребують подальших досліджень.

Враховуючи ці обставини, монографія присвячена дослідженням щодо розробки більш ефективних приводів в'язальних машин та інженерних методів їх проектування.

В монографії значну увагу приділено дослідженням по розробці нових приводів в'язальних машин та рукавичних автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень та оцінці ефективності їх роботи.

Автори поставили собі за мету написати монографію, де було б розглянуто нові перспективні конструкції приводів круглов'язальних, плосков'язальних, основов'язальних машин та рукавичних автоматів, розроблених авторами. При цьому при розробці нових конструкцій було

враховано основні тенденції сучасного легкого машинобудування: збільшення продуктивності та швидкості машин; безвідмовність їх роботи (надійність та довговічність); зручність та безпеку обслуговування; мінімальна маса та якомога менша вартість конструювання і виготовлення машин.

Монографія являє собою узагальнення розробок нових перспективних приводів в'язальних машин і рукавичних автоматів та інженерних методів їх розрахунків, створених на кафедрі прикладної механіки та машин Київського національного університету технологій та дизайну.

Матеріал представлено у вигляді опису патентів авторів на винаходи та корисні моделі і побудований у такій послідовності: аналіз аналогів та прототипів відповідних технічних рішень з встановленням їх недоліків; обґрунтування можливості та шляхів усунення недоліків існуючих конструкцій приводів в'язальних машин; наведено опис запропонованого технічного рішення; приводиться принцип роботи нового технічного рішення; вказано, яка мета досягнута в разі заміни прототипу новою конструкцією і які техніко-економічні показники можуть бути досягнуті при впровадженні запропонованого технічного рішення в промисловість.

Для більшості нових конструкцій приводів в'язальних машин та рукавичних автоматів в монографії приведено особливості їх розрахунків та проектування. Наведено приклади розрахунків, що підтверджують працездатність та ефективність роботи нових перспективних конструкцій приводів в'язальних машин та автоматів.

Автори висловлюють щире подяку рецензентам:

**Георгію Борисовичу Парасці** – доктору технічних наук, професору, проректору Хмельницького національного університету та **Місяцю Володимирі Петровичу** – доктору технічних наук, професору кафедри прикладної механіки та машин Київського національного університету технологій та дизайну за ряд корисних зауважень та порад, зроблених ними при рецензуванні рукопису монографії.

## РОЗДІЛ 1

### ПРИВОДИ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

#### 1.1. Двопоточний привід круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею

Аналіз відомих приводів круглов'язальних машин [1-12] показує, що в основному всі вони виконані такими, що обертальний рух голковому циліндру механізму в'язання передається за допомогою циліндричної прямозубої передачі, зубчасте колесо якої встановлено на голковому циліндрі, а шестерня жорстко закріплена на вертикальному приводному валу. Таке конструктивне виконання привода механізму в'язання призводить до появи значних радіальних навантажень на голковий циліндр та його опору (для круглов'язальних машин типу КО ці навантаження сягають 1704,5 Н [8]).

Крім цього на опорі голкового циліндру діють також значні осьові навантаження, зумовлені вагою самого циліндра та зусиллям відтяжки трикотажного полотна, які в окремих випадках перевищують 1000 Н. Все це призводить до інтенсивного зносу опори голкового циліндру і, як наслідок, до його радіального та осьового зміщення, що негативно впливає на рівномірність петельної структури трикотажного полотна – основного показника його якості.

Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого вдосконалення конструкцій приводів круглов'язальних машин та методів їх проектування, зокрема вибір раціональних параметрів привода.

В результаті проведеного аналізу авторами запропоновано принципово нову конструкцію привода круглов'язальних машин [13], позбавлену вказаних вище недоліків.

Привід круглов'язальної машини, кінематична схема якого представлена на рис. 1.1, містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2 вертикальний приводний вал 3, на якому закріплені ведуча шестерня 4 та

зовнішній конічний ролик 5, що кінематично з'єднаний з фрикційним колесом 6, жорстко встановленим на голковому циліндрі 7. Ведуча шестерня 4 кінематично зв'язана з веденою шестернею 8, жорстко закріпленою на вертикальному валу 9. На цьому ж вертикальному валу 9 встановлений внутрішній (по відношенню до фрикційного колеса 6) конічний ролик 10. Конічні ролики 5, 10 встановлені на вертикальних приводних валах відповідно 3, 9 з можливістю осьового переміщення. Фрикційне колесо 6 жорстко з'єднане також з механізмом товароприйому 11. На вертикальних приводних валах 3, 9 встановлені циліндричні пружини стиску 12 та гайки 13. При цьому нижні (у відповідності з рис. 1.1) торці пружин 12 упираються в гайки, а верхні в торці конічних роликів 5, 10.

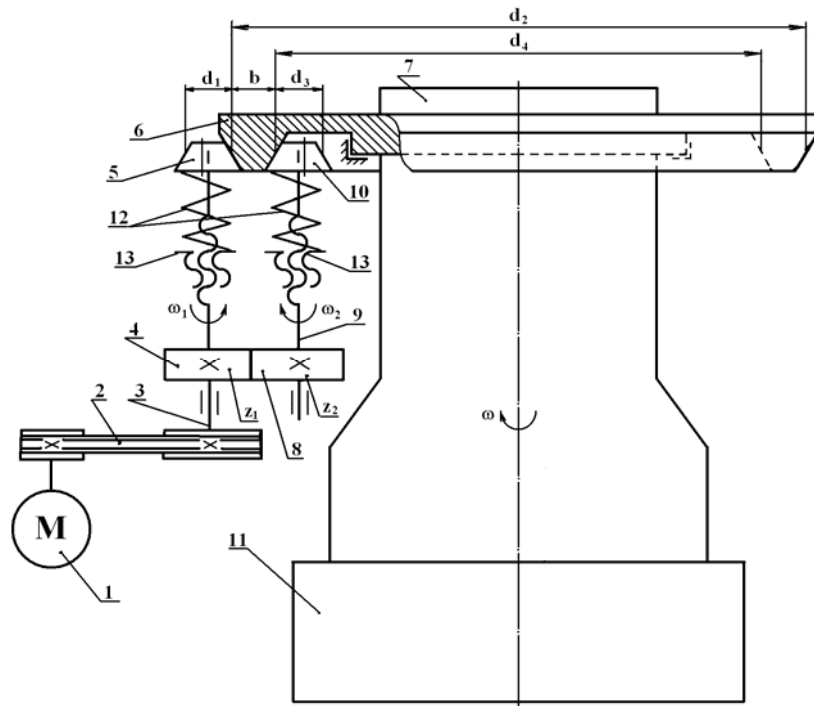


Рис. 1.1. Кінематична схема двопоточного привода круглов'язальної машини

Привід працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 4, 8 передач передається вертикальним приводним валам 3, 9, на кінцях яких закріплені конічні ролики відповідно 5, 10. Під дією циліндричних пружин стиску 12 конічні ролики притискаються до робочих поверхонь фрикційного колеса 6, створюючи необхідну силу тертя для передачі йому

обертального руху. Обертання фрикційного колеса призводить до обертального руху голкового циліндра 7 механізму в'язання та механізму товароприйому 11, зв'язаними з ним, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Зусилля циліндричних пружин стиску 12 регулюється за допомогою гайок 13 гвинтової пари.

Аналіз показує, що задовільна робота приводу можлива при умові:

$$\varpi_1 = \varpi \frac{d_1}{d_2}; \quad \varpi_2 = \frac{d_4}{d_3}, \quad (1.1)$$

де  $\varpi_1, \varpi_2$  - кутова швидкість відповідно зовнішнього та внутрішнього конічних роликів;

$\varpi$  - кутова швидкість голкового циліндру;

$d_1, d_3$  - середні діаметри відповідно зовнішнього та внутрішнього конічних роликів;

$d_2, d_4$  - середні діаметри відповідно зовнішньої та внутрішньої робочих поверхонь фрикційного колеса.

Передаточне число зубчасті передачі знаходиться із умови:

$$u = \frac{\varpi_1}{\varpi_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (1.2)$$

де  $z_1, z_2$  - число зубів відповідно ведучої та веденої шестерень.

Використовуючи вирази (1.1), (1.2), знаходимо:

$$\frac{d_2 \cdot d_3}{d_1 \cdot d_4} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.3)$$

Очевидно, що при  $z_1 = z_2$ :

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_4}{d_3}. \quad (1.4)$$

Нехтуючи пружнім ковзанням фрикційної передачі [14], можемо записати:

$$u_3 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_4}{d_3}, \quad (1.5)$$

де  $u_3$  - передаточне число фрикційної передачі приводу.

Аналіз кінематичної схеми приводу (рис. 1.1) дає змогу записати:



$$u_3 = \frac{u}{u_1} = \frac{\omega_{\partial\partial} \cdot d_{\partial\partial}}{2 \cdot v \cdot u_1}, \quad (1.6)$$

де  $u$ ,  $u_1$  - передаточне число відповідно загальне та клинопасової передачі,  $u = \frac{\omega_{\partial\partial}}{\omega}$ ;

$\omega_{\partial\partial}$ ,  $\omega$  - кутова швидкість відповідно електродвигуна та голкового циліндра,  $\omega = \frac{2 \cdot v}{d_{\partial\partial}}$ ;

$v$  - лінійна швидкість голкового циліндру;

$d_{\partial\partial}$  - діаметр голкового циліндру.

Враховуючи (1.5) та (1.6), можемо записати:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_4}{d_3} = \frac{\omega_{\partial\partial} \cdot d_{\partial\partial}}{2 \cdot v \cdot u_1}. \quad (1.7)$$

Для забезпечення працездатності привода, окрім кінематичної умови (1.7), необхідно також витримувати і геометричне співвідношення (рис. 1.2):

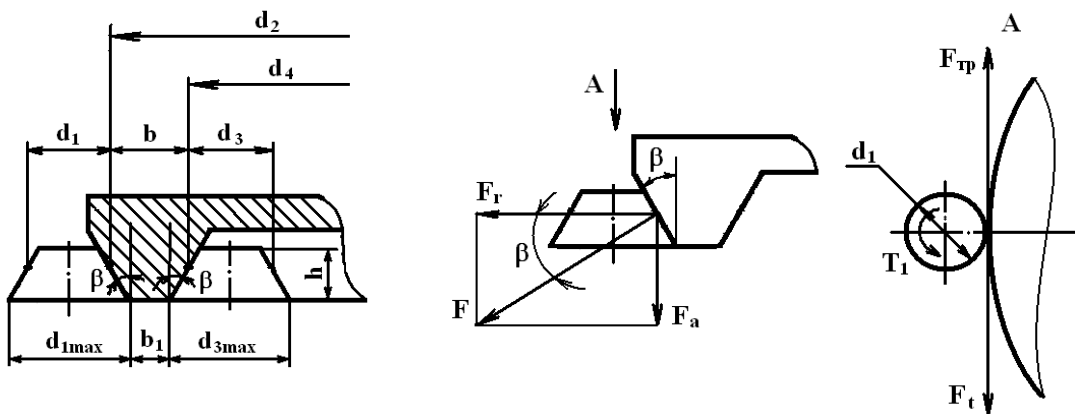


Рис. 1.2. Розрахункова схема фрикційної передачі приводу

$$a_1 = a_2 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{d_1 + d_3}{2} + b, \quad (1.8)$$

де  $a_1, a_2$  - міжосьова відстань відповідно зубчастої передачі та конічних роликів;

$m$  - модуль зубчастого зачеплення;

$b$  - середня ширина ободу фрикційного колеса в зоні взаємодії його з роликами.

Підставивши  $b = \frac{d_2 - d_4}{2}$  (рис. 1.2) в (1.8), одержуємо:

$$d_1 + d_2 + d_3 - d_4 = m(z_1 + z_2). \quad (1.9)$$

Для знаходження середньої ширини ободу фрикційного колеса можемо записати:

$$b = \frac{d_{1max} - d_1}{2} + \frac{d_{3max} - d_3}{2} + b_1, \quad (1.10)$$

де  $d_{1max}, d_{3max}$  - величина більшого діаметру відповідно зовнішнього та внутрішнього роликів;

$b_1$  - ширина ободу фрикційного колеса в зоні взаємодії його з роликами.

$$\text{Очевидно: } d_{1max} = d_1 + h \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad d_{3max} = d_3 + h \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1.11)$$

де  $h$  - довжина роликів;

$\beta$  - кут конусності роликів.

Підставивши (1.11) в (1.10) після перетворень, одержимо:

$$b = b_1 + h \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (1.12)$$

Ширину ободу фрикційного колеса з урахуванням вимог працездатності та зниження металоємкості доцільно вибирати із умови:

$$0 \leq b_1 \leq 15 \text{ мм}. \quad (1.13)$$

Із конструктивних особливостей фрикційного колеса (рис. 1.2) маємо:

$$d_2 = d_4 + 2b. \quad (1.14)$$

З метою ефективного зниження осьового тиску на опору голкового циліндра кут конусності роликів  $\beta$  повинен задовольняти умову:

$$\sin \beta = \frac{F_a}{F}. \quad (1.15)$$

де  $F_a$  - осьовий тиск зовнішнього (або внутрішнього) ролика на фрикційне колесо;

$F$  - нормальний тиск в фрикційній парі ролик-фрикційне колесо.

Осьовий тиск кожного ролика на фрикційне колесо повинен компенсувати частину ваги голкового циліндра (разом з фрикційним колесом) та зусилля відтяжки трикотажного полотна. Для нашого випадку можна прийняти:

$$F_a = \frac{Q_1}{2}, \text{ або } F_a = \frac{Q_1 + Q_2}{2}, \quad (1.16)$$

де  $Q_1$  - вага голкового циліндра з урахуванням ваги фрикційного колеса;

$Q_2$  - зусилля відтяжки трикотажного полотна.

Як відомо [14], умовою працездатності фрикційної передачі є:

$$F_{mp} = k \cdot F_t, \quad (1.17)$$

де  $F_{mp}$  - сила тертя в зоні взаємодії ролика з фрикційним колесом;

$k$  - коефіцієнт надійності роботи фрикційної передачі;

$F_t$  - окружна сила фрикційної пари ролик – фрикційне колесо,

приймавши рівномірний розподіл потужності між двома роликами, маємо:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{P}{d_1 \cdot \omega_1}; \quad (1.18)$$

$T_1$  - крутний момент ролика (зовнішнього, або внутрішнього);

$P$  - потужність фрикційної передачі (потужність привода механізму в'язання).

Оскільки  $F_{mp} = F \cdot f$  ( $f$  – коефіцієнт тертя в парі ролик – фрикційне колесо), із виразу (1.17), використовуючи (1.18), знаходимо:

$$F = \frac{k \cdot P}{d_1 \cdot \omega_1 \cdot f}. \quad (1.19)$$

Підставивши (1.16), (1.19) в (1.15), знаходимо:

$$\arcsin \frac{Q_1 \cdot d_1 \cdot \omega_1 \cdot f}{2k \cdot P} \leq \beta \leq \arcsin \frac{(Q_1 + Q_2) \cdot d_1 \cdot \omega_1 \cdot f}{2k \cdot P}. \quad (1.20)$$

При проектуванні фрикційної передачі приводу доцільно із конструктивних міркувань спершу задатись розмірами зовнішнього ролика  $d_1$  і  $h$ , а потім виконати перевірку фрикційної передачі із умови роботи її на контактну витривалість [14]:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{k_{\partial} \cdot F \cdot E}{l \cdot \rho}} \leq [\sigma_H], \quad (1.21)$$

де  $\sigma$ ,  $[\sigma_H]$  - контактне напруження в парі ролик – фрикційне колесо відповідно діюче (максимальне) та допустиме;

$k_{\partial}$  - коефіцієнт довговічності фрикційної передачі;

$E$  - приведений модуль пружності матеріалів ролика та фрикційного колеса;

$l$  - довжина лінії контакту ролика з фрикційним колесом,

$$l = \frac{h}{\cos \beta}; \quad (1.22)$$

$\rho$  - приведений радіус кривизни робочих поверхонь ролика та фрикційного колеса,

$$\rho = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}. \quad (1.23)$$

Оскільки для конічної фрикційної передачі [14]:  $R_1 = \frac{d_1}{2 \cos \beta}$ ;

$R_2 = \frac{d_2}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 \cdot u_3}{2 \cos \beta}$ , вираз (1.23) набуває вигляду:

$$\rho = \frac{d_1 \cdot u_3}{2 \cos \beta (1 + u_3)}. \quad (1.24)$$

Підставивши одержані результати (1.19), (1.22), (1.24) в (1.21), остаточно одержуємо:

$$\sigma = 0,59 \frac{\cos \beta}{d_1} \sqrt{\frac{P \cdot k \cdot k_{\partial} \cdot E (1 + u_3)}{h \cdot f \cdot \omega_1 \cdot u_3}} \leq [\sigma_H]. \quad (1.25)$$

Таким чином, алгоритм розрахунку привода круглов'язальної машини з фрикційною передачею буде наступним:

1. Із умови (1.6), задавшись передаточним числом клинопасової передачі  $u_1$ , знаходимо передаточне число фрикційної передачі  $u_3$ .

2. Виходячи із конструктивних міркувань, приймаємо розміри зовнішнього конічного ролика  $d_1$  та  $h$ .

3. Використовуючи залежність (1.7), знаходимо діаметр фрикційного колеса  $d_2$ .

4. Враховуючи, що  $\varpi_1 = \frac{\varpi_{\text{дв}}}{u_1}$ , знаходимо, використовуючи (1.20),

кут  $\beta$ .

5. Перевіряємо працездатність фрикційної передачі, використовуючи умову контактної витривалості (1.25).

6. Із виразу (1.12) знаходимо середню ширину обода фрикційного колеса  $b$ , враховуючи при цьому умову (1.13).

7. Знаходимо діаметр фрикційного колеса  $d_4$ , використовуючи вираз (1.14).

8. Із виразу (1.7) знаходимо діаметр внутрішнього конічного ролика  $d_3$ .

9. Задавшись величиною модуля  $m$ , із виразу (1.10) знаходимо число зубів шестерень, враховуючи, що  $z_1 = z_2 = z$ .

Розглянемо приклад розрахунку привода з двопоточною фрикційною передачею при використанні його в круглов'язальній машині КО-2.

Вихідні дані [9]: діаметр голкового циліндра  $d_y = 450 \text{ мм}$ ; лінійна швидкість голкового циліндра  $v = 1,2 \text{ м/с}$ ; потужність привода механізму в'язання  $P = 1,5 \text{ кВт}$ ; частота обертання вала електродвигуна  $n_{\text{дв}} = 950 \text{ об/хв}$  ( $\varpi_{\text{дв}} = 99,43 \text{ с}^{-1}$ ); вага голкового циліндру з урахуванням ваги фрикційного колеса  $Q_1 = 400 \text{ Н}$ ; зусилля відтяжки трикотажного полотна (максимальне) [4]  $Q_2 = 184 \text{ Н}$ ; матеріал фрикційної пари – сталь, для якої  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_n] = 800 \text{ МПа}$ ; коефіцієнт тертя в фрикційній парі  $f = 0,1$ .

Задавшись передаточним числом клинопасової передачі  $u_1 = 1,5$ , із виразу (1.6) знаходимо:

$$u_3 = \frac{99,43 \cdot 450}{2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 12,43.$$

Із конструктивних міркувань приймаємо:  $d_1 = 60 \text{ мм}$ ;  $h = 30 \text{ мм}$ .

Тоді, використовуючи рівняння (1.5), (1.7), одержуємо:

$$d_2 = d_1 \cdot u_3 = 60 \cdot 12,43 = 745,8 \text{ мм}.$$

Із рівняння (1.20), враховуючи  $\varpi_1 = \varpi_{\partial_6} / u_1 = 99,43 / 1,5 = 66,29 \text{ c}^{-1}$  та прийнявши  $k = 1,5$ , знаходимо:

$$\arcsin \frac{400 \cdot 60 \cdot 66,29 \cdot 0,1}{2 \cdot 1,5 \cdot 1,5 \cdot 10^6} \leq \beta \leq \arcsin \frac{(400 + 184) \cdot 60 \cdot 66,29 \cdot 0,1}{2 \cdot 1,5 \cdot 1,5 \cdot 10^6}.$$

Після перетворень маємо:  $\arcsin 0,03535 \leq \beta \leq \arcsin 0,05162$ . Звідки  $2,025^\circ \leq \beta \leq 2,958^\circ$ .

Прийнявши  $\beta = 2,5^\circ$ ;  $k_\partial = 1,3$ , із рівняння (1.25) знаходимо:

$$\sigma = 0,591 \frac{\cos 2,5^\circ}{60} \sqrt{\frac{1,5 \cdot 1,3 \cdot 10^6 \cdot 2,15 \cdot 10^5 (1 + 12,43)}{30 \cdot 0,1 \cdot 66,29 \cdot 12,43}} = 575,2 \text{ МПа},$$

що менше допустимого  $[\sigma_n] = 800 \text{ МПа}$ .

Прийнявши  $b_1 = 12 \text{ мм}$ , із рівняння (1.12) знаходимо середню ширину обода фрикційного колеса:

$$b = 12 + 30 \cdot \text{tg} 2,5^\circ = 13,3 \text{ мм}.$$

Використовуючи умову (1.14), знаходимо необхідний діаметр фрикційного колеса:

$$d_4 = 745,8 - 2 \cdot 13,3 = 719,2 \text{ мм}.$$

Тоді діаметр внутрішнього ролика у відповідності з (1.5) буде дорівнювати:

$$d_3 = \frac{719,2}{12,43} = 57,8 \text{ мм}.$$

Прийнявши  $z_1 = z_2$  і  $m = 3 \text{ мм}$ , із рівняння (1.9) знаходимо:

$$z_1 = z_2 = \frac{60 + 745,8 + 57,8 - 719,2}{2 \cdot 3} = 24.$$

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити такі висновки:

- запропонована авторами конструкція привода круглов'язальної машини з двопоточною фрикційною передачею потужності голковому циліндру (механізму в'язання) працездатна та надійна в роботі;

- конструкція привода дозволяє повністю компенсувати як радіальні, так і осьові навантаження на голковий циліндр круглов'язальної машини і тим самим підвищити надійність та довговічність роботи як механізму в'язання, так і машини в цілому;

- запропоновані конструкція двопоточної фрикційної передачі та методика оцінки її працездатності і ефективності може бути використана і для інших типів машин.

## **1.2. Привід круглов'язальної машини з обгінною муфтою, вставленою в ведучий шків клинопасової передачі**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, та вертикальний приводний вал, кінематично зв'язаний з зубчастою передачею [5]. Наявність постійного кінематичного зв'язку між вертикальним приводним валом та електродвигуном призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, та обгінну муфту [61]. Наявність обгінної муфти дозволяє розірвати кінематичний зв'язок між електродвигуном і вертикальним приводним валом, що доцільно при наладці та ремонті круглов'язальної машини. Але встановлення обгінної муфти в зубчасте колесо зубчастої передачі, де діє значний крутний момент, зумовлює значні навантаження на обгінну муфту, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового розташування його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте

колесо зубчастої передачі, та обгінну муфту, обгінна муфта, встановлена в ведучий шків клинопасової передачі.

Встановлення обгінної муфти в ведучий шків клинопасової передачі, де діє мінімальний крутний момент, дозволяє знизити навантаження на обгінну муфту, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.3 показана кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [62].

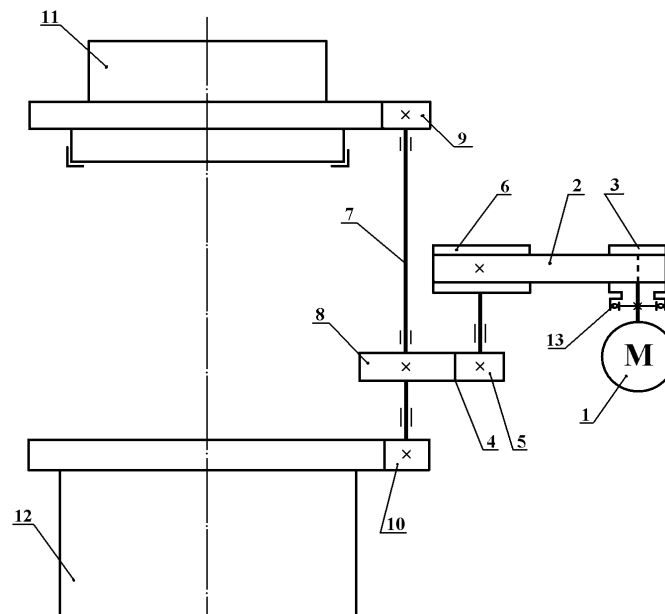


Рис. 1.3. Кінематична схема привода кругло-в'язальної машини з обгінною муфтою

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, ведучий шків 3 якої встановлений на валу електродвигуна 1, зубчасту передачу 4, ведуча шестерня 5 якої встановлена співвісно з веденим шківом 6 клинопасової передачі 2, вертикальний приводний вал 7, на якому встановлене зубчасте колесо 8 зубчастої передачі 4. На кінцях вертикального приводного вала 7 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини відповідно в'язання 11 та товароприйому 12. До складу привода входить також обгінна муфта 13, встановлена в ведучий шків 3 клинопасової передачі 2.



Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 4 передач передається вертикальному приводному валу 7 (обгінна муфта 13 забезпечує прямий кінематичний зв'язок між електродвигуном та вертикальним приводним валом). При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 7 циліндричні шестерні 9 та 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання 11 та механізм товароприйому 12, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Наявність обгінної муфти 13 забезпечує розмикання кінематичного зв'язку між ручним приводом (на рис. 1.3 не показаний) та валом електродвигуна, що доцільно при пропуску та наладці машини. Наявність обгінної муфти 13 також запобігає можливість повороту круглов'язальної машини від електродвигуна в зворотний бік, що призводить, як правило [5], до поломки машини. Встановлення обгінної муфти 13 в ведучий шків 3 клинопасової передачі 2, де діє мінімальний крутний момент, дозволяє знизити навантаження на обгінну муфту, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи привода.

### **1.3. Привід круглов'язальної машини ведений шків клинопасової передачі якого виконано у вигляді двох конічних дисків**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [8]. Виконання веденого шківа у вигляді одної цілісної деталі не дозволяє здійснювати регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала, необхідного для вибору раціональної швидкості в'язання круглов'язальної машини і, відповідно, раціонального навантаження

приводу, що не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи приводу.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи приводу.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, ведений шків виконано у вигляді двох конічних дисків, встановлених на проміжному валу з можливістю осьового переміщення.

Виконання веденого шківа клинопасової передачі у вигляді двох конічних дисків, встановлених на проміжному валу з можливістю осьового переміщення дозволяє здійснювати регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала, і таким чином вибирати раціональну швидкість в'язання круглов'язальної машини і, відповідно, раціональне навантаження приводу, що дозволяє підвищити надійність та довговічність його роботи.

На рис. 1.4 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [63].

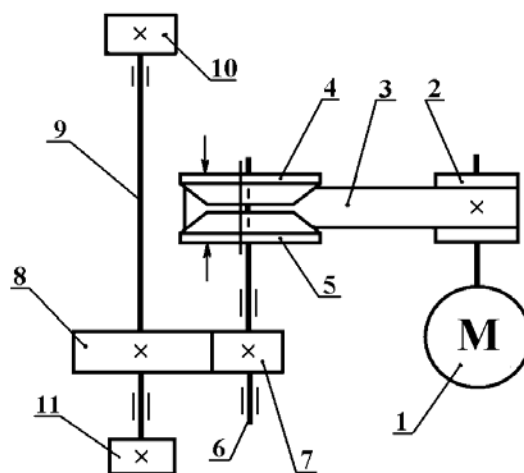


Рис. 1.4. Кінематична схема приводу круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, клиновий пас 3 та ведений шків, виконаний у вигляді двох конічних дисків 4 і 5, встановлених на проміжному валу 6 з можливістю їх осьового переміщення, зубчасту передачу, шестерня 7 якої жорстко встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо 8 встановлено на вертикальному приводному валу 9. На кінцях вертикального приводного вала 9 жорстко закріплені циліндричні шестерні 10 і 11 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис.1.4 не показані).

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 ведучий шків 2, встановлений на його валу, починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинового паса 3 передається двом конічним дискам 4 і 5, що утворюють ведений шків, і проміжному валу 6, на якому вони встановлені з можливістю їх осьового переміщення, та шестерні 7, жорстко встановленій на проміжному валу 6. Обертальний рух шестерні 7 шляхом зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 8 та вертикальному приводному валу 9, на якому воно жорстко встановлено. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 9 циліндричні шестерні 10 і 11 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на кресленні не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 9 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 10, 11 здійснюється шляхом переміщення конічних дисків 4, 5 вздовж осі проміжного вала 6 (переміщення конічних дисків може здійснюватися за допомогою відомих технічних засобів [64]). Переміщення конічного диска 4 вгору (згідно з рис. 1.4), а конічного диска 5 вниз призводить до зменшення робочого діаметра веденого шківа і, відповідно, до підвищення швидкості обертання вертикального приводного вала 9. Переміщення

конічного диска 4 вниз, а конічного диска 5 вгору призводить до збільшення робочого діаметра веденого шківів і, відповідно, до зменшення швидкості обертання вертикального приводного вала 9.

Можливість регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала дозволяє здійснити вибір раціональної швидкості в'язання круглов'язальної машини і, відповідно, вибір раціонального навантаження приводу, що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

#### **1.4. Привід круглов'язальної машини, шківів клинопасової передачі якого виконано у вигляді двох конічних дисків**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [8]. Виконання ведучого і веденого шківів клинопасової передачі у вигляді однієї цілісної деталі не дозволяє здійснювати регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала, необхідного для вибору раціональної швидкості в'язання круглов'язальної машини і, відповідно, раціонального навантаження приводу, що не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилося би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на

вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, шківні клинопасової передачі виконані у вигляді двох конічних дисків, встановлених на відповідних валах з можливістю осевого переміщення.

Виконання ведучого і веденого шківів клинопасової передачі у вигляді двох конічних дисків, встановлених на відповідних валах з можливістю осевого переміщення, дозволяє здійснювати (за рахунок зміни їх робочих діаметрів, що призводить до зміни передаточного числа клинопасової передачі) регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала, і, таким чином, вибрати раціональну швидкість в'язання круглов'язальної машини і, відповідно, раціональне навантаження приводу, що дозволяє підвищити надійність та довговічність його роботи.

На рис. 1.5 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [65].

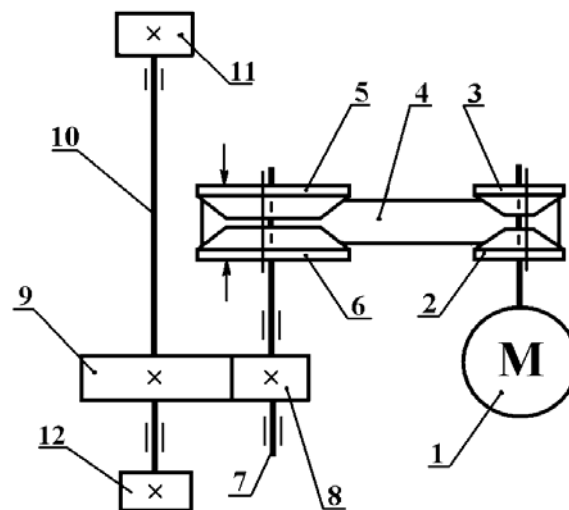


Рис. 1.5. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків, виконаний у вигляді двох конічних дисків 2 і 3, встановлених на валу електродвигуна 1 з можливістю їх осевого переміщення, клиновий пас 4 та ведений шків, виконаний у вигляді двох конічних дисків 5 і 6, встановлених на проміжному валу 7 з можливістю їх осевого переміщення, зубчасту

передачу, шестерня 8 якої жорстко встановлена на проміжному валу 7 співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо 9 встановлено на вертикальному приводному валу 10. На кінцях вертикального приводного вала 10 жорстко закріплені циліндричні шестерні 11 і 12 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.5 не показані).

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 конічні диски 2 і 3, що утворюють ведучий шків, встановлені на валу електродвигуна 1 з можливістю їх осьового переміщення, починають обертатися. Обертальний рух конічних дисків 2, 3 за допомогою клинового паса 4 передається двом конічним дискам 4 і 5, що утворюють ведений шків, і проміжному валу 7, на якому вони встановлені з можливістю їх осьового переміщення, та шестерні 8, жорстко встановленій на проміжному валу 7. Обертальний рух шестерні 8 шляхом зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 9 та вертикальному приводному валу 10, на якому воно жорстко встановлено. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 10 циліндричні шестерні 11 і 12 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.5 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 10 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 11, 12 здійснюється шляхом переміщення конічних дисків 2, 3 і 4, 5 вздовж осі відповідно вала електродвигуна і проміжного вала 6 (переміщення конічних дисків може здійснюватися за допомогою відомих технічних засобів [64]).

Можливість регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала дозволяє здійснити вибір раціональної швидкості в'язання круглов'язальної машини і, відповідно, вибір раціонального навантаження приводу, що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

### **1.5. Привід круглов'язальної машини з двома водилами, з'єднаними з голковим циліндром за допомогою конічних пальців**

Недоліком відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин є те, що при передачі руху голковому циліндру за допомогою однієї пари зубчастих циліндричних коліс на опорі голкового циліндру діють значні осьові навантаження, зумовлені вагою голкового циліндра, зубчастого колеса та зусиллям відтяжки трикотажного полотна, які в окремих випадках перевищують 1000 Н. Крім того на опорі голкового циліндра діють радіальні навантаження (для круглов'язальних машин типу КО вони досягають 1704,5 Н [8]), зумовлені силами, що виникають в циліндричному зубчастому зачепленні. Все це призводить до підвищеного зносу опор голкового циліндру, що викликає биття голкового циліндра і, як наслідок, поломку голково-платинових виробів та зниження якості трикотажного полотна.

Метою даного винаходу є підвищення надійності та довговічності роботи привода, а також підвищення його коефіцієнту корисної дії, що забезпечить економію енерговитрат при експлуатації круглов'язальної машини.

Поставлена мета досягається тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить голковий циліндр, електродвигун, кінематично зв'язаний за допомогою пасової передачі з шестернею, що входить в зачеплення з зубчастим колесом, жорстко з'єднаним з рамою, що містить на кінцях пальці та жорстко з'єднану з механізмом товароприйому, згідно з винаходом, пальці виконані конічної форми, розташованими меншими основами вгору та встановлені в отвори основи голкового циліндра діаметрально протилежно один одному, причому кут нахилу утворюючої конуса знаходиться із умови:

$$\arctg\left(\frac{Q_1 \omega d}{2P} + f\right) \leq \alpha \leq \arctg\left[\frac{(Q_1 + Q_2) \omega d}{2P} + f\right], \quad (1.26)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу утворюючої конуса;

$Q_1$  - вага голкового циліндра;

$Q_2$  - зусилля відтяжки трикотажного полотна;

$\omega$  - кутова швидкість голкового циліндра;

$d$  - відстань між пальцями;

$P$  - потужність привода голкового циліндра;

$f$  - коефіцієнт тертя в зоні взаємодії пальців з голковим циліндром.

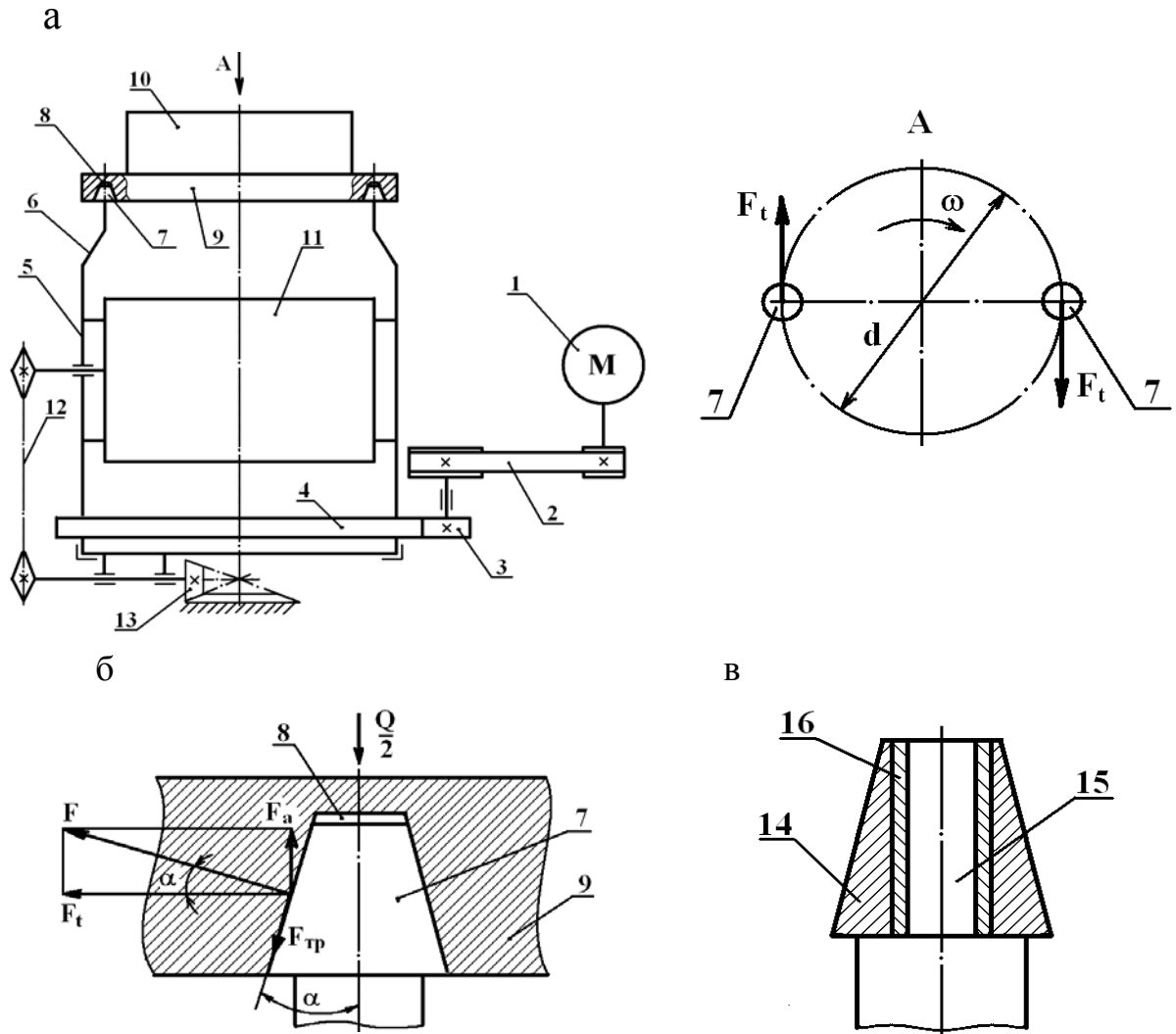


Рис. 1.6. Привід круглов'язальної машини: а - кінематична схема приводу; б - схема сил, що діють на палець водила; в - схема робочої частини пальця

В запропонованому приводі [15], кінематична схема якого представлена на рис. 1.6, рух голкового циліндра здійснюється за допомогою двох конічних пальців рами механізму товароприйому, розташованих діаметрально протилежно один відносно одного відносно основи голкового циліндра.



При такій передачі руху голковому циліндру усувається радіальний тиск на його опору. Крім цього наявність конічних пальців зумовлює появу осьової сили, що діє на голковий циліндр та направлений вгору (протилежно напрямку осьового навантаження, зумовленого вагою голкового циліндра та зусиллям відтяжки полотна).

Необхідну осьову силу, зумовлену конічною поверхнею пальців можна знайти із умови рівноваги голкового циліндра:

$$F_a - F_{mp} \cos \alpha - 0,5Q, \quad (1.27)$$

де  $F_a$  - осьова сила;

$F_{mp}$  - сила тертя в зоні взаємодії пальців з голковим циліндром;

$Q$  - осьова сила, що діє на пальці,

$$Q_{min} = Q_1; \quad Q_{max} = Q_1 + Q_2. \quad (1.28)$$

Очевидно (рис. 1):

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad (1.29)$$

$$F_{mp} = Ff = \frac{F_t}{\cos \alpha} f, \quad (1.30)$$

де  $F_t$  - колова сила, що передається голковому циліндру пальцями при

роботі машини, 
$$F_t = \frac{T}{d} = \frac{P}{\omega d}; \quad (1.31)$$

$T$  - крутний момент, що передається голковому циліндру пальцями.

Підставляючи (1.29), (1.30) в (1.27) та враховуючи (1.28), (1.31), одержуємо:

$$\alpha_{min} = \operatorname{arctg} \left( \frac{Q_1 \omega d}{2P} + f \right); \quad (1.32)$$

$$\alpha_{max} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{(Q_1 + Q_2) \omega d}{2P} + f \right].$$

Таким чином, необхідний кут нахилу утворюючої конуса пальця можна знайти із умови:

$$\alpha_{min} \leq \alpha \leq \alpha_{max}. \quad (1.33)$$

Враховуючи (1.32), остаточно знаходимо:

$$\operatorname{arctg}\left(\frac{Q_1 \omega d}{2P} + f\right) \leq \alpha \leq \operatorname{arctg}\left[\frac{(Q_1 + Q_2) \omega d}{2P} + f\right].$$

При використанні в приводі круглов'язальної машини пальців з кутом нахилу утворюючої конуса, що відповідає умові (1.26), осьова сила, що діє на голковий циліндр з боку пальців здатна компенсувати осьовий тиск на його опору, зумовлений зусиллям від ваги голкового циліндра та натягу трикотажного полотна, що зменшить зношення опори та призведе до підвищення надійності і довговічності роботи як привода, так і круглов'язальної машини в цілому.

Привід круглов'язальної машини (рис. 1.6) містить електродвигун 1, кінематично зв'язаний за допомогою пасової передачі 2 з шестернею 3, що знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом 4. Зубчасте колесо 4 жорстко з'єднане з рамою 5, на верхніх кінцях якої містяться кронштейни-води́ла 6 з пальцями 7 конічної форми з меншими основами зверху. Пальці 7 встановлені в отвори 8 основи 9 голкового циліндра 10. На рамі 5 під основою 9 голкового циліндра 10 розташований механізм товароприйому 11, який зв'язаний за допомогою ланцюгової передачі 12 з конічною зубчастою передачею 13. З метою зниження динамічних навантажень, що виникають під час роботи круглов'язальної машини, та усунення неточності зборки механізму пальці 7 можуть бути виконані складовими. В цьому випадку між робочою конічною поверхнею 14 пальця та циліндричним стержнем 15 кронштейнів-водил 6 встановлена пружна втулка 16.

Привід круглов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1 його обертальний рух за допомогою пасової передачі 2 передається шестерні 3, що знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом 4, жорстко з'єднаним з рамою 5. Обертальний рух зубчастого колеса 4 передається рамі 5. Кронштейни-води́ла 6, жорстко з'єднані з рамою 5, передають рух пальцям 7, встановленим в отворах 8 основи 9 голкового циліндра 10. Таким чином обертальний рух від електродвигуна 1 передається голковому циліндру 10. Рух механізму товароприйому 11, що відтягує та накатує в рулон трикотажне полотно (на рис. 1.6 не показано), здійснюється при обертанні рами 5 за допомогою

ланцюгової передачі 12 і конічної зубчастої передачі 13. При наявності пружних втулок 16 динамічні навантаження та неточність зборки механізму усуваються за допомогою деформації втулок.

Оскільки пальці розташовані діаметрально протилежно та мають конічні поверхні з відповідним кутом конусності, то навантаження на опору голкового циліндра як радіальні, так і осьові взаємно компенсуються, що призводить до підвищення надійності і довговічності роботи привода та спрощує його конструкцію.

В якості приклада розглянемо використання запропонованої конструкції привода у складі круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм. За вихідні дані в цьому випадку можемо прийняти (дані виробничого об'єднання "Чернівцілегмаш"):  $Q_1 = 520 \text{ Н}$ ;  $Q_2 = 184 \text{ Н}$ ;  $\omega = 4,9 \text{ с}^{-1}$  (швидкість в'язання полотна 1,1 м/с);  $d = 650 \text{ мм}$ ;  $P = 2 \text{ кВт}$ ;  $f = 0,1$ .

Підставивши вихідні дані в формулу (1.26), знаходимо:

$$\arctg\left(\frac{520 \cdot 4,9 \cdot 0,65}{2 \cdot 2 \cdot 10^3} + 0,1\right) \leq \alpha \leq \arctg\left[\frac{(520 + 184)4,9 \cdot 0,65}{2 \cdot 2 \cdot 10^3} + 0,1\right];$$
$$27^{\circ}15' \leq 33^{\circ}30'.$$

Використання запропонованої конструкції привода в складі круглов'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент приводів круглов'язальних машин;
- спростити конструкцію привода;
- знизити металомісткість круглов'язальної машини за рахунок спрощення конструкції привода;
- підвищити коефіцієнт корисної дії привода за рахунок зменшення кількості передач між електродвигуном та голковим циліндром;
- підвищити довговічність роботи приводу і круглов'язальної машини в цілому за рахунок усунення навантажень, що діють на опору голкового циліндра;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи привода.

## **1.6. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з радіальними пакетами плоских пружин**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої жорстко з'єднана з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях встановлені верхня та нижня циліндричні шестерні для кінематичного з'єднання відповідно з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання та з зубчастим колесом механізму товароприйому, та демпфіруючий пристрій з пружними елементами за допомогою яких вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею [21]. Пружні елементи виконані у вигляді пакетів гільзових пружин. Наявність демпфіруючого пристрою з пружними елементами, за допомогою яких вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею, дозволяє зменшити динамічні навантаження, що діють на механізм в'язання, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу. Але використання в якості пружних елементів демпфіруючого пристрою пакетів гільзових пружин не дозволяє досягти раціонального ефекту демпфірування кінематичної пари вертикальний приводний вал – верхня циліндрична шестерня [22], що не дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання і, відповідно, вирішити в повній мірі проблему підвищення довговічності роботи приводу.

Таким чином, в основу корисної моделі покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом заміни конструктивної форми пружних елементів демпфіруючого пристрою забезпечилось би підвищення довговічності роботи приводу, завдяки чому підвищилася б його ефективність.

Поставлена задача розв'язана тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу,

ведуча шестерня якої жорстко з'єднана з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях встановлені верхня та нижня циліндричні шестерні для кінематичного з'єднання відповідно з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання та з зубчастим колесом механізму товароприйому, та демпфіруючий пристрій з пружними елементами за допомогою яких вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею, пружні елементи демпфіруючого пристрою виконані у вигляді радіальних пакетів плоских пружин.

Виконання пружних елементів демпфіруючого пристрою у вигляді радіальних пакетів плоских пружин дозволяє підвищити ефект демпфірування кінематичної пари вертикальний приводний вал – верхня циліндрична шестерня [22] і, таким чином, підвищити надійність та довговічність роботи привода.

На рис. 1.7 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [66].

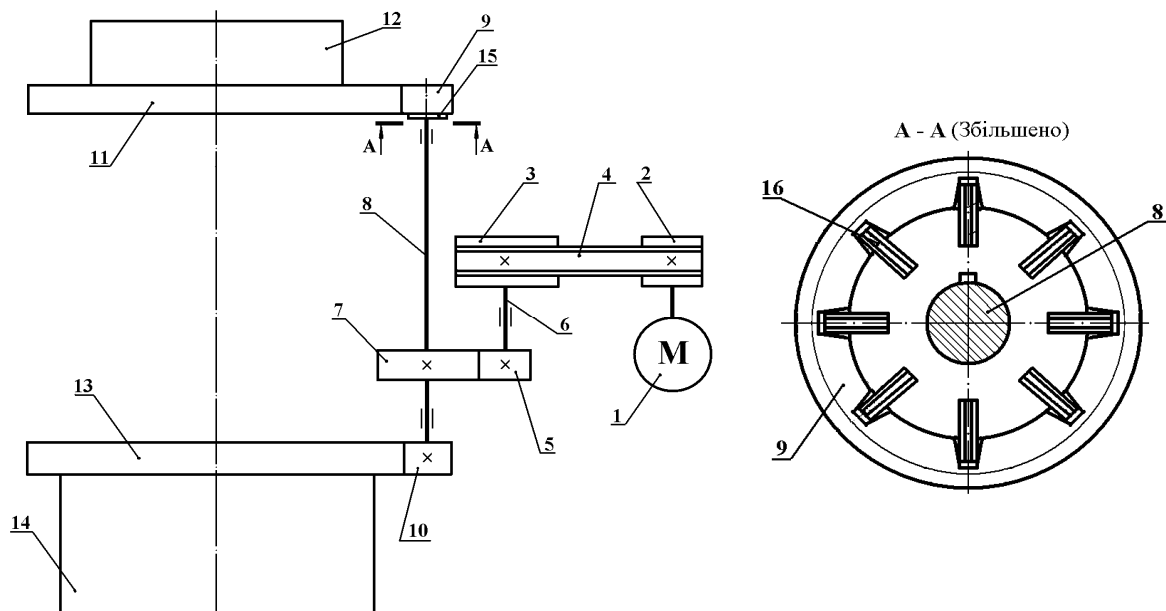


Рис. 1.7. Схема привода круглов'язальної машини з демпфіруючи пристроєм

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить ведучу шестерню 5, яка за допомогою вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, і зубчасте колесо 7, вертикальний приводний вал 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 і нижня 10 циліндричні шестерні, а між ними жорстко закріплено зубчасте колесо 7. Верхня циліндрична шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра 12 механізму в'язання, а нижня циліндрична шестерня 10 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14. Привід містить також демпфіруючий пристрій 15 з пружними елементами 16, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, за допомогою яких вертикальний приводний вал 8 з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею 9.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух ведений шків 3 і жорстко з'єднані з ним вал 6 та ведучу шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух ведучої шестерні 5 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13 передається голковому циліндру 12 механізму в'язання та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. При цьому кінематичне з'єднання вертикального приводного вала 8 з верхньою циліндричною шестернею 9 здійснюється за допомогою пружних елементів 16, виконаних у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, демпфіруючого пристрою 15, що призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на механізм в'язання. Все це призводить до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.7. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з циліндричними пружинами стиску**

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої жорстко з'єднана з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях встановлені верхня та нижня циліндричні шестерні, та демпфіруючий пристрій з пружними елементами за допомогою яких вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею [21]. Пружні елементи виконані у вигляді пакетів гільзових пружин. Наявність демпфіруючого пристрою з пружними елементами, за допомогою яких вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею, дозволяє зменшити динамічні навантаження, що діють на механізм в'язання, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу. Але використання в якості пружних елементів демпфіруючого пристрою пакетів гільзових пружин не дозволяє досягти раціонального ефекту демпфірування кінематичної пари вертикальний приводний вал – верхня циліндрична шестерня [22], що не дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання і, відповідно, вирішити в повній мірі проблему підвищення довговічності роботи приводу.

Таким чином, в основу досліджень покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом заміни конструктивної форми пружних елементів демпфіруючого пристрою забезпечилось би підвищення довговічності роботи приводу, завдяки чому підвищилася б його ефективність.

Поставлена задача розв'язана тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої жорстко з'єднана з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте

колесо зубчастої передачі, а на його кінцях встановлені верхня та нижня циліндричні шестерні, та демпфіруючий пристрій з пружними елементами за допомогою яких вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею, пружні елементи виконані у вигляді циліндричних пружин стиску, розташованих по колу.

Виконання пружних елементів у вигляді циліндричних пружин стиску, розташованих по колу, дозволяє підвищити ефект демпфірування кінематичної пари вертикальний приводний вал – верхня циліндрична шестерня [22] і, таким чином, підвищити надійність та довговічність роботи привода.

На рис. 1.8 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [67].

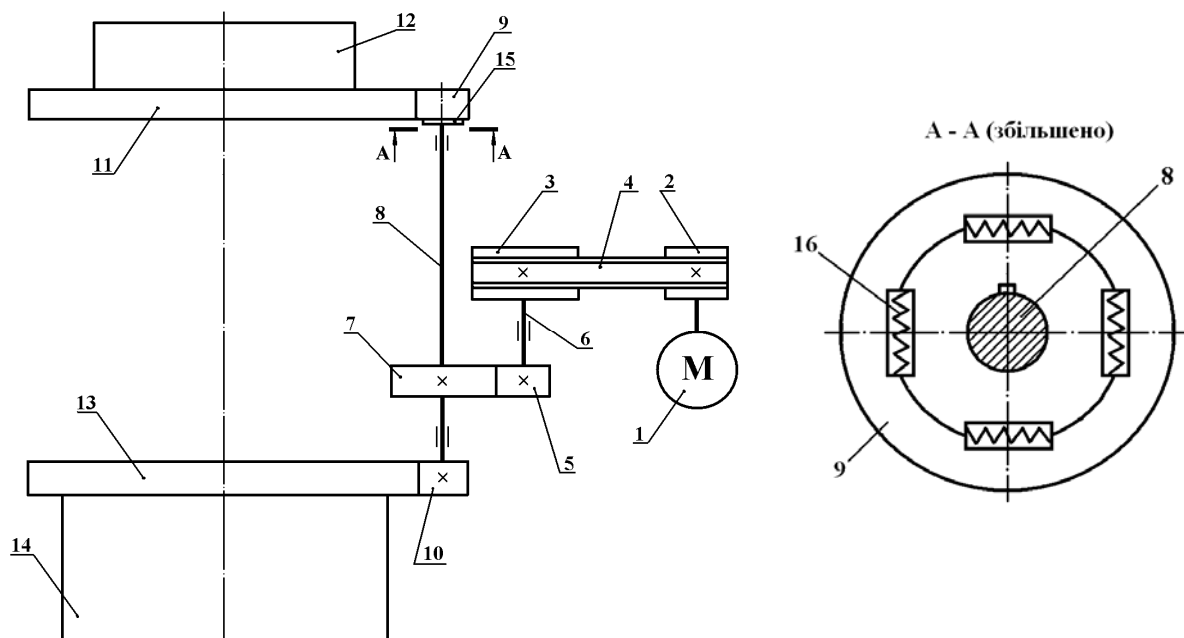


Рис. 1.8. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з демпфіруючим елементом з пружинами стиску

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить ведучу шестерню 5, яка за допомогою вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, і зубчасте колесо 7, вертикальний приводний вал 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 і нижня 10 циліндричні шестерні, а між ними жорстко закріплено зубчасте колесо 7. Верхня



циліндрична шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра 12 механізму в'язання, а нижня циліндрична шестерня 10 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14. Привід містить також демпфіруючий пристрій 15 з пружними елементами 16, виконаними у вигляді циліндричних пружин стиску, розташованих по колу між вертикальним приводним валом і верхньою циліндричною шестернею, за допомогою яких вертикальний приводний вал 8 з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею 9.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух ведений шків 4 і жорстко з'єднані з ним вал 6 та ведучу шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух ведучої шестерні 5 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13 передається голковому циліндру 12 механізму в'язання та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. При цьому кінематичне з'єднання вертикального приводного вала 8 з верхньою циліндричною шестернею 9 здійснюється за допомогою пружних елементів 16, виконаних у вигляді циліндричних пружин стиску, розташованих по колу між вертикальним приводним валом і верхньою циліндричною шестернею, демпфіруючого пристрою 15, що призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на механізм в'язання. Все це призводить до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.8. Привід круглов'язальної машини з двошвидкісним електродвигуном**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений співвісно з валом електродвигуна та зв'язаний з ним, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо

зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна, встановлений на валу електродвигуна, виконаний у вигляді електромагнітної муфти з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями [68]. Виконання засобу зниження пускового моменту електродвигуна у вигляді електромагнітної муфти з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями дозволяє здійснювати пуск круглов'язальної машини шляхом вмикання електромагнітної муфти в два етапи: спочатку вмикається лише одна секція обмотки, а потім, через деяку затримку часу, вмикається також і друга секція обмотки. При цьому при вмиканні однієї секції обмотки крутний момент електромагнітної муфти здійснює лише попереднє напруження пружних в'язей привода (обертальні маси круглов'язальної машини не приходять в рух). При подальшому вмиканні другої секції обмотки відбувається остаточний пуск круглов'язальної машини (всі обертальні маси машини приходять в рух). Тобто наявність двох секцій обмотки електромагніту забезпечує здійснення пуску круглов'язальної машини в режимі попереднього напруження в'язей привода, що призводить до суттєвого зниження пускових динамічних навантажень [20] і таким чином сприяє підвищенню надійності та довговічності роботи привода. Але наявність в приводі одношвидкісного електродвигуна, що зумовлює перехід механізму в'язання під час пуску круглов'язальної машини зі стану покою зразу ж в режим робочої швидкості являється однією із причин погіршення якості трикотажного полотна та зниження довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини електродвигун виконано двошвидкісним.

Виконання електродвигуна двошвидкісним забезпечує поетапний перехід механізму в'язання під час пуску круглов'язальної машини зі стану

покою в робочий режим - спочатку електродвигун вмикається на першу (тиху) швидкість, а потім на другу (робочу) швидкість, що сприяє підвищенню якості трикотажного полотна та довговічності роботи привода.

На рис. 1.9 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини з двошвидкісним електродвигуном запропонованого авторами [69].

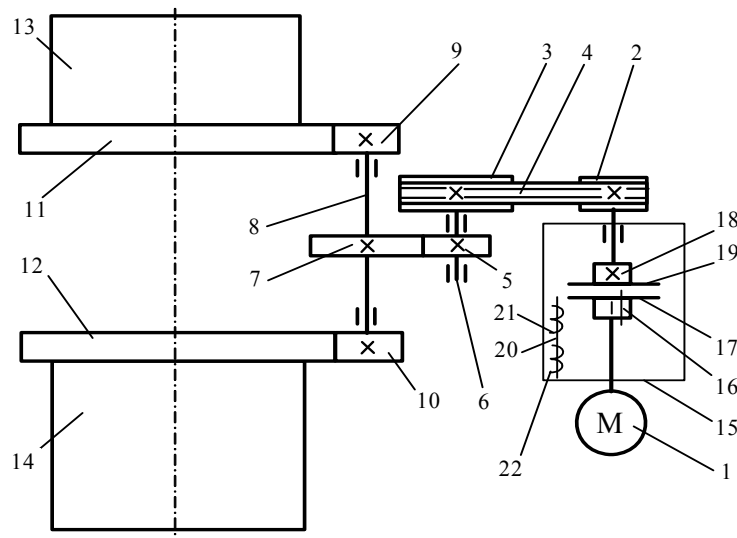


Рис. 1.9. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить двошвидкісний електродвигун 1, клинопасову передачу, що включає ведучий шків 2, встановлений співвісно з валом електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої встановлена на валу 6 веденого шківа 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 11, 12 механізмів відповідно в'язання 13 та товароприйому 14. До складу привода входить також засіб зниження пускового моменту електродвигуна 15 виконаний у вигляді електромагнітної муфти, що містить ведучу півмуфту 16 з дисками 17, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осевого переміщення, ведену півмуфту 18 з дисками 19, жорстко з'єднану з

ведучим шківом 2, та електромагніт 20 з обмоткою, що містить дві секції 21 і 22.

Принцип роботи привода такий. Схема керування електродвигуном побудована таким чином, що електродвигун 1 спочатку вмикається на першу (тиху) швидкість, а потім на другу (робочу) швидкість. Одночасно з вмиканням електродвигуна 1 на тиху швидкість вмикається лише одна секція обмотки електромагніту 20, наприклад секція 21. Вал електродвигуна 1 починає обертатися. При цьому ведуча півмуфта 16 з дисками 17 під дією сили електромагніту 20 притискується до дисків 19 веденої півмуфти 18. Момент сил тертя, що виникає в зоні взаємодії дисків 17 з дисками 19, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів в його передачах (сили електромагніту 20, в якому підключена лише одна обмотка 21 недостатньо для остаточного пуску машини і ведучий шків 2 не приходить в обертальний рух). Подальше вмикання другої секції обмотки електромагніту 20, в нашому випадку секції 22, призводить до збільшення моменту електромагнітної муфти, що змушує ведену півмуфту 18, а з нею і ведучий шків 2 також прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинових пасів 4 передається веденому шківу 3, проміжному валу 6 та ведучій шестерні 5, на якому вона жорстко закріплена, і далі шляхом зубчастого зачеплення зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлене. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 11, 12 приводять в обертальний рух голковий циліндр механізму в'язання 13 та механізм товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. При цьому пуск машини відбувається в режимі попереднього напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові динамічні навантаження та призводить до підвищення довговічності роботи привода. Після цього електродвигун вмикається на другу (робочу) швидкість і машина остаточно переходить в робочий режим в'язання трикотажного полотна. При такому режимі пуску електродвигуна зменшуються динамічні навантаження на механізм в'язання і на привід в

цілому, що зумовлює підвищення якості трикотажного полотна та довговічності роботи привода.

### **1.9. Привід круглов'язальної машини, система гальмування якого містить два пневмо-камерні гальма**

Кінематична схема запропонованого привода круглов'язальної машини [16] представлена на рис.10.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить шестерню 5, яка за допомогою вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, зубчасте колесо 7, зчїпну муфту, наприклад, електромагнітну дискову фрикційну, що містить дві півмуфти 8 і 9, вертикальний приводний вал 10, на кінцях якого жорстко встановлені циліндричні шестерні - верхня 11 і нижня 12, й вільно встановлене між ними зубчасте колесо 7, жорстко з'єднане з півмуфтою 8. Верхня шестерня 11 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 голкового циліндра 14 механізму в'язання, а нижня шестерня 12 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 15 механізму товароприйому 16. До складу привода входять також два гальма 17 і 18, кожне з яких має еластичну камеру 21, яка має форму кільця овального перерізу, виконану, наприклад, із гуми з зовнішньою оболонкою із прогумованої тканини для забезпечення її міцності. Еластичні камери 21 гальм 17 і 18 розташовані відповідно навколо циліндричної поверхні нижньої частини 19 зубчастого колеса 13 голкового циліндра 14 механізму в'язання, та навколо циліндричної поверхні нижньої частини 20 зубчастого колеса 15 механізму товароприйому 16. Кожна еластична камера жорстко закріплена на станині 22 круглов'язальної машини. На внутрішній поверхні еластичної камери 21 рівномірно розташовані і прикріплені до неї робочі елементи 23 у вигляді фрикційних накладок. Для подачі в еластичну камеру 21 повітря вона обладнана штуцером 24.

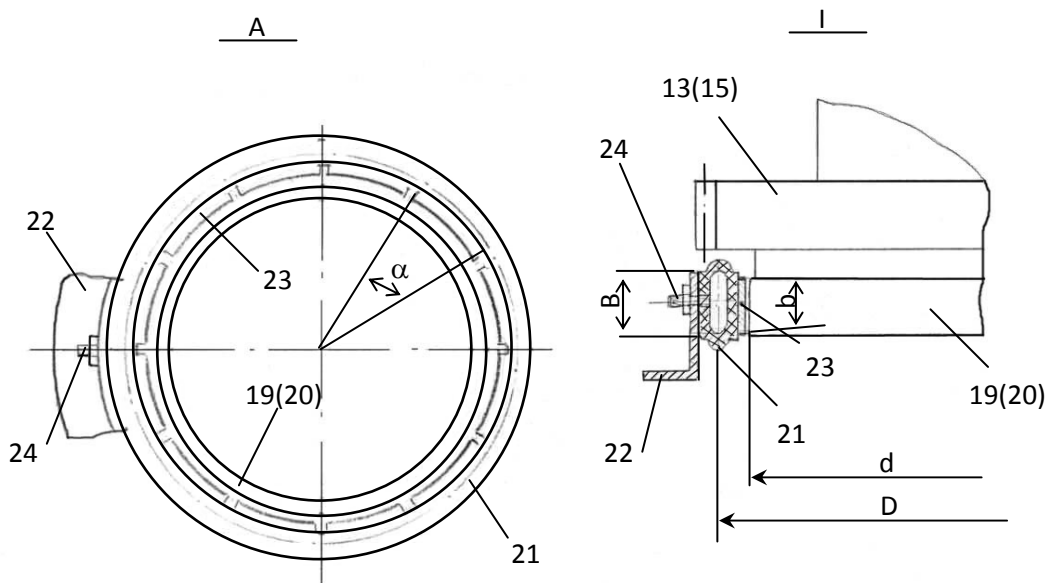
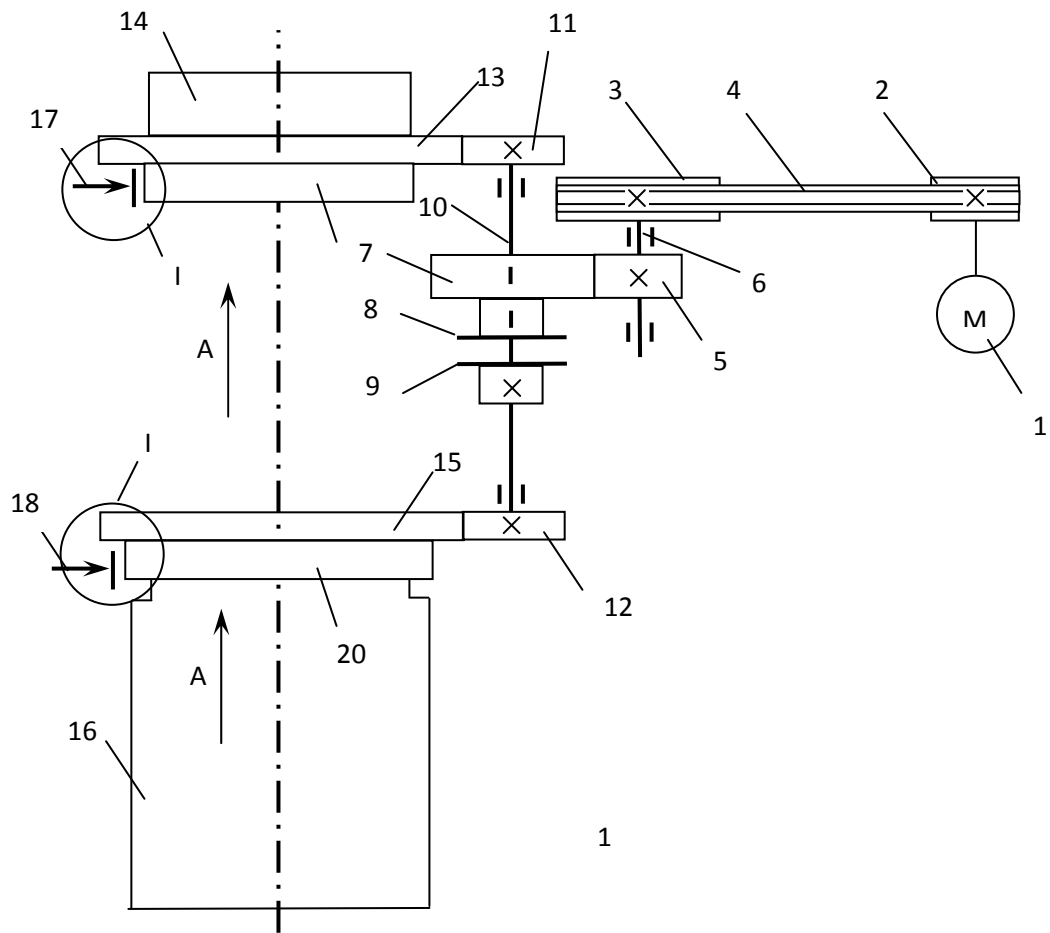


Рис. 1.10. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Принцип роботи привода такий. Електрична схема управління привода (на рис 1.10 не показана) виконана таким чином, що при вмиканні електродвигуна зчіпна муфта вмикається, а робочі елементи 23 гальм 17, 18 вимикаються і навпаки - при вимиканні електродвигуна (зупинці машини) зчіпна муфта вимикається, а робочі елементи гальма вмикаються.

При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух шків 3 і жорстко з'єднані з ним вал 6 і шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух шестерні 5 передається зубчастому колесу 7, півмуфтам 8, 9 і вертикальному приводному валу 10 з шестернями 11, 12, рух яких за допомогою зубчастих коліс 13, 15 передається голковому циліндру 14 механізму в'язання і механізму товароприйому 16, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

При зупинці машини (вимикається електродвигун і зчіпна муфта, вмикаються гальма 17, 18) основна інерційна маса привода (ротор електродвигуна 1, клинопасова передача 2-4, зубчаста передача 5, 7 і півмуфта 8) відокремлюється від вертикального приводного вала 10, що скорочує час гальмування голкового циліндра (необхідна умова для запобігання появи бракованого трикотажного полотна).

Одночасно з вмиканням гальм вмикається система подачі повітря (на рис. 1.10 не показана) в кожен еластичну камеру гальм 17, 18. Поступаючи через штуцер 24 повітря збільшує об'єм еластичної камери, в результаті чого фрикційні накладки 23 охоплюють циліндричну поверхню нижньої частини 19 зубчастого колеса 13 голкового циліндра 14 механізму в'язання і циліндричну поверхню нижньої частини 20 зубчастого колеса 15 механізму товароприйому 16, гальмуючи їх. Зменшення інерційності гальм (відсутні, притаманні колодковим гальмам, система рухомих важелів, пружини, якорі електромагнітів та інше) знижує динамічні навантаження в приводі, що призводить до підвищення довговічності його роботи і якості трикотажного полотна.

Розглянемо питання вибору параметрів пневмо-камерного гальма, що зумовлюють його працездатність та надійність роботи.

Гальмівний момент  $T_T$  кожного із гальм знаходиться із виразу:

$$T_T = \frac{F_{TP}d}{2}, \quad (1.34)$$

де  $F_{TP}$  - сила тертя фрикційних накладок по циліндричній поверхні відповідного зубчастого колеса,

$$F_{TP} = Nf = \pi DBpf; \quad (1.35)$$

$N$  – нормальний тиск камери на фрикційні накладки (сумарний);

$D$  – середній діаметр камери;

$B$  – розмір (висота) перерізу камери;

$p$  – тиск повітря у камері;

$f$  – коефіцієнт тертя фрикційної накладки по циліндричній поверхні зубчастого колеса.

Підставляючи вираз (1.35) в рівняння (1.34), знаходимо:

$$T_T = \frac{\pi DBdpf}{2}. \quad (1.36)$$

Тоді необхідний для створення заданого гальмівного моменту тиск у камері згідно з (1.36) буде дорівнювати:

$$p = \frac{2T_T}{\pi DBdf}. \quad (1.37)$$

Надійність та довговічність роботи запропонованого пневмокамерного гальма зумовлені виконанням умови:

$$q < [q], \quad (1.38)$$

де  $q, [q]$  – питомий тиск фрикційної накладки на циліндричну поверхню зубчастого колеса відповідно фактичний та допустимий.

Враховуючи форму робочої поверхні фрикційної накладки (рис.1.10), можемо записати:

$$q = \frac{N}{ZA} = \frac{2\pi DBp}{Zdb\alpha}, \quad (1.39)$$

де  $Z$  – кількість фрикційних накладок;

$A$  – площа робочої поверхні фрикційної накладки,

$$A = \frac{db\alpha}{2}; \quad (1.40)$$

$d$  – діаметр циліндричної поверхні зубчастого колеса;

$b$  – ширина фрикційної накладки;



$\alpha$  - кут фрикційної накладки в рад.

При використанні запропонованої конструкції пневмо-камерних гальм у складі привода однофонтурної круглов'язальної машини типу КО за розміри параметрів гальм можемо прийняти [9]:  $D = 650$  мм;  $d = 600$  мм;  $B = 50$  мм;  $b = 45$  мм. Вибравши матеріал фрикційних накладок ретинакс ФК-24 А, для якого  $f = 0,3$ ;  $[q] = (0,2-0,3)$  Н/мм<sup>2</sup> [17], і враховуючи, що пневмо-камерні гальма повинні створювати гальмівні моменти  $T_{T_1} = 129,46$  Нм (гальмо 17, рис. 1) і  $T_{T_2} = 571,63$  Нм (гальмо 18, рис. 1.10) [18], із рівняння (1.37) знаходимо (прийнято  $T_T = T_{T_2}$  - максимальна величина гальмівного моменту гальм, що необхідно для перевірки умови (1.38) працездатності гальм):

$$p = \frac{2 \cdot 571,63 \cdot 10^3}{\pi \cdot 650 \cdot 50 \cdot 600 \cdot 0,3} = 0,062 \text{ Н/мм}^2 = 0,62 \text{ ат.}$$

Прийнявши із конструктивних міркувань  $Z = 12$  і  $\alpha = 0,436$  рад ( $25^\circ$ ), із виразу (1.39) знаходимо:

$$q = \frac{2\pi \cdot 650 \cdot 50 \cdot 0,062}{12 \cdot 600 \cdot 45 \cdot 0,436} = 0,09 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким чином прийняті розміри (параметри) робочих елементів пневмо-камерних гальм задовольняють умови працездатності та надійності роботи гальм круглов'язальних машин типу КО. При цьому необхідні величини гальмівних моментів  $T_{T_1}, T_{T_2}$  і їх регулювання досягається шляхом зміни тиску повітря  $p$  у камері пневмо-камерних гальм, що з технічної точки зору цілком можливо і не становить суттєвих труднощів. Наприклад, застосування редукційного пневмоклапана типу П-КР08-22/7 дає змогу при тиску централізованої пневмосистеми 1,0 МПа регулювати тиск повітря, що поступає у камери гальм, в межах 0,02-0,09 МПа [19].

### **1.10. Привід круглов'язальної машини з фрикційною муфтою з регульованим крутним моментом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на

проміжному валу, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу та з'єднана з ним за допомогою фрикційної муфти [70]. Наявність фрикційної муфти, що з'єднує ведучу шестерню з проміжним валом не дозволяє здійснювати регулювання крутного моменту фрикційної муфти, необхідного при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна виду сировини, петельного переплетення та ін.), і тим самим вибрати оптимальний крутний момент муфти (величину пускового моменту електродвигуна), що не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на проміжному валу, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу та з'єднана з ним за допомогою фрикційної муфти, додатково обладнаний засобом для регулювання крутного моменту фрикційної муфти, що містить гайку та різьбу, виконану на проміжному валу.

Обладнання приводу круглов'язальної машини засобом для регулювання крутного моменту фрикційної муфти, що містить гайку та різьбу, виконану на проміжному валу, дозволяє здійснювати регулювання крутного моменту фрикційної муфти, необхідного при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна виду сировини, петельного переплетення та ін.), і тим самим вибрати оптимальний крутний момент муфти (величину пускового моменту електродвигуна), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.11 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [71].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що включає ведучий шків 2, жорстко встановлений

на валу електродвигуна, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої вільно встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, клинопасової передачі, а зубчасте колесо 7 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплено циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку, шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 11, 12 відповідно, механізмів в'язання 13 та товароприйому 14. До складу привода входить також фрикційна муфта 15, що включає ведучу 16 та ведену 17 півмуфти, при цьому ведуча півмуфта 16 фрикційної муфти жорстко закріплена на проміжному валу 6, а ведена півмуфта 17 жорстко з'єднана з ведучою шестернею 5 зубчастої передачі. На проміжному валу 6 встановлена циліндрична пружина стиску 18, що створює необхідний момент тертя між ведучою 16 та веденою 17 півмуфтами. Привід містить також пристрій 19 регулювання крутного моменту фрикційної муфти, виконаний у вигляді гвинтової пари, що містить гайку 20 та різьбу 21, виконану на проміжному валу 6.

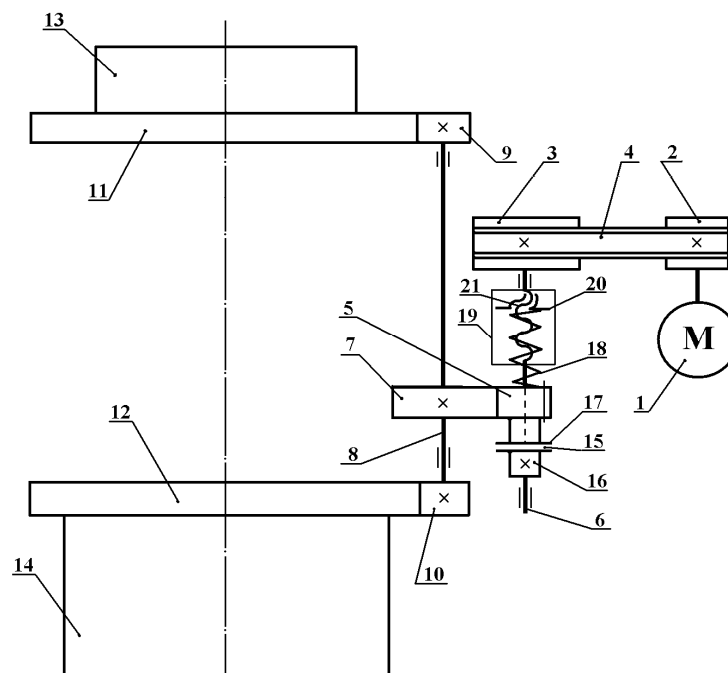


Рис. 1.11. Кінематична схема привода кругловязальної машини з фрикційною муфтою з регульованим крутним моментом

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової передачі (2,3,4)

передається проміжному валу 6. За рахунок моменту тертя, що створюється шляхом притиску пружиною стиску 18 ведучої шестерні 5 з веденою півмуфтою 17 до ведучої півмуфти 16, обертальний рух проміжного вала 6 передається ведучій шестерні 5 і далі шляхом зубчастого зачеплення зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлене. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 11, 12 приводять в обертальний рух голковий циліндр механізму в'язання 13 та механізм товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

В період пуску машини фрикційна муфта 15 обмежує величину пускового моменту, що його передає електродвигун механізмам круглов'язальної машини (пусковий момент залежить від моменту тертя фрикційної муфти, що його створює зусилля циліндричної пружини стиску 18), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Регулювання величини крутного моменту фрикційної муфти 15, що необхідно при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна виду сировини, петельного переплетення та ін.), і тим самим вибір оптимального крутного моменту муфти (величини пускового моменту електродвигуна), здійснюється за допомогою пристрою 19 регулювання крутного моменту фрикційної муфти, виконаного у вигляді гвинтової пари, що містить гайку 20 та різьбу 21, виконану на проміжному валу 6.

### **1.11. Привід круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею**

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічну передачу, що з'єднує проміжний вал з вертикальним приводним валом [8]. Виконання кінематичного зв'язку проміжного вала з

вертикальним приводним валом за допомогою зубчастого зачеплення не дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини, що не дозволяє в повній мірі підвищити надійність та довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити таку конструкцію привода круглов'язальної машини, в якій шляхом нового виконання елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічну передачу, що з'єднує проміжний вал з вертикальним приводним валом, механічна передача виконана у вигляді конічної фрикційної передачі.

Виконання механічної передачі для з'єднання проміжного вала з вертикальним приводним валом у вигляді конічної фрикційної передачі дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (при виникненні перевантажень механізмів круглов'язальної машини робочі тіла конічної фрикційної передачі проковзують одне відносно другого), що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.12 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [72].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової передачі, що містить ведучий шків 2, ведений шків 3 та клинові паси 4, зв'язаний з проміжним валом 5, вертикальний приводний вал 6, та конічну фрикційну передачу, що містить ведучий 7 та ведений 8 котки. Ведучий коток 7 конічної фрикційної передачі жорстко встановлений на проміжному валу 5, а ведений коток 8 встановлений на вертикальному приводному валу 6 з можливістю осьового

переміщення. Для притиску веденого котка 8 до ведучого котка 7 (необхідна умова роботи конічної фрикційної передачі) використана пружина стиску 9, встановлена на вертикальному приводному валу 6 та гайка 10, нагвинчена на різьбу 11 вертикального приводного вала 6. На кінцях вертикального приводного вала 6 жорстко закріплено циліндричні шестерні 12 і 13 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 14, 15 механізмів відповідно в'язання 16 та товароприйому 17.

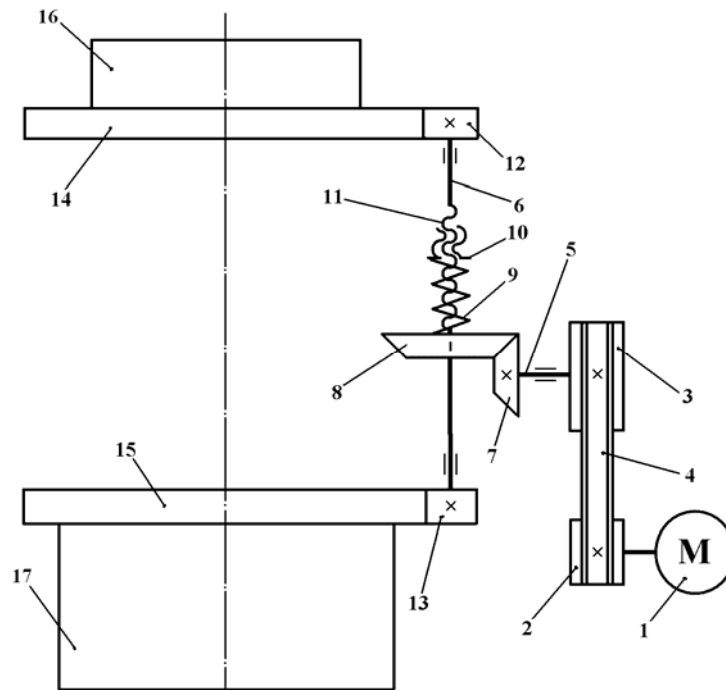


Рис. 1.12. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 ведучий шків 2, жорстко встановлений на його валу, починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинових пасів 4 передається веденому шківу 3, проміжному валу 5, на якому він жорстко встановлений, та ведучому котку 7, жорстко з'єднаному з проміжним валом. Обертальний рух ведучого котка 7 за рахунок сил тертя, що створюються тиском пружини стиску 9 на ведений коток 8, передається останньому. Обертальний рух веденого котка 8 приводить в обертальний рух вертикальний приводний вал 6. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 6 циліндричні шестерні 12 і 13 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 14, 15 приводять в

обертальний рух голковий циліндр механізму в'язання 16 та механізм товароприйому 17, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Регулювання величини сили притиску веденого котка 8 конічної фрикційної передачі до ведучого котка 7, що необхідно при зміні режиму роботи круглов'язальної машини, здійснюється за допомогою гвинтової пари різьба 11 – гайка 10.

Використання в складі привода в якості механічної передачі конічної фрикційної передачі дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (при виникненні перевантажень механізмів круглов'язальної машини ведучий коток 7 та ведений коток 8 проковзують один відносно другого), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

### **1.12. Привід круглов'язальної машини з запобіжним засобом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічну передачу, для кінематичного зв'язку проміжного вала з вертикальним приводним валом [8]. Виконання кінематичного зв'язку проміжного вала з вертикальним приводним валом за допомогою зубчастого зачеплення не дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини, що не дозволяє в повній мірі підвищити надійність та довговічність роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним

валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічну передачу, для кінематичного зв'язку проміжного вала з вертикальним приводним валом, механічна передача додатково обладнана запобіжним засобом, встановленим на вертикальному приводному валу, причому запобіжний засіб виконано у вигляді фрикційної муфти.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини запобіжним засобом, встановленим на вертикальному приводному валу, та виконання запобіжного засобу у вигляді фрикційної муфти дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації круглов'язальної машини (при виникненні перевантажень кінематичний зв'язок механічної передачі з вертикальним приводним валом автоматично розривається, запобігаючи поломкам деталей привода), що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.13 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [73].

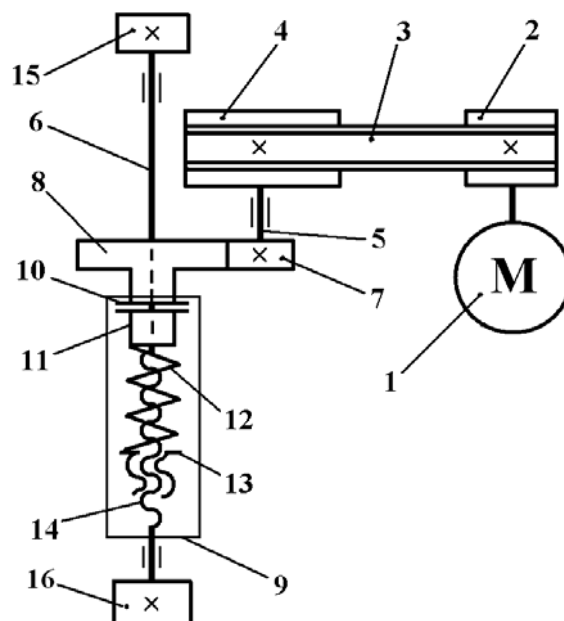


Рис. 1.13. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з запобіжним засобом



Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової передачі, що містить ведучий шків 2, клинові паси 3 та ведений шків 4, зв'язаний з проміжним валом 5, вертикальний приводний вал 6, циліндричну зубчасту передачу, шестерня 7 якої жорстко встановлена на проміжному валу 5, а зубчасте колесо 8 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 6, та запобіжний засіб 9, виконаний у вигляді фрикційної муфти, ведуча півмуфта 10 якої вільно встановлена на вертикальному приводному валу 6 та жорстко з'єднана з зубчастим колесом 8, а ведена півмуфта 11 встановлена на вертикальному приводному валу 6 з можливістю осьового переміщення. Для притиску півмуфт 10, 11 (необхідна умова роботи фрикційної муфти запобіжного засобу 9) використана пружина стиску 12, встановлена на вертикальному приводному валу 6, та гайка 13, нагвинчена на різьбу 14 вертикального приводного вала 6. На кінцях вертикального приводного вала 6 жорстко закріплено циліндричні шестерні 15 і 16 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 ведучий шків 2, жорстко встановлений на його валу, починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинових пасів 3 передається веденому шківу 4, проміжному валу 5, на якому він жорстко встановлений, та шестерні 7, жорстко встановленій на проміжному валу 5. Обертальний рух шестерні 7 за рахунок зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 8 та ведучій півмуфті 10. Обертальний рух ведучої півмуфти 10 за рахунок сил тертя, зумовлених тиском пружини стиску 12, передається веденій півмуфті 11 та вертикальному приводному валу 6, на якому вона встановлена. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 6 циліндричні шестерні 15 і 16 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на кресленні не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Регулювання величини сили притиску півмуфт 10, 11, що необхідно при зміні режиму роботи круглов'язальної машини, здійснюється за допомогою гвинтової пари різьба 14 – гайка 13.

Використання в складі привода запобіжного засобу та виконання його у вигляді фрикційної муфти дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації круглов'язальної машини (при виникненні перевантажень кінематичний зв'язок механічної передачі з вертикальним приводним валом автоматично розривається – півмуфти 10, 11 проковзують одна відносно другої, запобігаючи поломкам деталей привода), що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.13. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм, що містить пружні елементи у вигляді пакетів гільзових пружин**

Дослідження авторів показують, що зниженню динамічних навантажень в механізмах в'язальних машин, що призводить до підвищення ефективності їх роботи, в значній мірі сприяє удосконалення конструкцій їх приводів та окремих їх елементів [8]. При цьому на величину динамічних навантажень впливають не тільки пусковий момент електродвигуна привода [20], а і його конструктивні параметри, зокрема жорсткість пружних в'язей, моменти інерції обертальних мас та інше. Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого вдосконалення конструкцій приводів в'язальних машин та їх елементів, зокрема зубчастих коліс, що сприяє зниженню динамічних навантажень.

Враховуючи вищевказане автори запропонували конструкцію привода круглов'язальної машини [21], кінематична схема якого представлена на рис. 1.14.

Привід містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить ведучу шестерню 5, яка за допомогою вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, і зубчасте колесо 7, вертикальний приводний вал 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 і нижня 10 циліндричні шестерні, а між ними жорстко закріплено зубчасте колесо 7. Верхня циліндрична шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра 12 механізму в'язання, а нижня

циліндрична шестерня 10 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14. Привід містить також демпфіруючий пристрій 15 з пружними елементами 16, за допомогою яких вертикальний приводний вал 8 з'єднаний з верхньою циліндричною шестернею 9.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух ведений шків 3 і жорстко з'єднаний з ним вал 6 та ведучу шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух ведучої шестерні 5 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13 передається голковому циліндру 12 механізму в'язання та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

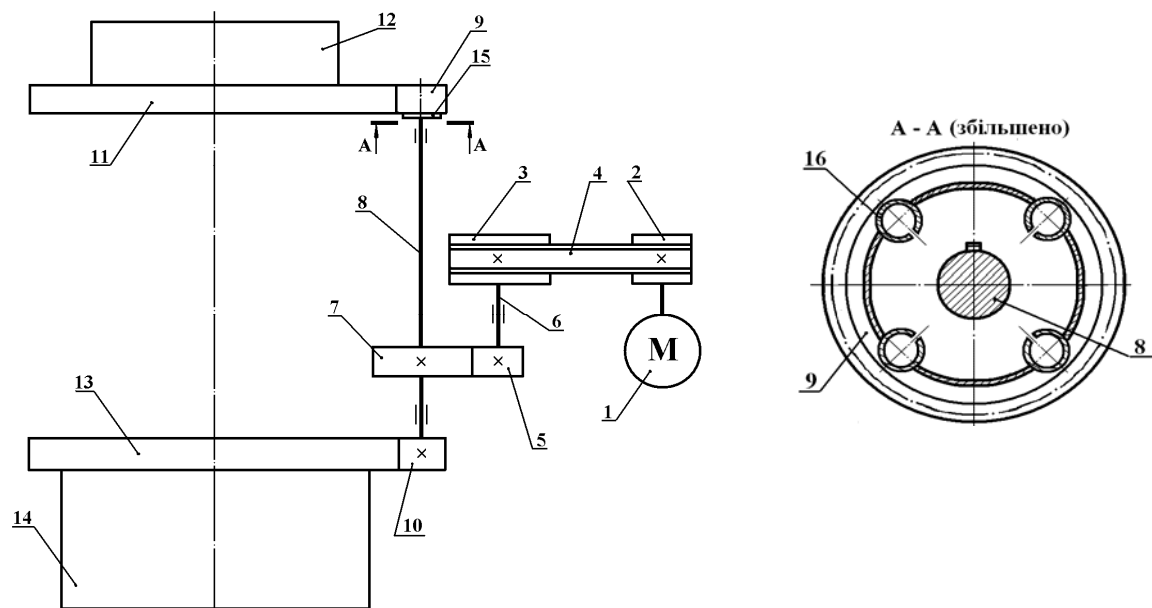


Рис. 1.14. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з пакетами гільзових пружин

При цьому з'єднання вертикального приводного вала 8 з верхньою циліндричною шестернею 9 здійснюється за допомогою пружних елементів 16 демпфіруючого пристрою 15, що призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на голковий циліндр 12 механізму в'язання і на нитки, що поступають в зону в'язання (на рис. 1.14 не

показано). Все це призводить до підвищення довговічності привода та якості трикотажного полотна.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску, подальші дослідження авторів присвячені розробці нових конструкцій зубчастих коліс приводу в'язальних машин з пружними елементами, що забезпечують ефективне зниження динамічних навантажень, та розробці методу вибору їх робочих параметрів.

Аналіз відомих конструкцій зубчастих коліс та засобів зниження динамічних навантажень, що виникають в перехідні режими роботи приводів машин [17, 22] показує, що одним із ефективних шляхів зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин є використання в складі привода нових типів зубчастих коліс - зубчастих коліс з пружними елементами.

Зубчасте колесо з пружними елементами, виконаними у вигляді пакетів гільзових пружин зображено на рис. 1.15.

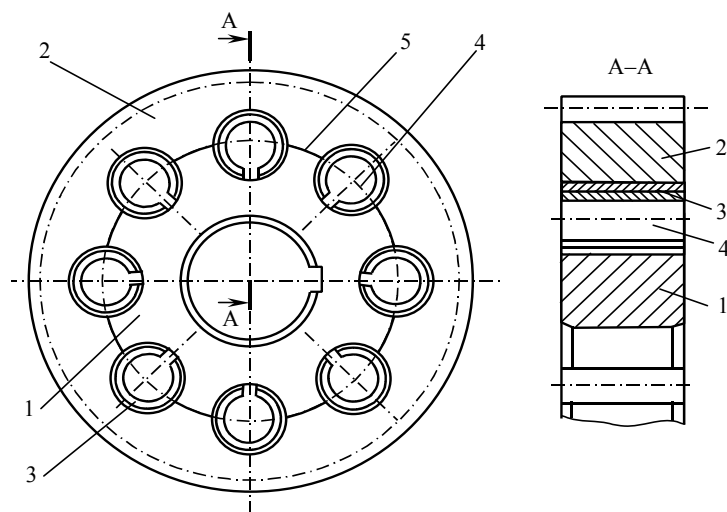


Рис. 1.15. Схема зубчастого колеса з пружними елементами, виконаними у вигляді пакетів гільзових пружин

Зубчасте колесо містить ступицю 1, зубчастий вінець 2, та пружні елементи 3, виконані у вигляді гільзових пружин. Пружні елементи 3 встановлені в циліндричні отвори 4 між ступицею 1 та зубчастим вінцем 2 з можливістю з'єднання їх між собою, причому центри циліндричних

отворів 4 розташовані рівномірно по колу зовнішньої поверхні ступиці 1, а зубчастий вінець 2 встановлений на зовнішній поверхні 5 ступиці вільно з можливістю кутового зміщення (повороту) відносно останньої.

Зубчасте колесо працює таким чином. При вмиканні привода в'язальної машини (на рис. 1.15 не показаний), в складі якого використовується зубчасте колесо, навантаження через ступицю 1 за допомогою пружних елементів 3 передається зубчастому вінцю 2. Пружні елементи 3 завдяки своїм пружним властивостям частково поглинають динамічні коливання, що виникають під час пуску привода, знижуючи таким чином динамічних навантаження між ступицею 1 та зубчастим вінцем 2, не передаючи їх іншим деталям привода. Наявність пружних елементів 3 забезпечує також кутове зміщення (поворот) ступиці 1 відносно зубчастого вінця 2, що компенсує можливі неточності зубчастого зачеплення зубчастої передачі, в якій використовується запропоноване зубчасте колесо. Все це призводить до підвищення надійності та довговічності роботи зубчастого колеса та привода, в якому воно використовується.

До основних параметрів пружних елементів зубчастого колеса слід віднести: діаметр розташування пакетів гільзових пружин  $D$ ; число пакетів пружин  $Z$ ; число пружин в пакеті  $k$ ; ширина пакета  $b$ ; товщина пружини  $h$ ; радіус пружини  $r$ .

Діаметр розташування пакетів гільзових пружин знаходиться із умови [17, 22]:

$$D = \sqrt{\frac{24 \pi T}{E Z b \varphi} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^k \left(\frac{h_i}{r_i}\right)^3}}, \quad (1.41)$$

де  $T$  – пусковий момент, що діє на зубчасте колесо;

$E$  – модуль пружності матеріалу пружини;

$\varphi$  - максимальний кут взаємного повороту ступиці та зубчастого вінця,  $\varphi = 2 \dots 3^\circ$ .

Параметри  $Z$ ,  $b$ ,  $k$ ,  $h$  та  $r$  приймаються конструктивно. При цьому для в'язальних машин, враховуючи рекомендації [17, 22], доцільно приймати:  $Z = 4 \dots 10$ ;  $b = 10 \dots 25$  мм;  $k = 1 \dots 10$ ;  $h = 0,5 \dots 1,5$  мм;  $r = 8 \dots 15$  мм.

Перевірка вибору параметрів пружних елементів виконується із умови обмеження максимального напруження згину пружини:

$$\sigma_{32} = \frac{6M}{bh^2} \leq [\sigma_{32}], \quad (1.42)$$

де  $\sigma_{32}, [\sigma_{32}]$  - відповідно діюче (максимальне) та допустиме напруження згину для матеріалу пружини;

$M$  - момент згину, що діє на пружину в перерізі протилежному зазору,

$$M = F r_k; \quad (1.43)$$

$F$  - сила, що діє на кожну пружину [17],

$$F = \frac{\left(\frac{h_k}{r_k}\right)^3}{\sum_{i=1}^k \left(\frac{h_i}{r_i}\right)^3} \cdot \frac{2T}{ZD}. \quad (1.44)$$

При використанні запропонованої конструкції зубчастого колеса (рис. 1) у складі приводу круглов'язальної машини КО-2 (замість шестерні 6 [9] - лист 51, рис. 2) доцільно прийняти:  $Z = 6$ ;  $k = 4$ ;  $b = 25$  мм;  $h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 0,5$  мм;  $r_1 = 8,5$  мм;  $r_2 = 9$  мм;  $r_3 = 9,5$  мм;  $r_4 = 10$  мм.

Тоді, враховуючи, що для круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм та лінійною швидкістю 1,1 м/с

$$T = T_1 u = T_1 \frac{d_2}{d_1} = 48,6 \cdot \frac{160}{141,5} = 54,92 \text{ Нм} \quad [9, 23] \quad (u - \text{передаточне число}$$

пасової передачі;  $d_1, d_2$  - діаметри відповідно ведучого та веденого шківів

пасової передачі);  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  (матеріал пружини Сталь 60С2), та прийнявши  $\varphi = 2^0 = 0.0349 \text{ рад}$ , із виразу (1.41) знаходимо:

$$D = \sqrt{\frac{24 \pi 54,92 \cdot 10^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 0,0349} \cdot \frac{1}{6,458 \cdot 10^{-4}}} = 76,37 \text{ мм};$$

$$\sum_{i=1}^k \left( \frac{h_i}{r_i} \right)^3 = \left( \frac{0,5}{8,5} \right)^3 + \left( \frac{0,5}{9} \right)^3 + \left( \frac{0,5}{9,5} \right)^3 + \left( \frac{0,5}{10} \right)^3 = 6,458 \cdot 10^{-4}.$$

Одержаний результат відповідає умові [17]:

$$D \geq 2,5 d_g = 2,5 \cdot 30 = 75 \text{ мм},$$

де  $d_g$  - діаметр вала зубчастого колеса,  $d_g = 30 \text{ мм}$  [9].

Остаточно приймаємо  $D = 80 \text{ мм}$ .

Перевіримо працездатність зубчастого колеса з пружними елементами при використанні його в приводі круглов'язальної машини КО-2. Із виразу (1.44) знаходимо:

$$F = \frac{\left( \frac{0,5}{10} \right)^3}{6,458 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{2 \cdot 54,92 \cdot 10^3}{6 \cdot 80} = 44,3 \text{ Н}.$$

Тоді, враховуючи (1.43), із виразу (1.42) знаходимо:

$$\sigma_{32} = \frac{6 \cdot 44,3 \cdot 10}{25 \cdot 0,5^2} = 425,28 \text{ МПа}.$$

Оскільки  $[\sigma_{32}] = 600 \text{ МПа}$  [11], умова працездатності зубчастого колеса виконана.

Зубчасте колесо з пружними елементами, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин представлено на рис. 1.16.

Зубчасте колесо містить ступицю 1 із зовнішньою поверхнею 2 та рівномірно розташованими радіальними пазами 3, зубчастий вінець 4 з рівномірно розташованими радіальними пазами трапецеїдального перерізу 5, та пружні елементи 6 у вигляді пакетів плоских пружин. Пружні

елементи 6 кінцями 7 жорстко закріплені в радіальних пазах 3 ступиці 1, а другими кінцями 8 вільно встановлені в радіальні пази трапецеїдального перерізу 5 зубчастого вінця 4. При цьому зубчастий вінець 4 встановлений на зовнішній поверхні 2 ступиці 1 вільно.

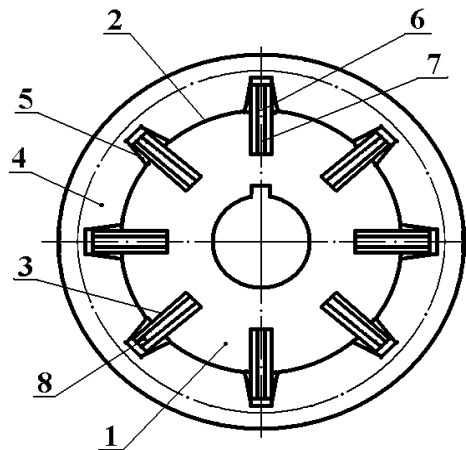


Рис. 1.16. Схема зубчастого колеса з пружними елементами, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин

Зубчасте колесо працює таким чином. При вмиканні привода (на рис. 3 не показаний), в складі якого використовується зубчасте колесо, навантаження через ступицю 1 за допомогою пружних елементів 6 передається зубчастому вінцю 4. Пружні елементи 6 завдяки своїм пружним властивостям поглинають динамічні коливання, що виникають під час пуску привода, знижуючи таким чином динамічні навантаження між ступицею 1 та зубчастим вінцем 4, не передаючи їх іншим деталям привода. Наявність пружних елементів 6 забезпечує також кутове зміщення (поворот) ступиці 1 відносно зубчастого вінця 4, що компенсує можливі неточності зубчастого зачеплення зубчастої передачі, в якій використовується запропоноване зубчасте колесо. Все це призводить до підвищення надійності та довговічності роботи зубчастого колеса та привода, в якому воно використовується.

До основних параметрів пружних елементів зубчастого колеса з



радіальними пружинами слід віднести: діаметр зовнішньої поверхні ступиці  $D_c$ ; довжина робочого плеча пружини  $l$ ; число пакетів пружин  $Z_p$ ; число пружин в пакеті  $k_p$ ; ширина пружини  $b_p$ ; товщина пружини  $h_p$ ; кут трапецеїдального паза зубчастого вінця  $\alpha$ .

Вказані параметри призначаються із конструктивних міркувань з урахувань величини пускового моменту, що діє на зубчасте колесо [17, 22]:

$$D_{\tilde{n}} = (2,5 \dots 3,5)d, \quad (1.45)$$

де  $d$  – діаметр вала;

$$l = (0,5 \dots 0,7)d; \quad (1.46)$$

$$b_p = (0,5 \dots 1,0)d; \quad (1.47)$$

$$Z_p = 6 \dots 10; \quad h_p = 0,5 \dots 2,5 \text{ мм}.$$

Число пружин в пакеті знаходиться із умови [17]:

$$k_p = \frac{6 F_p l}{b_p h_p^2 [\sigma_{32}]}, \quad (1.48)$$

де  $F_p$  – сила, що діє на один пакет пружин:

$$F_p = \frac{2T}{Z_p(D_c + 2l)}. \quad (1.49)$$

Кут трапецеїдального паза зубчастого вінця знаходиться із припущень, що при навантаженні зубчастого колеса моментом  $T$  пружини деформуються так, що пружна лінія пакету стає паралельною скосу паза

[6]:

$$\alpha = \arctg \frac{F_p l^2}{2E J k_p}, \quad (1.50)$$

де  $J$  – момент інерції перерізу пружини:

$$J = \frac{b_p h_p^3}{12}. \quad (1.51)$$

При використанні запропонованого зубчастого колеса (рис. 3) у

складі приводу круглов'язальної машини КО-2 доцільно прийняти:  $Z_p = 6$  ;  
 $h_p = 0,5 \text{ мм}$  .

Враховуючи, що  $d = 30 \text{ мм}$  з урахуванням залежностей (1.45)...(1.47),  
приймаємо:

$$D_c = 80 \text{ мм}; \quad l = 20 \text{ мм}; \quad b_p = 25 \text{ мм} .$$

Використовуючи одержані результати та враховуючи, що  
 $T = 54,92 \text{ Нм}$ , із (1.49) знаходимо:

$$F_p = \frac{2 \cdot 54,92 \cdot 10^3}{6(80 + 2 \cdot 20)} = 152,55 \text{ Н} .$$

Тоді необхідне число пружин в пакеті буде дорівнювати (матеріал  
пружин Сталь 60С2, для якого  $[\sigma_{32}] = 600 \text{ МПа}$  [17]):

$$k_p = \frac{6 \cdot 152,55 \cdot 20}{25 \cdot 0,5^2 \cdot 600} = 4,88 .$$

Приймаємо  $k_p = 5$  .

Кут трапецеїдального паза зубчастого вінця знаходимо,  
використовуючи (1.50), (11.51):

$$\alpha = \arctg \frac{152,55 \cdot 20^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,2604 \cdot 5} = 6,367^\circ .$$

$$J = \frac{25 \cdot 0,5^3}{12} = 0,2604 \text{ мм}^4 .$$

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- використання в складі приводів круглов'язальних машин зубчастих  
коліс з пружними елементами дозволяє знизити динамічні навантаження,  
що виникають під час перехідних режимів роботи (пуск, гальмування,  
реверсування, перемикання швидкостей та інше) і, таким чином,  
підвищити ефективність їх роботи;

- найбільш раціональними конструкціями зубчастих коліс з  
пружними елементами, на думку авторів, є запропоновані ними зубчасті  
колеса з пружними елементами у вигляді пакетів гільзових пружин та

зубчасті колеса з пружними елементами у вигляді радіальних плоских пружин;

- зубчасті колеса з пружними елементами та метод вибору їх робочих параметрів можуть бути використані при проектуванні приводів не тільки круглов'язальних, а і інших типів машин загального призначення.

#### **1.14. Привід круглов'язальної машини з фрикційною передачею з засобом автоматичного притиску котків**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічну передачу, для кінематичного зв'язку проміжного вала з вертикальним приводним валом [8]. Виконання кінематичного зв'язку проміжного вала з вертикальним приводним валом за допомогою зубчастого зачеплення не дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини, що не дозволяє в повній мірі підвищити надійність та довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини механічна передача виконана у вигляді конічної фрикційної передачі з засобом автоматичного притиску котків.

Виконання механічної передачі для кінематичного зв'язку проміжного вала з вертикальним приводним валом у вигляді конічної фрикційної передачі, що містить засіб автоматичного притиску котків, дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (при виникненні перевантажень

механізмів круглов'язальної машини робочі тіла конічної фрикційної передачі проковзують одне відносно другого, не руйнуючись), що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.17 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [74].

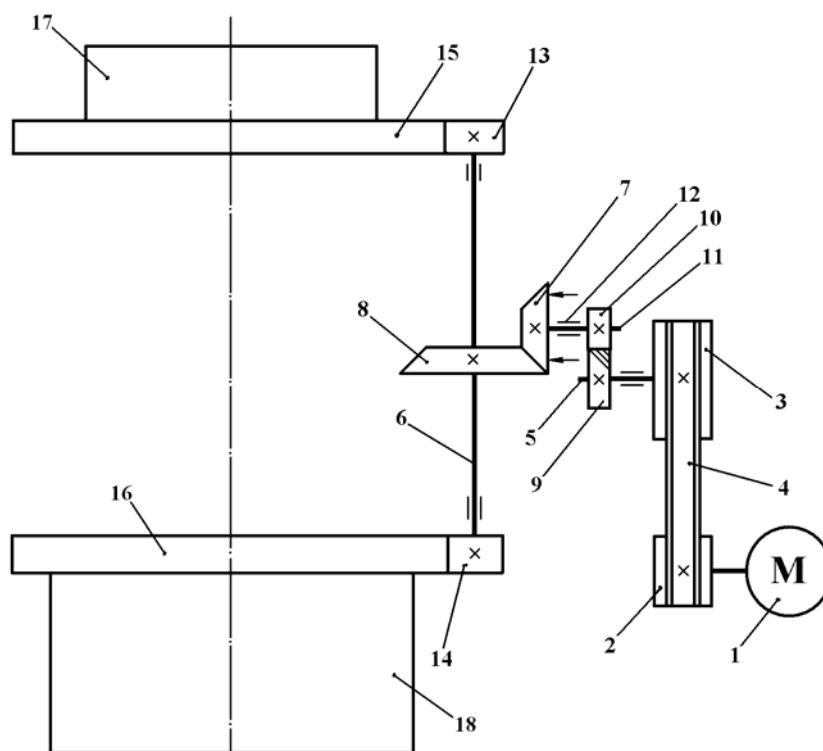


Рис. 1.17. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з фрикційною передачею з засобом автоматичного притиску котків

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової передачі, що містить ведучий шків 2, ведений шків 3 та клинові паси 4, зв'язаний з проміжним валом 5, вертикальний приводний вал 6, та конічну фрикційну передачу, що містить ведучий 7 і ведений 8 котки та засіб автоматичного їх притиску (необхідна умова роботи конічної фрикційної передачі), виконаний у вигляді двох косозубих шестерень 9, 10, причому косозуба шестерня 9 жорстко встановлена на проміжному валу 5, а косозуба шестерня 10 жорстко з'єднана з ведучим котком 7 за допомогою вала 11, який встановлений в опорах 12 з можливістю осевого переміщення. Ведений коток 8 жорстко встановлений на вертикальному приводному валу 6. На кінцях

вертикального приводного вала 6 жорстко закріплено циліндричні шестерні 13 і 14 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 15, 16 механізмів відповідно в'язання 17 та товароприйому 18.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 ведучий шків 2, жорстко встановлений на його валу, починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинових пасів 4 передається веденому шківу 3, проміжному валу 5, на якому він жорстко встановлений, та косозубій шестерні 9, жорстко з'єднаній з проміжним валом. Обертальний рух косозубої шестерні 9 шляхом зубчастого зачеплення передається косозубій шестерні 10 та ведучому котку 7, жорстко з нею з'єднаному. Обертальний рух ведучого котка 7 за рахунок сил тертя, що створюються його притиском до веденого котка 8 (в зубчастому зачепленні косозубих шестерень 9, 10 виникає осьова сила, що зміщує косозубу шестерню 10 разом з валом 12 та ведучим котком 7 вліво – згідно з кресленням, притискуючи його до веденого котка 8), передається веденому котку 8. Обертальний рух веденого котка 8 приводить в обертальний рух вертикальний приводний вал 6. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 6 циліндричні шестерні 13 і 14 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 15, 16 приводять в обертальний рух механізм в'язання 17 та механізм товароприйому 18, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Зміна сили притиску ведучого котка 7 кінчної фрикційної передачі до веденого котка 8, що необхідно при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна споживаної потужності), здійснюється автоматично за рахунок автоматичної зміни величини осьової сили в зубчастому зачепленні косозубих шестерень 9, 10 (величина осьової сили прямо пропорційна величині потужності, що передається косозубими шестернями 9, 10).

Використання в складі привода в якості механічної передачі кінчної фрикційної передачі з засобом автоматичного притиску котків дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (при виникненні перевантажень механізмів

круглов'язальної машини ведучий коток 7 та ведений коток 8 проковзують один відносно другого), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

### **1.15. Привід круглов'язальної машини з запобіжною фрикційною муфтою з регульованим моментом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна, встановлений в ведучому шківі співвісно з ним [8]. Засіб зниження пускового моменту електродвигуна виконаний у вигляді відцентрової фрикційної колодкової муфти з постійним моментом. Відсутність в засобі зниження пускового моменту можливості регулювання величини пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, та вибору його оптимальної величини не дозволяє в повній мірі вирішити проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі,

вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна, встановлений в ведучому шківу співвісно з ним, засіб зниження пускового моменту електродвигуна виконаний у вигляді запобіжної фрикційної муфти з регульованим моментом.

Виконання засобу зниження пускового моменту електродвигуна у вигляді запобіжної фрикційної муфти з регульованим моментом, забезпечує вибір оптимальної величини пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, та можливість його регулювання в разі зміни режиму роботи круглов'язальної машини (зміна виду сировини та переплетень трикотажного полотна), що дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи привода.

На рис. 1.18 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [75].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої жорстко встановлена на валу 6 веденого шківа 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплено циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.18 не показані). До складу привода входить також засіб 11 зниження пускового моменту електродвигуна, жорстко закріплений на валу електродвигуна 1 та встановлений в ведучому шківу 2 співвісно з ним. Засіб 11 зниження пускового моменту

електродвигуна виконаний у вигляді запобіжної фрикційної муфти з регульованим моментом (надалі запобіжна фрикційна муфта), що містить пружину стиску 12, гвинт 13, роль якого виконує вал електродвигуна, та гайку 14, нагвинчену на гвинт 13.

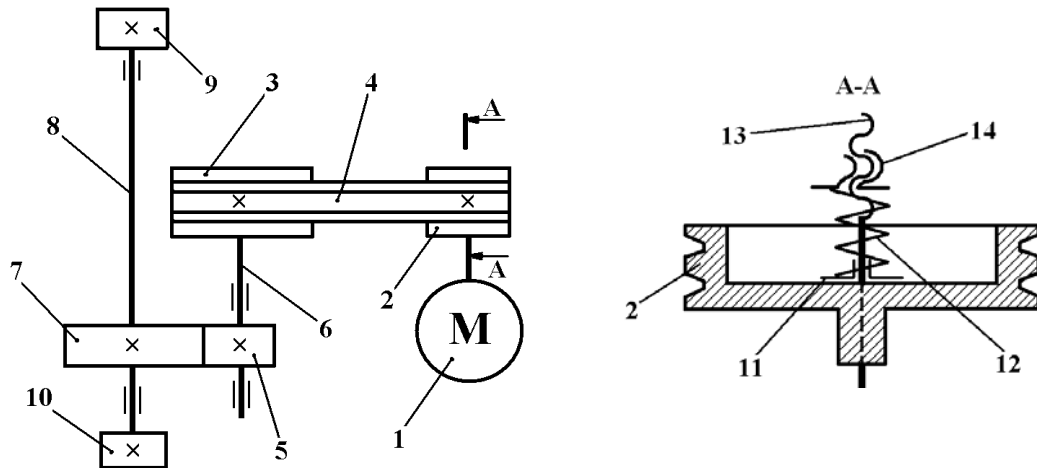


Рис. 1.18. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з запобіжною фрикційною муфтою з регульованим моментом

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 запобіжна фрикційна муфта 11, жорстко закріплена на його валу, також починає обертатися. Сили тертя, зумовлені притиском пружини стиску 12 ведучої півмуфти запобіжної фрикційної муфта 11 до ведучого шківів 2, змушують його також прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківів 2 за допомогою пасів 4 передається веденому шківу 3, валу 6, на якому він жорстко встановлений, та шестерні 5, також жорстко встановленій на валу 6. Обертальний рух шестерні 5 шляхом зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлено. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.18 не показані), що необхідно для



роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Вибір оптимальної величини пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, та регулювання його величини (в разі зміни режиму роботи круглов'язальної машини) здійснюється шляхом повороту гайки 14 відносно гвинта 13.

### **1.16. Привід круглов'язальної машини з пристроєм тихого ходу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та пристрій тихого ходу [9]. Пристрій тихого ходу містить храповий механізм, що зумовлює зниження надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з проміжним валом, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та пристрій тихого ходу, пристрій тихого ходу виконано у вигляді мотор-редуктора з електродвигуном тихого ходу та редукторною приставкою, з'єднаних між собою, причому пристрій тихого ходу кінематично з'єднаний з механізмами круглов'язальної машини за допомогою обгінної муфти та шестерні.

Обладнання привода круглов'язальної машини пристроєм тихого ходу виконаним у вигляді мотор-редуктора з електродвигуном тихого ходу та редукторною приставкою, з'єднаних між собою, причому пристрій тихого ходу кінематично з'єднаний з механізмами круглов'язальної машини за допомогою обгінної муфти та шестерні, дозволяє здійснювати

пропуск машини під час її налагодження безпосередньо від мотор-редуктора, що сприяє підвищенню надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.19 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [76].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що включає ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої жорстко встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплено циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 11, 12 механізмів відповідно в'язання 13 та товароприйому 14. Привід містить також пристрій тихого ходу 15, з'єднаний з зубчастим колесом 11 за допомогою шестерні 16 та обгінної муфти 17. Пристрій тихого ходу 15 виконано у вигляді мотор-редуктора, який містить електродвигун тихого ходу 18 та редукторну приставку 19, з'єднані між собою.

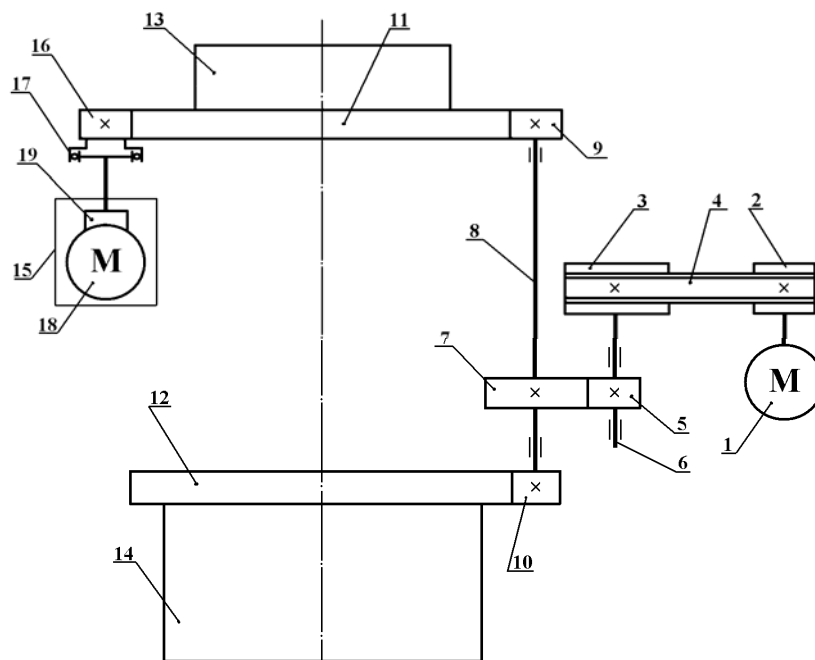


Рис. 1.19. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з пристроєм тихого ходу

Принцип роботи привода такий. При роботі на робочій швидкості вмикається електродвигун 1, при цьому ведучий шків 2, жорстко встановлений на його валу, починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинових пасів 4 передається веденому шківу 3, проміжному валу 6, на якому він жорстко встановлений, та ведучій шестерні 5, жорстко з'єднаній з проміжним валом. Обертальний рух ведучої шестерні 5 шляхом зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлено. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 11, 12 приводять в обертальний рух механізми в'язання 13 та товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Пристрій тихого ходу 15 під час роботи електродвигуна 1 автоматично вимикається за допомогою обгінної муфти 17.

При пропуску машини під час її налагодження (електродвигун 1 вимкнено) вмикається електродвигун тихого ходу 18, обертальний рух якого передається редукторній приставці 19 та шестерні 16, з'єднаній при цьому з редукторною приставкою обгінною муфтою 17. Обертальний рух шестерні 16 за допомогою зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 11 і механізму в'язання 13. Далі обертальний рух через зубчасті пари зубчасте колесо 11 – циліндрична шестерня 9 та циліндрична шестерня 10 – зубчасте колесо 12 передається механізму товароприйому 14, що необхідно для пропуску машини.

### **1.17. Привід круглов'язальної машини з засобом автоматичного натягу пасів клинопасової передачі та пневматичним демпфером**

Надійність та довговічність роботи механізмів круглов'язальних машин і машин в цілому в значній мірі залежать від величини динамічних навантажень, що виникають під час перехідних режимів роботи машини (пуск, гальмування та інше). Тому, як показують дослідження [8, 24], з метою зниження динамічних навантажень у механізмах в'язальних машин, доцільно використовувати у складі привода спеціальні засоби, що

зменшують величину пускового моменту електродвигуна. Але існуючі конструкції таких засобів мають ряд суттєвих недоліків, основним із яких є нестабільність їх роботи.

Враховуючи вище сказане, автори запропонували нову конструкцію привода круглов'язальної машини [25] з використанням спеціального засобу зниження динамічних навантажень (засіб автоматичного натягу пасів клинопасової передачі, кінематично з'єднаний з електродвигуном, у поєднанні з демпфером). Схема круглов'язальної машини з таким приводом, запропонованим авторами, представлена на рис.1.20.

Привод містить електродвигун, який включає ротор 1 і статор 2, встановлений з можливістю повороту навколо своєї осі, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 3, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 4 і клинові паси 5, зубчасту передачу, що містить шестерню 6, яка за допомогою вала жорстко з'єднана з веденим шківом 4, і зубчасте колесо 7, жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого жорстко встановлені циліндричні шестерні – верхня 9 і нижня 10. Верхня шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра 12 механізму в'язання, а нижня шестерня 10 кінематично з'єднана із зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14, засіб автоматичного натягу пасів клинопасової передачі, що містить натяжний ролик 15, вільно встановлений на осі, важіль 16, один кінець якого містить вісь ролика 15, а другий жорстко з'єднаний зі статором 2, і пружину розтягу 17, з'єднану з важелем 16. До складу привода входить також демпфер 18, що містить шарнірно закріплений циліндр 19, поршень 20 з отворами для перетоку повітря, та шток 21, один кінець якого жорстко з'єднаний з поршнем, а другий шарнірно з'єднаний зі статором 2.

Привод працює таким чином. При вмиканні електродвигуна його пусковий момент спочатку не передається механізмам машини, оскільки паси 5 клинопасової передачі не натягнуті і не створюють необхідної сили тертя зі шківками 3, 4, а витрачається на поворот статора 2, та переміщення поршня 20. При цьому ролик 15, вступивши у взаємодію з пасами 5, натягує їх. І лише після того, як натяг пасів, який створюється натяжним

роликом за рахунок реактивного моменту електродвигуна, досягне необхідної величини, обертальний рух ротора 1 передається ведучому шківу і шестерні 6.

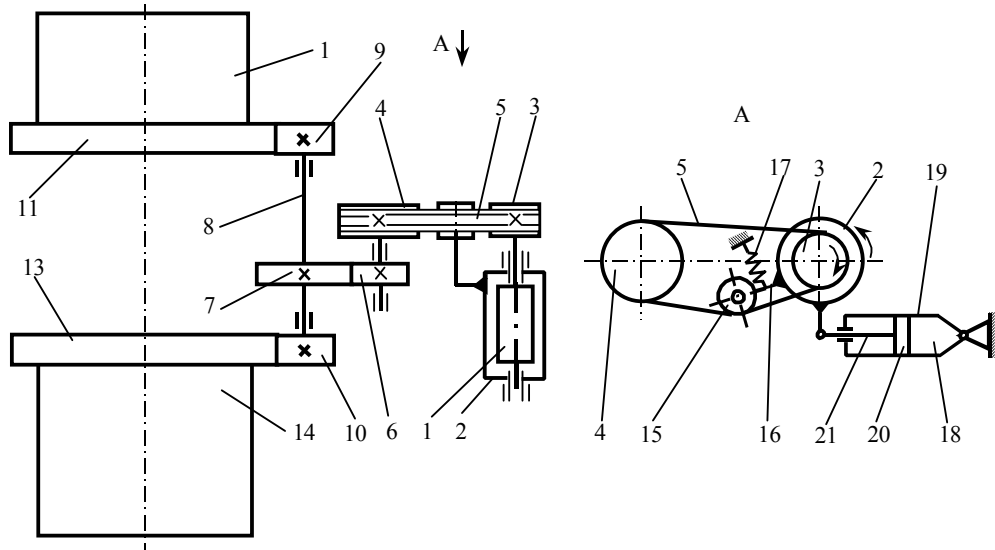


Рис.1.20. Кінематична схема приводу круглов'язальної машини

Обертальний рух шестерні 6 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8 з шестернями 9, 10, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13 передається голковому циліндру 12 механізму в'язання та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

З метою забезпечення ефективності зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини, доцільно параметри демпфера вибрати такими, щоб час повороту статора  $t_1$ , що забезпечує працездатність клинопасової передачі (рис.1.20), був максимально раціональним [20], тобто:

$$t \leq [t] \quad (1.52)$$

де  $[t]$  – раціональний час пуску круглов'язальної машини,  $[t] = (1 \dots 3)$  с [8].

При наявності в приводі демпфера маємо:

$$t_1 = \frac{v_p}{h}, \quad (1.53)$$

де  $v_p$  – швидкість поршня;

$h$  – хід поршня при повороті статора на кут  $\varphi_1$ , знаходиться із залежності:

$$h = 2 \cdot l \cdot \sin \frac{\varphi_1}{2}; \quad (1.54)$$

$l$  – відстань від осі статора до осі шарніра, що з'єднує статор з поршнем.

Для знаходження необхідної швидкості поршня  $v_p$  складаємо рівняння Бернуллі для двох перерізів демпфера (враховуємо, що демпфер гідравлічний) [26]: перерізу циліндра 1-1 і перерізу 2-2 отворів поршня. Прийmemo до уваги, що поршень під дією сили  $F_3$  переміщується праворуч, а рідина, якою заповнено циліндр, перетікає з правої порожнини циліндра в ліву.

Оскільки початковий тиск у порожнинах циліндра дорівнює  $p$ :

$$H + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (1.55)$$

де  $H$  – додатковий напір, зумовлений силою  $F_3$ , що діє на поршень;

$p_1, p_2$  - тиск відповідно в лівій та правій порожнинах циліндру;

$$p_1 = p_2 = p; \quad (1.56)$$

$p$  – початковий тиск в циліндрі;

$\rho$  - густина рідини (масла);

$v_1, v_2$  - середня швидкість руху рідини відповідно в перерізах 1-1 і 2-2 поршня;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Враховуючи, що 
$$H = \frac{F_3}{(A_1 - A_2)\rho g}, \quad (1.57)$$

де  $A_1$  – площа перерізу циліндра;  $A_2$  – сумарна площа отворів поршня, та рівність початкових тисків в порожнинах циліндру (1.56), вираз (1.55)

набуває вигляду: 
$$\frac{F_3}{(A_1 - A_2)\rho} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}. \quad (1.58)$$

Рівняння сталості витрат для перерізів 1-1, 2-2 має вигляд:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2, \quad (1.59)$$

Звідки

$$v_1 = v_2 \frac{A_2}{A_1}. \quad (1.60)$$

Очевидно, що швидкість поршня  $v_p$  дорівнює по величині швидкості  $v_1$ , але направлена в протилежний бік, тобто  $v_p = |v_1|$ .

Підставивши (1.60) в (1.58), одержимо:

$$\frac{F_3}{\rho(A_1 - A_2)} = \frac{v_2^2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]. \quad (1.61)$$

З рівняння (1.61) знаходимо:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2F_3}{\rho(A_1 - A_2) \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}}. \quad (1.62)$$

Підставивши (1.62) в рівняння (1.60), остаточно знаходимо необхідну швидкість поршня:

$$v_p = \frac{A_2}{A_1} \sqrt{\frac{2F_3}{\rho(A_1 - A_2) \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}}. \quad (1.63)$$

Внаслідок нерівномірності розподілу швидкостей в поперечних перерізах потоку, а також неминучих втрат напору між розглянутими перерізами, дійсна швидкість поршня буде дещо відрізнятися від обчисленої за формулою (1.63), але в інженерних розрахунках цією різницею можна знехтувати.

Враховуючи конструктивні особливості привода, величину сили  $F_3$  можна знайти з умови (рис. 1.21):

$$F_3 = \frac{T_n - F_1 \cdot l_1 - F_2 l_2}{l}, \quad (1.64)$$

де  $T_n$  – реактивний момент статора (пусковий момент електродвигуна);

$F_1$  – сила пружини розтягу;

$F_2$  – сила, що діє на натяжний ролик від натягу пасів;

$l_1, l_2$  – плечі відповідних сил  $F_1$  і  $F_2$ .

При знаходженні величини сили  $F_3$ , необхідно мати на увазі, що сила пружини  $F_1$  залежить від її жорсткості та величини розтягу, а сила  $F_2$  залежить від величини натягу пасів, яка в процесі вмикання клинопасової передачі змінюється. З достатньою для інженерних розрахунків точністю можна рекомендувати такі залежності для знаходження сил  $F_1$  і  $F_3$ :

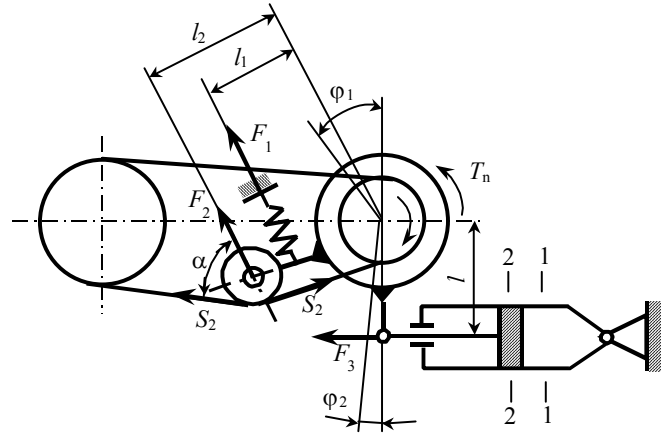


Рис. 1.21. Розрахункова схема для вибору параметрів демпфера

$$F_1 = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}; \quad (1.65)$$

$$F_2 = \frac{S_2}{2} \cos \alpha = \frac{z \cdot A_p \sigma_0}{2} \cos \alpha, \quad (1.66)$$

де  $F_{max}, F_{min}$  - сили відповідно максимально і мінімально розтягнутої пружини;

$S_2$  - сумарний необхідний натяг ведених віток пасів;

$\alpha$  - кут між векторами сил  $F_1$  і  $S_2$  (рис. 1.21);

$\sigma_0$  - напруження в пасах, зумовлене попереднім натягом ( $\sigma_0 = 1,2$  МПа);

$z$  - кількість пасів клинопасової передачі;

$A_p$  - площа перерізу одного паса.

Задавшись, враховуючи конструктивні особливості привода і умову (1.52), параметрами  $t_1, l, \varphi_1$ , із виразу (1.53) знаходимо необхідну швидкість поршня:

$$v_p = 2 \cdot l \cdot t_1 \cdot \sin \frac{\varphi_1}{2}. \quad (1.67)$$

Використовуючи одержані залежності (1.63) і (1.67), знаходимо необхідні раціональні параметри демпфера  $A_1, A_2$ , що забезпечують



ефективне зниження динамічних навантажень, які виникають під час пуску машини.

При проектуванні демпфера слід виходити також з умови, що, з метою підвищення ефективності роботи круглов'язальної машини [27], демпфер не повинен впливати на збільшення часу гальмування машини. Для цього в конструкції поршня слід передбачити відповідний клапан. Це дає змогу при розгляді режиму гальмування машини прийняти наступні припущення: демпфер не спричиняє опору зворотному повороту статора в момент вимкнення електродвигуна; кут повороту статора  $\varphi_2$ , необхідний для позбавлення клинопасової передачі працездатності, значно менший кута  $\varphi_1$  повороту статора при вмиканні електродвигуна  $\varphi_2 \leq 0,1 \cdot \varphi_1$ ; поворот статора відбувається рівномірно-прискорено.

Тоді час вимикання клинопасової передачі (час повороту статора  $t_2$ ) при гальмуванні машини можна знайти з умови:

$$t_2 = \frac{J \cdot \omega}{T}, \quad (1.68)$$

де  $J$  – момент інерції статора з урахуванням моментів інерції мас, приєднаних до нього (натяжний ролик, важелі, шток, поршень);

$\omega$  - кутова швидкість повороту статора при зупинці машини;

$T$  - крутний момент, зумовлений силами  $F_1$  і  $F_2$  (рис. 1.21),

$$T = F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2. \quad (1.69)$$

Враховуючи прийняті допущення, маємо:

$$\omega = \frac{2 \cdot \varphi_2}{t_2}. \quad (1.70)$$

Після підстановки (1.69) і (1.70) в (1.68) знаходимо:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot J \cdot \omega}{F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2}}. \quad (1.71)$$

### 1.18. Двопоточний привід круглов'язальної машини з черв'ячними передачами

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун та черв'як, кінематично зв'язаним з черв'ячним

колесом, яке за допомогою обгінної муфти з'єднано з механізмами круглов'язальної машини [11]. Наявність одного черв'яка, кінематично зв'язаного з черв'ячним колесом, зв'язаним з механізмами круглов'язальної машини, призводить до появи значних неврівноважених радіальних навантажень, що діють на механізми. Зокрема, для круглов'язальних машин типу КО ці навантаження викликають додатковий тиск на опори голкового циліндру, що перевищує 1700 Н [8], що знижує надійність та довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун та черв'як, кінематично зв'язаним з черв'ячним колесом, яке за допомогою обгінної муфти з'єднано з механізмами круглов'язальної машини, додатково обладнаний з'єднаними між собою додатковим електродвигуном та додатковим черв'яком, причому додатковий черв'як встановлено діаметрально протилежно відносно черв'яка.

Наявність в приводі круглов'язальної машини з'єднаних між собою додаткового електродвигуна та додаткового черв'яка призводить до взаємної компенсації навантажень на механізми, зумовлені силами, що виникають в зачепленнях черв'яка та додаткового черв'яка з черв'ячним колесом, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.22 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машин, запропонованого авторами [77].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, за допомогою муфти 2 з'єднаний з черв'яком 3, додатковий електродвигун 4, за допомогою муфти 5 з'єднаний з додатковим черв'яком 6, причому черв'як 3 та додатковий черв'як 6 встановлені діаметрально протилежно один одному та кінематично зв'язані з черв'ячним колесом 7, яке за допомогою обгінної муфти 8 з'єднане з механізмом товароприйому 9, та

два водила 10, 11, які з'єднують механізм товароприйому 9 з голковим циліндром 12 механізму в'язання. Крім цього привід оснащено засобом розриву з'єднання черв'ячного колеса 7 з механізмом товароприйому 9 - обгінною муфтою 8, що містить дві обойми – внутрішню 13, жорстко з'єдану з механізмом товароприйому 9, і зовнішню 14, жорстко з'єдану з черв'ячним колесом 7, та ролики 15, розташовані між внутрішньою 13 та зовнішньою 14 обоймами. Обгінна муфта дозволяє розірвати зв'язок черв'ячного колеса 7 з механізмом товароприйому 9 при використанні ручного привода (на рис. 1.22 не показаний) під час наладки та заправки машини.

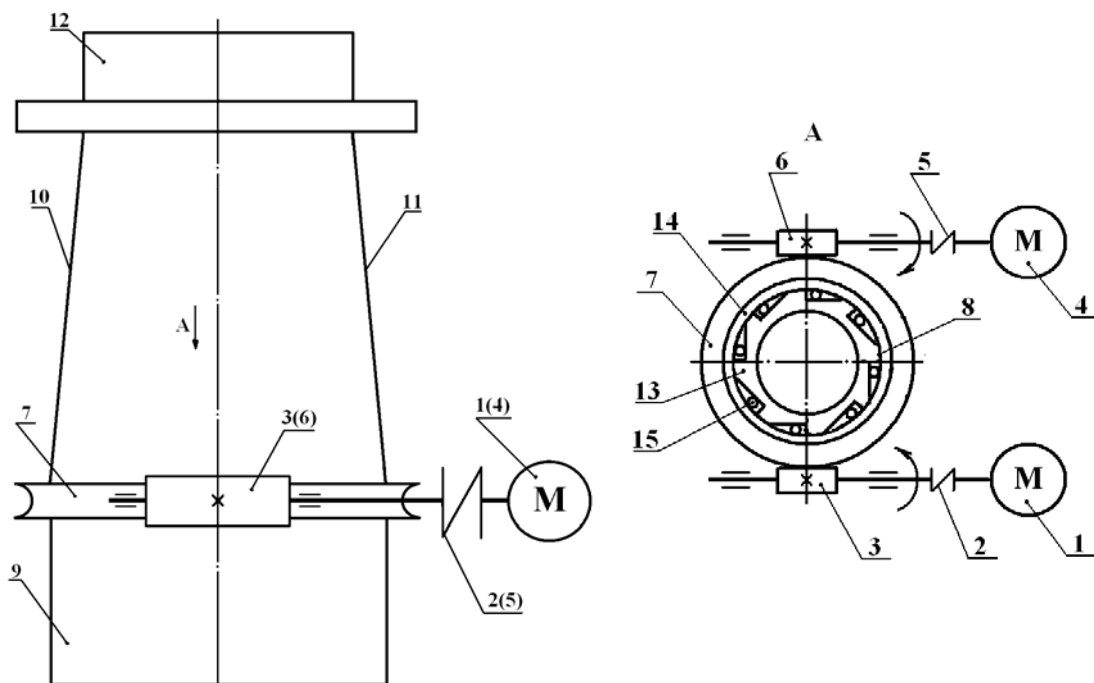


Рис. 1.22. Кінематична схема двопоточного привода круглов'язальної машини з черв'ячними передачами

Принцип роботи привода такий. При одночасному вмиканні електродвигуна 1 та додаткового електродвигуна 4 (електродвигун 1 та додатковий електродвигун 4 для забезпечення працездатності привода повинні обертатися в різні боки) обертальний рух їх валів за допомогою муфт 2, 5 передається черв'яку 3 та додатковому черв'яку 6 відповідно. Обертальний рух черв'яка 4 та додаткового черв'яка 6 приводить в обертання черв'ячне колесо 9, жорстко з'єдане з зовнішньою обоймою 14 обгінної муфти 8. Поворот зовнішньої обойми 14 призводить до

заклинювання роликів 15 між зовнішньою 14 та внутрішньою 13 обіймами, що забезпечує зв'язок черв'ячного колеса 7 з механізмом товароприйому 9 та його обертання. Оскільки механізм товароприйому 9 за допомогою двох водил 10, 11 зв'язаний з голковим циліндром 12 механізму в'язання, останній також починає, синхронно з механізмом товароприйому 9, обертатися, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Сили, що виникають в зачепленнях черв'яка 3 та додаткового черв'яка 6 з черв'ячним колесом 7, взаємно урівноважуються і, таким чином, не викликають додаткових навантажень на механізми круглов'язальної машини.

При обертанні машини за допомогою ручного привода (на рис. 1.22 не показаний), що необхідно для наладки та заправки круглов'язальної машини, обертальний рух голкового циліндра 12 механізму в'язання за допомогою водил 10, 11 передається жорстко з'єднаний з ними внутрішній обіймі 13 та механізму товароприйому 9, жорстко з'єднаному з нею. Поворот внутрішньої обійми 13 призводить до розклинювання роликів 15 і, таким чином, до розриву з'єднання механізму товароприйому 9 з черв'ячним колесом 7. Черв'як 3, додатковий черв'як 6, муфти 2, 5, електродвигун 1 та додатковий електродвигун 4 автоматично відключаються від механізмів в'язання та товароприйому, що призводить до зниження непродуктивних затрат потужності та підвищення довговічності роботи привода.

### **1.19. Привід круглов'язальної машини з двопоточним лобовим варіатором**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора та зубчасті передачі з вертикальним приводним валом [8]. Варіатор виконано у вигляді однопоточного конусного фрикційного варіатора. Виконання варіатора одно поточним зумовлює появу значних навантажень його робочих елементів (фрикційна пара варіатора, вали, опори та ін.), що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода.

В основу досліджень поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора та зубчастої передачі з вертикальним приводним валом, варіатор виконаний у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора.

Виконання варіатора у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора дозволяє розподілити потужність, що передається електродвигуном механізмам круглов'язальної машини, на два потоки і, таким чином, знизити навантаження елементів привода, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.23 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [78].

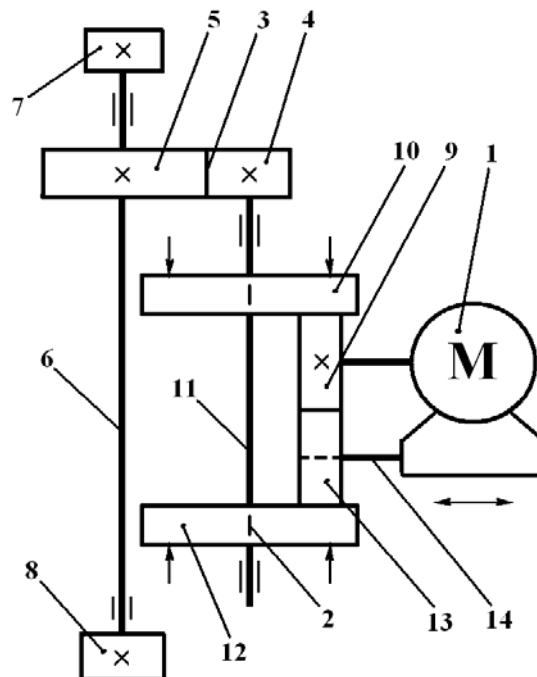


Рис. 1.23. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора 2 та зубчастої передачі 3, що містить шестерню 4 та зубчасте колесо 5, з вертикальним приводним

валом 6, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 7, 8 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис.1.23 не показані). Варіатор 2 виконаний у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора, що містить циліндричний коток 9, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1 з можливістю переміщення разом з останнім, диск 10, встановлений на веденому валу 11 з можливістю притискання до циліндричного котка 9, додатковий диск 12, встановлений на веденому валу 11 по іншу сторону від циліндричного котка 9, та паразитний коток 13, вільно встановлений на осі 14, прикріплений до електродвигуна 1, між додатковим диском 12 та циліндричним котком 9, причому додатковий диск 12 встановлено з можливістю притискання до паразитного котка 13, а паразитний коток 13 встановлено з можливістю притискання до циліндричного котка 9. Лобовий фрикційний варіатор містить також механізм регулювання положення циліндричного 9 та паразитного 13 котків відносно диска 10 та додаткового диска 12 (на рис. 1.23 не показаний), що необхідно для регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 6 і, таким чином, здійснювати вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його вал з жорстко встановленим на ньому циліндричним котком 9 починає обертатися. Сили притиску диска 10 до циліндричного котка 9 та додаткового диска 12 до паразитного котка 13 і останнього до циліндричного котка 9 зумовлюють сили тертя в зоні взаємодії пар циліндричний коток 9 – диск 10 і паразитний коток 13 – циліндричний коток 9 – паразитний коток 13 – додатковий диск 12, завдяки чого обертальний рух вала електродвигуна 1 передається диску 10 і додатковому диску 12. Оскільки обидва диски встановлені на веденому валу 11 останній також приходить в обертальний рух. Шестерня 4, жорстко закріплена на веденому валу 11 шляхом зубчастого зачеплення передає обертальний рух веденого вала 11 зубчастому колесу 5 та жорстко з'єднаному з ним вертикальному приводному валу 6, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 7, 8. Циліндричні шестерні 7, 8

приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на кресленні не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості вертикального приводного вала 6 та механізмів круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини) досягається шляхом переміщення циліндричного 9 і паразитного 13 котків разом з електродвигуном 1 вздовж їх осей за допомогою спеціального механізму регулювання положення котків відносно дисків варіатора (на рис. 1.23 не показаний).

### **1.20. Двопоточний привід круглов'язальної з циліндричними косозубими шестернями**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з двома циліндричними шестернями, перша з яких шляхом зовнішнього зубчастого зачеплення, а друга шляхом внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра [11]. Наявність двох прямозубих циліндричних шестерень, перша з яких шляхом зовнішнього зубчастого зачеплення, а друга шляхом внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра, усуває радіальні навантаження, що діють на опору голкового циліндра, шляхом їх взаємної компенсації, але осьові навантаження, зумовлені вагою самого зубчастого колеса та голкового циліндра, а також силою відтяжки трикотажного полотна, усунути не здатне, що не дозволяє в повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з двома циліндричними шестернями, перша з яких шляхом зовнішнього зубчастого зачеплення, а друга шляхом внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з

зубчастим колесом голкового циліндра, циліндричні шестерні та зубчасте колесо виконані косозубими, а їх осі розташовані в одній площині.

Виконання циліндричних шестерень і зубчастого колеса косозубими та розташування їх осей в одній площині дає можливість компенсувати осьові навантаження на опору голкового циліндра, зумовлені вагою самого зубчастого колеса та голкового циліндра, а також силою відтяжки трикотажного полотна, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.24 представлена схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [79].

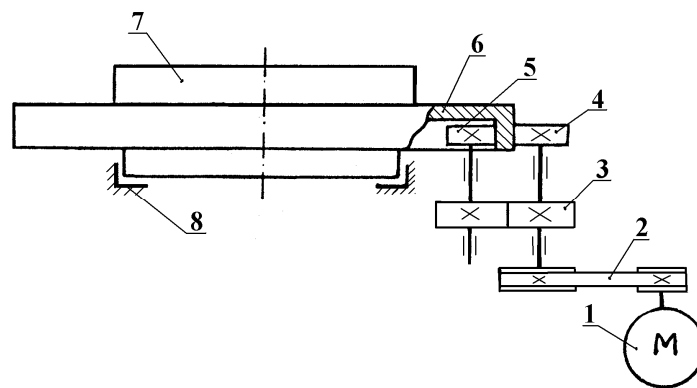


Рис. 1.24. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з косозубими циліндричними передачами

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач зв'язаний з косозубими циліндричними шестернями 4, 5. Привід містить також косозубе зубчасте колесо 6 та голковий циліндр 7, розташований в опорі 8 і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 6. Косозуба циліндрична шестерня 4 шляхом зовнішнього, а косозуба циліндрична шестерня 5 шляхом внутрішнього зубчастих зачеплень зв'язані з зубчастим колесом 6. При цьому осі циліндричних шестерень 4, 5 та зубчастого колеса 6 розташовані в одній площині.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач передається косозубим циліндричним шестерням 4, 5. Косозуба циліндрична шестерня 4 шляхом зовнішнього, а косозуба циліндрична шестерня 5 шляхом внутрішнього зубчастого зачеплень приводять в



обертальний рух косозубе зубчасте колесо 5 та голковий циліндр 7, жорстко з ним з'єднаний та встановлений в опорі 8. Радіальні сили, що виникають в зубчастому зачепленні косозубих циліндричних шестерень 4, 5 з косозубим зубчастим колесом 6, взаємно урівноважуються і, таким чином повністю розвантажують опору 8 голкового циліндра 7 від радіальних навантажень. Наявність косозубих циліндричних шестерень, що взаємодіють з косозубим зубчастим колесом, забезпечує також можливість зниження, або повної компенсації (в залежності від кута нахилу зубів косозубого зачеплення) осьових навантажень на опору 8 голкового циліндра 7.

### **1.21. Привід круглов'язальної машини з черв'ячною передачею та обгінною муфтою**

Аналіз відомої конструкції привода круглов'язальних машин з черв'ячною [18] показує, що з метою підвищення його ефективності (можливість роботи машини від ручного привода) привід необхідно оснастити засобом автоматичного вимикання черв'ячної передачі в разі використання ручного привода. Автори запропонували більш раціональну конструкцію привода з черв'ячною передачею [28], кінематична схема якого представлена на рис. 1.25.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, муфту 2, для з'єднання електродвигуна з приводним валом 3, черв'ячну передачу, черв'як 4 якої жорстко встановлений на приводному валу 3, а черв'ячне колесо 5 кінематично з'єднане з механізмом товароприйому 6, та два водила 7, 8, які з'єднують механізм товароприйому 6 з голковим циліндром 9 механізму в'язання. Крім цього привід оснащено засобом розриву кінематичного зв'язку черв'ячного колеса з механізмом товароприйому - обгінною муфтою, що містить дві обойми – внутрішню 10, жорстко з'єднану з механізмом товароприйому 6, і зовнішню 11, жорстко з'єднану з черв'ячним колесом 5, та ролики 12, розташовані між внутрішньою 10 та зовнішньою 11 обоймами. Обгінна муфта дозволяє розірвати кінематичний зв'язок черв'ячного колеса з механізмом

товароприйому при використанні ручного привода (на рис. 1.25 не показаний) під час наладки та заправки машини.

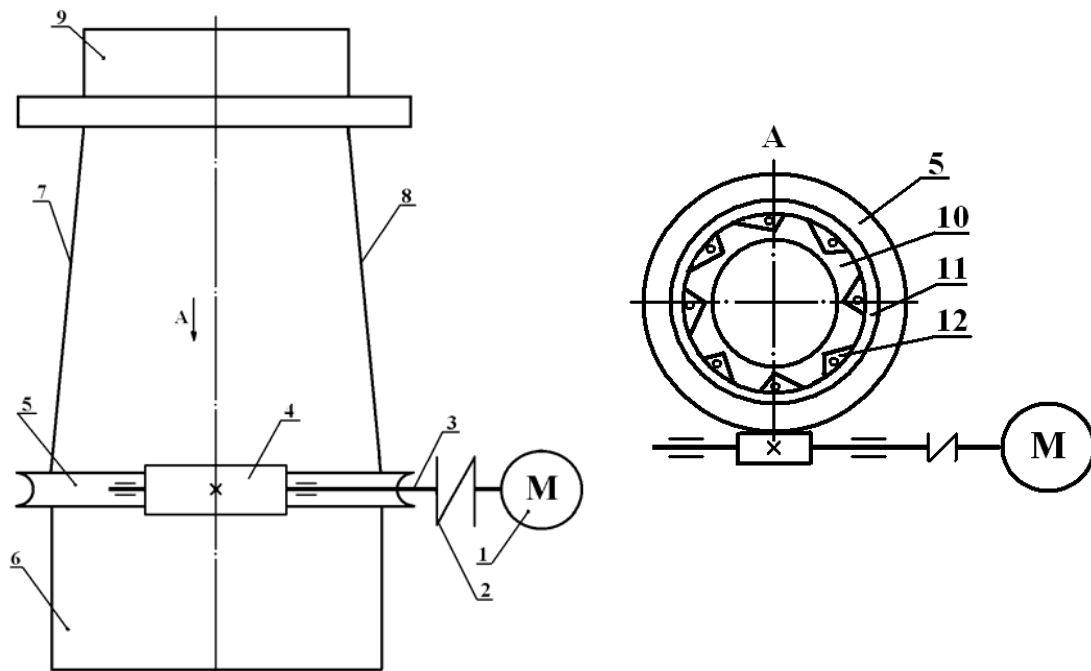


Рис. 1.25. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з черв'ячною передачею та обгінною муфтою

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою муфти 2 передається приводному валу 3 з закріпленими на ньому черв'яком 4. Обертальний рух черв'яка 4 приводить в обертання черв'ячне колесо 5, жорстко з'єднане з зовнішньою обоймою 11.

Поворот зовнішньої обойми 11 призводить до заклинювання роликів 12 між зовнішньою 11 та внутрішньою 10 обоймами, що забезпечує кінематичний зв'язок черв'ячного колеса 5 з механізмом товароприйому 6 та його обертання. Оскільки механізм товароприйому за допомогою двох водил 7, 8 зв'язаний з голковим циліндром 9 механізму в'язання, останній також починає, синхронно з механізмом товароприйому, обертатися, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

При обертанні машини за допомогою ручного привода (на рис. 1.25 не показаний), що необхідно під час наладки та заправки машини, обертальний рух голкового циліндра 9 механізму в'язання за допомогою водил 7, 8 передається жорстко з'єднаній з ними внутрішній обоймі 10 та

механізму товароприйому, жорстко з'єднаному з нею. Поворот внутрішньої обойми 10 призводить до розклинювання роликів 12 і, таким чином, до розриву кінематичного зв'язку механізму товароприйому 6 з черв'ячним колесом 5. Черв'ячна передача, а разом з нею приводний вал 3, муфта 2 та електродвигун 1 автоматично відключаються від механізмів в'язання та товароприйому, що призводить до зниження непродуктивних затрат потужності та підвищення довговічності роботи привода.

Розглянемо можливість використання запропонованої конструкції привода у складі круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра  $d_u = 450 \text{ мм}$  і його лінійною швидкістю  $v = 1,1 \text{ м/с}$ .

Враховуючи конструктивні особливості машини [9], маємо:

$$d_2 \geq d = mz = 3 \cdot 306 = 918 \text{ мм}, \quad (1.72)$$

де  $d$  - діаметр ділільного кола зубчастого колеса механізму товароприйому, що використовується в базовій моделі машини КО-2 (до модернізації);

$m, z$  - відповідно модуль та число зубів зубчастого колеса ( $m = 3 \text{ мм}; z = 306$ ).

При використанні привода з черв'ячною передачею доцільним є заміна існуючого електродвигуна з частотою обертання 950 об/хв. більш швидкісним з частотою обертання  $n_{\dot{a}\dot{a}} = 1450 \text{ об/хв}$ . Тоді передаточне число привода буде дорівнювати:

$$u = \frac{n_{\dot{a}\dot{a}}}{n_u} = \frac{n_{\dot{a}\dot{a}} \pi d_u}{60v} = \frac{1450 \cdot \pi \cdot 450}{60 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}} = 31,06, \quad (1.73)$$

де  $n_u$  - частота обертання голкового циліндра,  $n_u = \frac{60v}{\pi d_u}$ .

Прийнявши число заходів черв'яка  $z_1 = 4$ , знаходимо число зубів черв'ячного колеса  $z_2$ :  $z_2 = z_1 u = 4 \cdot 31,06 = 124$ . (1.74)

Модуль черв'ячного зачеплення  $m_u$  знаходиться із умови:

$$m_u = \frac{d_2}{z_2} = \frac{918}{124} = 7,4 \text{ мм}. \quad (1.75)$$

Вибравши стандартні модуль черв'ячного зачеплення та число модулів у діаметрі ділильного кола черв'яка:  $m_q = 8\text{мм}; q = 8$ , знаходимо діаметри ділильних кіл черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_1 = m_q q = 8 \cdot 8 = 64\text{мм}; \quad (1.76)$$

$$d_2 = m z_2 = 8 \cdot 124 = 992\text{мм}.$$

При цьому міжосьова відстань черв'ячної передачі буде становити:

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(64 + 992) = 528\text{мм}. \quad (1.77)$$

Перевіримо працездатність черв'ячної передачі при використанні її в приводі машини КО-2. Як відомо [29], черв'ячна передача здатна передати крутний момент, максимальна величина якого  $T_{max}$  знаходиться із умови:

$$T_{max} \leq \left(\frac{a}{61}\right)^3 [\sigma_H]^2 = \left(\frac{528}{61}\right)^3 175^2 \cdot 10^{-3} = 19860\text{Нм}, \quad (1.78)$$

де  $[\sigma_H]$  - допустиме контактне напруження на поверхні зуба черв'ячного колеса, для черв'ячного колеса, виготовленого із бронзи Бр. О5Ц5С5,  $[\sigma_H] = 175\text{МПа}$ .

При роботі привода максимальний крутний момент виникає в процесі гальмуванні машини і досягає величини (для круглов'язальної машини КО-2)  $T_2 = 144,56\text{Нм}$  [18] (момент приведений до вала електродвигуна, частота обертання якого дорівнює 950 об/хв.). Тоді діючий крутний момент  $T$ , приведений до черв'ячного колеса становить:

$$T = T_2 \frac{950}{1450} u \eta = 144,56 \frac{950}{1450} 31 \cdot 0,9 = 2642,46\text{Нм}, \quad (1.79)$$

де  $\eta$  - ККД черв'ячної передачі,  $\eta = 0,9$  [29].

Таким чином, вибрані параметри черв'ячної передачі задовольняють умові її працездатності.

Оскільки вразливим місцем привода є також засіб вимикання черв'ячної передачі (обгінна муфта), перевіримо її працездатність, використовуючи умову:

$$p_{max} \leq [p], \quad (1.80)$$

де  $p_{max}$ ,  $[p]$  - відповідно максимальний та допустимий тиск на робочу поверхню зовнішньої обойми муфти.

Величина максимального тиску, згідно з [14], знаходиться із умови:

$$\begin{aligned}
 p_{max} &= 0,418 \sqrt{\frac{2TEctg0,5\alpha}{KRld_p}} = \\
 &= 0,418 \sqrt{\frac{2 \cdot 2642,46 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot ctg0,5 \cdot 6^0}{20 \cdot 460 \cdot 30 \cdot 12}} = 1031,5 \text{ МПа},
 \end{aligned}
 \tag{1.81}$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу обойми, для сталі  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  
 $\alpha$  - кут заклинювання роликів,  $\alpha = 6^0$  [14];  
 $K$  - кількість роликів, приймаємо  $K = 20$ ;  
 $R$  - радіус робочої поверхні зовнішньої обойми, приймаємо  $R = 460 \text{ мм}$ ;  
 $l, d_p$  - відповідно довжина і діаметр ролика, приймаємо:  
 $l = 30 \text{ мм}$ ;  $d_p = 12 \text{ мм}$ .

Враховуючи, що для сталених обойм та роликів  $[p] = 1200 \text{ МПа}$  [14], можемо констатувати, що умова працездатності обгінної муфти (9) також виконується.

## **1.22. Привід круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора з вертикальним приводним валом [8]. Виконання варіатора у вигляді однопоточного конусного фрикційного варіатора зумовлює появу значних навантажень його робочих елементів, що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора з вертикальним приводним валом, варіатор виконаний у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора з диском, встановленим на вертикальному приводному валу, та з двома котками.

Виконання варіатора у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора з диском, встановленим на вертикальному приводному валу, та з двома котками дозволяє розподілити потужність, що передається електродвигуном механізмам круглов'язальної машини, на два потоки та взаємно урівноважити осьові сили на вертикальний приводний вал, зумовлені тиском котків на диск, що усуває деформацію як диска, так і вертикального приводного вала, на якому він встановлений, і, таким чином, знизити навантаження елементів привода, що забезпечує підвищення довговічності його роботи.

Привід круглов'язальної машини (рис. 1.26), запропонований авторами [80], містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою муфти 2 та варіатора 3 з вертикальним приводним валом 4, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 5, 6 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1.26 не показані).

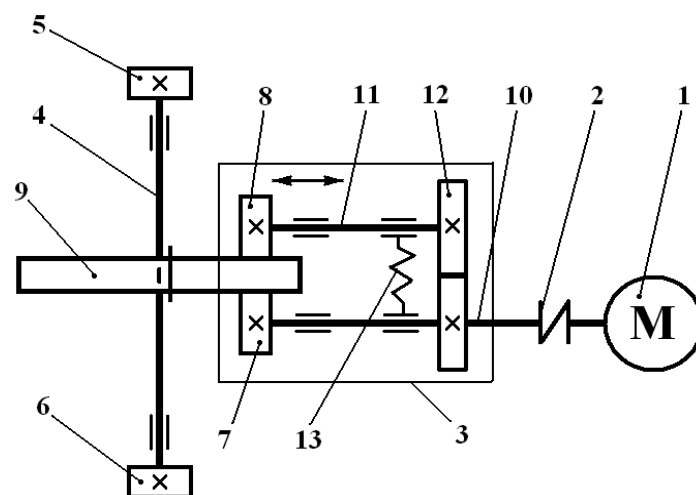


Рис. 1.26. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором

Варіатор 3 виконаний у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора, що містить два котки 7 і 8, між якими розташований диск 9, встановлений на вертикальному приводному валу 4. Коток 7 жорстко встановлений на ведучому валу 10, а коток 8 на проміжному валу 11. Осі ведучого 10 та проміжного 11 валів розташовані в одній площині. Котки 7 та 8 кінематично з'єднані між собою за допомогою циліндричної зубчастої передачі 12 та притиснуті до диска 9 за допомогою пружини 13. Диск 9

встановлений на вертикальному приводному валу 4 з можливістю осьового переміщення.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його обертальний рух за допомогою муфти 2 передається ведучому валу 10 та котку 7, жорстко з ним зв'язаному, і далі за допомогою зубчастої передачі 12 – проміжному валу 11 та котку 8, жорстко з ним зв'язаному. Котки 7 і 8 за допомогою пружини 13 притискуються до диска 9 (зубчасте зачеплення циліндричної зубчастої передачі 12 виконано з можливістю радіального переміщення зубчастих коліс і, відповідно, котків). Сила тертя в парах коток 7 – диск 9 і коток 8 – диск 9, що виникає при цьому, зумовлює обертальний рух диска 9 і з'єднаного з ним вертикального приводного вала 4, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 5, 6. Циліндричні шестерні 5, 6 приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 1.26 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 4 і, відповідно, механізмів круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини) здійснюється так. Одночасне осьове переміщення ведучого 10 та проміжного 11 валів, що обертаються з постійною частотою, з котками, відповідно 7 і 8, жорстко закріпленими на них, призводить до зміни робочого радіуса диска 9 і, таким чином, до зміни швидкості обертання вертикального приводного вала 4 (механізм осьового переміщення валів 10, 11 з котками відповідно 7, 8 на рис. 1.26 не показаний). При цьому переміщення котків 7, 8 вправо (згідно з рис. 1.26) збільшує величину робочого радіуса диска 9, що призводить до зниження частоти обертання вертикального приводного вала 4. При переміщенні котків 7, 8 вліво робочий радіус диска 9 зменшується і частота обертання вертикального приводного вала 4 збільшується.

### **1.23. Привід круглов'язальної машини з лобовим варіатором, робоча поверхня диску якого виконана криволінійною**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, з'єднаний за допомогою варіатора з вертикальним

приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [8]. В приводі використано фрикційний варіатор з плоскою робочою поверхнею, що не дозволяє в процесі варіювання швидкості круглов'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора (крутний момент змінюється в залежності від передаточного числа варіатора). Ця обставина призводить до перевантажень елементів привода, особливо в період пуску круглов'язальної машини, що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, з'єднаний за допомогою варіатора з вертикальним приводним валом, варіатор виконаний у вигляді лобового фрикційного варіатора з котком, встановленим на валу електродвигуна, диском з робочою поверхнею, встановленим на вертикальному приводному валу з можливістю притискання до котка, та пружиною, встановленою на вертикальному приводному валу та зв'язаною з диском, причому робоча поверхня диска виконана криволінійною, кривизна якої вибирається згідно умови:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{CfR_2} \left( \frac{\Delta R_{2i}}{R_2 - \Delta R_{2i}} \right),$$

де  $\Delta Y_i$  - ордината кривизни робочої поверхні диска;

$T$  - крутний момент вертикального приводного вала;

$C$  - жорсткість пружини;

$f$  - коефіцієнт тертя пари коток – диск;

$R_2$  - максимальний робочий радіус диска;



$\Delta R_{2i}$  -  $i$ -та величина зміни робочого радіуса диска при  $i$ -тому положенні котка в процесі регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала.

Виконання варіатора у вигляді лобового фрикційного варіатора з котком, встановленим на валу електродвигуна, диском з робочою поверхнею, встановленим на вертикальному приводному валу з можливістю притискання до котка, та пружиною, встановленою на вертикальному приводному валу та зв'язаною з диском, дозволяє в процесі варіювання швидкості круглов'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора, що призводить до підвищення довговічності роботи привода. Вирішенню проблеми підвищення довговічності роботи привода допомагає також те, що робоча поверхня диска виконана криволінійною, кривизна якої вибирається згідно

умови:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{CfR_2} \left( \frac{\Delta R_{2i}}{R_2 - \Delta R_{2i}} \right) \quad (1\text{п})$$

із наступних міркувань.

Необхідна умова підвищення довговічності роботи привода:

$$T = F_i R_{2i} = \text{const}, \quad (2\text{п})$$

де  $F_i$  - сила тертя в парі коток – диск,

$$F_i = Q_i f = C(Y + \Delta Y_i) f; \quad (3\text{п})$$

$Q_i$  - сила притиску диска до котка пружиною при  $i$ -тому положенні котка;

$Y$  - початковий стиск пружини, необхідний для забезпечення умови:

$$T = CYfR_2. \quad (4\text{п})$$

Враховуючи, що  $R_{2i} = R_2 - \Delta R_{2i}$ , із (2п) знаходимо:

$$F_i = \frac{T}{R_2 - \Delta R_{2i}}. \quad (5\text{п})$$

Із виразу (3п), враховуючи (5п), знаходимо:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{Cf(R_2 - \Delta R_{2i})} - Y. \quad (6\text{п})$$

Із умови (4п) маємо: 
$$Y = \frac{T}{CfR_2}. \quad (7п)$$

Підставивши (7п) в (6п), остаточно одержуємо:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{Cf} \left( \frac{1}{R_2 - \Delta R_{2i}} - \frac{1}{R_2} \right) = \frac{T}{CfR_2} \left( \frac{\Delta R_{2i}}{R_2 - \Delta R_{2i}} \right). \quad (8п)$$

Для круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм та його лінійною швидкістю 1,1 м/с, використовуючи вихідні дані [9]:  $T = 22,7$  Нм;  $R_2 = R_{2max} = 100$  мм;  $R_1 = 50$  мм (конструктивно прийнято діапазон варіювання швидкості вертикального приводного вала  $D_{var} = \frac{R_{2min}R_{2max}}{R_1^2} = 2$ );  $f = 0,3$ ;  $C = 20$  Н/мм, рівняння кривизни

криволінійної робочої поверхні диска (1п) має вид:

$$\Delta Y_i = 3,78 \cdot 10^3 \left( \frac{1}{100 - \Delta R_{2i}} - 0,01 \right). \quad (9п)$$

Тоді згідно з одержаною залежністю (9п) максимальна ордината кривизни робочої поверхні диска (максимальний додатковий стиск пружини варіатора), що має місце при  $\Delta R_{2i} = 50$  мм, буде становити:  $\Delta Y_{max} = 37,8$  мм, що допустимо для лобових фрикційних варіаторів [64].

На рис. 1.27 представлена схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [81].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора 2 з вертикальним приводним валом 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1.27 не показані). Варіатор 2 містить коток 6, встановлений на валу електродвигуна 1, диск 7 з робочою поверхнею 8, встановлений на вертикальному приводному валу 3 на ковзній шпонці з можливістю притискання до котка 6, та пружину 9, встановлену на вертикальному приводному валу 3 та зв'язану з диском 7. Робоча поверхня 8 диска 7 виконана криволінійною.

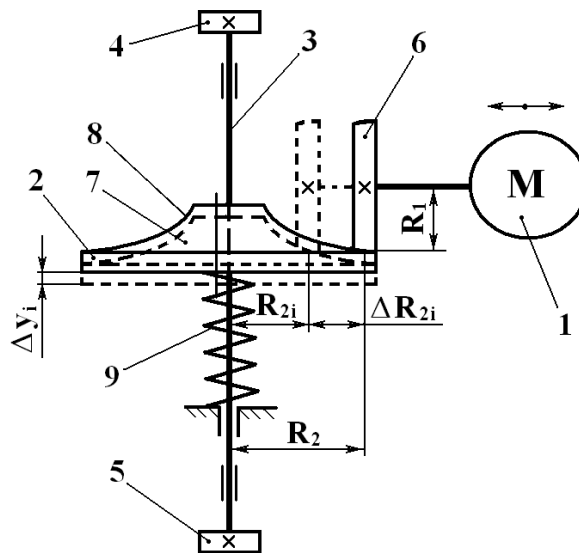


Рис. 1.27. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з лобовим варіатором, робоча поверхня диска якого виконана криволінійною

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається котку 6, жорстко встановленому на ньому, і далі за рахунок сил тертя, що виникають в результаті притиску пружиною 9 диска 7 до котка 6, диска 7. Обертальний рух диска 7 зумовлює обертання з'єднаного з ним вертикального приводного вала 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5. Циліндричні шестерні 4, 5 приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 1.27 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 3 і, відповідно, механізмів круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини) здійснюється так. Осьове переміщення електродвигуна 1 з жорстко закріпленим на його валу котком 6 призводить до зміни робочого радіуса  $R_2$  диска 7 і, таким чином, до зміни швидкості обертання вертикального приводного вала 3 (механізм осьового переміщення електродвигуна на кресленні не показаний). При цьому переміщення котка 6 вправо (згідно з рис. 1.27) збільшує величину робочого радіуса диска 7, що призводить до зниження частоти обертання вертикального приводного вала 3. При переміщенні котка 6 вліво робочий радіус диска 7 зменшується і частота обертання вертикального приводного

вала 3 збільшується. Переміщення котка 6, що взаємодіє з криволінійною робочою поверхнею диска, зумовлює синхронне переміщення останнього вздовж осі вертикального приводного вала 3. При цьому криволінійна поверхня 8 диска 7, взаємодіючи з пружиною 9, зумовлює зміну сили притиску диска 7 до котка 6, що необхідно для забезпечення постійної величини крутного моменту на виході варіатора (на вертикальному приводному валу) і, таким чином, зниження навантажень на елементи привода.

#### **1.24. Привід круглов'язальної машини з двопоточним варіатором з криволінійною робочою поверхнею дисків**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора з вертикальним приводним валом, причому лобовий фрикційний варіатор містить коток, встановлений на валу електродвигуна, та диск з криволінійною робочою поверхнею, встановлений на вертикальному приводному валу [81]. Використання в приводі круглов'язальної машини лобового фрикційного варіатора з диском з криволінійною робочою поверхнею дозволяє в процесі варіювання швидкості круглов'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора (на вертикальному приводному валу). Але передача крутного моменту від електродвигуна вертикальному приводному валу одним потоком зумовлює значні контактні напруження в зоні притиску диска до котка, що не дозволяє в повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора з вертикальним приводним валом, оснащений додатковим диском з криволінійною робочою поверхнею, встановленим на

вертикальному приводному валу, додатковим котком з проміжним валом, встановленим між додатковим диском та котком, та двома циліндричними шестернями, кінематично з'єднаними між собою, одна з яких жорстко закріплена на валу електродвигуна, а друга – на проміжному валу, причому додатковий диск встановлено з можливістю притискання криволінійною робочою поверхнею до додаткового котка, а додатковий коток та коток розташовані на відстані один від одного, що виключає можливість їх контактної взаємодії між собою.

Оснащення привода круглов'язальної машини додатковим диском з криволінійною робочою поверхнею, встановленим на вертикальному приводному валу, додатковим котком з проміжним валом, встановленим між додатковим диском та котком, та двома циліндричними шестернями, кінематично з'єднаними між собою, одна з яких жорстко закріплена на валу електродвигуна, а друга – на проміжному валу, причому додатковий диск встановлено з можливістю притискання криволінійною робочою поверхнею до додаткового котка, а додатковий коток та коток розташовані на відстані один від одного, що виключає можливість їх контактної взаємодії між собою, забезпечує передачу крутного моменту від електродвигуна вертикальному приводному валу двома потоками, що знижує контактні напруження в зоні притиску дисків до котків і, таким чином, призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.28 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [82].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора 2 з вертикальним приводним валом 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на кресленні не показані). Лобовий фрикційний варіатор 2 містить коток 6, встановлений на валу електродвигуна 1, додатковий коток 7, встановлений на проміжному валу 8 на відстані від котка 6, що виключає можливість їх контактної взаємодії між собою, диск 9 з криволінійною робочою поверхнею 10, встановлений на вертикальному

приводному валу 3 з можливістю осьового переміщення та притискання до котка 6, додатковий диск 11 з криволінійною робочою поверхнею 12, встановлений на вертикальному приводному валу 3 з можливістю осьового переміщення та притискання до додаткового котка 7, та дві циліндричні шестерні 13, 14, кінематично з'єднані між собою, причому шестерня 13 жорстко закріплена на валу електродвигуна 1, а шестерня 14 – на проміжному валу 8. Осі вала електродвигуна 1, проміжного 8 та вертикального приводного 3 валів розташовані в одній площині.

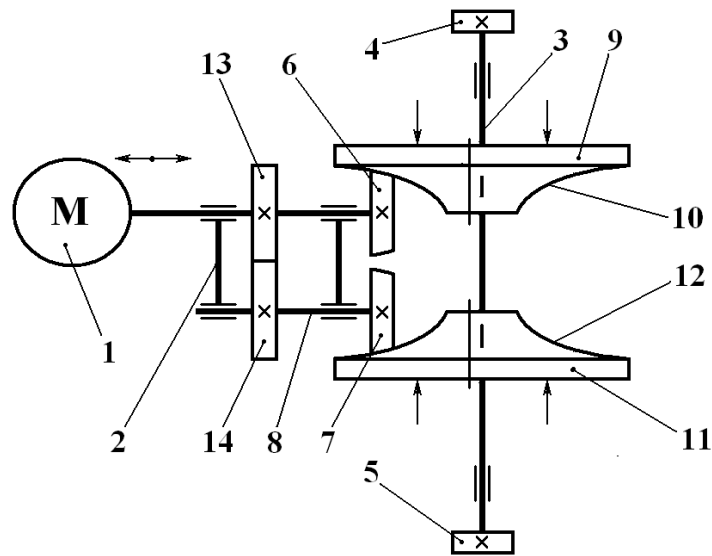


Рис. 1.28. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з двопоточним варіатором з криволінійною робочою поверхнею дисків

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його вал зі встановленими на ньому циліндричною шестернею 13 та котком 6 починає обертатися. Обертальний рух циліндричної шестерні 13 передається циліндричній шестерні 14 та проміжному валу 8, на якому вона жорстко закріплена. При цьому в обертальний рух приходять також додатковий коток 7, встановлений на проміжному валу 8. Сили притиску дисків 9, 11 до котків 6, 7 відповідно (притиск дисків до котків може здійснюватися, наприклад, за допомогою пружин) зумовлюють появу сил тертя в зоні взаємодії пар диск 9 – коток 6 і додатковий диск 11 – додатковий коток 7, завдяки чому обертальний рух вала електродвигуна 1 з котком 6 і проміжного вала 8 з додатковим котком 7 передається диску 9 та додатковому диску 11 відповідно. Оскільки обидва диски встановлені на

вертикальному приводному валу 3 останній також приходить в обертальний рух. Циліндричні шестерні 13, 14, встановлені на кінцях вертикального приводного вала 3, приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 1.28 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. При цьому крутний момент електродвигуна 1 передається вертикальному приводному валу 3 двома потоками. Перший потік: вал електродвигуна 1 – коток 6 – диск 9 – вертикальний приводний вал 3. Другий потік: вал електродвигуна 1 – циліндрична шестерня 13 – циліндрична шестерня 14 – проміжний вал 8 – додатковий коток 7 – додатковий диск 11 – вертикальний приводний вал 3. Виконання робочої поверхні 10 диска 9 та робочої поверхні 12 додаткового диска 11 криволінійними дозволяє при варіюванні швидкості вертикального приводного вала 7 (швидкості круглов'язальної машини) автоматично змінювати силу притиску диска 9 до котка 6 та додаткового диска 11 до додаткового котка 7, тобто силу тертя між ними, що призводить до стабілізації крутного моменту на вертикальному приводному валу 7.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 3 і, відповідно, механізмів круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини) досягається шляхом синхронного осьового переміщення котків 6, 7 за допомогою спеціального механізму регулювання положення котків відносно дисків (на кресленні не показаний). Синхронне осьове переміщення котків 6, 7, що обертаються з постійною частотою, призводить до зміни робочого радіуса диска 9 та додаткового диска 11 і, таким чином, до зміни швидкості обертання вертикального приводного вала 3, на якому вони встановлені. При цьому переміщення котків вправо зменшує (згідно з кресленням) величину робочого радіуса кожного диска, що призводить до збільшення частоти обертання вертикального приводного вала. При переміщенні котків вліво робочий радіус кожного диска збільшується і частота обертання вертикального приводного вала зменшується. Наявність циліндричних шестерень 13, 14, що кінематично з'єднують вал електродвигуна 1 та проміжний вал 8, забезпечує синхронність обертання котка 6 і додаткового

котка 7 і, відповідно, рівномірність розподілу крутного моменту при передачі його від електродвигуна до приводного вала на два потоки.

### **1.25. Привід круглов'язальної машини з передачею крутного моменту зубчастому колесу голкового циліндра двома потоками**

Недоліком відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин є те, що при передачі обертального руху від електродвигуна до голкового циліндру в зачепленні ведуча шестерня – підциліндрове зубчасте колесо, виникає значна величина радіального навантаження, що досягає в окремих випадках 1000 Н і більше [30]. При цьому в опорі голкового циліндру, жорстко з'єднаного з підциліндровим зубчастим колесом, виникає нерівномірне її зношення [31], що викликає в результаті зміщення голкового циліндру підвищену відмову голок та відмову механізму в'язання в цілому, а також зниження якості трикотажного полотна [5].

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом удосконалення конструкцій привода, проблема розробки нових конструкцій приводів та методів їх проектування є актуальною для сучасного трикотажному машинобудування.

Враховуючи недоліки існуючих приводів круглов'язальних машин, авторами запропоновано більш ефективну конструкцію привода [32], що представлена на рис. 1.29.

Метою вдосконалення конструкції привода є підвищення якості трикотажного полотна та надійності роботи привода за рахунок компенсації радіального навантаження, що діє на голковий циліндр.

Поставлена мета досягається тим, що привід забезпечено додатковою ведучою шестернею, кінематично зв'язаною з підциліндровим зубчастим колесом, при цьому центри обертання існуючої і додаткової ведучих шестерень розміщені на одній лінії, яка проходить через центр обертання підциліндрового зубчастого колеса по одну сторону від нього. Додаткова ведуча шестерня кінематично зв'язана з вертикальним приводним валом за допомогою циліндричної зубчастої передачі.

Привід (рис. 1.29) містить електродвигун 1, пасову передачу 2, вал 3, циліндричну зубчасту передачу 4, 5, ведучі шестерні 6, 7, підциліндрове



зубчасте колесо 8, голковий циліндр 9 механізму в'язання, опору 10 голкового циліндру та вертикальний приводний вал 11.

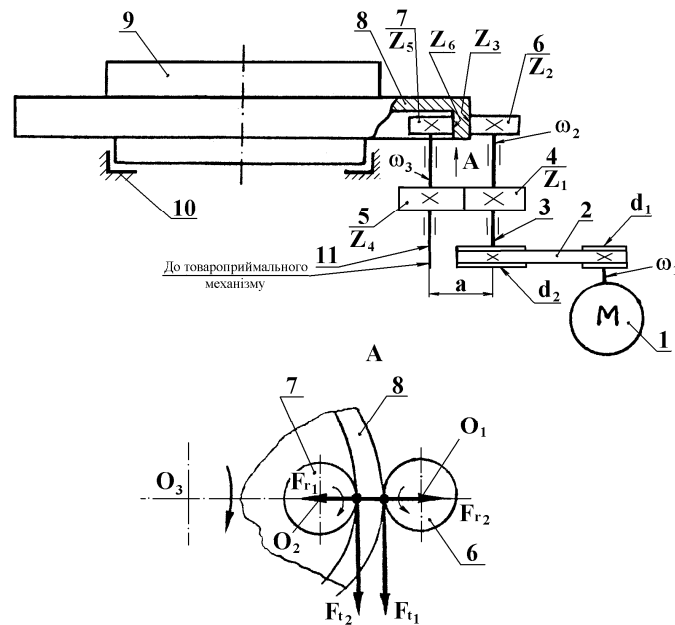


Рис.1.29. Кінематична схема приводу круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою пасової передачі 2 передається валу 3, на якому жорстко закріплено шестерню 4 та ведучу шестерню 6. Обертальний рух ведучої шестерні 6 за допомогою зовнішнього зубчастого зачеплення  $Z_2 - Z_3$  передається підциліндровому зубчастому колесу 8, на якому жорстко закріплений голковий циліндр 9. Одночасно з цим обертальний рух шестерні 4 за допомогою зубчастого зачеплення  $Z_1 - Z_4$  передається вертикальному приводному валу 11 з жорстко закріпленою на ньому ведучою шестернею 7. Обертання ведучої шестерні 7 за допомогою внутрішнього зачеплення  $Z_5 - Z_6$  передається підциліндровому зубчастому колесу 8. При цьому центри обертання ведучих шестерень  $O_1$  і  $O_2$  розміщені на одній лінії, яка проходить через центр обертання підциліндрового зубчастого колеса  $O_3$  по один бік від нього. Таким чином підциліндрове зубчасте колесо 8 отримує рух одночасно від двох ведучих шестерень 6 і 7.

Голковий циліндр 9 з підциліндровим зубчастим колесом 8 встановлений в опорі 10. Обертання вертикального приводного валу 11 за допомогою механічних передач (на рис. 1.29 не показані) передається механізму товароприйому круглов'язальної машини.

Обертання підциліндрового зубчастого колеса 8 та жорстко з'єданого з ним голкового циліндру 9 здійснюється під впливом окружних зусиль  $Ft_1$  і  $Ft_2$ , що виникають відповідно в зубчастих зачепленнях  $Z_2 - Z_3$  і  $Z_5 - Z_6$ .

Припускаючи, що потік потужності від електродвигуна до голкового циліндру розподіляється між зубчастими зачепленнями  $Z_2 - Z_3$  і  $Z_5 - Z_6$  рівномірно [14, 29] та враховуючи, що частоти обертання валів 3 і 11 відрізняються один від одного незначно, отримаємо  $Fr_1 = Fr_2$ .

Отже, використання двох ведучих шестерень 6 і 7 для передачі руху голковому циліндру шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зачеплень з підциліндровим зубчастим колесом 8 дозволяє взаємно компенсувати радіальні навантаження  $Fr_1$  і  $Fr_2$ , що діють на підциліндрове зубчасте колесо 8 і спрямовані в протилежні сторони. Це дозволяє зменшити знос опори 10 голкового циліндру 9.

Розглянемо особливості розрахунку запропонованої конструкції приводу круглов'язальної машини.

Кутова швидкість обертання голкового циліндру машини при використанні запропонованої конструкції приводу (рис. 1.29) може бути визначена з умови:

$$\omega = \frac{\omega_1}{u_1 u_2}; \quad (1.82)$$

$$\omega = \frac{\omega_1}{u_1 u_3 u_4}; \quad (1.83)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість голкового циліндру;

$\omega_1$  - кутова швидкість вала електродвигуна;

$u_1 \dots u_4$  - передаточні числа відповідно пасової та зубчастих передач,

$$u_1 = \frac{d_2}{d_1}; \quad u_2 = \frac{Z_3}{Z_2}; \quad u_3 = \frac{Z_4}{Z_1}; \quad u_4 = \frac{Z_6}{Z_5}; \quad (1.84)$$

$d_1; d_2$  - діаметри відповідно ведучого та веденого шківів пасової передачі;

$Z_1... Z_6$  - число зубців відповідно шестерень та зубчастого колеса.

Прирівнюючи (1.82), (1.83), отримаємо:

$$u_2 = u_3 \cdot u_4. \quad (1.85)$$

Підставляючи значення передаточних чисел (1.84), знаходимо:

$$\frac{Z_3}{Z_2} = \frac{Z_4 Z_6}{Z_1 Z_5} \quad (1.86)$$

При визначенні числа зубів передач приводу, крім кінематичної умови працездатності приводу (1.86), необхідно також врахувати і геометричну умову, яка визначається з виразу:

$$\alpha = \frac{Z_1 + Z_4}{2} m_1 = \frac{Z_2 + Z_5}{2} m_2 + \frac{Z_3 - Z_6}{2} m_2; \quad (1.87)$$

де  $\alpha$  - міжосьова відстань зубчастої передачі (рис.1);

$m_1, m_2$  - модуль зачеплення відповідно  $Z_1 - Z_4$  і  $Z_2 - Z_3, Z_5 - Z_6$ .

З виразу (1.87) випливає:

$$m_1(Z_1 + Z_4) = m_2(Z_2 + Z_3 + Z_5 - Z_6). \quad (1.88)$$

У відповідності із конструктивними особливостями підциліндрового зубчастого колеса (рис. 1.30) маємо:

$$b = \frac{m_2(Z_3 - Z_6)}{2} - 2,5 m_2 = \frac{m_2}{2}(Z_3 - Z_6 - 5). \quad (1.89)$$

Враховуючи технологічні вимоги виготовлення підциліндрового зубчастого колеса  $b \geq 15 \text{ мм}$ , вираз (1.89) приймає вигляд:

$$m_2(Z_3 - Z_6 - 5) \geq 30 \text{ мм}. \quad (1.90)$$

Прийнявши для круглов'язальної машини типу КО  $m_2 = 2 \text{ мм}$ , із (1.90) маємо:

$$Z_3 - Z_6 \geq 20. \quad (1.91)$$

Розглянемо приклад визначення основних параметрів зубчастих передач запропонованого приводу при використанні його для круглов'язальної машини КО-2.

Вихідні дані: діаметр голкового циліндру – 450 мм; число зубів шестерень -  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = Z_5 = 27$  (призначаємо із конструктивних міркувань); модуль зубчастих зачеплень  $Z_2 - Z_3$ ,  $Z_5 - Z_6$  -  $m_2 = 2$  мм.

Враховуючи конструктивні особливості круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндру 450 мм, маємо:

$$500 \text{ мм} < m_2 Z_6 < 700 \text{ мм}.$$

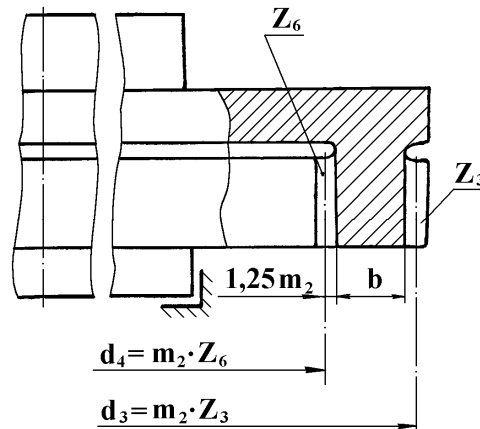


Рис. 1.30. Розрахункова схема для визначення числа зубів підциліндрового зубчастого колеса

Прийнявши  $m_2 Z_6 = 600 \text{ мм}$ , знаходимо:

$$Z_6 = \frac{600}{m_2} = \frac{600}{2} = 300.$$

Враховуючи умову (10), приймаємо

$$Z_3 - Z_6 = 80.$$

Тоді:  $Z_3 = Z_6 + 80 = 300 + 80 = 380.$

З рівняння (1.86) знаходимо:  $Z_4 = \frac{Z_1 Z_3 Z_5}{Z_2 Z_6}.$  (1.92)

Враховуючи, що  $Z_2 = Z_5$ , остаточно маємо:

$$Z_4 = \frac{Z_1 Z_3}{Z_6} .$$
 (1.93)

Підставляючи значення  $Z_1, Z_3, Z_6$  в рівняння (1.93), знаходимо:

$$Z_4 = \frac{30 \cdot 380}{300} = 38.$$

Із рівняння (1.88) маємо:

$$m_1 = m_2 \frac{Z_2 + Z_3 + Z_5 - Z_6}{Z_1 + Z_4} . \quad (1.94)$$

Підставляючи вихідні дані та отримані раніше параметри в рівняння (13), знаходимо:

$$m_1 = 2 \cdot \frac{27 + 380 + 27 - 300}{30 + 38} = 4 \text{ мм.}$$

Таким чином передача потужності голковому циліндру одночасно за допомогою двох ведучих шестерень дозволяє, в порівнянні з раніше відомими конструкціями приводів круглов'язальних машин, приблизно удвічі знизити навантаження в зубчастому зачепленні  $Z_2 - Z_3$ , що сприяє зниженню металоємності підциліндрового зубчастого колеса. Крім того, запропонована конструкція приводу має наступні переваги:

- підвищується якість трикотажного полотна за рахунок зменшення зносу опори голкового циліндру;
- підвищується надійність роботи приводу та машини в цілому за рахунок компенсації радіальних навантажень, що діють на голковий циліндр;
- знижується металоємність приводу за рахунок розподілення потужності, що передається голковому циліндру, між двома ведучими шестернями.

### **1.26. Привід круглов'язальної машини з редуктором та ланцюговою передачею**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та ланцюгову передачу, ведуча зірочка якої з'єднана з електродвигуном, а ведена зірочка встановлена на механізмі товароприйому, який за допомогою двох водил зв'язаний з голковим циліндром [11]. Встановлення веденої зірочки безпосередньо на механізмі товароприйому зумовлює необхідність охоплення ланцюгом всього механізму товароприйому. При такому розташуванні ланцюга сила його натягу передається безпосередньо опорам механізму товароприйому, що призводить до їх інтенсивного зношення, особливо в період несталого режиму руху круглов'язальної машини [10] і, таким чином, до зниження довговічності роботи приводу.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та ланцюгову передачу, ведуча зірочка якої з'єднана з електродвигуном, а ведена зірочка встановлена на механізмі товароприйому, який за допомогою двох водил зв'язаний з голковим циліндром, додатково містить ведений вал, розташований співвісно голковому циліндру та жорстко приєднаний до механізму товароприйому знизу, а ведена зірочка жорстко встановлена на веденому валу.

Оснащення привода круглов'язальної машини веденим валом, розташований співвісно голковому циліндру та жорстко приєднаний до механізму товароприйому знизу, та жорстке встановлення веденої зірочки на веденому валу дає змогу розвантажити опори механізму товароприйому від сили натягу ланцюга (сила натягу ланцюга компенсується реакціями опор веденого вала), що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

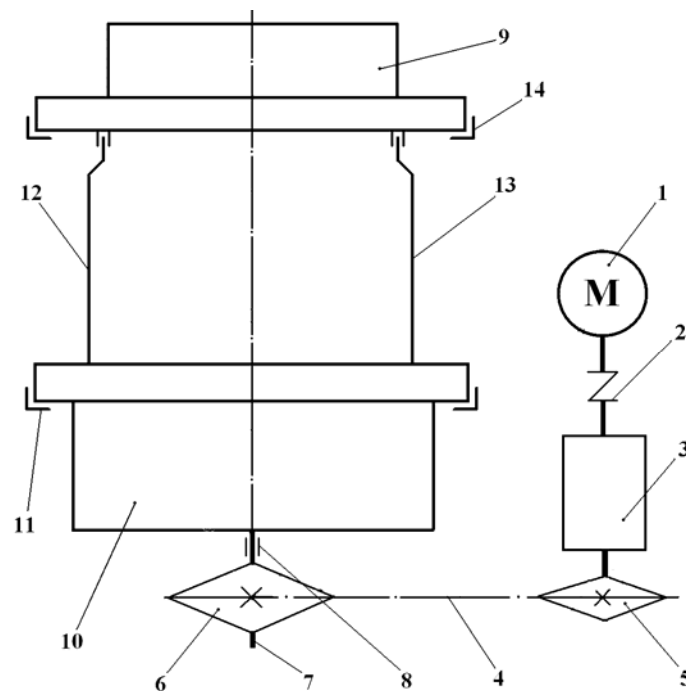


Рис. 1.31. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з редуктором та ланцюговою передачею

На рис. 1.31 представлена схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [83].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою муфти 2 з редуктором 3 та ланцюгову передачу 4, ведуча зірочка 5 якої за допомогою редуктора 3 та муфти 2 з'єднана з електродвигуном 1, а ведена зірочка 6 жорстко встановлена на веденому валу 7, розташованому в опорах 8 співвісно голковому циліндру 9 та жорстко приєднаному знизу до механізму товароприйому 10. Механізм товароприйому 10 встановлений в опорах 11 та за допомогою двох водил 12, 13 зв'язаний з голковим циліндром 9, встановленим в опорах 14.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою муфти 2 та редуктора 3 передається ведучій 5 та веденій 6 зірочкам ланцюгової передачі 4. Обертальний рух веденої зірочки 6 передається веденому валу 7, на якому вона жорстко встановлена та механізму товароприйому 10, з яким ведений вал 7 жорстко з'єднаний. Далі обертальний рух механізму товароприйому 10 передається двом водилам 12, 13, які з'єднані з ним та з голковим циліндром 9. Таким чином обертальний рух електродвигуна 1 передається механізму товароприйому 10 і голковому циліндру 9, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

### **1.27. Привід круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора з вертикальним приводним валом [8]. Виконання варіатора у вигляді однопоточного конусного фрикційного варіатора зумовлює появу значних навантажень його робочих елементів (фрикційна пара варіатора, вали, опори та ін.), що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його

елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний за допомогою варіатора з вертикальним приводним валом, варіатор виконаний у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора з диском, встановленим на вертикальному приводному валу, та двома котками, встановленими на відповідних валах з можливістю осьового переміщення.

Виконання варіатора у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора з диском, встановленим на вертикальному приводному валу, та двома котками, встановленими на відповідних валах з можливістю осьового переміщення, дозволяє розподілити потужність, що передається електродвигуном механізмам круглов'язальної машини, на два потоки та взаємно урівноважити осьові сили на вертикальний приводний вал, зумовлені тиском котків на диск, що усуває деформацію як диска, так і вертикального приводного вала, на якому він встановлений, і, таким чином, знизити навантаження елементів привода, що забезпечує підвищення довговічності його роботи.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [84], кінематична схема якого представлена на рис. 1.32, містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою муфти 2 та варіатора 3 з вертикальним приводним валом 4, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 5, 6 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на кресленні не показані). Варіатор 3 виконаний у вигляді двопоточного лобового фрикційного варіатора, що містить два котки 7 і 8, між якими розташований диск 9, встановлений на вертикальному приводному валу 4. Коток 7 встановлений на ведучому валу 10 з можливістю осьового переміщення, а коток 8 встановлений на проміжному валу 11 також з можливістю осьового переміщення. Осі ведучого 10 та проміжного 11 валів розташовані в одній площині. Котки 7 та 8 кінематично з'єднані між собою за допомогою циліндричної зубчастої передачі 12 та притиснуті до диска 9 за допомогою пружини 13. Диск 9



встановлений на вертикальному приводному валу 4 з можливістю осьового переміщення.

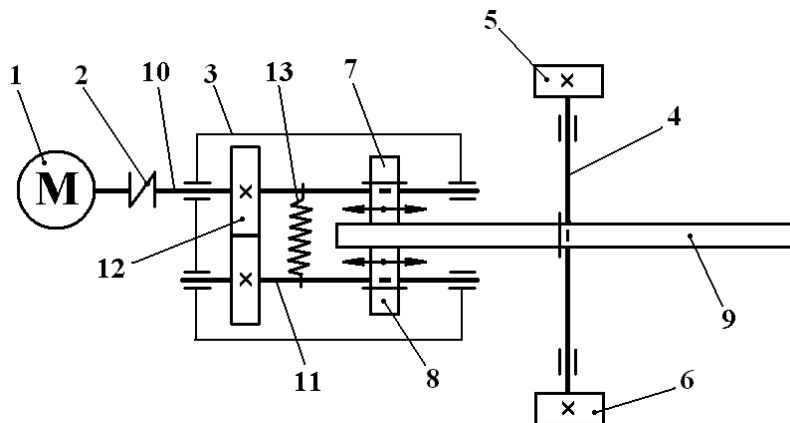


Рис. 1.32. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його обертальний рух за допомогою муфти 2 передається ведучому валу 10 та котку 7, встановлений на ньому з можливістю осьового переміщення, і далі за допомогою зубчастої передачі 12 – проміжному валу 11 та котку 8, встановлений на ньому з можливістю осьового переміщення. Котки 7 і 8 за допомогою пружини 13 притискуються до диска 9 (зубчасте зачеплення циліндричної зубчастої передачі 12 виконано з можливістю радіального переміщення зубчастих коліс і, відповідно, котків). Сили тертя в парах коток 7 – диск 9 і коток 8 – диск 9, що виникають при цьому, зумовлюють обертальний рух диска 9 і з'єднаного з ним вертикального приводного вала 4, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 5, 6. Циліндричні шестерні 5, 6 приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 1.32 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 4 і, відповідно, механізмів круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини) здійснюється так. Синхронне осьове переміщення котків 7, 8, встановлених на ведучому 10 та проміжному 11 валах відповідно, що обертаються з постійною частотою, призводить до зміни робочого радіуса диска 9 і, таким чином, до зміни швидкості обертання вертикального приводного вала 4 (механізм осьового

переміщення котків 7, 8 на рис. 1.32 не показаний). При цьому переміщення котків 7, 8 вліво (згідно з рис. 1.32) збільшує величину робочого радіуса диска 9, що призводить до зниження частоти обертання вертикального приводного вала 4. При переміщенні котків 7, 8 вправо робочий радіус диска 9 зменшується і частота обертання вертикального приводного вала 4 збільшується.

### **1.28. Привід круглов'язальної машини з гальмом та електромагнітною фрикційною муфтою**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал та гальмо, встановлене на валу електродвигуна [11]. Жорсткий зв'язок гальма з валом електродвигуна у вигляді обгінної муфти не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода, оскільки наявність на валу гальмівної шайби гальма збільшує інерційність приводу, що призводить до зниження довговічності його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та гальмо, встановлене на валу електродвигуна, гальмо з'єднане з валом електродвигуна за допомогою електромагнітної фрикційної муфти.

З'єднання гальма з валом електродвигуна за допомогою електромагнітної фрикційної муфти дозволяє в період сталого руху привода (основний режим роботи) відключати гальмо від вала електродвигуна і, таким чином, зменшувати інерційність привода, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.33 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [85].

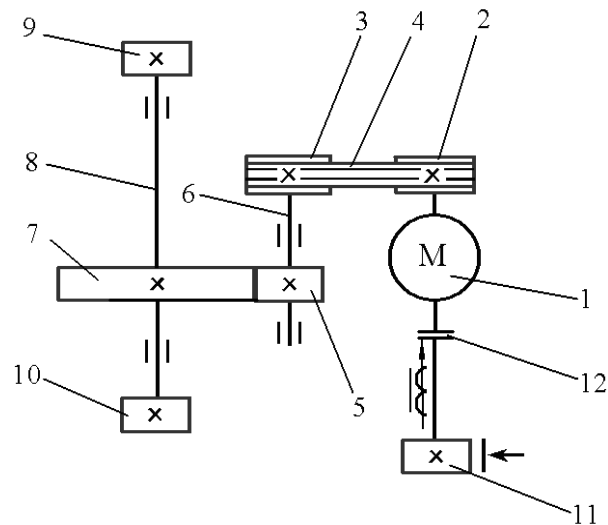


Рис. 1.33. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з гальмом та електромагнітною фрикційною муфтою

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що включає ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 та 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.33 не показані). Привід круглов'язальної машини містить також гальмо 11, що виконує роль обмежувача пускового моменту електродвигуна, встановлене на валу електродвигуна 1, та електромагнітну фрикційну муфту 12, що з'єднує гальмо з валом електродвигуна.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 (електросхема керування привода виконана таким чином, що одночасно з

вмиканням електродвигуна вмикаються гальмо та електромагнітна фрикційна муфта) обертальний рух його вала за допомогою клинопасової (2, 3, 4) та зубчастої (5, 7) передач передається вертикальному приводному валу 8. При цьому жорстко закріплені на його кінцях циліндричні шестерні 9 та 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.33 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Також при вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент частково відбирається гальмом 11 і не передається приводу в повній мірі, що призводить до зменшення динамічних навантажень в приводі та підвищує його довговічність. При переході привода з режиму пуску на статичний режим його роботи електромагнітна фрикційна муфта вимикається, що дозволяє в період сталого руху привода (основний режим роботи) відключати гальмо від вала електродвигуна і, таким чином, зменшити інерційність привода, що також призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

### **1.29. Привід круглов'язальної машини з компенсатором радіальних навантажень голкового циліндра**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун і вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, верхня з яких кінематично зв'язана з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, а нижня – з зубчастим колесом механізму товароприйому [5]. Наявність одного вертикального приводного вала, верхня циліндрична шестерня якого кінематично зв'язана з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, призводить до появи значних радіальних навантажень на опору голкового циліндра, що знижує довговічність роботи привода.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить вертикальний приводний вал з закріпленою на ньому шестернею кінематично зв'язаною з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання [8]. Відомий привід містить також другу циліндричну шестерню,

кінематично зв'язану з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання. Наявність двох циліндричних шестерень, кінематично зв'язаних з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, дозволяє зменшити радіальні навантаження на опору голкового циліндра. Але неможливість ідеально точного виконання зубчастого зачеплення циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра не дає змоги урівноважити радіальні навантаження на опору голкового циліндра (коефіцієнт розподілу зусиль в зубчастому зачепленні двох циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра досягає 1,5 і більше – [33]), що знижує довговічність роботи привода і призводить до зниження його ККД.

Таким чином, в основу досліджень покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена авторами тим, що привід круглов'язальної машини, що містить вертикальний приводний вал з закріпленою на ньому шестернею, кінематично зв'язаною з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, додатково обладнаний компенсатором навантаження, що містить ролик, кінематично зв'язаний з голковим циліндром механізму в'язання, двоплечий важіль, на одному кінці якого шарнірно встановлено ролик, та циліндричну пружину розтягу, кінематично зв'язану з другим кінцем двоплечого важеля.

При цьому двоплечий важіль має довжину пліч, яка вибирається із

співвідношень:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F}{F_n}, \quad (1.95)$$

де  $l_1, l_2$  - довжина пліч двоплечого важеля;

$F$  - сила тиску на голковий циліндр, зумовлена зубчастим зачепленням шестерні з зубчастим колесом,

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}; \quad (1.96)$$

$F_t, F_r$  – відповідно колова та радіальні сили зубчастого зачеплення;

$F_n$  – сила циліндричної пружини розтягу.

Доцільно, щоб лінії центрів пар шестерня - зубчасте колесо і зубчасте колесо – ролик утворювали кут  $\beta$ , який задовольняє умові:

$$\beta = \alpha + 90^\circ, \quad (1.97)$$

де  $\alpha$  – кут профілю зуба шестерні і зубчастого колеса.

Обладнання приводу компенсатором навантаження, кінематично з'єднаним з голковим циліндром механізму в'язання призводить до того, що радіальні навантаження на опору голкового циліндра, зумовлені силами, що виникають в зубчастому зачепленні пари шестерня – зубчасте колесо, урівноважуються силою тиску ролика компенсатора навантаження на голковий циліндр, що створюється циліндричною пружиною розтягу, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

Виконання двоплечого важеля з довжиною пліч, яка вибирається із заявлених співвідношень, дозволяє здійснити оптимальну силу тиску ролика на голковий циліндр, що також забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

Розташування шестерні, зубчастого колеса та ролика таким чином, щоб лінії центрів пар шестерня - зубчасте колесо і зубчасте колесо – ролик утворювали кут  $\beta$ , який задовольняє умові -  $\beta = \alpha + 90^\circ$ , також забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [35], кінематична схема якого представлена на рис. 1, містить вертикальний приводний вал 1 з закріплено на ньому шестернею 2, кінематично зв'язаною з зубчастим колесом 3 голкового циліндру 4 механізму в'язання. Привід також містить компенсатор навантаження 5, що містить ролик 6, кінематично зв'язаний з голковим циліндром 4, двоплечий важіль 7, на одному кінці якого шарнірно встановлено ролик 6, та циліндричну пружину розтягу 8, кінематично зв'язану з другим кінцем двоплечого важеля 7. Двоплечий важіль 7 встановлено з можливістю повороту на опорі 9. При цьому двоплечий важіль має довжину пліч, яка вибирається із співвідношень:  $\frac{l_1}{l_2} = \frac{F}{F_n}$ , а лінії центрів пар шестерня - зубчасте колесо і

зубчасте колеса – ролик утворюють кут  $\beta$ , який задовольняє умові:  $\beta = \alpha + 90^\circ$ . Наприклад, в заявленому приводі кут  $\beta$  дорівнює  $110^\circ$ .

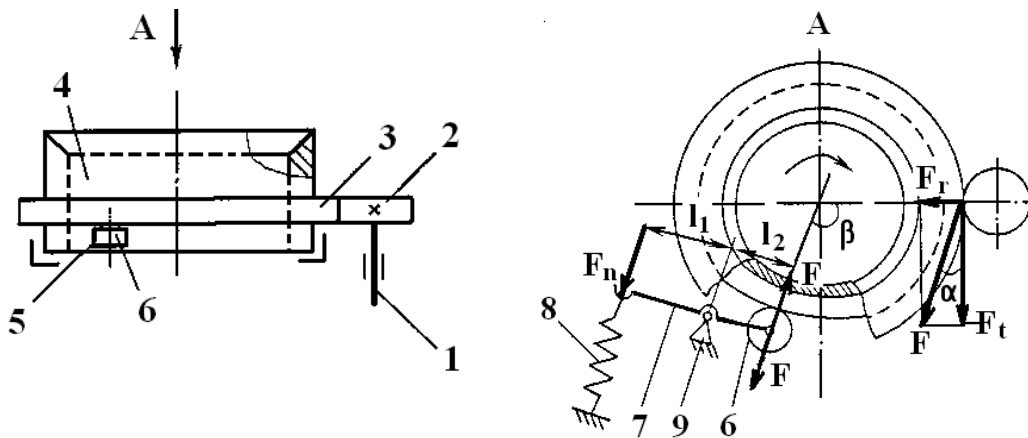


Рис. 1.34. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з компенсатором радіальних навантажень голкового циліндра

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна (на рис. 1 не показаний) обертальний рух його вала передається вертикальному приводному валу 1 з закріпленою на ньому шестернею 2. Обертальний рух шестерні 2 приводять в обертальний рух зубчасте колесо 3 голкового циліндра 4, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Під дією сили циліндричної пружини розтягу 8 двоплечий важіль 7 повертається навколо опори 9 і притискує ролик 6 компенсатора навантаження 5 до голкового циліндру 4. Радіальні навантаження на опору голкового циліндра 4, зумовлені силами, що виникають при цьому в зубчастому зачепленні пари шестерня 2 – зубчасте колесо 3 урівноважуються силою тиску ролика 6 на голковий циліндр 4, яка створюється циліндричною пружиною розтягу 8, завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

При проектуванні запропонованої конструкції привода необхідно в першу чергу враховувати умову забезпечення його працездатності та надійності роботи:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_e], \quad (1.98)$$

де  $\sigma_{max}$  - максимальне контактне напруження в зоні взаємодії ролика з голковим циліндром;

$[\sigma_{\varepsilon}]$  - допустиме контактне напруження для матеріалу ролика (голкового циліндра).

Враховуючи [34], можемо записати:

$$\sigma_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{F}{b} \cdot \frac{\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}, \quad (1.99)$$

де  $R_1, R_2$  - відповідно радіус ролика та голкового циліндра в зоні взаємодії його з роликом;

$b$  - ширина ролика;

$E_1, E_2$  - модулі пружності матеріалів відповідно ролика та голкового циліндра;

$\mu_1, \mu_2$  - коефіцієнти Пуассона матеріалів відповідно ролика та голкового циліндра.

Для випадку, коли ролик і голковий циліндр виконано із однакових матеріалів ( $E_1 = E_2 = E$ ), для яких  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$  (сталь), формула (1.99) набуває вигляду:

$$\sigma_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{b} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}. \quad (1.100)$$

Для випадку, коли  $R_2 = 10R_1 = 10R$ , формула (1.100) приймає вигляд:

$$\sigma_{max} = 0,4384 \sqrt{\frac{FE}{Rb}}. \quad (1.101)$$

Деформація пари ролик-голковий циліндр  $\delta$  в зоні їх взаємодії знаходиться із умови [34]:

$$\delta = 1,128 \sqrt{\frac{F}{b} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}. \quad (1.102)$$

Для випадку, коли  $E_1 = E_2 = E$ ;  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ , рівняння (1.102) приймає вигляд:

$$\delta = 1,522 \sqrt{\frac{F}{bE} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}. \quad (1.103)$$



В разі, коли  $R_2 = 10R_1 = 10R$ , маємо:

$$\delta = 1,451 \sqrt{\frac{FR}{Eb}}. \quad (1.104)$$

Деформація робочих поверхонь пари ролик-голковий циліндр призводить до появи додаткового моменту тертя качення в цій парі  $T_k = F\delta$ . Вплив цього явища на збільшення крутного моменту привода  $\Delta T$  (приведеного до осі голкового циліндра) може бути визначено із умови:

$$\Delta T = \frac{T_k}{T} 100\% = \frac{2\delta}{d_o \cos \alpha} 100\%, \quad (1.105)$$

де  $T$  - крутний момент привода,

$$T = \frac{Fd_o \cos \alpha}{2}; \quad (1.106)$$

$d_o$  - діаметр ділильного кола зубчастого колеса.

Розглянемо приклад перевірки працездатності запропонованого рішення при використанні його у складі круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм і лінійній швидкості його 1,1 м/с, для якої  $F = 1704,5H$  [26].

Прийнявши із конструктивних міркувань (враховуючи конструктивні особливості машин типу КО):  $R_1 = R_2 = 0,1R = 25\text{мм}$ ;  $b = 20\text{мм}$ ;  $E_1 = E_2 = E = 2,04 \cdot 10^5 \text{МПа}$  (сталь 45), із виразу (1.101) знаходимо:

$$\sigma_{max} = 0,4384 \sqrt{\frac{1704,5 \cdot 2,04 \cdot 10^5}{25 \cdot 20}} = 365,6 \text{МПа}.$$

Враховуючи, що в якості матеріалу пари ролик-голковий циліндр обрано сталь 45, для якої  $[\sigma_k] = 1200 \text{МПа}$ , можемо стверджувати, що працездатність компенсатора тиску забезпечена.

Деформація пари ролик-голковий циліндр, згідно з (1.104) становить:

$$\delta = 1,451 \sqrt{\frac{1704,5 \cdot 25}{2,04 \cdot 10^5 \cdot 20}} = 0,148 \text{мм}.$$

Враховуючи, що для даної круглов'язальної машини  $d_o = 684 \text{мм}$  [9] та прийнявши  $\alpha = 20^\circ$ , із виразу (1.105) знаходимо:

$$\Delta T = \frac{2 \cdot 0,148}{684 \cdot \cos 20^\circ} 100\% = 0,046\% .$$

Це свідчить про те, що наявність компенсатора тиску у складі привода машини практично не впливає на зниження його потужності.

### **1.30. Привід круглов'язальної машини з пристроєм регулювання натягу пасів клинопасової передачі**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, жорстко з'єднаний з кронштейном, встановленим на осі з можливістю повороту, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі і віссю, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі [11]. Жорстке з'єднання електродвигуна з кронштейном, встановленим на осі з можливістю повороту, не дозволяє здійснювати регулювання сили натягу пасів клинопасової передачі (неможливість усунення проковзування пасів відносно шківів, зумовленого витяжкою пасів в процесі експлуатації привода), що призводить до їх передчасного зношення і, як наслідок, до зниження довговічності роботи клинопасової передачі та привода круглов'язальної машини в цілому.

В основу досліджень покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, жорстко з'єднаний з кронштейном, встановленим на осі з можливістю повороту, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі і віссю, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, додатково оснащений пристроєм регулювання довжини кронштейна, причому кронштейн виконано роз'ємним з двох частин, кінці кожної з яких мають відповідно

ліву та праву різьби, на які нагвинчено корпус пристрою регулювання довжини кронштейна.

Додаткове оснащення привода круглов'язальної машини пристроєм регулювання довжини кронштейна, причому кронштейн виконано роз'ємним з двох частин, кінці кожної з яких мають відповідно ліву та праву різьби, на які нагвинчено корпус пристрою регулювання довжини кронштейна, дозволяє в процесі експлуатації привода компенсувати витяжку пасів клинопасової передачі шляхом зміни довжини кронштейна, забезпечуючи таким чином підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.35 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [86].

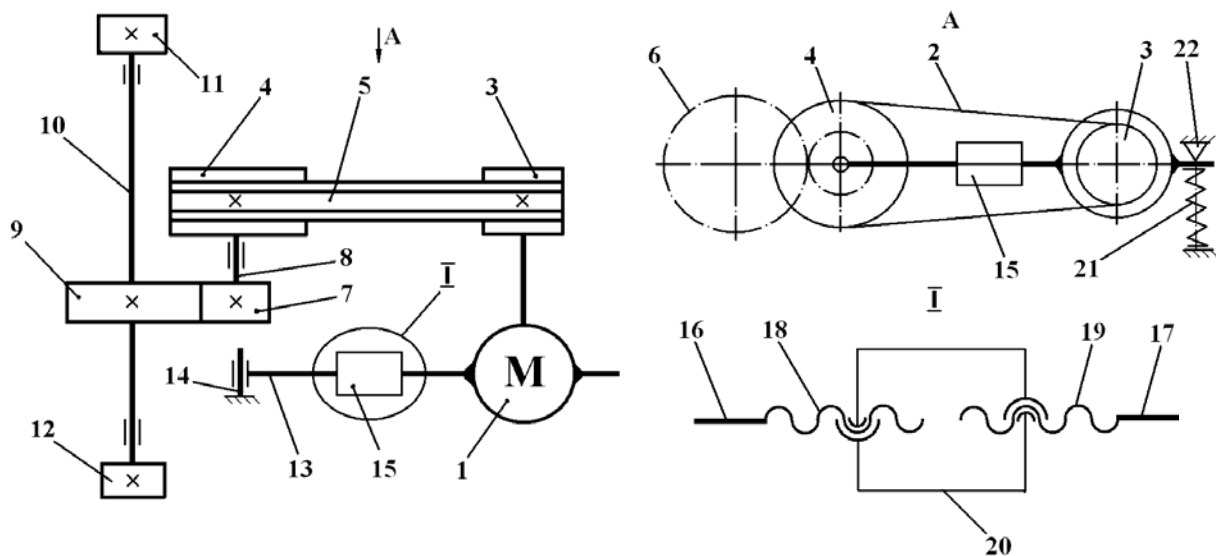


Рис. 1.35. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з пристроєм регулювання натягу пасів клинопасової передачі

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, що включає ведучий шків 3, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 4 та клинові паси 5, зубчасту передачу 6, ведуча шестерня 7 якої встановлена на валу 8 співвісно з веденим шківом 4, а зубчасте колесо 9 встановлене на вертикальному приводному валу 10. На кінцях вертикального приводного вала 10 жорстко закріплені циліндричні шестерні 11 та 12 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.35 не показані). Електродвигун 1 жорстко

з'єднаний з кронштейном 13, встановленим на осі 14 з можливістю повороту. Вісь 14 розташована співвісно з валом 8. Привід круглов'язальної машини містить також пристрій 15 регулювання довжини кронштейна 13, який виконано роз'ємним з двох частин 16 і 17. Кінці частин 16, 17 мають відповідно ліву 18 та праву 19 різьби, на які нагвинчено корпус 20 пристрою 15 регулювання довжини кронштейна. Також привід містить пружний елемент 21 та упор 22 кронштейна 13.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 реактивний пусковий момент, що виникає при цьому, прагне повернути кронштейн 13, жорстко з'єднаний з електродвигуном у бік, зворотний обертання ротора електродвигуна (за годинниковою стрілкою згідно з рис. 1.35), стискаючи пружний елемент 21. При цьому динамічні навантаження, що передаються вузлам та механізмам круглов'язальної машини, знижуються за рахунок повороту кронштейна 13 з електродвигуном 1 і стиску пружного елемента 21 (значна частина динамічної складової пускового моменту електродвигуна витрачається на подолання сил інерції, обумовлених необхідністю повороту кронштейна з електродвигуном, та на стиск пружного елемента). При зупинці машини кронштейн 13 з електродвигуном 1 під впливом сил пружного елемента 21 повертається у вихідне положення. Поворот кронштейна у бік, зворотний дії реактивного моменту, обмежений упором 22, що виключає подальший поворот електродвигуна проти годинникової стрілки (згідно з рис. 1.35), обумовлений його моментом, що передається круглов'язальній машині в період сталого режиму її роботи.

Регулювання довжини кронштейна 13 здійснюється таким чином. При необхідності збільшення довжини кронштейна 13 (необхідно для усунення витяжки пасів клинопасової передачі) корпус 20 пристрою 15 повертають, наприклад, по годинниковій стрілці. При цьому частини 16, 17 кронштейну 13 віддаляються (згідно з рис. 1.35) одна від іншої (частина 16 переміщується вліво, а частина 17 вправо – ефект стяжки), збільшуючи довжину кронштейна 13 і, відповідно, відстань між шківками клинопасової передачі. При необхідності зменшення довжини кронштейна 13 (необхідно для заміни пасів клинопасової передачі) корпус 20 пристрою 15

повертають проти годинникової стріли. При цьому частини 16, 17 кронштейну 13 зближуються (згідно з рис. 1.35) одна з іншою (частина 16 переміщується вправо, а частина 17 вліво – ефект стяжки), зменшуючи довжину кронштейна 13 і, відповідно, відстань між шківками клинопасової передачі.

### **1.31. Привід круглов'язальної машини з електромагнітом, з'єднаним з котком лобового фрикційного варіатора**

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та лобовий фрикційний варіатор, коток якого з'єднаний з електродвигуном, а диск з'єднаний з вертикальним приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [78]. Недоліком привода є те, що в період пуску круглов'язальної машини коток знаходиться відносно диска в робочому положенні (положення котка, що забезпечує робочу швидкість круглов'язальної машини). При цьому пускові динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження [37], що призводить до зниження довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та лобовий фрикційний варіатор, коток якого з'єднаний з електродвигуном, а диск з'єднаний з вертикальним приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, додатково оснащений електромагнітом, з'єднаним з котком.

Додаткове оснащення привода круглов'язальної машини електромагнітом, з'єднаним з котком, дозволяє здійснювати пуск

круглов'язальної машини при положенні котка відносно диска, що відповідає максимальному передаточному числу лобового фрикційного варіатора і відповідно мінімальній швидкості круглов'язальної машини, коли динамічні навантаження також будуть мінімальними, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

Привід круглов'язальної машини (рис. 1.36), запропонований авторами [87], містить електродвигун 1, лобовий фрикційний варіатор 2, коток 3 якого за допомогою муфти 4 з'єднаний з електродвигуном 1, а диск 5 з'єднаний з вертикальним приводним валом 6, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 7, 8 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на кресленні не показані), та електромагніт 9, з'єднаний за допомогою важеля 10 з котком 3. Лобовий фрикційний варіатор 2 містить також пружину стиску 11, що взаємодіє з котком 3.

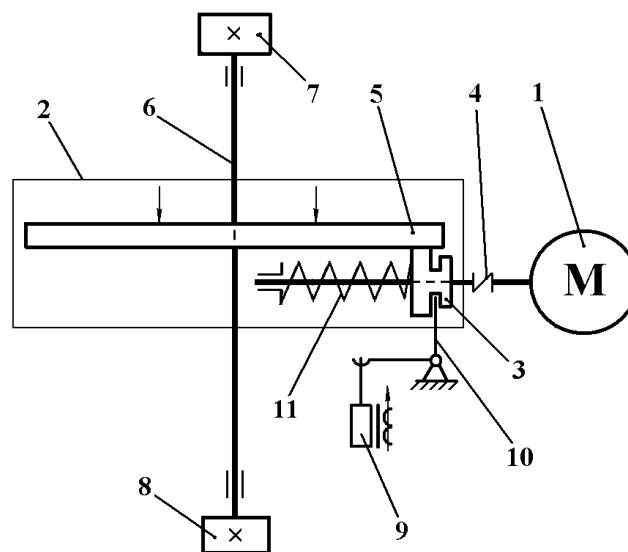


Рис. 1.36. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електромагнітом

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається за допомогою муфти 4 котку 3. За рахунок сил тертя, зумовлених притиском диска 5 до котка 3, обертальний рух котка 3 передається диску 5 і, відповідно, вертикальному приводному

валу 6, з'єднаному з ним. Циліндричні шестерні 7, 8, жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 6, приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини. Схема керування пуском електродвигуна побудована таким чином, що при вмиканні електродвигуна електромагніт 9 залишається вимкненим і коток 3 під дією тиску пружини стиску 11 займає крайнє праве положення (згідно з рис. 1.36), що відповідає максимальному передаточному числу лобового фрикційного варіатора і відповідно мінімальній швидкості круглов'язальної машини, коли динамічні навантаження будуть мінімальними. Після закінчення перехідного режиму пуску електродвигуна (час, коли настає стаціонарний режим роботи електродвигуна) вмикається електромагніт 9, який за допомогою важеля 10 відводить коток 3 вліво (згідно з рис. 1.36), забезпечуючи його робоче положення відносно диска 5, що призводить до зменшення передаточного числа лобового фрикційного варіатора 2, забезпечуючи робочу швидкість круглов'язальної машини. При зупинці круглов'язальної машини одночасно вимикаються електродвигун і електромагніт (коток 3 під дією тиску пружини стиску 11 займає вихідне крайнє праве положення).

Регулювання швидкості круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи) досягається шляхом переміщення котка 3 вздовж його осі за допомогою механізму регулювання (на рис. 1.36 не показаний).

### **1.32. Привід круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою, що з'єднує електродвигун з вертикальним приводним валом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої

встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі [6]. Жорстке закріплення шестерні на проміжному валу зумовлює жорсткий кінематичний зв'язок електродвигуна з вертикальним приводним валом, що призводить під час пуску круглов'язальної машини до появи значних динамічних навантажень привода [37], що знижує довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, шестерня з'єднана з проміжним валом за допомогою електромагнітної фрикційної муфти.

З'єднання шестерні з проміжним валом за допомогою електромагнітної фрикційної муфти дозволяє при пуску привода круглов'язальної машини відключати електродвигун, клинопасову передачу та проміжний вал від вертикального приводного вала і, таким чином, обмежити пускові динамічні навантаження, що діють на привод, а потім, коли електродвигун перейде в режим стаціонарного руху шляхом включення електромагнітної фрикційної муфти здійснити кінематичний зв'язок електродвигуна з вертикальним приводним валом, що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.37 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [88].



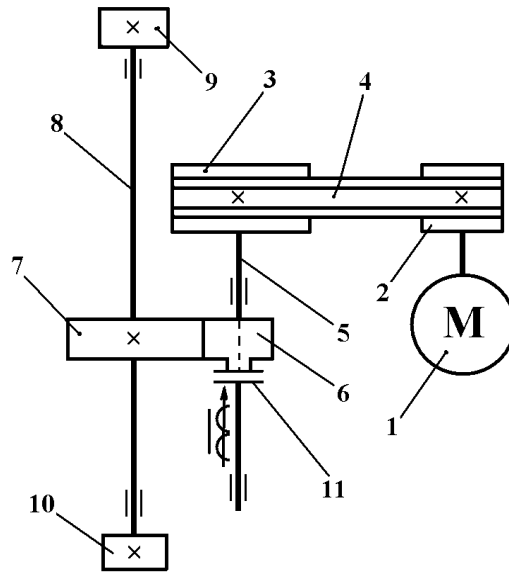


Рис. 1.37. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що включає ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 та 10 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.37 не показані). Привід круглов'язальної машини містить також електромагнітну фрикційну муфту 11, що з'єднує шестерню 5 з проміжним валом 6.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 (електросхема керування привода виконана таким чином, що вмикання електродвигуна здійснюється при вимкненій електромагнітній фрикційній муфті) обертальний рух його вала за допомогою клинопасової передачі (2, 3, 4) передається лише проміжному валу 6. Після переходу електродвигуна в режим стаціонарного руху автоматично вмикається електромагнітна фрикційна муфта 11, здійснюючи кінематичний зв'язок електродвигуна 1 з

вертикальним приводним валом 8, приводячи його в обертальний рух. Обертальний рух вертикального приводного вала 8 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 9, 10 передається механізмам круглов'язальної машини (на рис. 1.37 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Таким чином динамічні навантаження, що виникають під час пуску електродвигуна, не передаються основним вузлам привода (зубчаста передача, вертикальний приводний вал, циліндричні шестерні, механізми круглов'язальної машини та інші, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

### **1.33. Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою з початковим моментом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, та вертикальний приводний вал, кінематично зв'язаний з механізмами круглов'язальної машини [2]. Кінематичне з'єднання вертикального приводного вала з механізмами круглов'язальної машини здійснюється за допомогою конічних зубчастих передач, наявність яких ускладнює конструкцію привода та знижує надійність і довговічність його роботи.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої з'єднаний з валом електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні [8]. Заміна конічних зубчастих передач циліндричними спрощує конструкцію привода, що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи. Але відсутність у складі привода засобу для зниження пускового

моменту електродвигуна призводить до значних динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини, що не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити таку конструкцію привода круглов'язальної машини, в якій шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої з'єднаний з валом електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, додатково обладнаний електромагнітною дисковою фрикційною муфтою з початковим моментом, що включає ведучу та ведену півмуфти, при цьому ведуча півмуфта встановлена на валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, ведена півмуфта жорстко з'єднана з ведучим шківом, а початковий момент електромагнітної дискової фрикційної муфти знаходиться згідно умови:

$$T_m = (0,9...0,95) T ,$$

де  $T_m$  – початковий момент електромагнітної дискової фрикційної муфти;  
 $T$  – сумарний момент сил опору механізмів круглов'язальної машини.

Обладнання приводу круглов'язальної машини електромагнітною дисковою фрикційною муфтою з початковим моментом, що включає ведучу та ведену півмуфти, при цьому ведуча півмуфта встановлена на валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, ведена півмуфта жорстко з'єднана з ведучим шківом, а початковий момент електромагнітної дискової фрикційної муфти знаходиться згідно умови:

$$T_m = (0,9...0,95) T ,$$

дозволяє здійснювати пуск круглов'язальної машини з попередньо напруженими пружними в'язями привода та обмежити величину

пускового моменту електродвигуна, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Привід круглов'язальної машини [36], кінематична схема якого представлена на рис. 1.38, містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на приводному валу 3, ведений шків 4 і клинові паси 5, зубчасту передачу, ведуча шестерня 6 якої жорстко встановлена на проміжному валу 7 співвісно з веденим шківом 4, а зубчасте колесо 8 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 9. На кінцях вертикального приводного вала 9 жорстко закріплені циліндричні шестерні 10 і 11 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 12, 13 механізмів відповідно в'язання 14 та товароприйому 15. До складу привода входить також електромагнітна дискова фрикційна муфта 16 з початковим моментом, що включає ведучу 17, ведену 18 півмуфти та циліндричну пружину стиску 19 з гайкою 20 для створення необхідної величини початкового моменту муфти  $T_m = (0,9...0,95) T$ . При цьому ведуча півмуфта 17 встановлена на валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, а ведена півмуфта 18 жорстко встановлена на приводному валу 3, що з'єднує її з ведучим шківом 2. Система керування пуску привода виконана таким чином, що при пуску машини спершу вмикається електродвигун, а потім з деякою затримкою в часі вмикається електромагнітна дискова фрикційна муфта.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його крутний момент, обмежений початковим моментом електромагнітної дискової фрикційної муфти 16, що його створює сила циліндричної пружини стиску 19 шляхом притиску ведучої півмуфти 17 до веденої півмуфти 18, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода (клини клинопасової передачі і вали) та вибір зазорів зубчастих зачеплень зубчастих передач привода. Оскільки величина початкового моменту муфти не перевищує величини сумарного моменту сил опору механізмів круглов'язальної машини механізми машини не приходять в рух (обертальний рух електродвигуна не передається приводному валу 3).

Подальше вмикання електромагнітної дискової фрикційної муфти 16 збільшує величину її крутного моменту, що забезпечує можливість передач

обертального руху від електродвигуна 1 до приводного вала 3. Обертальний рух приводного вала 3 за допомогою клинопасової передачі (2, 4, 5) передається проміжному валу 7 та ведучій шестерні 6, на якому вона жорстко встановлена, і далі шляхом зубчастого зачеплення зубчастому колесу 8 та вертикальному приводному валу 9, на якому воно жорстко встановлене. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 9 циліндричні шестерні 10 і 11 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 12, 13 приводять в обертальний рух голковий циліндр механізму в'язання 14 та механізм товароприйому 15, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Наявність початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 16 забезпечує попереднє (перед остаточним пуском машини) напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

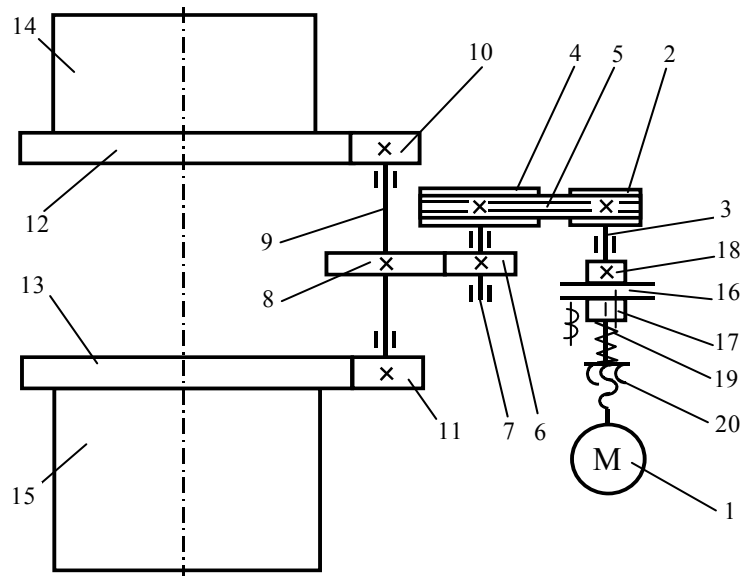


Рис. 1.38. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою з початковим моментом

Величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти регулюється шляхом регулювання сили циліндричної пружини стиску 19, що досягається за допомогою гайки 20, нагвинченої на вал електродвигуна 1.

Розглянемо особливості режиму пуску машини при наявності в її складі запропонованої конструкції привода. В даному випадку пуск круглов'язальної машини буде відбуватися в один етап – в момент пуску всі маси привода одночасно приходять в рух (одноетапний режим пуску).

Як відомо [37], сучасні круглов'язальні машини при аналізі пускових динамічних навантажень можуть бути представлені у вигляді тримасової моделі з першою ведучою масою (рис. 1.39).

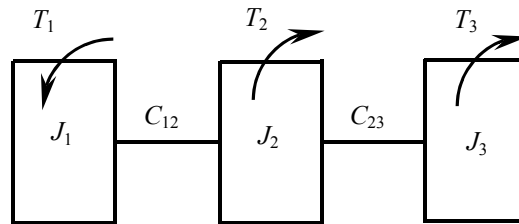


Рис. 1.39. Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО:

$T_1$  – момент електродвигуна (тут і далі приведені значення);  $T_2$  – момент сил опору механізму в'язання;  $T_3$  – момент сил опору механізму товароприйому;  $J_1$  – сумарний момент інерції ротора електродвигуна, муфти і ведучого шківів клинопасової передачі;  $J_2$  – момент інерції обертових мас механізму в'язання;  $J_3$  – момент інерції обертових мас механізму товароприйому;  $C_{12}$  – жорсткість елементів привода, що з'єднують електродвигун з вертикальним приводним валом (пасова передача та інше);  $C_{23}$  – жорсткість ділянки вертикального приводного вала, що передає рух механізму товароприйому

Динамічні умови рівноваги мас системи для цього режиму пуску мають вигляд [20, 37]:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\phi}_1 &= T_1 - T_{12}; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 &= T_{12} - T_{23} - T_2; \\ J_3 \ddot{\phi}_3 &= T_{23} - T_3. \end{aligned} \quad (1.107)$$

Підставивши значення  $\ddot{\phi}_1$ ,  $\ddot{\phi}_2$ ,  $\ddot{\phi}_3$  із системи рівнянь (1.107) у вирази  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2)$ ;  $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\phi}_2 - \ddot{\phi}_3)$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{12} &= \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [-T_{12}(J_1 + J_2) + T_{23}J_1 + T_1J_2 + T_2J_1]; \\ \ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [T_{12}J_3 - T_{23}(J_2 + J_3) = T_2J_3 + T_3J_2]. \end{aligned} \quad (1.108)$$

Загальний розв'язок для моментів сил пружності  $T_{12}$  і  $T_{23}$  може бути виражений сумою загального розв'язку однорідних рівнянь і частинного

розв'язку неоднорідних рівнянь.

Частинний розв'язок визначаємо, використовуючи систему рівнянь (1.108):

$$\begin{aligned} -a_{12}(J_1 + J_2) + a_{23}J_1 + T_1J_2 + T_2J_1 &= 0; \\ a_{12}J_3 - a_{23}(J_2 + J_3) - T_2J_3 + T_3J_2 &= 0. \end{aligned} \quad (1.109)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (1.109), знаходимо постійні відповідних моментів сил пружності:

$$a_{23} = \frac{(T_1 - T_2)J_3 + T_3(J_1 + J_2)}{J_1 + J_2 + J_3}; \quad a_{12} = a_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_3} + T_2 - T_3 \frac{J_2}{J_3}. \quad (1.110)$$

Циклові частоти зміни моментів сил пружності на ділянках 1–2, 2–3 тримасової системи в період пуску визначаємо, використовуючи рівняння вільних коливань мас системи:

$$\begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 + C_{12}\varphi_1 - C_{12}\varphi_2 &= 0; \\ J_2\ddot{\varphi}_2 - C_{12}\varphi_1 + (C_{12} + C_{23})\varphi_2 - C_{12}\varphi_3 &= 0; \\ J_3\ddot{\varphi}_3 - C_{23}\varphi_2 + C_{23}\varphi_3 &= 0. \end{aligned} \quad (1.111)$$

Знаходячи розв'язки цієї системи диференціальних рівнянь у вигляді  $\varphi_i = \Phi_i \sin(\beta t + \alpha)$  і підставляючи їх в (1.111), отримаємо функції:

$$\varphi_1 = \Phi_1 \sin(\beta t + \alpha); \quad \varphi_2 = \Phi_2 \sin(\beta t + \alpha); \quad \varphi_3 = \Phi_3 \sin(\beta t + \alpha)$$

та їх другі похідні. Після скорочення на загальний множник  $\sin(\beta t + \alpha)$  маємо:

$$\begin{aligned} (C_{12} - J_1\beta^2)\Phi_1 - C_{12}\Phi_2 &= 0; \\ -C_{12}\Phi_1 + (C_{12} + C_{23} - J_2\beta^2)\Phi_2 - C_{23}\Phi_3 &= 0; \\ -C_{23}\Phi_2 + (C_{23} - J_3\beta^2)\Phi_3 &= 0. \end{aligned} \quad (1.112)$$

Визначник цієї системи  $\Delta(\beta^2)$  запишеться у вигляді:

$$\Delta(\beta^2) = \begin{vmatrix} C_{12} - J_1\beta^2, & -C_{12}, & 0 \\ -C_{12}, & C_{12} + C_{23} - J_2\beta^2, & -C_{23} \\ 0, & -C_{23}, & C_{23} - J_3\beta^2 \end{vmatrix}. \quad (1.113)$$

Розкриваючи визначник по невідомому  $\beta^2$  і прирівнюючи його

нуля, після перетворень отримаємо частотне рівняння системи:

$$\beta^4 - \left( C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} \right) \beta^2 + C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} = 0. \quad (1.114)$$

Звідки:

$$\begin{aligned} \beta_{1,2}^2 = & \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} + \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{2J_2 J_3} \pm \\ & \pm \sqrt{\left[ \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} + \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{2J_2 J_3} \right]^2 - C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}}. \end{aligned} \quad (1.115)$$

Повний розв'язок однорідних рівнянь руху системи при третьому етапі пуску прийме вигляд:

$$\begin{aligned} y_{12} = & A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t; \\ y_{23} = & A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + B_{(23)1} \sin \beta_1 t + B_{(23)2} \sin \beta_2 t. \end{aligned}$$

Тоді:

$$\begin{aligned} T_{12} = & A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + a_{12}; \\ T_{23} = & A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + B_{(23)1} \sin \beta_1 t + B_{(23)2} \sin \beta_2 t + a_{23}. \end{aligned} \quad (1.116)$$

Амплітуди гармонік  $\cos$  і  $\sin$  визначаються з урахувань рекомендацій [20, 37]:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta_{12} [T_{(12)0} - a_{12}] - \frac{C_{12}}{J_2} [T_{(23)0} - a_{23}]}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (1.117)$$

$$A_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_2} [T_{(23)0} - a_{23}] - \Delta_{11} [T_{(12)0} - a_{12}]}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$\begin{aligned} A_{(23)1} = & \frac{\Delta_{11}}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \left\{ \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{12} [T_{(12)0} - a_{12}] - T_{(23)0} + a_{23} \right\}; \\ A_{(23)2} = & \frac{\Delta_{12}}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \left\{ T_{(23)0} - a_{23} - \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{11} [T_{(12)0} - a_{12}] \right\}; \end{aligned} \quad (1.118)$$



$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_2}\dot{T}_{(23)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad (1.119)$$

$$B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_2}\dot{T}_{(23)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(23)1} = \frac{\Delta_{11}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)} \left[ \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{12} \dot{T}_{(12)0} - \dot{T}_{(23)0} \right]; \quad (1.120)$$

$$B_{(23)2} = \frac{\Delta_{12}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)} \left[ \dot{T}_{(23)0} - \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{11} \dot{T}_{(12)0} \right],$$

де  $\Delta_{11} = \beta_{12}^2 - \beta_1^2$ ;  $\Delta_{12} = \beta_{12}^2 - \beta_2^2$ ;  $\beta_{12}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}$ . (1.121)

Враховуючи, що початковими умовами пуску машини з попередньо напруженими в'язями привода будуть:

$$T_{(12)0} = T_2 + T_3; \quad \dot{T}_{(12)0} = 0; \quad T_{(23)0} = T_3; \quad \dot{T}_{(23)0} = 0, \quad (1.122)$$

рівняння (1.117) - (1.120) для знаходження амплітуд гармонік коливань пружної системи набувають вигляду:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}(T_2 + T_3 - a_{12}) - \frac{C_{12}}{J_2}(T_3 - a_{23})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (1.123)$$

$$A_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_2}(T_3 - a_{23}) - \Delta_{11}(T_2 + T_3 - a_{12})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (1.124)$$

$$A_{(23)1} = \frac{\Delta_{11}}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \left[ \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{12} (T_1 - a_{12}) + T_3 \left( \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{12} - 1 \right) + a_{23} \right]; \quad (1.125)$$

$$A_{(23)2} = \frac{\Delta_{12}}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \left[ T_3 \left( 1 - \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{11} \right) - \frac{J_2}{C_{12}} \Delta_{11} (T_2 - a_{12}) - a_{23} \right]; \quad (1.126)$$

$$B_{(12)1} = B_{(12)2} = B_{(23)1} = B_{(23)2} = 0. \quad (1.127)$$

Тоді, враховуючи (1.127), максимальні динамічні навантаження

$T_{12max}$ ,  $T_{23max}$ , що виникають в приводі в разі пуску круглов'язальної машини з попередньо напруженими в'язями привода, згідно з (1.116) будуть дорівнювати:

$$T_{12max} = [A_{(12)1}] + [A_{(12)2}] + a_{12}; \quad (1.128)$$

$$T_{23max} = [A_{(23)1}] + [A_{(23)2}] + a_{23}. \quad (1.129)$$

Перевантаження ( $k_{12}$ ,  $k_{23}$ ), що виникають в пружних в'язях привода під час пуску машини, можуть бути визначені з рівнянь:

$$k_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2 + T_3}; \quad k_{23} = \frac{T_{23max}}{T_3}. \quad (1.130)$$

Оцінимо ефективність використання запропонованого привода з засобом створення попереднього напруження його в'язей та обмеження пускового моменту електродвигуна, виконаним у вигляді електромагнітної дискової фрикційної муфти з початковим крутним моментом, в разі використання його у складі однофонтурної круглов'язальної машини Ваніт.

При динамічному аналізі пуску машини її реальну схему можна представити у вигляді тримасової розрахункової моделі з першою ведучою масою (рис. 1.39). Вихідними даними для цього випадку слід прийняти [37]:  $T_1 = 47,6$  Нм (при пуску машини без обмеження пускового моменту електродвигуна);  $T_1 = 1,2 \cdot 47,6 = 28,56$  Нм (при обмеженні пускового моменту електродвигуна);  $T_2 = 13,8$  Нм;  $T_3 = 10$  Нм;  $J_1 = 0,076$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,01$  кгм<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,008$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 1560$  Нм/рад;  $C_{23} = 1650$  Нм/рад.

Аналіз показує, що режими пуску круглов'язальної машини Ваніт можуть бути наступними: поетапний пуск (без попереднього напруження пружних в'язей привода) без обмеження пускового моменту електродвигуна – режим 1; одноетапний пуск (з попереднім напруженням пружних в'язей привода) без обмеження пускового моменту електродвигуна – режим 2; одноетапний пуск (з попереднім напруженням пружних в'язей привода) з обмеженням пускового моменту електродвигуна – режим 3. Виконані розрахунки з використанням відомих [20, 37] та вище приведеної методик показують (табл. 1.1), що найбільш

раціональним режимом пуску круглов'язальної машини є режим пуску з попереднім напруженням пружних в'язей привода та одночасним обмеженням пускового моменту електродвигуна (режим 3). Такий режим пуску може бути здійсненим при наявності у складі привода запропонованого авторами засобу попереднього напруження пружних в'язей привода та обмеження пускового моменту його електродвигуна.

Таблиця 1.1

**Результати розрахунку динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини Ваніт**

Параметр	Режим пуску		
	Режим 1 $T_1 = 47,6$ Нм	Режим 2 $T_1 = 47,6$ Нм	Режим 3 $T_1 = 28,56$ Нм
$a_{12}$ , Нм	28,3	28,3	24,7
$a_{23}$ , Нм	12,0	12,0	10,4
$\beta_1$ , с <sup>-1</sup>	679	679	679
$\beta_2$ , с <sup>-1</sup>	294	294	294
$A_{(12)1}$ , Нм	1,575	-0,249	-0,05
$A_{(12)2}$ , Нм	1,525	-4,25	-0,85
$A_{(23)1}$ , Нм	-2,877	0,455	0,219
$A_{(23)2}$ , Нм	0,877	-2,455	-0,49
$B_{(12)1}$ , Нм	-2,78	0	0
$B_{(12)2}$ , Нм	12,3	0	0
$B_{(23)1}$ , Нм	5,07	0	0
$B_{(23)2}$ , Нм	7,07	0	0
$T_{12max}$ , Нм	43,88	32,799	25,6
$T_{23max}$ , Нм	24,9	14,91	11,109
$k_{12}$	1,84	1,378	1,075
$k_{23}$	2,49	1,49	1,11

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

– запропонована авторами конструкція привода круглов'язальної машини з засобом попереднього напруження його в'язей та обмеження пускового моменту електродвигуна, виконаним у вигляді електромагнітної дискової фрикційної муфти з початковим крутним моментом дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження, що виникають в приводі та механізмах машини під час її пуску (більше ніж у 2 рази);

– використання даного засобу у складі привода дозволяє підвищити довговічність та надійність роботи як самого привода, так і круглов'язальної машини, де він використовується;

– запропонована конструкція засобу попереднього напруження в'язей привода та обмеження пускового моменту електродвигуна може бути використана і для інших типів машин як легкого, так і загального машинобудування.

### **1.34. Двопоточний привід круглов'язальної машини**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, верхня з яких з'єднана з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання [8]. Наявність циліндричної шестерні, яка знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом голкового циліндра, призводить до появи значних радіальних навантажень, що діють на опору голкового циліндра, що спричинює інтенсивний її знос і, відповідно, знижує довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, верхня з яких з'єднана з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, додатково обладнаний шестернею, кінематично

з'єднаною з вертикальним приводним валом і з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання та розташованою діаметрально протилежно верхній циліндричній шестерні.

Додаткове обладнання приводу круглов'язальної машини шестернею, кінематично з'єднаною з вертикальним приводним валом і з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання (надалі зубчасте колесо) та розташованою діаметрально протилежно верхній циліндричній шестерні, призводить до урівноваження радіальних навантажень, які діють на опору голкового циліндра, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.40 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [89].

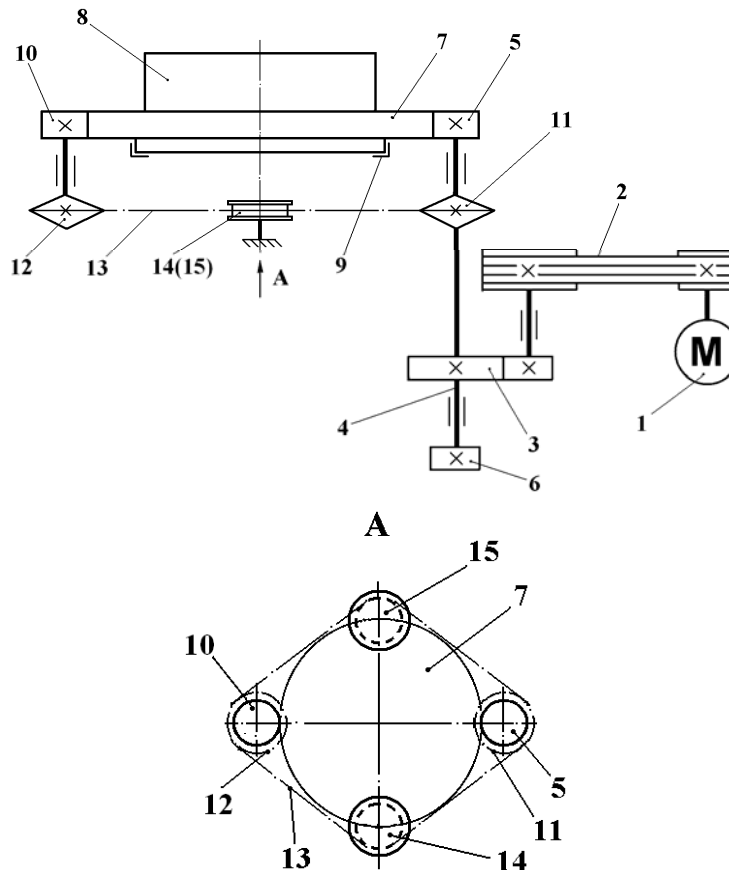


Рис. 1.40. Кінематична схема двопоточного привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач з'єднаний з вертикальним приводним валом 4, на кінцях якого жорстко закріплені

циліндричні шестерні 5 (верхня) і 6 (нижня), зубчасте колесо 7 та голковий циліндр 8, розташований в опорі 9 і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 7. Верхня циліндрична шестерня 5 шляхом зубчастого зачеплення з'єднана з зубчастим колесом 7 голкового циліндра 8 механізму в'язання (на рис. 1.40 не показаний), а нижня циліндрична шестерня 6 шляхом зубчастого зачеплення з'єднана з зубчастим колесом механізму товароприйому (на рис. 1.40 не показані). Привід містить також шестерню 10, кінематично за допомогою ланцюгової передачі, що містить ведучу зірочку 11, жорстко встановлену на вертикальному приводному валу 4, ведену зірочку 12, жорстко з'єднану з шестернею 10, ланцюг 13 та ролики 14, 15, з'єднану з вертикальним приводним валом 4. Шестерня 10 шляхом зубчастого зачеплення з'єднана з зубчастим колесом 7 та розташована діаметрально протилежно верхній циліндричній шестерні 5.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач передається вертикальному приводному валу 4 та циліндричним шестерням 5, 6, жорстко з ним з'єднаним. Одночасно з цим обертальний рух вертикального приводного вала 4 за допомогою ланцюгової передачі 11, 12, 13 передається веденій зірочці 12 та жорстко з нею з'єднаній шестерні 10. Ролики 14, 15 служать направляючими для ланцюга 13, а також можуть виконувати роль натяжних пристроїв ланцюга 13. Шестерні 5, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух зубчасте колесо 7 та голковий циліндр 8, жорстко з ним з'єднаний і встановлений в опорі 9. Радіальні сили, що виникають в зубчастих зачепленнях циліндричних шестерень 5, 10 з зубчастим колесом 7, взаємно урівноважуються і, таким чином, повністю розвантажують опору 9 голкового циліндра 8 завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

### **1.35. Двопоточний привід круглов'язальної машини з черв'ячною передачею з двома черв'яками**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун та черв'як, зв'язаний з черв'ячним колесом, яке за

допомогою обгінної муфти з'єднано з механізмами круглов'язальної машини [28]. Наявність одного черв'яка, кінематично зв'язаного з черв'ячним колесом, зв'язаним з механізмами круглов'язальної машини, призводить до появи значних невірноважених радіальних навантажень, що діють на механізми. Зокрема, для круглов'язальних машин типу КО ці навантаження викликають додатковий тиск на опори голкового циліндру, що перевищує 1700 Н [8], що знижує надійність та довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун та два черв'яки, з'єднані з черв'ячним колесом, яке за допомогою обгінної муфти з'єднано з механізмами круглов'язальної машини, додатково обладнаний двома ланцюговими передачами, кожна з яких використана для кінематичного зв'язку електродвигуна з відповідним черв'яком.

Наявність в приводі круглов'язальної машини двох ланцюгових передач, кожна з яких використана для кінематичного зв'язку електродвигуна з відповідним черв'яком, дозволяє передавати потужність від електродвигуна голковому циліндру двома потоками, що взаємно компенсує його радіальне навантаження і, таким чином, забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.41 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [90].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, який за допомогою муфти 2, циліндричних шестерень 3, 4 та ланцюгових передач 5, 6 з'єднаний з черв'яками 7, 8 відповідно. Ланцюгові передачі 5, 6 містять відповідно ведучі 9, 10 та ведені 11, 12 зірочки. Черв'яки 7, 8 встановлені діаметрально протилежно один одному та зв'язані з черв'ячним колесом 13, яке за допомогою обгінної муфти 14 з'єднане з механізмом товароприйому 15. Привід містить також два водила 16, 17, які

з'єднують механізм товароприйому 15 з механізмом в'язання 18. Крім цього привід містить засіб розриву з'єднання черв'ячного колеса 13 з механізмом товароприйому 15, роль якого виконує обгінна муфта 14, що містить дві обойми – внутрішню 19, жорстко з'єднану з механізмом товароприйому 15, і зовнішню 20, жорстко з'єднану з черв'ячним колесом 13, та ролики 21, розташовані між внутрішньою 19 та зовнішньою 20 обоймами. Обгінна муфта 14 дозволяє розірвати зв'язок черв'ячного колеса 13 з механізмом товароприйому 15 при використанні ручного привода (на рис. 1.41 не показаний) під час наладки та заправки машини.

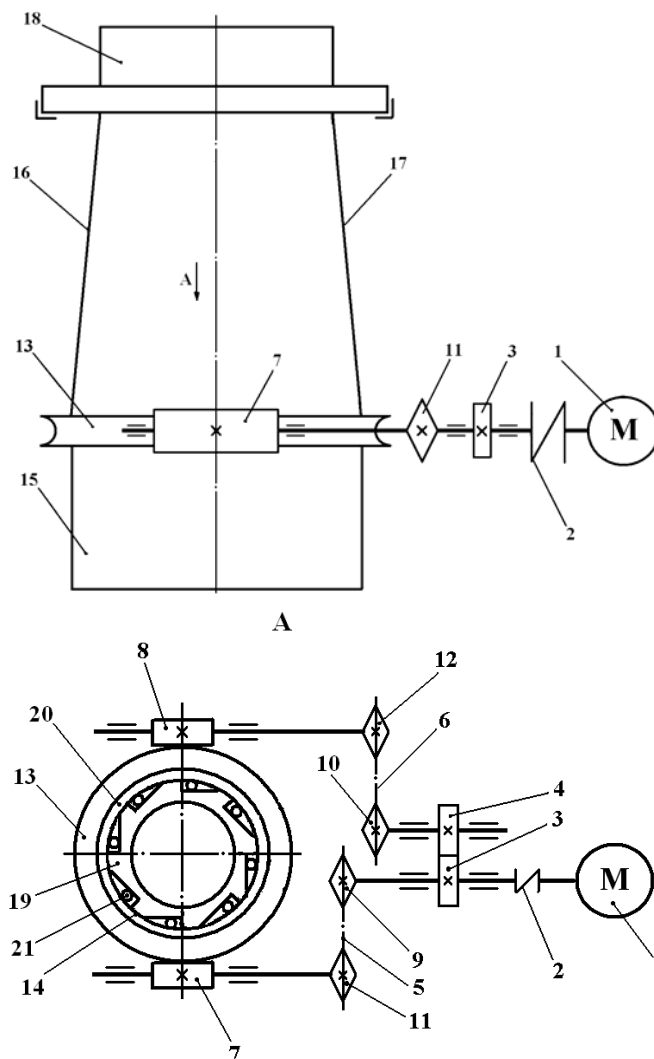


Рис. 1.41. Кінематична схема двопоточного привода круглов'язальної машини

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою муфти 2, циліндричних шестерень 3, 4 та ланцюгових передач 5, 6 передається черв'якам 7, 8.



Обертальний рух черв'яків 7, 8 приводить в обертання черв'ячне колесо 13, жорстко з'єднане з зовнішньою обоймою 20 обгінної муфти 14. Поворот зовнішньої обойми 20 призводить до заклинювання роликів 21 між зовнішньою 20 та внутрішньою 19 обоймами, що забезпечує зв'язок черв'ячного колеса 13 з механізмом товароприйому 15 та його обертання. Оскільки механізм товароприйому 15 за допомогою двох водил 16, 17 зв'язаний з механізмом в'язання 18, останній також починає, синхронно з механізмом товароприйому 15, обертатися, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Сили, що виникають в зачепленнях черв'яка 7 з черв'ячним колесом 13 та черв'яка 8 з черв'ячним колесом 13, взаємно урівноважуються і, таким чином, не викликають додаткових навантажень на механізми круглов'язальної машини.

При обертанні машини за допомогою ручного привода (на рис. 1.41 не показаний), що необхідно для наладки та заправки круглов'язальної машини, обертальний рух механізму в'язання 18 за допомогою водил 16, 17 передається жорстко з'єднаний з ними внутрішній обоймі 19 та механізму товароприйому 15, жорстко з'єднаному з нею. Поворот внутрішньої обойми 19 призводить до розклинювання роликів 21 і, таким чином, до розриву з'єднання механізму товароприйому 15 з черв'ячним колесом 13. Черв'ячне колесо 13, черв'яки 7, 8, ланцюгові передачі 5, 6, циліндричні шестерні 3, 4, муфта 2 та електродвигун 1 автоматично відключаються від механізмів в'язання 18 та товароприйому 15, що призводить до зниження непродуктивних затрат потужності та підвищення довговічності роботи привода.

### **1.36. Двопоточний привід круглов'язальної машини з двома черв'ячними передачами**

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун та два черв'яки, з'єднані з черв'ячним колесом, яке за допомогою обгінної муфти з'єднано з механізмами круглов'язальної машини [11]. Виконання черв'ячного колеса з одним зубчастим вінцем при встановленні обох черв'яків діаметрально протилежно один одному зумовлює необхідність передачі їм обертального руху від електродвигуна

протилежного по напрямку, що ускладнює конструкцію привода та негативно впливає на довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун та два черв'яки, з'єднані з черв'ячним колесом, яке за допомогою обгінної муфти з'єднано з механізмами круглов'язальної машини, черв'яки виконані з різним напрямком їх витків, а черв'ячне колесо виконано з двома зубчастими вінцями, з кожним з яких з'єднаний відповідний черв'як, причому зуби одного зубчастого вінця виконані лівої нарізки, а другого – правої.

Виконання черв'яків з різним напрямком їх витків, а черв'ячного колеса з двома зубчастими вінцями, з кожним з яких з'єднаний відповідний черв'як, причому зуби одного зубчастого вінця виконані лівої нарізки, а другого – правої, дозволяє спростити конструкцію привода (усувається необхідність передачі черв'якам обертального руху від електродвигуна протилежного по напрямку), що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.42 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [91].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, який за допомогою муфти 2 та двох ланцюгових передач 3, 4 з'єднаний з черв'яками 5, 6 відповідно. Черв'яки 5, 6 виконані з різним напрямком витків та встановлені діаметрально протилежно один одному і зв'язані з зубчастими вінцями 7, 8 відповідно черв'ячного колеса 9, яке за допомогою обгінної муфти 10 з'єднане з механізмом товароприйому 11. Привід містить також два водила 12, 13, які з'єднують механізм товароприйому 11 з механізмом в'язання 14. Крім цього привід містить засіб розриву з'єднання черв'ячного колеса 9 з механізмом товароприйому 11, роль якого виконує обгінна муфта 10, що містить дві обойми – внутрішню 15, жорстко з'єднану з механізмом товароприйому 11, і

зовнішню 16, жорстко з'єднану з черв'ячним колесом 9, та ролики 17, розташовані між внутрішньою 15 та зовнішньою 16 обоймами. Обгінна муфта 10 дозволяє розірвати зв'язок черв'ячного колеса 9 з механізмом товароприйому 11 при використанні ручного привода (на рис. 1.42 не показаний) під час наладки та заправки машини.

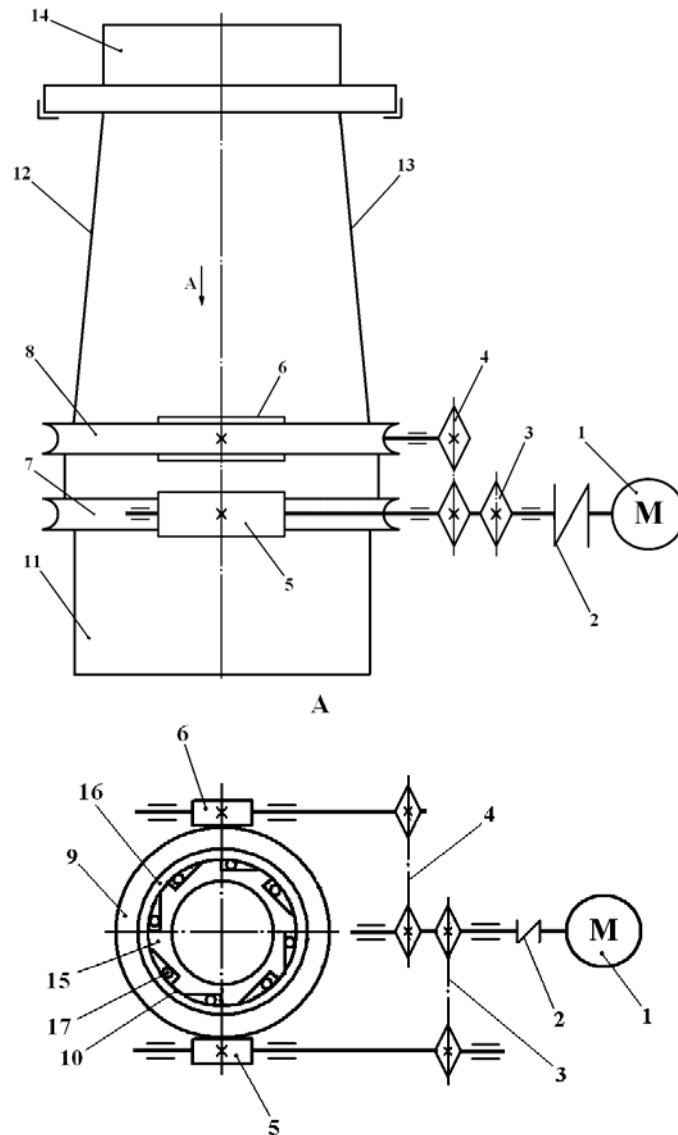


Рис. 1.42. Кінематична схема двопоточного привода круглов'язальної машини з двома черв'ячними передачами

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою муфти 2 та ланцюгових передач 3, 4 передається черв'якам 5, 6 відповідно. Обертальний рух черв'яків 5, 6 шляхом їх зачеплення з зубчастими вінцями 7, 8 приводить в обертання черв'ячне колесо 9, жорстко з'єднане з зовнішньою обоймою 16 обгінної

муфти 10. Поворот зовнішньої обойми 16 призводить до заклинювання роликів 17 між зовнішньою 16 та внутрішньою 15 обоймами, що забезпечує зв'язок черв'ячного колеса 9 з механізмом товароприйому 11 та його обертання. Оскільки механізм товароприйому 11 за допомогою двох водил 12, 13 зв'язаний з механізмом в'язання 14, останній також починає, синхронно з механізмом товароприйому 11, обертатися, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Сили, що виникають в зачепленнях черв'яка 5 з зубчастим вінцем 7 черв'ячного колеса 9 та черв'яка 6 з зубчастим вінцем 8 черв'ячного колеса 9, взаємно урівноважуються і, таким чином, не викликають додаткових навантажень на механізми круглов'язальної машини.

При обертанні машини за допомогою ручного привода (на рис. 1.42 не показаний), що необхідно для наладки та заправки круглов'язальної машини, обертальний рух механізму в'язання 14 за допомогою водил 12, 13 передається жорстко з'єднаним з ними внутрішній обоймі 15 та механізму товароприйому 11, жорстко з'єднаному з нею. Поворот внутрішньої обойми 15 призводить до розклинювання роликів 17 і, таким чином, до розриву з'єднання механізму товароприйому 11 з черв'ячним колесом 9. Черв'ячне колесо 9, черв'яки 5, 6, ланцюгові передачі 3, 4, муфта 2 та електродвигун 1 автоматично відключаються від механізмів в'язання 14 та товароприйому 11, що призводить до зниження непродуктивних затрат потужності та підвищення надійності і довговічності роботи привода.

### **1.37. Привід круглов'язальної машини з двома вертикальними валами з фрикційними муфтами**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з циліндричною шестернею, яка шляхом зовнішнього зубчастого зачеплення зв'язана з зубчастим колесом голкового циліндра [8]. Наявність циліндричної шестерні, яка знаходиться в зовнішньому зубчастому зачепленні з зубчастим колесом голкового циліндра призводить до появи значних радіальних навантажень, які діють

на опору голкового циліндра, що спричинює інтенсивний її знос і, таким чином, знижує довговічність роботи привода.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично за допомогою зовнішньої та внутрішньої циліндричних шестерень зв'язаний з зубчастим колесом, та голковий циліндр, встановлений в опорі і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом, при цьому осі зовнішньої та внутрішньої циліндричних шестерень та зубчастого колеса розташовані в одній площині [38]. Зовнішня та внутрішня циліндричні шестерні жорстко зв'язані з приводними валами, що не дозволяє в повній мірі рівномірно розподілити потужність між зовнішнім та внутрішнім зубчастими зачепленнями циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра, що в свою чергу знижує довговічність роботи привода.

Таким чином в основу винаходу покладена задача створити таку конструкцію привода круглов'язальної машини, в якій шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично за допомогою зовнішньої та внутрішньої циліндричних шестерень зв'язаний з зубчастим колесом, та голковий циліндр, встановлений в опорі і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом, при цьому осі зовнішньої та внутрішньої циліндричних шестерень та зубчастого колеса розташовані в одній площині, додатково обладнаний двома фрикційними муфтами, кожна з яких встановлена співвісно з відповідною циліндричною шестернею, та засобом регулювання їх крутного моменту, що містить траверсу, кожен кінець якої знаходиться у взаємодії з відповідною фрикційною муфтою, гвинтову пару, нерухомий гвинт якої проходить через отвір у траверсі, та пружину стиску, встановлену на гвинті.

При цьому розташування осі гвинта вибирається із умови:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{d_2}{d_1},$$

де  $L_1$  - відстань від осі гвинта до осі внутрішньої циліндричної шестерні;

$L_2$  - відстань від осі гвинта до осі зовнішньої циліндричної шестерні;  
 $d_1$ - діаметр ділильного кола зовнішнього зубчастого зачеплення зубчастого колеса;

$d_2$  - діаметр ділильного кола внутрішнього зубчастого зачеплення зубчастого колеса.

Обладнання приводу круглов'язальної машини двома фрикційними муфтами, кожна з яких встановлена співвісно з відповідною циліндричною шестернею, та засобом регулювання їх крутного моменту, що містить траверсу, кожен кінець якої знаходиться у взаємодії з відповідною фрикційною муфтою, гвинтову пару, нерухомий гвинт якої проходить через отвір у траверсі, та пружину стиску, встановлену на гвинті, дозволяє рівномірно розподілити потужність між зубчастими зачепленнями зовнішньої та внутрішньої циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

Умова розташування осі гвинта  $\frac{L_1}{L_2} = \frac{d_2}{d_1}$  дозволяє компенсувати

радіальні навантаження, які діють на опору голкового циліндра, що також забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

Привід круглов'язальної машини, запропонований авторами [39], кінематична схема якого представлена на рис. 1.43, містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач зв'язаний з зовнішньою 4 та внутрішньою 5 циліндричними шестернями, зубчасте колесо 6, голковий циліндр 7, встановлений в опорі 8 і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 6, при цьому осі зовнішньої 4 та внутрішньої 5 циліндричних шестерень та зубчастого колеса 6 розташовані в одній площині. Привід також містить дві фрикційні муфти 9, 10, при цьому фрикційна муфта 9 встановлена співвісно з зовнішньою циліндричною шестернею 4, а фрикційна муфта 10 встановлена співвісно з внутрішньою циліндричною шестернею 5, та засіб 11 регулювання їх крутного моменту, що містить траверсу 12, кінець 13 якої знаходиться у взаємодії з фрикційною муфтою 9, а кінець 14 знаходиться у взаємодії з фрикційною муфтою 10. Засіб 11 регулювання крутного моменту

фрикційних муфт 9, 10 містить також гвинтову пару у вигляді нерухомого гвинта 15, який проходить через отвір у траверсі 12, і гайки 16 та пружину стиску 17, встановлену на гвинті 15.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2, зубчастої 3 передач та фрикційних муфт 9, 10 передається відповідно зовнішній 4 та внутрішній 5 циліндричним шестерням, які шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух зубчасте колесо 6 та голковий циліндр 7, жорстко з ним з'єднаний та встановлений в опорі 8. Сили притиску фрикційних муфт, зумовлені силою пружини стиску 17, забезпечують таке співвідношення їх моментів, коли радіальні сили, що виникають в зубчастому зачепленні циліндричних шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 6, взаємно урівноважуються і, таким чином, розвантажують опору 8 голкового циліндра 7.

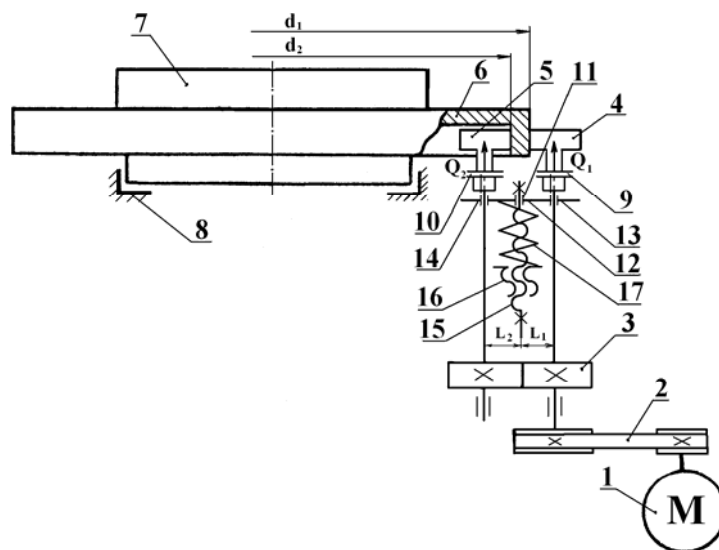


Рис. 1.43. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з двома вертикальними валами з фрикційними муфтами

Регулювання крутного моменту кожної із фрикційних муфт 9, 10, що необхідно при зміні режиму роботи круглов'язальної машини, відбувається таким чином. При обертанні гайки 16 робоча довжина пружини стиску 17 змінюється, що призводить до зміни її сили тиску на траверсу 12. При цьому змінюється також тиск кінців 13 та 14 траверси 12 на відповідну фрикційну муфту, що призводить до зміни величини

крутних моментів фрикційних муфт 9 та 10. Відповідне розташування осі гвинта 15 відносно осей фрикційних муфт забезпечує рівномірність розподілу потужності між зовнішнім та внутрішнім зубчастими зачепленнями циліндричних шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 6 завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

Для забезпечення компенсації радіальних навантажень на опору голкового циліндра необхідно задовольнити умову:

$$F_{r1} = F_{r2}; F_{t1} = F_{t2}, \quad (1.131)$$

де  $F_{r1}, F_{r2}, F_{t1}, F_{t2}$  - радіальні та колові сили, що діють в зубчастому зачепленні відповідно зовнішня циліндрична шестерня – зубчасте колесо та внутрішня циліндрична шестерня – зубчасте колесо.

Крутні моменти  $T_1, T_2$ , зумовлені коловими силами  $F_{t1}, F_{t2}$ , знаходяться із умов:

$$T_1 = \frac{F_{t1} d_1}{2}; \quad (1.132)$$

$$T_2 = \frac{F_{t2} d_2}{2}. \quad (1.133)$$

Поділивши (1.132) на (1.133) та враховуючи (1.131), одержимо:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{d_1}{d_2}, \quad (1.134)$$

де  $d_1$  - діаметр ділильного кола зовнішнього зубчастого зачеплення зубчастого колеса;

$d_2$  - діаметр ділильного кола внутрішнього зубчастого зачеплення зубчастого колеса.

$$\text{Очевидно: } T_1 = T_{m1} = A Q_1; T_2 = T_{m2} = A Q_2, \quad (1.135)$$

де  $T_{m1}, T_{m2}$  – крутні моменти відповідно фрикційної муфти 9 та 10;

$A$  – постійна складова характеристики фрикційної муфти;

$Q_1, Q_2$  – сили притиску відповідно фрикційної муфти 9 та 10.

Враховуючи умову статичної рівноваги траверси 12 ( $Q_1 L_1 = Q_2 L_2$ ) та рівняння (1.135), можемо одержати:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{L_2}{L_1}, \quad (1.136)$$



де  $L_1$  - відстань від осі гвинта до осі внутрішньої циліндричної шестерні;  
 $L_2$  - відстань від осі гвинта до осі зовнішньої циліндричної шестерні.  
 Аналізуючи залежності (1.134) та (1.136), приходимо до остаточного висновку:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (1.137)$$

Розглянемо приклад визначення основних параметрів запропонованого приводу при використанні його для круглов'язальної машини КО-2.

Вихідні дані: потужність приводу (механізму в'язання)  $P = 1,5$  кВт; діаметр голкового циліндру  $d_u = 450$  мм; лінійна швидкість голкового циліндру  $v_u = 1,2$  м/с; діаметри ділільних кіл зубчастих коліс  $d_1 = 760$  мм;  $d_2 = 600$  мм [38]; відстань між осями циліндричних шестерень (фрикційних муфт)  $L = 136$  мм [38].

Знаходимо необхідне положення осі гвинта засобу регулювання крутних моментів фрикційних муфт. При цьому враховуємо, що:

$$L_1 + L_2 = L. \quad (1.138)$$

Використовуючи рівняння (1.137), (1.138), знаходимо:

$$L_2 = \frac{L}{\frac{d_2}{d_1} + 1} = \frac{136}{\frac{600}{760} + 1} = 76 \text{ мм}; \quad L_1 = L_2 \frac{d_2}{d_1} = 76 \cdot \frac{600}{760} = 60 \text{ мм}.$$

При знаходженні необхідних крутних моментів фрикційних муфт слід враховувати:

$$T_{i1} + T_{i2} = T, \quad (1.139)$$

де  $T$  – крутний момент приводу (механізму в'язання) [14]:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P d_u}{2 v_u} = \frac{1,5 \cdot 10^3 \cdot 450 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 1,2} = 281,25 \text{ Нм}.$$

Враховуючи залежності (1.134), (1.135) та (1.139), одержуємо необхідні крутні моменти фрикційних муфт:

$$T_{m2} = \frac{T}{\frac{d_1}{d_2} + 1} = \frac{281,25}{\frac{760}{600} + 1} = 124,08 \text{ Нм};$$

$$T_{m1} = T_{m2} \frac{d_1}{d_2} = 124,08 \cdot \frac{760}{600} = 157,17 \text{ Нм}.$$

Використовуючи одержані результати та відомі методики [14], можемо вибрати необхідні параметри фрикційних муфт та пружини стиску засобу регулювання їх крутних моментів.

Таким чином передача потужності голковому циліндру за допомогою двох ведучих циліндричних шестерень та фрикційних муфт дозволяє, в порівнянні з раніше відомими конструкціями приводів круглов'язальних машин, приблизно удвічі знизити навантаження в зубчастому зачепленні шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра та знизити навантаження на його опору, що сприяє підвищенню ефективності роботи приводу.

### **1.38. Привід круглов'язальної машини з двома водилами, що з'єднують механізми в'язання та товароприйому**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, пасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, вертикальний приводний вал, на одному кінці якого жорстко встановлено ведений шків пасової передачі, а на другому жорстко встановлена шестерня, з'єднана з зубчастим колесом механізму товароприйому, та два, розташовані діаметрально-протилежно, водила для зв'язку механізму товароприйому з голковим циліндром механізму в'язання [11]. Жорстке з'єднання водил з голковим циліндром механізму в'язання призводить до появи значних динамічних навантажень на механізм в'язання, що виникають під час пуску круглов'язальної машини, що знижує якість трикотажного полотна та довговічність роботи приводу.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи приводу.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, пасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, вертикальний приводний

вал, на одному кінці якого жорстко встановлено ведений шків пасової передачі, а на другому жорстко встановлена шестерня, з'єднана з зубчастим колесом механізму товароприйому, та два, розташовані діаметрально-протилежно, водила для зв'язку механізму товароприйому з голковим циліндром механізму в'язання, кожне із водил на верхньому своєму кінці додатково обладнане пружним елементом у вигляді пакетів плоских пружин, жорстко прикріплених своєю середньою частиною до водила таким чином, що виступаючі їх кінці розташовані в отворах голкового циліндра механізму в'язання.

Додаткове обладнання кожного водила приводу круглов'язальної машини пружним елементом у вигляді пакетів плоских пружин, жорстко прикріплених своєю середньою частиною до водила таким чином, що виступаючі їх кінці розташовані в отворах голкового циліндра механізму в'язання, дозволяє знизити динамічні навантаження на механізм в'язання, що виникають під час пуску круглов'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

На рис. 1.44 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [92].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, пасову передачу 2, ведучий шків 3 якої жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, вертикальний приводний вал 4, на одному кінці якого жорстко встановлено ведений шків 5 пасової передачі 2, а на другому жорстко встановлена шестерня 6, з'єднана з зубчастим колесом 7 механізму товароприйому 8, та два, розташовані діаметрально-протилежно, водила 9 для зв'язку механізму товароприйому 8 з голковим циліндром 10 механізму в'язання. Кожне із водил 9 на верхньому своєму кінці 11 обладнане пружним елементом у вигляді пакетів плоских пружин 12, жорстко прикріплених своєю середньою частиною до водила таким чином, що виступаючі їх кінці розташовані в отворах 13 нижньої частини голкового циліндра 10 механізму в'язання. При цьому отвори 13 виконані таким чином, щоб кінці 11 водил 9 могли переміщуватися в них при деформації пакетів плоских пружин 12.

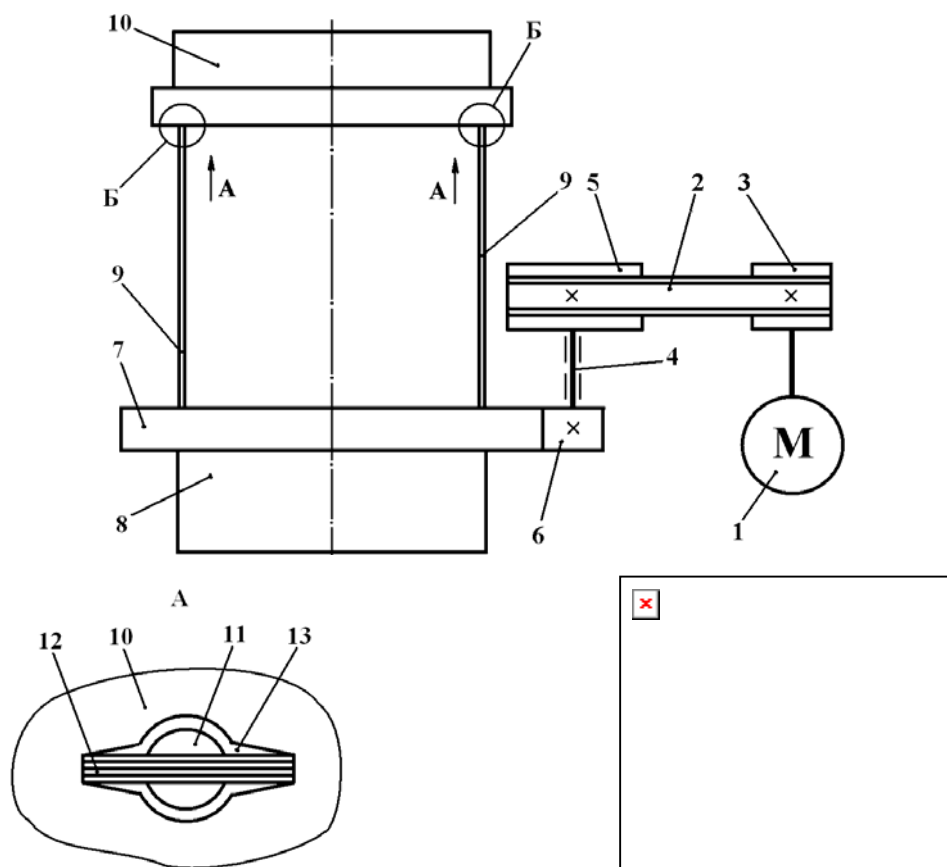


Рис. 1.44. Схема привода круглов'язальної машини з двома водилами

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою пасової передачі 2 передається вертикальному приводному валу 4 та шестерні 5, жорстко встановленій на ньому. Обертальний рух шестерні 6 шляхом зубчастого зачеплення приводить в обертання зубчасте колесо 7 та механізм товароприйому 8. Обертальний рух механізму товароприйому 8 за допомогою двох водил 9 передається голковому циліндру 10 механізму в'язання, з яким вони з'єднані. З'єднання водил 9 з голковим циліндром 10 механізму в'язання здійснюється за допомогою пакетів плоских пружин 12, розташованих в отворах 13 нижньої частини голкового циліндра 10 механізму в'язання. Наявність пакетів плоских пружин 12 знижує жорсткість в'язей привода, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень [37] і, таким чином, до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.39. Привід круглов'язальної машини з маховиком, жорстко прикріпленим до статора, встановленого в поворотних опорах**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, статор якого встановлений в опорах з можливістю повороту навколо своєї осі, важіль, жорстко прикріплений до статора, пружину стиску, встановлену з можливістю взаємодії з важелем, та шків клинопасової передачі, жорстко встановлений на валу електродвигуна [11]. Відносно незначний момент інерції статора не дозволяє ефективно знижувати динамічні навантаження в приводі, що призводить до зниження довговічності його роботи [37].

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, статор якого встановлений в опорах з можливістю повороту навколо своєї осі, важіль, жорстко прикріплений до статора, пружину стиску, встановлену з можливістю взаємодії з важелем, та шків клинопасової передачі, жорстко встановлений на валу електродвигуна, додатково обладнаний маховиком, жорстко прикріпленим до статора.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини маховиком, жорстко прикріпленим до статора, дозволяє збільшити момент інерції останнього і таким чином обмежити величину пускового моменту привода, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.45 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [93].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, статор 2 якого встановлений в опорах 3, 4 з можливістю повороту навколо своєї осі, важіль 5, жорстко прикріплений до статора 2, пружину стиску 6, встановлену з можливістю взаємодії з важелем 5, шків 7 клинопасової

передачі, жорстко встановлений на валу 8 електродвигуна 1, та маховик 9, жорстко прикріплений до статора 2.

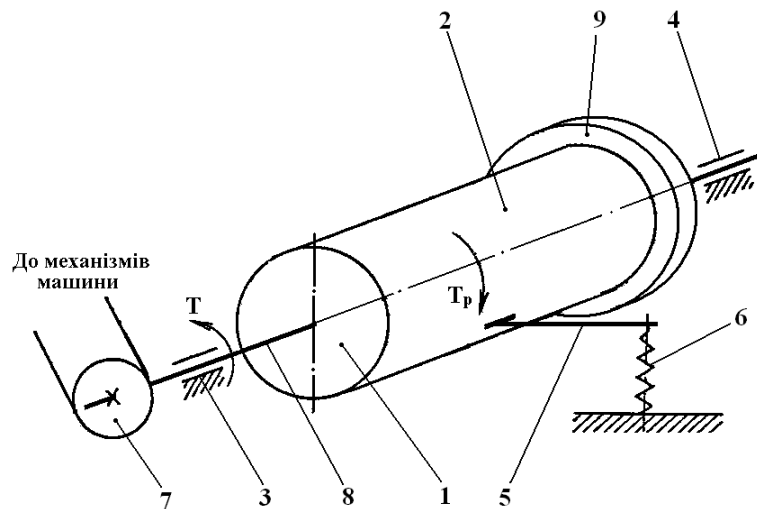


Рис. 1.45. Схема привода круглов'язальної машини з маховиком

Привід круглов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1, його реактивний пусковий момент  $T_p$  прагне повернути статор (корпус) 2 електродвигуна 1 разом з маховиком 9 за годинниковою стрілкою (згідно з рис. 1.45). Важіль 6 вступає у взаємодію з пружиною стиску 6. При цьому динамічні навантаження, що виникають у приводі, знижуються за рахунок витрати частини пускових навантажень на поворот в опорах 3, 4 статора 2 і маховика 9 відносно осі вала 8 електродвигуна 1 та на деформацію пружини стиску 6 важелем 5. У період сталого режиму роботи привода реактивний момент  $T_p$  статора урівноважується статичним моментом  $T$  електродвигуна 1 та моментом сил пружності пружини стиску 6. Обертальний рух вала 8 передається шківу 7, жорстко встановленому на ньому, і далі за допомогою механічних передач передається механізмам машини (на рис. 1.45 не показані), що необхідно для роботи машини.

#### 1.40. Привід круглов'язальної машини з шестернями з гільзовими пружинами

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з двома шестернями, які шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра [11]. Кожна із шестерень виконана

суцільною як одна деталь, що не дозволяє в повній мірі рівномірно розподілити потужність між зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням шестерень з зубчастим колесом на два потоки, що знижує довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з двома шестернями, які шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра, кожна шестерня містить ступицю, зубчастий вінець, вільно встановлений на ступиці, та гільзові пружини, встановлені між ступицею і зубчастим вінцем.

Наявність у кожній шестерні ступиці, зубчастого вінця, вільно встановленого на ступиці, та гільзових пружин, встановлених між ступицею і зубчастим вінцем, дозволяє рівномірно розподілити потужність між зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра на два потоки, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.46 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [94].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач зв'язаний з шестернями 4, 5, зубчасте колесо 6 та голковий циліндр 7, розташований в опорі 8 і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 6. Кожна із шестерень 4, 5 містить ступицю 9, зубчастий вінець 10, вільно встановлений на ступиці 9 з можливістю кутового зміщення (повороту) відносно останньої, та гільзові пружини 11, встановлені між ступицею і зубчастим вінцем та рівномірно розташовані по колу.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач передається шестерням 4, 5.

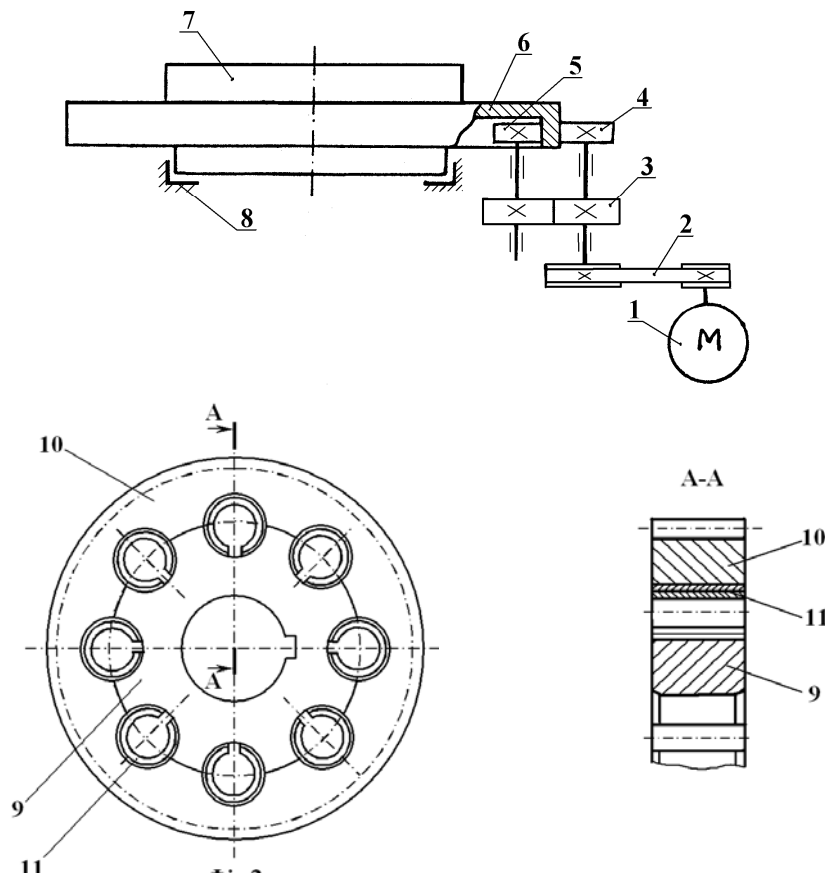


Рис. 1.46. Схема привода круглов'язальної машини з шестернями з гільзовими пружинами

Шестерня 4 шляхом зовнішнього, а шестерня 5 шляхом внутрішнього зубчастого зачеплень з зубчастим колесом 6 приводять його в обертальний рух, а разом з ним і голковий циліндр 7, жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 6 та встановлений в опорі 8. При цьому навантаження через ступицю 9 кожної шестерні за допомогою гільзових пружин 11 передається зубчастому вінцю 10. Гільзові пружини 11 завдяки своїм пружним властивостям частково поглинають динамічні коливання, що виникають під час пуску привода, знижуючи таким чином динамічних навантаження між ступицею 9 та зубчастим вінцем 10, не передаючи їх іншим деталям привода. Наявність гільзових пружин 11 забезпечує також кутове зміщення (поворот) ступиці 9 відносно зубчастого вінця 10, що компенсує можливі неточності зубчастого зачеплення шестерень 4, 5 з



зубчастим колесом 6, що забезпечує рівномірність розподілу потужності між зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням циліндричних шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 6 на два потоки завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

#### **1.41. Привід круглов'язальної машини зі спіральною пружиною та двома гальмами**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої з'єднаний з валом електродвигуна, та зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні [8]. Відсутність у складі привода засобу для зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини, призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої з'єднаний з валом електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, плоску спіральну пружину, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний з валом електродвигуна, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з ведучим шківом, та гальмо, встановлене на валу електродвигуна з протилежного від ведучого шківа кінця [40].

Використання у якості засобу зниження динамічних навантажень плоскої спіральної пружини дозволяє знизити пускові динамічні навантаження, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода. Але наявність у складі привода лише одного гальма, встановленого на валу електродвигуна, не дозволяє в повній мірі використати ефект плоскої спіральної пружини, оскільки при зупинці круглов'язальної машини лише один її кінець утримується від

розкручування. Вказане не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої з'єднаний з валом електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу співвісно з веденим шківом клинопасової передачі, а зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, плоску спіральну пружину, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний з валом електродвигуна, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з ведучим шківом, та гальмо, встановлене на валу електродвигуна з протилежного від ведучого шківа кінця, *згідно з корисною моделлю*, додатково обладнаний другим гальмом, встановленим на ведучому шківу.

Обладнання привода круглов'язальної машини другим гальмом, встановленим на ведучому шківу, дозволяє в повній мірі використати властивості плоскої спіральної пружини для здійснення пуску круглов'язальної машини з попередньо напруженими пружними в'язями привода, що знижує динамічні навантаження і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [41], кінематична схема якого представлена на рис. 1.47, містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, з'єднаний з валом електродвигуна 1, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої жорстко встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 11, 12 механізмів відповідно в'язання 13 та

товароприйому 14. До складу привода входить також плоска спіральна пружина 15, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний за допомогою втулки 16 з валом 17 електродвигуна 1, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з ведучим шківом 2 клинопасової передачі, та два нормально замкнені колодкові гальма, одне з яких гальмо 18, встановлене на кінці 19 вала електродвигуна 1 з протилежного від ведучого шківів 2 боку, а друге гальмо 20, встановлене на ведучому шківу 2.

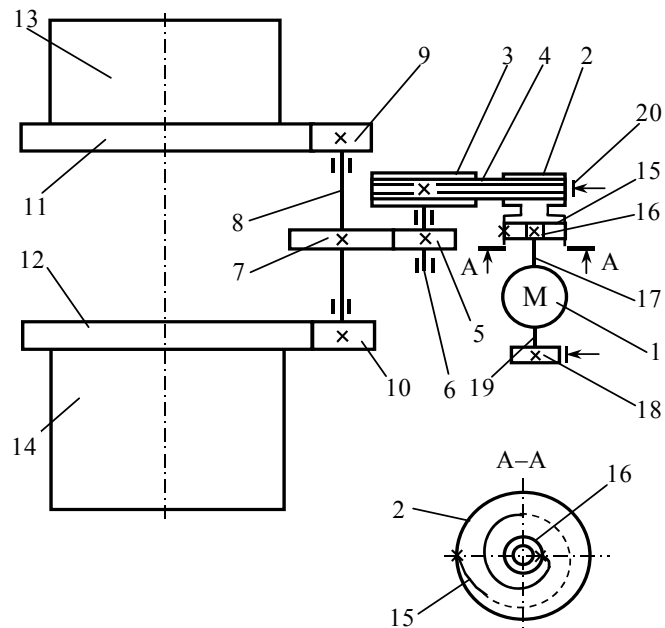


Рис. 1.47. Кінематична схема привода круглов'язальної машини зі спіральною пружиною та двома гальмами

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 одночасно з ним вимикаються нормально замкнені колодкові гальма 18, 20, звільнюючи електродвигун та ведучий шків клинопасової передачі, даючи їм можливість обертатися. Обертальний рух вала 17 електродвигуна 1 за допомогою втулки 16 закручує плоску спіральну пружину 15. Крутний момент, що виникає при цьому призводить до передачі обертального руху вала 17 електродвигуна ведучому 2 та веденому 3 шківам клинопасової передачі. Обертальний рух веденого шківів 3 передається проміжному валу 6 та ведучій шестерні 5, на якому вона жорстко встановлена, і далі шляхом зубчастого зачеплення зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлене. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10

шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 11, 12 приводять в обертальний рух голковий циліндр механізму в'язання 13 та механізм товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Наявність плоскої спіральної пружини 15 зумовлює попереднє, перед остаточним пуском круглов'язальної машини, напруження пружних в'язей привода (клини клинопасової передачі і вали) та вибір зазорів в зубчастих зачепленнях зубчастих передач привода, що призводить до зниження динамічних навантажень і, таким чином, до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

При зупинці круглов'язальної машини спрацьовують нормально замкнені гальма 18, 20, гальмуючи електродвигун 1 та ведучий шків 2, що не дозволяє розкрутитися плоскій спіральній пружині 15 і зняти попереднє напруження пружних в'язей привода, необхідне для подальшого його вмикання.

Для забезпечення можливості обертання машини від ручного привода (на рис. 1.47 не показаний) доцільно використати обгінну муфту, вмонтовану, наприклад, в зубчасте колесо 7.

Для досягнення поставленої мети – зниження динамічних навантажень в приводі за рахунок попереднього напруження його пружних в'язей, що створює плоска спіральна пружина, необхідно, щоб обидві обертальні маси привода, з'єднані пружиною, в період гальмування круглов'язальної машини мали однакове прискорення [42].

Аналіз показує, що процес гальмування круглов'язальної машини може відбуватися при наявності одного або двох гальм [18]. При цьому динамічна модель круглов'язальної машини типу КО з приводом, що містить засіб зниження динамічних навантажень з плоскою спіральною пружиною, може бути представлена у вигляді двомасової системи [20] (рис. 1.48).

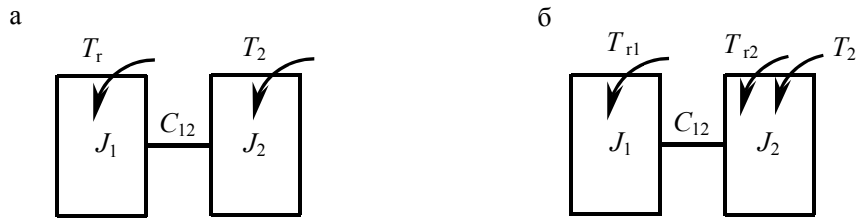


Рис. 1.48. Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО:  
а – привід с одним гальмом; б – привід з двома гальмами

Розглянемо працездатність запропонованого привода (рис. 1.47) при наявності в його складі одного гальма (гальмо 18).

Динамічні умови рівноваги мас системи для цього режиму гальмування мають вигляд [18]:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - T_\Gamma - T_{12} = 0; \quad (1.140)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + T_{12} - T_2 = 0, \quad (1.141)$$

де  $J_1, J_2$  – моменти інерції відповідно першої (сумарний момент інерції ротора електродвигуна і гальма) та другої (сумарний момент обертових мас механізмів машини та другого гальма) мас системи;

$\varphi_1, \varphi_2$  – кути повороту відповідно першої та другої мас системи при гальмуванні;

$T_{\tilde{A}}$  – гальмівний момент гальма (гальмо 18, рис. 1.47);

$T_{12}$  – момент сил пружності плоскої спіральної пружини;

$T_2$  – сумарний момент сил опору механізмів машини;

Використовуючи рівняння (1), (2), одержуємо:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{T_\Gamma + T_{12}}{J_1}; \quad (1.142)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{T_2 - T_{12}}{J_2}. \quad (1.143)$$

Тоді, враховуючи умову працездатності засобу зниження динамічних навантажень – здійснення попереднього напруження пружних в'язей привода:

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2, \quad (1.144)$$

можемо записати:

$$J_2(T_\Gamma + T_{12}) = J_1(T_2 - T_{12}). \quad (1.145)$$

Очевидно, ефективне зниження динамічних навантажень (пуск системи з попередньо напруженими в'язями) може бути досягнуто при умові [18]:

$$0,9T_2 \leq T_{12} \leq T_2. \quad (1.146)$$

В разі, коли  $T_{12} = T_2$ , вираз (1.146) набуває вигляду:

$$J_2(T_\Gamma + T_2) = 0, \quad (1.147)$$

чого не може бути.

При  $T_{12} = 0,9T_2$  вираз (1.145) приймає вид:

$$J_2(T_\Gamma + 0,9T_2) = 0,1J_1T_2. \quad (1.148)$$

З рівняння (10) знаходимо:

$$T_\Gamma = \frac{(0,1J_1 - 0,9J_2)T_2}{J_2}. \quad (1.149)$$

Очевидно, щоб задовольнити рівняння (1.149), необхідно виконати умову:  $0,1J_1 > 0,9J_2$ , що також не може бути, оскільки для круглов'язальних машин  $J_2 > J_1$  (для круглов'язальної машини КО-2  $J_2 \approx 3J_1$ ).

З вище приведенного можемо зробити висновок, що працездатність запропонованої конструкції привода не може бути забезпечена при наявності одного гальма, встановленого на валу електродвигуна.

Розглянемо працездатність запропонованої конструкції привода при наявності в його складі двох гальм (гальма 18, 20).

Динамічні умови рівноваги мас системи для цього режиму гальмування мають вигляд [18]:

$$J_1\ddot{\phi}_1 - T_{\Gamma 1} - T_{12} = 0; \quad (1.150)$$

$$J_2\ddot{\phi}_2 + T_{12} - T_2 - T_{\Gamma 2} = 0, \quad (1.151)$$

де  $T_{\Gamma 1}, T_{\Gamma 2}$  - гальмівні моменти відповідно першого та другого гальма.

Використовуючи рівняння (1.150), (1.151), одержуємо:

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{T_{\Gamma 1} + T_{12}}{J_1}; \quad (1.152)$$

$$\ddot{\phi}_2 = \frac{T_2 + T_{\Gamma 2} - T_{12}}{J_2}. \quad (1.153)$$

Прийнявши в рівняннях (1.152), (1.153)  $T_{12} = T_2$  та враховуючи умову (1.144), одержуємо:

$$J_2(T_{\Gamma 1} + T_2) = J_1 T_{\Gamma 2}. \quad (1.154)$$

Із (1.154) знаходимо:

$$T_{\Gamma 2} = \frac{J_2(T_{\Gamma 1} + T_2)}{J_1}. \quad (1.155)$$

Враховуючи умову  $T_{\Gamma 1} \leq T_{12} = T_2$ , що забезпечує попереднє напруження пружних в'язей привода, приймаємо:

$$T_{\Gamma 1} = T_2. \quad (1.156)$$

Тоді із рівняння (1.155) знаходимо:

$$T_{\Gamma 2} = \frac{2J_2 T_2}{J_1}. \quad (1.157)$$

Час гальмування круглов'язальної машини  $t$  при використанні запропонованого привода, прийнявши процес гальмування рівномірно змінним [18, 42], буде дорівнювати:

$$t = \frac{(J_1 + J_2) \omega_{\partial \epsilon}}{T_{\Gamma 1} + T_{\Gamma 2} + T_2}, \quad (1.158)$$

де  $\omega_{\partial \epsilon}$  - кутова швидкість вала електродвигуна (в разі, коли за вал приведення параметрів динамічної моделі прийнято вал електродвигуна).

Враховуючи (1.156), (1.157), вираз (1.158) набуває остаточного вигляду:

$$t = \frac{J_1 \omega_{\partial \epsilon}}{2T_2}. \quad (1.159)$$

В разі використання запропонованого привода з засобом зниження динамічних навантажень у вигляді плоскої спіральної пружини у складі круглов'язальної машини КО-2, для якої:  $T_2 = 22,1 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,023 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,062 \text{ кгм}^2$ ;  $\omega_{\partial \epsilon} = 99,48 \text{ рад/с}$ , величина гальмівних моментів першого

та другого гальм згідно з (1.156), (1.157) будуть дорівнювати:

$$T_{Г1} = 22,1 \text{ Нм}; \quad T_{Г2} = 119,15 \text{ Нм}.$$

При цьому час гальмування машини (1.158) становить:  $t = 0,05$  с, що відповідає умові в'язання високоякісного трикотажного полотна [18].

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

– запропонована авторами конструкція привода круглов'язальної машини з засобом зниження динамічних навантажень шляхом забезпечення попереднього напруження його в'язей, виконаним у вигляді плоскої спіральної пружини, працездатна на надійна в роботі;

– використання даного засобу у складі привода дозволяє підвищити довговічність та надійність роботи як самого привода, так і круглов'язальної машини, де він використовується;

– запропонована конструкція засобу зниження пускових динамічних навантажень, що містить плоску спіральну пружину, та метод вибору його параметрів можуть бути використані і для інших типів машин як легкого, так і загального машинобудування.

#### **1.42. Привід круглов'язальної машини з шестернею з двох частин з можливістю їх взаємного кутового повороту**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з зовнішньою та внутрішньою шестернями, які шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра [11]. Кожна із шестерень виконана суцільною як одна деталь, що не дозволяє компенсувати можливі неточності зубчастих зачеплень шестерень з зубчастим колесом, і, відповідно, рівномірно розподілити потужність між зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням шестерень з зубчастим колесом на два потоки, що знижує довговічність роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому новим



виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з зовнішньою та внутрішньою шестернями, які шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом, жорстко з'єднаним з голковим циліндром, зовнішня шестерня виконана із двох, розташованих взаємно концентрично, частин – ступиці і зубчастого вінця, при цьому зубчастий вінець має можливість кутового повороту відносно ступиці з послідуєчим жорстким їх кріпленням.

Виконання в приводі круглов'язальної машини зовнішньої шестерні із двох, розташованих взаємно концентрично, частин – ступиці і зубчастого вінця, при цьому зубчастий вінець має можливість кутового повороту відносно ступиці з послідуєчим жорстким їх кріпленням, дозволяє шляхом компенсації можливих неточностей зубчастих зачеплень шестерень з зубчастим колесом рівномірно розподілити потужність між зовнішнім та внутрішнім зубчастими зачепленнями циліндричних шестерень з зубчастим колесом, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.49 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [95].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач зв'язаний з зовнішньою 4 та внутрішньою 5 шестернями, зубчасте колесо 6 та голковий циліндр 7, розташований в опорі 8 і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 6. Зовнішня шестерня 4 виконана із двох, розташованих взаємно концентрично, частин – ступиці 9 і зубчастого вінця 10. Ступиця 9 жорстко кріпиться за допомогою, наприклад, шпонки 11 на валу, а

зубчастий вінець 10 встановлений на ступиці 9 і може жорстко кріпитися до неї за допомогою болтів 13. При цьому зубчастий вінець 10 має можливість кутового повороту відносно ступиці 9 з послідуочим жорстким їх кріпленням за допомогою болтів 13, встановлених в фігурних пазах 14 зубчастого вінця 10.

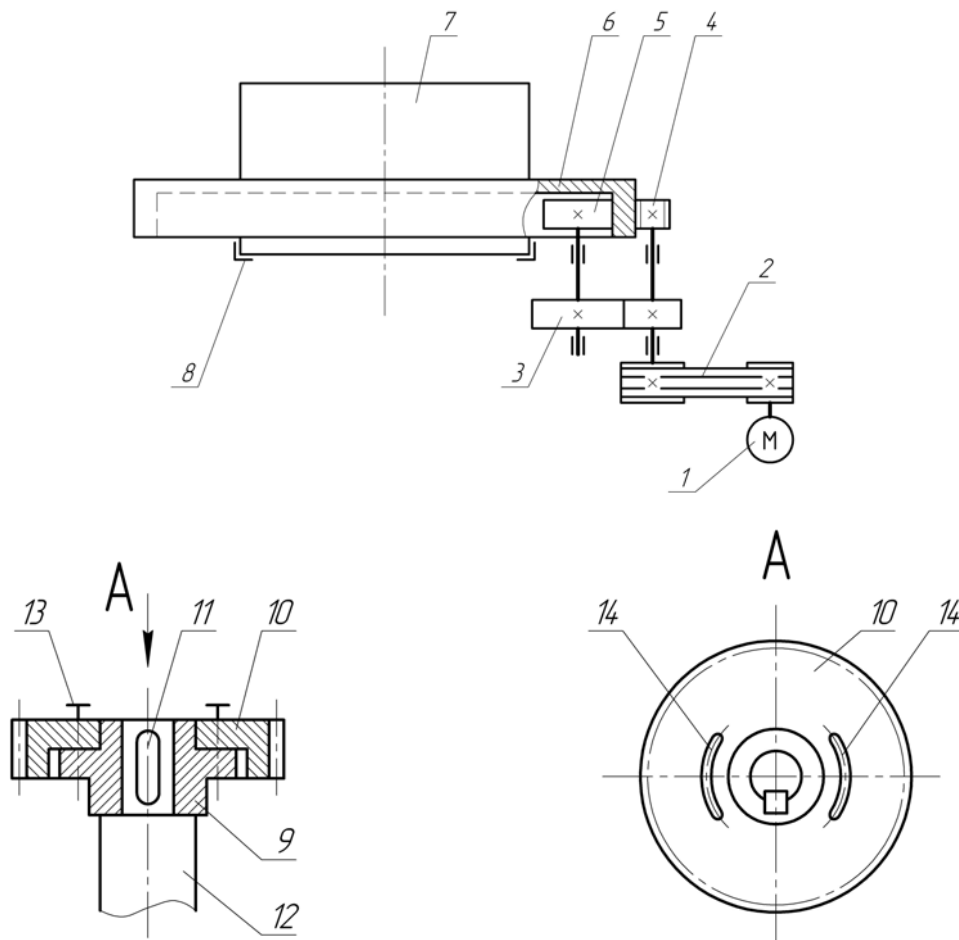


Рис. 1.49. Схема привода круглов'язальної машини

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач передається зовнішній 4 та внутрішній 5 шестерням. Зовнішня шестерня 4 шляхом зовнішнього, а внутрішня шестерня 5 шляхом внутрішнього зубчастого зачеплень приводять в обертальний рух зубчасте колесо 6 та голковий циліндр 7, жорстко з ним з'єднаний та встановлений в опорі 8. Радіальні сили, що виникають в зубчастому зачеплення

шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 6, взаємно урівноважуються і, таким чином розвантажують опору 8 голкового циліндра 7. Можливість кутового повороту зубчастого вінця 10 зовнішньої шестерні 4 відносно її ступиці 9 з послідуємим жорстким їх кріпленням болтами 13 усуває зазори в зубчастих зачепленнях зовнішньої 4 та внутрішньої 5 шестерень з зубчастим колесом 6, що забезпечує рівномірність розподілу потужності між зовнішнім та внутрішнім зубчастими зачепленнями шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 6 завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

#### **1.43. Привід круглов'язальної машини з пакетами плоских пружин, що з'єднують зубчасте колесо з голковим циліндром**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з вертикальним приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені шестерні, одна з яких кінематично з'єднана з зубчастим колесом, з'єднаним з голковим циліндром, встановленим в опорі [9]. Жорстке з'єднання зубчастого колеса з голковим циліндром призводить до появи значних радіальних навантажень, що діють на його опору, а також динамічних навантажень на голковий циліндр, що призводить до зниження довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з вертикальним приводним валом, на кінцях якого жорстко закріплені шестерні, одна з яких кінематично з'єднана з зубчастим колесом, з'єднаним з голковим циліндром, встановленим в опорі, додатково обладнаний пружними елементами у вигляді пакетів плоских пружин, за допомогою яких зубчасте колесо з'єднане з голковим циліндром, та додатковою опорою, причому зубчасте колесо встановлене в додатковій опорі.

Додаткове обладнання приводу круглов'язальної машини пружними елементами у вигляді пакетів плоских пружин, за допомогою яких зубчасте колесо з'єднане з голковим циліндром, та додатковою опорою, причому зубчасте колесо встановлене в додатковій опорі, дає можливість усунути радіальні навантаження, що діють на опору голкового циліндра, а також знизити динамічні навантаження на голковий циліндр, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу.

На рис. 1.50 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [96].

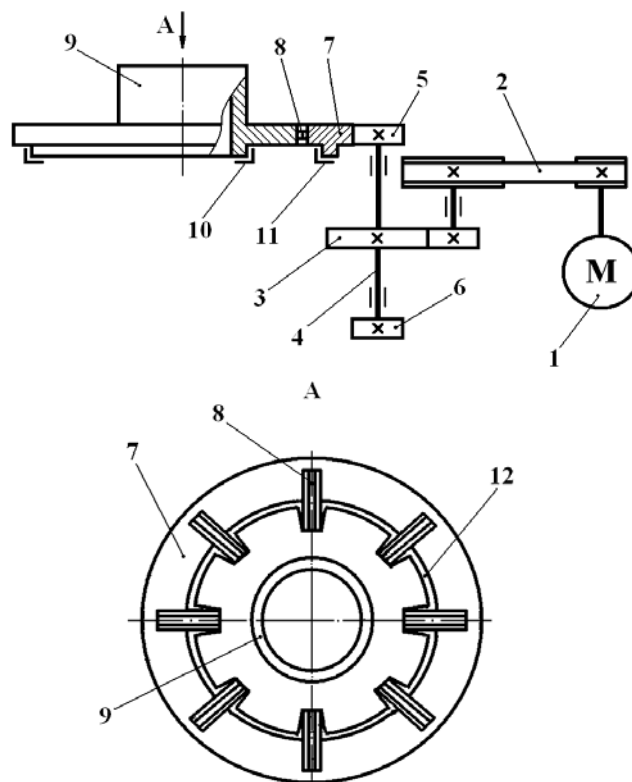


Рис. 1.50. Привід круглов'язальної машини з пакетами плоских пружин

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою пасової 2 та зубчастої 3 передач зв'язаний з вертикальним приводним валом 4, на кінцях якого жорстко закріплені шестерні 5, 6. Шестерня 5 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 7, з'єднаним за допомогою пружних елементів, виконаних у вигляді пакетів плоских пружин 8, з голковим циліндром 9, встановленим в опорі 10. Привід містить також додаткову опору 11, в якій встановлене зубчасте

колесо 7. Між зубчастим колесом 7 та голковим циліндром 9 виконаний зазор 12.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою пасової 2 та зубчастої 3 передач передається вертикальному приводному валу 4 та шестерням 5, 6, жорстко з ним зв'язаним. Шестерня 5 шляхом зубчастого зачеплення приводить в обертальний рух зубчасте колесо 7 та голковий циліндр 9, з'єднаний з ним за допомогою пакетів плоских пружин 8. Радіальні сили, що виникають в зубчастому зачепленні шестерні 5 з зубчастим колесом 7, приймаються додатковою опорою 11 і не передаються голковому циліндру 9, оскільки між ним та зубчастим колесом існує зазор 12. Наявність плоских пружин 8 знижує дію динамічні навантаження на голковий циліндр 9, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

#### **1.44. Привід круглов'язальної машини з маховиком, встановленим на проміжному валу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та маховик з електромагнітною фрикційною муфтою [11]. Маховик з'єднаний з валом електродвигуна за допомогою електромагнітної фрикційної муфти. Встановлення маховика на валу електродвигуна призводить до значних його перевантажень в період пуску. Враховуючи, що особливістю круглов'язальних машин є часті їх зупинки та пуски, кількість яких в окремих випадках перевищує 200 за зміну [18], наявність маховика на валу електродвигуна негативно впливає на довговічності роботи електродвигуна [97] та привода в цілому.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому виконанням нових зв'язків його елементів забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та маховик з електромагнітною фрикційною муфтою, згідно з розробками авторів, маховик встановлено на проміжному валу та з'єднаний з ним за допомогою електромагнітної фрикційної муфти.

Встановлення маховика на проміжному валу та з'єднання його з проміжним валом за допомогою електромагнітної фрикційної муфти дозволяє покращити пусковий режим роботи електродвигуна, знижуючи одночасно пускові навантаження на елементи привода [98], що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.51 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [99].

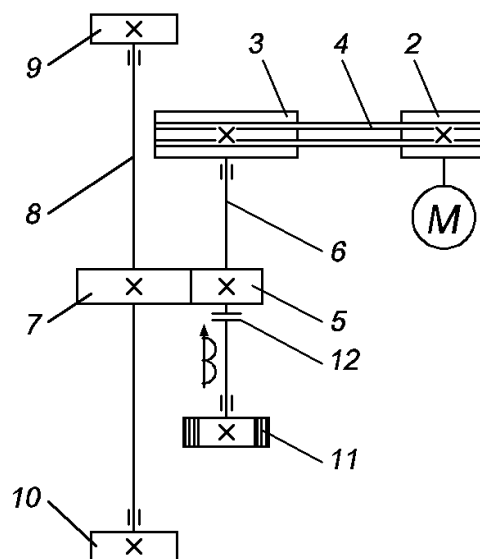


Рис. 1.51. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з маховиком

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої жорстко встановлена на проміжному валу 6, на якому встановлений також ведений шків 3. Зубчасте колесо 7 зубчастої передачі жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.51 не показані). До складу привода входить також маховик 11, зв'язаний за допомогою електромагнітної муфти 12 з проміжним валом 6.

Привід працює таким чином. При пуску круглов'язальної машини спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта 12, з'єднуючи маховик 11 з проміжним валом 6, а потім вмикається електродвигун 1. Обертальний рух електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі (2...4) передається проміжному валу 6 та маховику 11 і далі за допомогою зубчастої передачі (5, 7) передається вертикальному приводному валу 8 з жорстко закріпленими на його кінцях циліндричними шестернями 9 і 10. Обертальний рух циліндричних шестерень 9, 10 передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому (на рис. 1.51 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Після закінчення режиму пуску (перехід круглов'язальної машини в стаціонарний режим роботи) електромагнітна фрикційна муфта 12 вимикається, розриваючи зв'язок маховика 11 з проміжним валом 6. Така компоновка привода призводить до того, що в період пуску електродвигуна його пусковий момент розгалужується на два потоки: один потік поступає на маховик, інший на привід, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в приводі і, як результат, до підвищення довговічності його роботи. Кінематичний зв'язок електродвигуна з маховиком за допомогою клинопасової передачі дає змогу шляхом проковзування ведучого шківка 2 відносно клинових пасів 4 зменшити негативний вплив пускових навантажень на роботу електродвигуна, що дозволяє покращити пусковий режим роботи електродвигуна і, таким чином, підвищити довговічність роботи привода круглов'язальної машини.

### **1.45. Привід круглов'язальної машини з ланцюговою передачею**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом та вертикальний приводний вал, кінематично з'єднані між собою за допомогою механічних передач [3]. Наявність жорсткої кінематичної в'язі механічних передач, встановлених між електродвигуном та вертикальним приводним валом, виконаної у вигляді двох послідовно розташованих циліндричних зубчастих передач, призводить до значних динамічних навантажень, що виникають під час несталого режиму роботи привода (пуск, гальмування), що знижує надійність і довговічність роботи привода та ускладнює його конструкцію.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом та вертикальний приводний вал, кінематично з'єднані між собою за допомогою механічних передач [8]. Заміна однієї із циліндричних зубчастих передач, що містяться в складі механічних передач привода, клинопасовою зменшує жорсткість кінематичної в'язі між електродвигуном та зубчастою передачею, що знижує динамічні навантаження в приводі і, таким чином, підвищує надійність та довговічність його роботи. Але наявність двох передач (клинопасової та циліндричної зубчастої) знижує коефіцієнт корисної дії привода та ускладнює його конструкцію, що призводить до зниження надійності і довговічності його роботи.

Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку конструкцію привода круглов'язальної машини, в якій шляхом заміни його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом та вертикальний приводний вал, кінематично з'єднані між собою за допомогою механічних передач, механічні передачі виконані у вигляді ланцюгової передачі з ведучою зірочкою, жорстко встановленою на валу електродвигуна, та веденою зірочкою, жорстко встановленою на вертикальному приводному валу.



Виконання механічних передач привода у вигляді одної ланцюгової передачі з ведучою зірочкою, жорстко встановленою на валу електродвигуна, та веденою зірочкою, жорстко встановленою на вертикальному приводному валу, дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії привода та спростити його конструкцію, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [43], кінематична схема якого представлена на рис. 1.52, містить електродвигун 1, ланцюгову передачу 2, що містить ведучу 3 та ведену 4 зірочки, і вертикальний приводний вал 5, при цьому ведуча зірочка 3 жорстко встановлена на валу електродвигуна 1, а ведена зірочка 4 жорстко встановлена на вертикальному приводному валу 5. На кінцях вертикального приводного вала 5 жорстко закріплені циліндричні шестерні 6 та 7, які знаходяться в зачепленні з зубчастими колесами відповідно 8, 9, що необхідно для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання 10 та товароприйому 11.

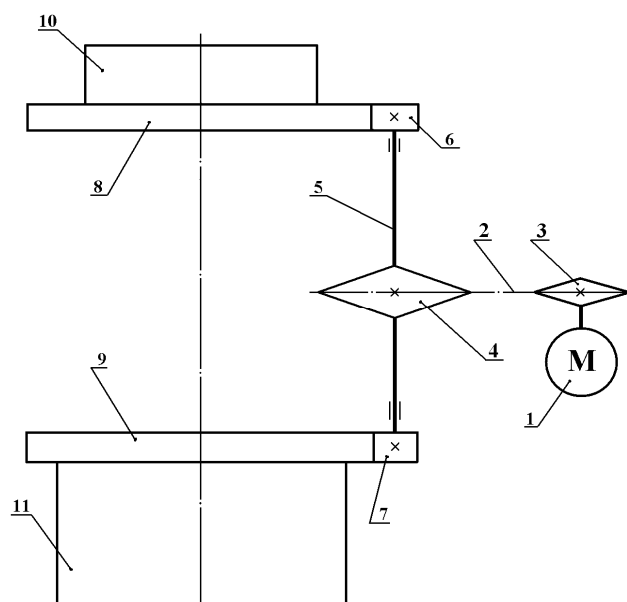


Рис. 1.52. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з ланцюговою передачею

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою ланцюгової передачі (2, 3, 4) передається вертикальному приводному валу 5. При цьому жорстко

закріплені на його кінцях циліндричні шестерні 6 та 7 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами відповідно 8, 9, приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання 10 та механізм товароприйому 11, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Аналіз та розрахунки, виконані згідно з методиками [29, 33], показують, що параметрами ланцюгової передачі в разі використання її в приводі круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм, його лінійній швидкості 1,1 м/с, потужності електродвигуна привода  $P = 2,2$  кВт та частоті обертання його вала  $n = n_1 = 950$  об/хв будуть (враховуючи особливості круглов'язальних машин типу КО, доцільно використати ланцюгову передачу з зубчастим ланцюгом з одностороннім зачепленням): ланцюг зубчастий з одностороннім зачепленням ГОСТ 13552-81 з кроком  $t = 15,875$  мм, шириною  $b = 54$  мм, довжиною ланок  $L_t = 108$  мм та розривним зусиллям  $Q_p = 69$  кН; число зубів ведучої та веденої зірочок  $Z_1 = 31$ ;  $Z_2 = 53$ ; міжосьова відстань  $a = 520$  мм.

При цьому умова обмеження числа ударів ланцюга в секунду при набіганні та збіганні його з зірочок  $\psi \leq [\psi]$  виконується (фактичне число ударів ланцюга  $\psi = 18,18$ , допустиме число ударів ланцюга  $[\psi] = 47$  [29]). Вибраний ланцюг також відповідає умові міцності  $n \geq [n]$  (фактичний запас міцності ланцюга  $n = 88,58$ , допустимий запас міцності ланцюга  $[n = 32]$  [29]).

Жорсткість вибраного ланцюга знаходиться із умови [37]:

$$C_{\ddot{e}} = \frac{E A R^2}{L},$$

де  $E$  – модуль пружності ланцюга;

$A$  – площа поперечного перерізу пластин ланцюга;

$R$  – радіус ведучої зірочки;

$L$  – довжина робочої вітки ланцюга.

Враховуючи, що для нашого випадку:  $E = 1,2 \cdot 10^4$  МПа [37];

$A = 198 \text{ мм}^2$ ;  $R = 78,455 \text{ мм}$ ;  $L = a = 520 \text{ мм}$ , жорсткість зубчастого ланцюга становить  $C_{\varepsilon} = 28070 \text{ Нм/рад}$ .

Оскільки жорсткість ланцюга перевищує жорсткість клинових пасів пасової передачі привода (сумарна жорсткість клинових пасів становить  $1940 \text{ Нм/рад}$  [44]), замість яких вона використана в запропонованому приводі, в  $14,46$  разів, для оцінки впливу зміни конструкції привода на величину пускових динамічних навантажень, динамічна модель круглов'язальної машини типу КО може бути представлена у вигляді двомасової системи [20], представленої на (рис. 1.53).

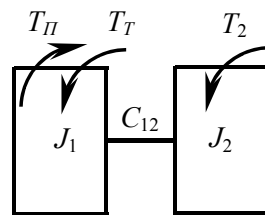


Рис. 1.53. Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО

На рисунку використовуються такі позначення:  $T_{II}, T_T, T_2$  – відповідно (пусковий) момент електродвигуна та моменти сил опору товароприйомного та в'язального механізмів машини (тут і надалі приведені до валу електродвигуна параметри);  $J_1, J_2$  – відповідно моменти інерції першої (ротор електродвигуна з урахуванням моментів інерції ланцюгової передачі та обертальних мас товароприйомного механізму) та другої мас системи (моменти інерції обертальних мас механізму в'язання);  $C_{12}$  – жорсткість пружної в'язі системи (жорсткість вертикального приводного вала на ділянці ведена зірочка-шестерня 6 – рис. 1.52).

При виконанні динамічного аналізу привода будемо враховувати, що момент прикладений до першої (ведучої) маси дорівнює:  $T_1 = T_I - T_D$ .

Тоді перший етап пуску машини запишемо у вигляді рівняння:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \quad (1.160)$$

де  $\varphi_1$  – кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференціального рівняння (1.160) можемо представити у

вигляді [20]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta t + B_{12} \sin \beta t + a_{12}, \quad (1.161)$$

де  $T_{12}$  – момент пружних сил, що виникає у в'язі  $C_{12}$ ,

$$T_{12} = C_{12} \phi_1; \quad (1.162)$$

$A, B$  – постійні диференціювання;

$$\beta – \text{циклова частота коливань маси } J_1 \text{ системи, } \beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (1.163)$$

$$a_{12} – \text{постійна складова моменту } T_{12}, \text{ згідно з [20]: } a_{12} = T_1. \quad (1.164)$$

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи  $T_{(12)0} = 0; \dot{T}_{(12)0} = 0$  знаходимо:

$$A = -T_1; \quad B = 0. \quad (1.165)$$

Підставивши (1.164), (1.165) в (1.161), знаходимо:

$$T_{12} = T_1(1 - \cos \beta t). \quad (1.166)$$

З рівняння (1.166) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску)  $\tau_1$ , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові  $T_{12} = T_2$ :

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (1.167)$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при таких початкових умовах: при  $t = 0$   $T_{(12)0} = T_2; \dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \sin \beta \tau_1$ .

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (1.168)$$

Підставивши параметри  $\ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2$ , знайдені із (1.168) в рівняння  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2)$  знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[ T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left( 1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (1.169)$$

Розв'язок диференціального рівняння (1.169) можемо представити у вигляді (1.161). При цьому для другого етапу пуску, враховуючи початкові умови та рекомендації [44], знаходимо параметри рівняння (1.161):

$$A_{12} = T_2 - a; \quad B = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2 J_1 J_2}}. \quad (1.170)$$

Аналізуючи рівняння (1.161) та враховуючи (1.170), приходимо до висновку, що максимальна величина моменту  $T_{12}$  буде дорівнювати:

$$T_{12 \max} = A_{12} + B_{12} + a = T_2 + \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}. \quad (1.171)$$

Використовуючи приведену вище методику, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в приводі під час пуску круглов'язальної машини КО-2. За вихідні дані, враховуючи технічну характеристику машини та особливості привода з ланцюговою передачею, приймаємо [44]:

$$T_{\dot{\gamma}} = 48,6 \text{ Нм}; \quad T_T = 4,4 \text{ Нм}; \quad T_1 = T_{\dot{\gamma}} - T_T = 44,2 \text{ Нм}; \quad T_2 = 17,7 \text{ Нм}; \\ J_1 = 0,064 \text{ кгм}^2; \quad J_2 = 0,021 \text{ кгм}^2; \quad C_{12} = 3062 \text{ Нм/рад}.$$

Розрахунки показують, що максимальний момент  $T_{12 \max}$ , який виникає в пружній в'язі привода (вертикальний приводний вал), в разі використання запропонованої конструкції привода у складі круглов'язальної машини КО-2 буде дорівнювати:  $T_{12 \max} = 42,57 \text{ Нм}$ . При цьому динамічні перевантаження  $K$  вертикального приводного вала становлять:  $k = 2,4$ , що в 1,43 рази менше, ніж при роботі машини з існуючою конструкцією привода [44].

#### **1.46. Привід круглов'язальної машини з плоскою спіральною пружиною**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі [8]. Відсутність у складі привода засобу для зниження пускового моменту електродвигуна призводить до значних динамічних

навантажень, що виникають під час пуску машини (жорсткий пуск), що знижує надійність і довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, додатково обладнаний плоскою спіральною пружиною, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний з вертикальним приводним валом, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з зубчастим колесом, та гальмом, встановленим на валу електродвигуна з протилежного від ведучого шківа боку, причому зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу вільно.

Обладнання приводу круглов'язальної машини плоскою спіральною пружиною, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний з вертикальним приводним валом, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з зубчастим колесом, та гальмом, встановленим на валу електродвигуна з протилежного від ведучого шківа боку, причому зубчасте колесо встановлено на вертикальному приводному валу вільно, дозволяє здійснювати пуск круглов'язальної машини з попередньо напруженими пружними в'язями привода, що знижує динамічні навантаження [37] і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.54 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [100].

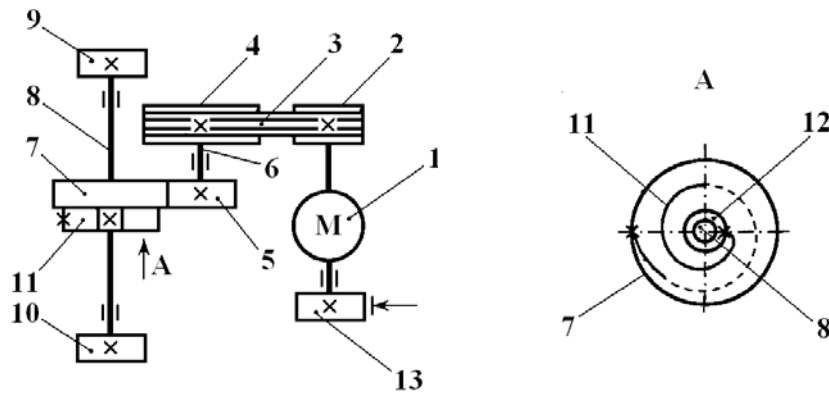


Рис. 1.54. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з плоскою спіральною пружиною

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, і зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої жорстко встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1.54 не показані). До складу привода входить також плоска спіральна пружина 11, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний за допомогою втулки 12 з вертикальним приводним валом 8, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 7, та нормально замкнене колодкове гальмо 13, встановлене на валу електродвигуна 1 з протилежного від ведучого шківа 2 боку.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 одночасно з ним вимикається нормально замкнене колодкове гальмо 13, звільнюючи електродвигун 1 та даючи йому можливість обертатися. Обертальний рух вала електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 2...4 передається проміжному валу 6 та ведучій шестерні 5, на якому вона жорстко встановлена, і далі шляхом зубчастого зачеплення зубчастому колесу 7. Обертаючись, зубчасте колесо 7 закручує плоску

спіральну пружину 11, зовнішній кінець якої жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 7. Крутний момент, що виникає при цьому в плоскій спіральній пружині 11, призводить до передачі обертального руху з'єднаній з нею втулці 12 та закріпленому з нею вертикальному приводному валу 8. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 приводять в обертальний рух голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.54 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Наявність плоскої спіральної пружини 11 зумовлює попереднє, перед остаточним пуском круглов'язальної машини, напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів в зубчастих зачепленнях зубчастих передач привода, що призводить до зниження динамічних навантажень і, таким чином, до підвищення надійності та довговічності роботи привода. При зупинці круглов'язальної машини спрацьовує нормально замкнене гальмо 13, гальмуючи електродвигун 1, що не дозволяє розкрутитися плоскій спіральній пружині 11 і зняти попереднє напруження пружних в'язей привода, необхідне для подальшого його вмикання.

#### **1.47. Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою, встановленою на приводному валу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, та вертикальний приводний вал [8]. Відсутність засобу зниження пускового моменту електродвигуна призводить до зниження довговічності роботи привода [37].

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.



Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, додатково обладнаний електромагнітною фрикційною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу, причому зубчасте колесо з'єднане з вертикальним приводним валом за допомогою електромагнітної фрикційної муфти.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини електромагнітною фрикційною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу, причому зубчасте колесо з'єднане з вертикальним приводним валом за допомогою електромагнітної фрикційної муфти, дозволяє знизити пусковий момент електродвигуна, що передається приводу в момент пуску машини, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.55 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [101].

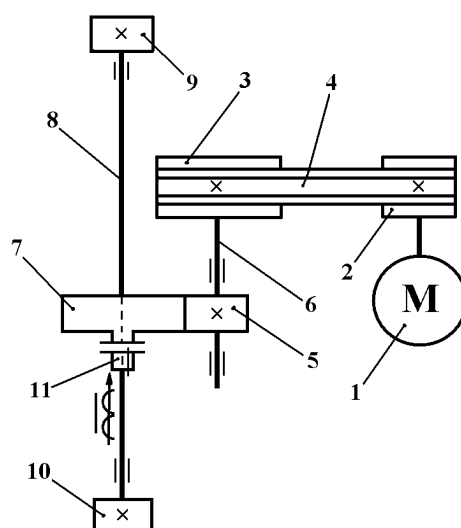


Рис. 1.55. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.55 не показані). Привід круглов'язальної машини містить також електромагнітну фрикційну муфту 11, встановлену на вертикальному приводному валу 8, для з'єднання зубчастого колеса 7 з вертикальним приводним валом 8.

Принцип роботи привода такий. Електрична схема управління привода (на кресленні не показана) виконана таким чином, що спершу вмикається електродвигун 1, а потім з деякою затримкою в часі (за який електродвигун досягне сталої швидкості обертання) вмикається електромагнітна фрикційна муфта 11, з'єднуючи зубчасте колесо 7 з вертикальним приводним валом 8. При цьому обертальний рух вала електродвигуна 1 за допомогою клинопасової (2, 3, 4) та зубчастої (5, 7) передач передається вертикальному приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.55 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Таким чином пуск круглов'язальної машини відбувається при обмеженому пусковому моменті електродвигуна (пусковий момент електродвигуна обмежений його статичною характеристикою та електромагнітною фрикційною

муфтою), що призводить до підвищення довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

#### **1.48. Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою та гальмом, встановленими на приводному валу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі [9]. Гальмування машини під час зупинки здійснюється за допомогою гальмування електродвигуна методом протиструму (динамічне гальмування), що викликає значні динамічні навантаження привода та призводить до зниження довговічності його роботи [37].

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлено зубчасте колесо зубчастої передачі, додатково обладнаний електромагнітною фрикційною муфтою та колодковим гальмом з гальмівним диском, встановленими на вертикальному приводному валу, причому зубчасте колесо з'єднане з вертикальним приводним валом за допомогою електромагнітної фрикційної муфти, а гальмівний диск жорстко закріплений на вертикальному приводному валу.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини електромагнітною фрикційною муфтою та колодковим гальмом з гальмівним диском, встановленими на вертикальному приводному валу, причому зубчасте колесо з'єднане з вертикальним приводним валом за

допомогою електромагнітної фрикційної муфти, а гальмівний диск жорстко закріплений на вертикальному приводному валу, дозволяє знизити динамічні навантаження привода, що виникають під час гальмування круглов'язальної машини, за рахунок відключення основних обертових мас привода (ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передач) від вертикального приводного вала, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.56 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [102].

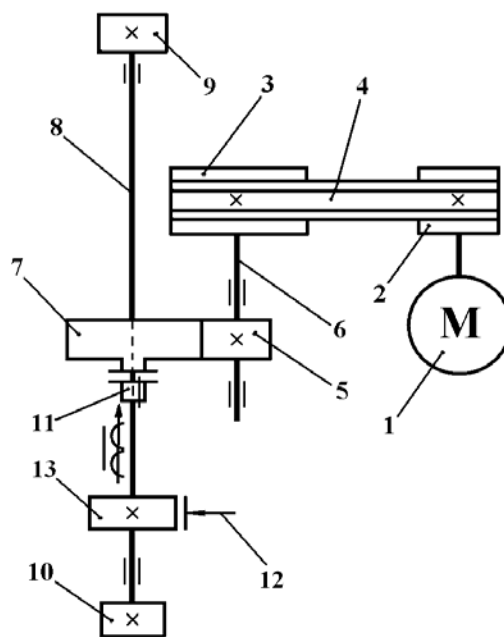


Рис. 1.56. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою та гальмом

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.56 не показані). Привід круглов'язальної машини містить також

електромагнітну фрикційну муфту 11, встановлену на вертикальному приводному валу 8, для з'єднання зубчастого колеса 7 з вертикальним приводним валом 8 та колодкове гальмо 12 з гальмівним диском 13, жорстко закріпленим на вертикальному приводному валу 8. Колодкове гальмо виконане нормально розімкненим (вмикається лише під час гальмування машини).

Принцип роботи привода такий. Електрична схема управління привода (на рис. 1.56 не показана) виконана таким чином, що спершу вмикається електродвигун 1, а потім з деякою затримкою в часі (за який електродвигун досягне сталої швидкості обертання) вмикається електромагнітна фрикційна муфта 11, з'єднуючи зубчасте колесо 7 з вертикальним приводним валом 8. При цьому обертальний рух вала електродвигуна 1 за допомогою клинопасової (2, 3, 4) та зубчастої (5, 7) передач передається вертикальному приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.56 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. В момент зупинки машини електродвигун 1 і електромагнітна фрикційна муфта 11 вимикаються. А колодкове гальмо вмикається. При цьому за рахунок відключення основних обертових мас привода (ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передач) від вертикального приводного вала здійснюється зниження динамічних навантажень привода [18], що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

#### **1.49. Привід, електродвигун якого з'єднаний з приводним валом за допомогою відцентрової фрикційної муфти**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, на якому жорстко закріплені верхня та нижня циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [3]. Наявність жорсткої кінематичної в'язі електродвигуна з вертикальним приводним валом, виконаної у вигляді

двох послідовно розташованих циліндричних зубчастих передач, призводить до значних динамічних навантажень, що виникають під час несталого режиму роботи привода (пуск, гальмування), що знижує надійність і довговічність роботи привода та ускладнює його конструкцію. Зниження надійності та довговічності роботи привода зумовлює також і те, що кінематичний зв'язок електродвигуна з вертикальним приводним валом здійснено таким чином, що одне із зубчастих коліс двох послідовно розташованих циліндричних зубчастих передач жорстко закріплено на вертикальному приводному валу між його верхньою та нижньою циліндричними шестернями [45].

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, на якому жорстко закріплені верхня та нижня циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [8]. Заміна однієї із циліндричних зубчастих передач, що містяться у складі в'язі, що з'єднує електродвигун з вертикальним приводним валом, клинопасовою зменшує жорсткість кінематичної в'язі між електродвигуном та вертикальним приводним валом, що частково знижує динамічні навантаження в приводі і, таким чином, підвищує надійність та довговічність його роботи. Але той факт, що зубчасте колесо циліндричної зубчастої передачі, що здійснює кінематичний зв'язок електродвигуна з вертикальним приводним валом, жорстко закріплено на вертикальному приводному валу між його верхньою та нижньою циліндричними шестернями, не здатне ефективно знизити динамічні навантаження в приводі і, відповідно, підвищити надійність та довговічність його роботи.

Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку конструкцію привода круглов'язальної машини, в якій шляхом заміни його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, на якому жорстко закріплені верхня та нижня циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, додатково

обладнаний відцентровою фрикційною муфтою, встановленою між нижньою циліндричною шестернею та електродвигуном.

Виконання зв'язку електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою відцентрової фрикційної муфти, встановленої між нижньою циліндричною шестернею та електродвигуном на нижньому кінці вертикального приводного вала, забезпечує послідовну передачу пускових навантажень – спочатку механізму товароприйому, як менш відповідальному, а потім механізму в'язання та забезпечує обмеження величини пускового моменту електродвигуна, що призводить до зниження динамічних навантажень [37] і, тим самим, забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [46], кінематична схема якого представлена на рис. 1.57, містить електродвигун 1 з відцентровою фрикційною муфтою 2, що з'єднує його з вертикальним приводним валом 3, на якому жорстко закріплені верхня 4 та нижня 5 циліндричні шестерні. При цьому верхня циліндрична шестерня 4 знаходиться в зубчастому зачепленні з зубчастим колесом 6 механізму в'язання 7, а нижня циліндрична шестерня 5 знаходиться в зубчастому зачепленні з зубчастим колесом 8 механізму товароприйому 9.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою відцентрової фрикційної муфти 2 передається вертикальному приводному валу 3 та циліндричним шестерням 4, 5, жорстко закріпленим на ньому. Обертальний рух верхньої циліндричної шестерні 4 передається зубчастому колесу 6 та механізму в'язання 7, жорстко з'єднаному з ним, а обертальний рух нижньої циліндричної шестерні 5 передається зубчастому колесу 8 та механізму товароприйому 9, жорстко з'єднаному з ним, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. При цьому наявність відцентрової фрикційної муфти забезпечує обмеження величини пускового моменту електродвигуна, що знижує динамічні навантаження в приводі, завдяки чому підвищується надійність та довговічність його роботи.

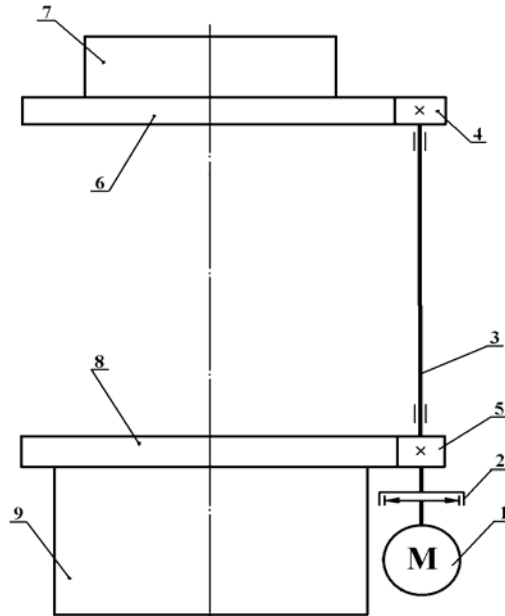


Рис. 1.57. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Розглянемо особливості розрахунку динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини типу КО з запропонованим приводом.

Аналіз конструкції привода (рис. 1.57) показує, що в цьому випадку динамічна модель круглов'язальної машини може бути представлена у вигляді двомасової системи [20], представленої на рис. 1.58, де  $T_{II}, T_T, T_2$  – відповідно пусковий момент електродвигуна та моменти сил опору товароприйомного та в'язального механізмів машини (тут і надалі приведені до валу електродвигуна параметри);  $J_1, J_2$  – відповідно моменти інерції першої (ротор електродвигуна з урахуванням моментів інерції муфти та обертальних мас товароприйомного механізму) та другої мас системи (моменти інерції обертальних мас механізму в'язання);  $C_{12}$  – жорсткість пружної в'язі системи (жорсткість вертикального приводного вала).

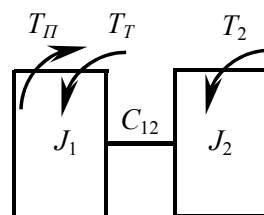


Рис. 1.58. Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО



При виконанні динамічного аналізу привода будемо враховувати, що момент прикладений до першої (ведучої) маси дорівнює:  $T_1 = T_{II} - T_T$ .

Тоді перший етап пуску машини запишемо у вигляді рівняння:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \quad (1.172)$$

де  $\varphi_1$  - кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1.172) можемо представити у вигляді [20, 44]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}, \quad (1.173)$$

де  $T_{12}$  - момент пружних сил, що виникає у в'язі,  $C_{12}$ ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1; \quad (1.174)$$

$A, B$  - постійні диференціювання;

$\beta$  - циклова частота коливань маси  $J_1$  системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (1.175)$$

$a_{12}$  - постійна складова моменту  $T_{12}$ , згідно з [20]:

$$a_{12} = T_1. \quad (1.176)$$

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи:  $T_{(12)0} + 0; \dot{T}_{(12)0} = 0$ , знаходимо:

$$A = -T_1; B = 0. \quad (1.177)$$

Підставивши (1.176), (1.177) в (1.173), одержуємо:

$$T_{12} = T_1(1 - \cos \beta \cdot t). \quad (1.178)$$

З рівняння (1.178) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску)  $\tau_1$ , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові  $T_{12} = T_2$ :

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (1.179)$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при таких початкових умовах: при  $t = 0$   $T_{(12)0} = T_2; \dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \cdot \sin \beta \cdot \tau_1$ .

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T - T_{12}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{12} - T_2. \end{aligned} \quad (1.180)$$

Підставивши параметри  $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ , знайдені із (1.180) в рівняння  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ , знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[ T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left( 1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (1.181)$$

Розв'язок диференційного рівняння (1.181) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Але для другого етапу пуску параметри рівняння (2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [20], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}}. \quad (1.182)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (1.173) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності одної частоти [47], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту  $T_{12}$  буде дорівнювати:

$$T_{12 \max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (1.183)$$

де  $D$  – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружної в'язі привода знаходиться із умови:

$$K = \frac{T_{12 \max}}{T_2}. \quad (1.184)$$

Використовуючи приведену методику знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в приводі під час пуску круглов'язальної машини КО-2 в разі з'єднання електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою:

- жорсткої муфти;
- відцентрової фрикційної муфти без попереднього напруження пружних в'язей привода;

- відцентрової фрикційної муфти з попереднім напруженням пружних в'язей привода.

За вихідні дані, враховуючи технічну характеристику машини та особливості привода (рис. 1.57), приймаємо [44] (для жорсткого з'єднання електродвигуна з вертикальним приводним валом):  $T_{II} = 48,6 \text{ Нм}$ ;  $T_T = 4,4 \text{ Нм}$ ;  $T_1 = T_{II} - T_T = 44,2 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 17,7 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,064 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,021 \text{ кгм}^2$ ;  $C_{12} = 2552 \text{ Нм/рад}$ . При використанні відцентрової фрикційної муфти:  $T_{II} = 1,2(T_T + T_2) = 26,5 \text{ Нм}$ ;  $T_1 = T_{II} - T_T = 22,1 \text{ Нм}$ .

Розрахунки показують, що максимальний момент  $T_{12max}$ , який виникає в пружній в'язі  $C_{12}$  привода (вертикальний приводний вал), в разі використання запропонованої конструкції привода у складі круглов'язальної машини КО-2 буде дорівнювати:

- при з'єднанні електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою жорсткої муфти:  $T_{I_{max}} = 63,08 \text{ Нм}$ ;

- при з'єднанні електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою відцентрової фрикційної муфти без попереднього напруження пружних в'язей привода:  $T_{I_{max}} = 47,5 \text{ Нм}$ ;

- при з'єднанні електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою відцентрової фрикційної муфти з попереднім напруженням пружних в'язей привода (в цьому разі в рівнянні (1.183) прийнято  $B_{12} = 0$ ):  $T_{I_{max}} = 23,2 \text{ Нм}$ .

При цьому динамічні перевантаження вертикального приводного вала відповідно становлять: 3,56; 2,68; 1,31. При роботі круглов'язальної машини КО-2 з існуючою конструкцією привода [44] коефіцієнт динамічного перевантаження вертикального приводного вала становить  $K = 3,43$ .

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- запропонована авторами конструкція привода круглов'язальної машини з безпосереднім з'єднанням електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою муфти працездатна та надійна в роботі;
- використання нової конструкції привода дозволяє шляхом

зниження динамічних навантажень підвищити довговічність та надійність роботи як самого привода, так і круглов'язальної машини в цілому, де він використовується;

– найбільш доцільним для запропонованої конструкції привода є з'єднання електродвигуна з вертикальним приводним валом за допомогою відцентрової фрикційної муфти з попереднім напруженням пружних в'язей привода; в цьому випадку коефіцієнт динамічних перевантажень вертикального приводного вала становлять лише 1,31, що в 2,62 рази менше ніж при роботі круглов'язальної машини КО-2 з діючим приводом;

– запропонована конструкція привода може бути використана і для інших типів машин як легкого, так і загального машинобудування.

#### **1.50. Привід круглов'язальної машини з шестернею, встановленою з можливістю кутового повороту відносно вала**

Відомий також круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з двома циліндричними шестернями, які шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра [11]. Циліндричні шестерні жорстко закріплені на валах, що не дозволяє рівномірно розподілити потужність між зовнішнім та внутрішнім зубчастими зачепленнями циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра на два потоки [14], що знижує довговічність роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично зв'язаний з двома циліндричними шестернями, які шляхом відповідно зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплення зв'язані з зубчастим колесом голкового циліндра, додатково обладнаний засобом фрикційного з'єднання однієї із циліндричних шестерень з валом, що містить конічну розрізну втулку, гайку та стопорну шайбу.

Обладнання приводу круглов'язальної машини засобом фрикційного з'єднання однієї із циліндричних шестерень з валом, що містить конічну розрізну втулку, гайку та стопорну шайбу, дозволяє компенсувати неточність положення однієї циліндричної шестерні відносно другої, а також неточність монтажу і виготовлення зовнішнього та внутрішнього зубчастого зачеплень циліндричних шестерень з зубчастим колесом і, таким чином рівномірно розподілити потужність приводу, що передається голковому циліндру, на два потоки, що підвищує довговічність приводу.

На рис. 1.59 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [103].

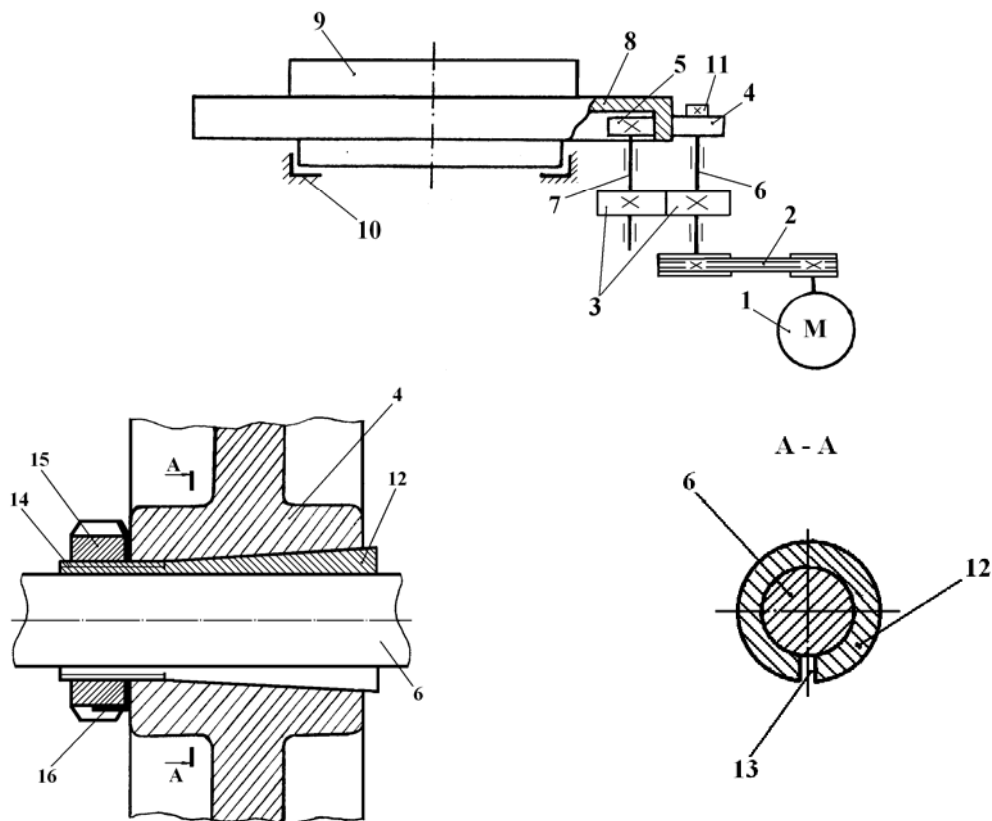


Рис. 1.59. Привід круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач зв'язаний з циліндричними шестернями 4, 5, встановленими на валах 6, 7 відповідно. Привід містить також зубчасте колесо 8 та голковий циліндр 9, розташований в опорі 10 і жорстко з'єднаний з зубчастим колесом 8. Циліндрична шестерня 4 шляхом зовнішнього, а циліндрична шестерня 5

шляхом внутрішнього зубчастих зачеплень зв'язані з зубчастим колесом 8. Привід обладнаний засобом 11 фрикційного з'єднання циліндричної шестерні 4 з валом 6, що містить конічну розрізну втулку 12 з пазом 13 та різьбою 14, гайку 15 та стопорну шайбу 16, необхідну для запобігання самовідгвинчуванню гайки 15. З цією метою один з відгинів стопорної шайби 16 заходить в паз 13 конічної розрізної втулки 12.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової 2 та зубчастої 3 передач передається циліндричним шестерням 4, 5. Циліндрична шестерня 4 шляхом зовнішнього, а циліндрична шестерня 5 шляхом внутрішнього зубчастого зачеплень приводять в обертальний рух зубчасте колесо 8 та голковий циліндр 9, жорстко з ним з'єднаний та встановлений в опорі 10. Радіальні сили, що виникають в зубчастих зачепленнях циліндричних шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 8, взаємно урівноважуються і, таким чином, повністю розвантажують опору 10 голкового циліндра 9 завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

Неточності зубчастих зачеплень циліндричних шестерень 4, 5 з зубчастим колесом 8, що зумовлює нерівномірність розподілу потужності привода на два потоки, усуваються за допомогою засобу 11 фрикційного з'єднання циліндричної шестерні 4 з валом 6. З'єднання циліндричної шестерні 4 з валом 6 здійснюється та працює таким чином. На вал 6 надівається конічна розрізна втулка 12. Далі на конічну розрізну втулку 12 надівається циліндрична шестерня 4. Після чого на різьбу 14 конічної розрізної втулки 12 надівається стопорна шайба 16 та нагвинчується гайка 15. При загвинчуванні гайки 15 конічна розрізна втулка 12 переміщується відносно вала 6 і втягується в циліндричну шестерню 4, обтискаючи поверхню вала 6. Сили тертя, що виникають при цьому в зоні контакту поверхні вала 6 з конічною розрізною втулкою 12 та зовнішньої поверхні конічної розрізної втулки 12 з внутрішньою поверхнею циліндричної шестерні 4, забезпечують надійність роботи фрикційного з'єднання циліндричної шестерні 4 з валом 6. Для корективки положення циліндричної шестерні 4 відносно вала 6, що необхідно для рівномірного розподілу потужності привода на два потоки, гайка 15 відгвинчується,

звільнюється стопорна шайба 16, вал 6 та циліндрична шестерня 4 повертаються один відносно іншої та встановлюються в необхідне положення. Після чого гайка 15 загвинчується та фіксується стопорною шайбою 16.

### **1.51. Привід круглов'язальної машини з пакетами плоских пружин, що з'єднують зубчасте колесо з вертикальним приводним валом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, а зубчасте колесо встановлене на вертикальному приводному валу, та демпфіруючий пристрій з пружними елементами у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, встановлений на вертикальному приводному валу [66]. Пружні елементи одними із своїх кінців розташовані в верхній циліндричній шестерні та з'єднують її з вертикальним приводним валом, що не дозволяє знизити динамічні навантаження в лінії передачі потужності привода нижній циліндричній шестерні (механізму товароприйому), що знижує довговічність роботи привода.

Таким чином в основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому виконанням нових зв'язків його елементів забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, а зубчасте колесо встановлене на вертикальному приводному валу, та демпфіруючий пристрій з пружними елементами у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, встановлений на вертикальному приводному валу, пружні елементи одними із своїх кінців розташовані в зубчастому колесі та з'єднують його з вертикальним приводним валом.

Розташування пружних елементів демпфіруючого пристрою одними із своїх кінців в зубчастому колесі та з'єднання його з вертикальним приводним валом за допомогою пружних елементів дозволяє знизити динамічні навантаження у всіх лініях передач привода механізмам круглов'язальної машини [37], що призводить до підвищення роботи привода.

На рис. 1.60 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [104].

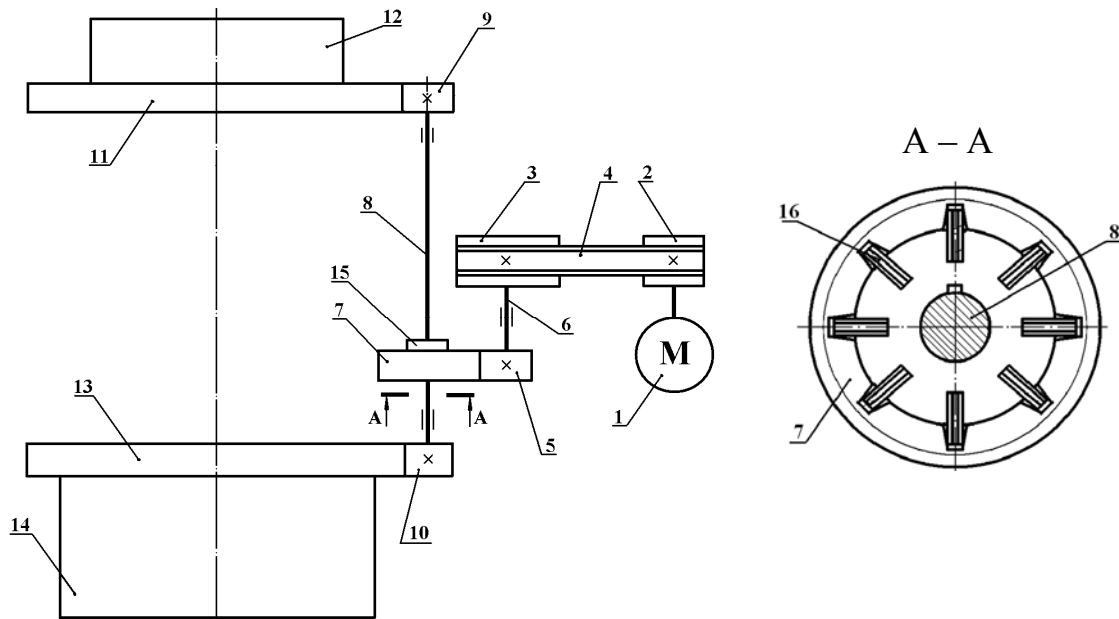


Рис. 1.60. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить ведучу шестерню 5, яка за допомогою проміжного вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, і зубчасте колесо 7, вертикальний приводний вал 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 і нижня 10 циліндричні шестерні, а між ними встановлено зубчасте колесо 7. Верхня циліндрична шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра механізму в'язання 12, а нижня циліндрична шестерня 10 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14. Привід містить також демпфіруючий



пристрій 15 з пружними елементами 16, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, за допомогою яких вертикальний приводний вал 8 з'єднаний з зубчастим колесом 7.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух ведений шків 3 і жорстко з'єднані з ним проміжний вал 6 та ведучу шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух ведучої шестерні 5 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13 передається голковому циліндру механізму в'язання 12 та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. При цьому з'єднання вертикального приводного вала 8 з зубчастим колесом 7 здійснюється за допомогою пружних елементів 16, виконаних у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, демпфіруючого пристрою 15, що призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на механізми в'язання 12 та товароприйому 14. Все це призводить до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.52. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм, розташованим в шестерні вертикального приводного вала**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, а зубчасте колесо з'єднане з вертикальним приводним валом, на кінцях якого встановлені верхня та нижня циліндричні шестерні, та демпфіруючий пристрій з пакетами плоских пружин, встановлений на вертикальному приводному валу, причому пакети плоских пружин одними із своїх кінців розташовані в верхній циліндричній шестерні для з'єднання її з вертикальним приводним валом [66].

Жорстке з'єднання демпфіруючого пристрою з вертикальним

приводним валом та радіальне розташування пакетів плоских пружин в верхній циліндричній шестерні не дозволяє змінювати жорсткість пакетів плоских пружин при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна швидкості та заправки машини), що призводить до зниження довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому виконанням нових зв'язків його елементів забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, а зубчасте колесо з'єднане з вертикальним приводним валом, на кінцях якого встановлені верхня та нижня циліндричні шестерні, та демпфіруючий пристрій з пакетами плоских пружин, встановлений на вертикальному приводному валу, причому пакети плоских пружин одними із своїх кінців розташовані в верхній циліндричній шестерні для з'єднання її з вертикальним приводним валом, згідно з пропозиціями авторів, демпфіруючий пристрій встановлений з можливістю осьового переміщення вздовж вертикального приводного вала, а пакети плоских пружин розташовані паралельно осі вертикального приводного вала.

Встановлення демпфіруючого пристрою з можливістю осьового переміщення вздовж вертикального приводного вала, та розташування пакетів плоских пружин паралельно осі вертикального приводного вала дозволяє здійснювати вибір раціональної жорсткості демпфіруючого пристрою в залежності від зміни режиму роботи круглов'язальної машини, що підвищує довговічність роботи привода.

На рис. 1.61 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [105].

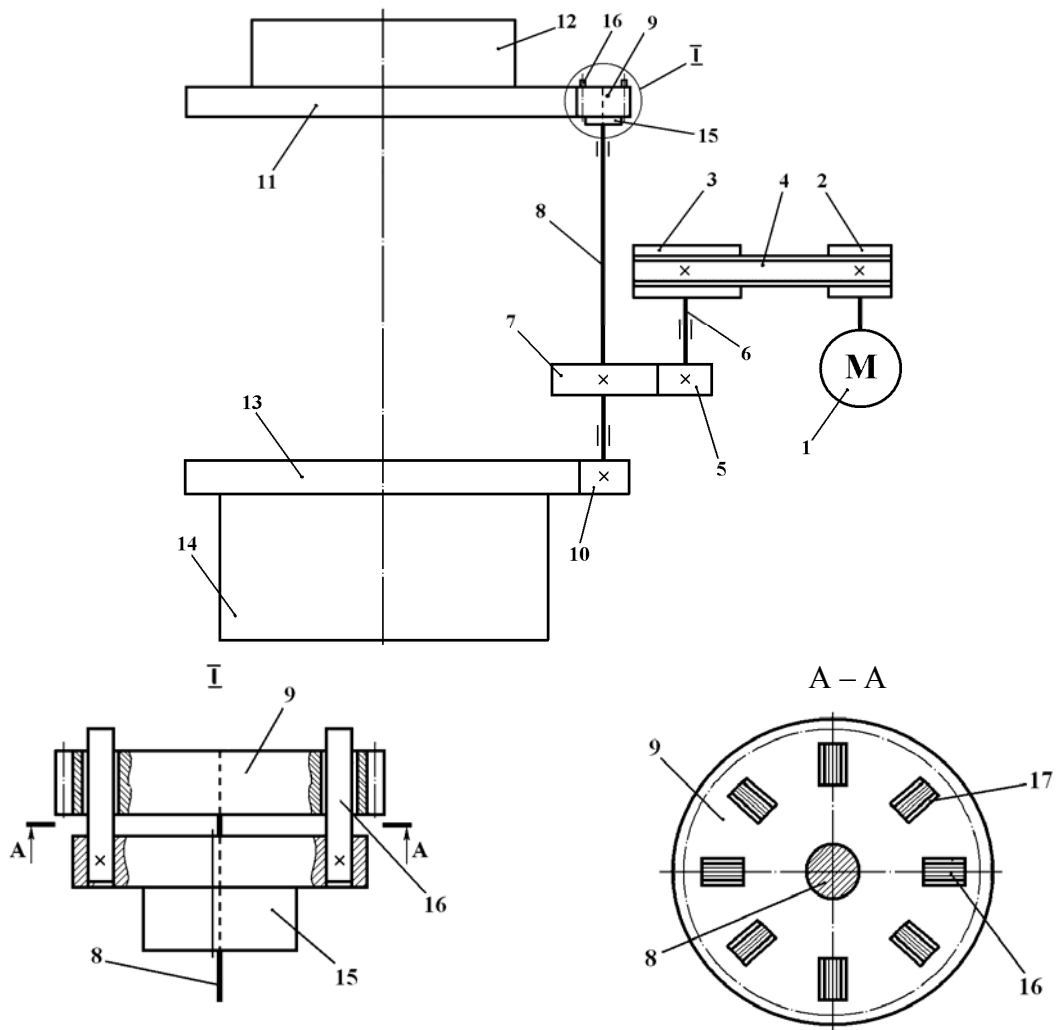


Рис. 1.61. Кінематична схема привода кругло-в'язальної машини з демпфіруючим пристроєм

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3, і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить ведучу шестерню 5, яка за допомогою проміжного вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, і зубчасте колесо 7, вертикальний приводний вал 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 і нижня 10 циліндричні шестерні, а між ними встановлено зубчасте колесо 7. Верхня циліндрична шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра механізму в'язання 12, а нижня циліндрична шестерня 10 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14. Привід містить демпфіруючий пристрій 15 з пакетами плоских пружин 16, встановлений на вертикальному приводному

валу 8, причому пакети плоских пружин 16 одними із своїх кінців розташовані в отворах 17 верхньої циліндричної шестерні 9 для з'єднання її з вертикальним приводним валом 8. Демпфіруючий пристрій 15 встановлений з можливістю осьового переміщення вздовж вертикального приводного вала 8, а пакети плоских пружин 16 розташовані паралельно осі вертикального приводного вала 8.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух ведений шків 3 і жорстко з'єднані з ним проміжний вал 6 та ведучу шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух ведучої шестерні 5 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13, відповідно, передається голковому циліндру механізму в'язання 12 та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. З'єднання вертикального приводного вала 8 з верхньою циліндричною шестернею 9 здійснюється за допомогою пакетів плоских пружин 16 демпфіруючого пристрою 15, що призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на найбільш відповідальний механізм круглов'язальної машини – механізм в'язання 12 і, відповідно, на її привід. При зміні режиму роботи круглов'язальної машини необхідна зміна жорсткості пакетів плоских пружин 16 досягається осьовим переміщенням демпфіруючого пристрою 15 вздовж вертикального приводного вала 8 (змінюється плече дії сил на пакети плоских пружин).

### **1.53. Привід круглов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою з пружним елементом у вигляді шини**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо

зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [3]. Відсутність в приводі засобу зниження пускового моменту електродвигуна не дозволяє знизити величину пускового моменту електродвигуна, що виникає під час пуску круглов'язальної машини. Значні динамічні навантаження, що виникають при цьому в приводі, призводять до зниження надійності та довговічності його роботи.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна, встановлений в ведучому шківі співвісно з ним [8]. Засіб зниження пускового моменту електродвигуна виконаний у вигляді відцентрової фрикційної колодкової муфти. Наявність декількох колодок призводить до нерівномірного розподілу відцентрової сили на робочу поверхню веденої півмуфти, роль якої в даному випадку виконує ведучий шків, що не дозволяє в повній мірі вирішити проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна,

встановлений в ведучому шківу співвісно з ним, засіб зниження пускового моменту електродвигуна виконано у вигляді відцентрової фрикційної муфти з пружним елементом замкненого коритоподібного профілю в перерізі.

Виконання засобу зниження пускового моменту електродвигуна у вигляді відцентрової фрикційної муфти з пружним елементом замкненого коритоподібного профілю в перерізі, забезпечує рівномірний розподіл дії відцентрової сили на робочу поверхню веденої півмуфти, роль якої в даному випадку виконує ведучий шків, що дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи привода.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [48], кінематична схема якого представлена на рис. 1.62, містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої жорстко встановлена на валу 6 веденого шківів 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8.

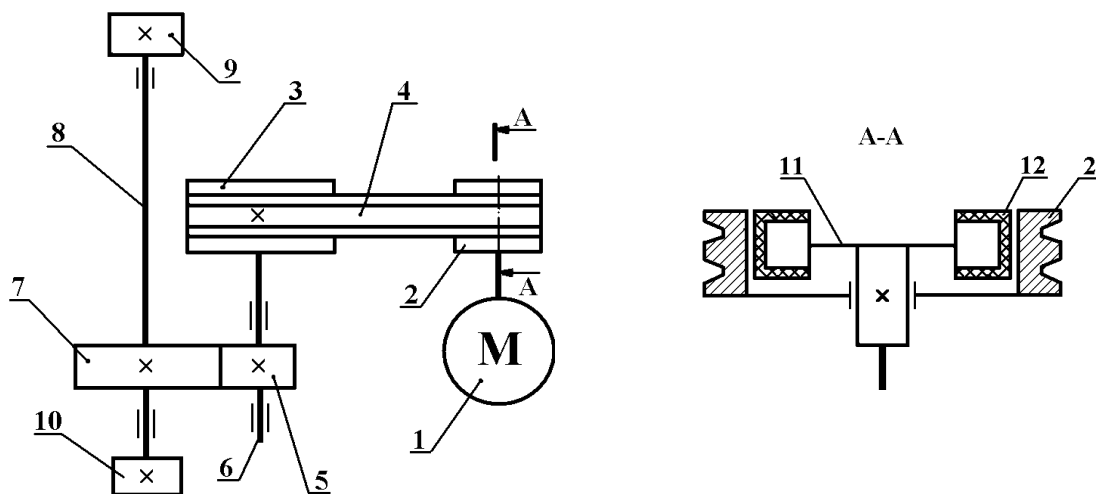


Рис. 1.62. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою з пружним елементом у вигляді шини

На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.62 не показані). До складу привода входить також засіб 11 зниження пускового моменту електродвигуна, жорстко закріплений на валу електродвигуна 1 та

встановлений в ведучому шківу 2 співвісно з ним. Засіб 11 зниження пускового моменту електродвигуна, виконаний у вигляді відцентрової фрикційної муфти з пружним елементом 12 замкненого коритоподібного профілю в перерізі.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 засіб 11 зниження пускового моменту електродвигун, жорстко закріплений на його валу, також починає обертатися. При цьому пружний елемент 12, що розташований всередині останнього, також починає обертатися. Відцентрові сили, які виникають при цьому, зумовлюють збільшення зовнішнього діаметра пружного елемента 12, розташованого всередині ведучого шківу 2. Пружний елемент 12 своєю зовнішньою поверхнею притискується до ведучого шківу 2. Сили тертя, що виникають при цьому, змушують ведучий шків 2 також прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківу 2 за допомогою пасів 4 передається веденому шківу 3, валу 6, на якому він жорстко встановлений, та шестерні 5, також жорстко встановленій на валу 6. Обертальний рух шестерні 5 шляхом зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлено. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.62 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Наявність засобу 11 зниження пускового моменту електродвигуна, виконаного у вигляді відцентрової фрикційної муфти, призводить до зниження пускового моменту електродвигуна, який передається механізмам круглов'язальної машини під час пуску, а також забезпечує рівномірний розподіл дії відцентрової сили на робочу поверхню, роль якої в даному випадку виконує ведучий шків 2, що дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи привода.

З метою підвищення ефективності дії засобу 11 зниження пускового моменту електродвигуна доцільно всередині пружного елемента 12 розташувати дріб 13 (рис. 1.63). При цьому надійність дії засобу зниження

пускового моменту електродвигуна підвищується. Крім цього зменшуються габарити пружного елемента 12 і відцентрової фрикційної муфти в цілому.

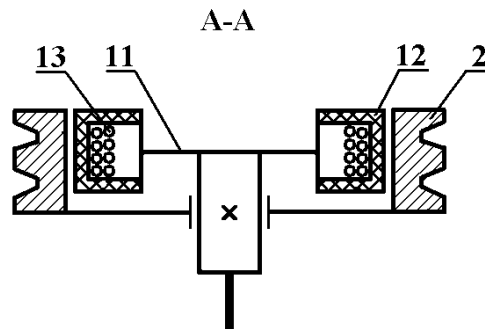


Рис. 1.63. Кінематична схема засобу зниження пускового моменту електродвигуна з пружним елементом та дробом

Розглянемо особливості розрахунку запропонованої конструкції фрикційної відцентрової муфти з пружним елементом замкненого коритоподібного профілю в перерізі. При цьому обод пружного елемента представимо у вигляді кільця, що зазнає дії сил інерції, які викликають колове  $\sigma_t$  та радіальні  $\sigma_{r4}$ ,  $\sigma_o$  напруження, що діють на зовнішній і внутрішній поверхнях пружного елемента муфти (рис. 1.64).

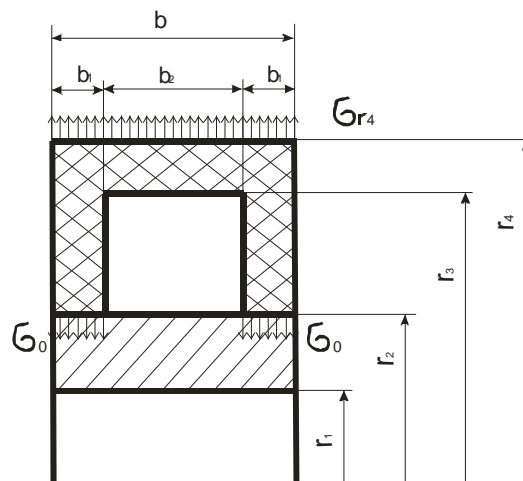


Рис. 1.64. Розрахункова схема пружного елемента муфти

Визначимо колове напруження  $\sigma_t$ , що діє в пружному елементі муфти. Рівняння рівноваги для половини (півкільця) пружного елемента (рис. 1.65) має вигляд:



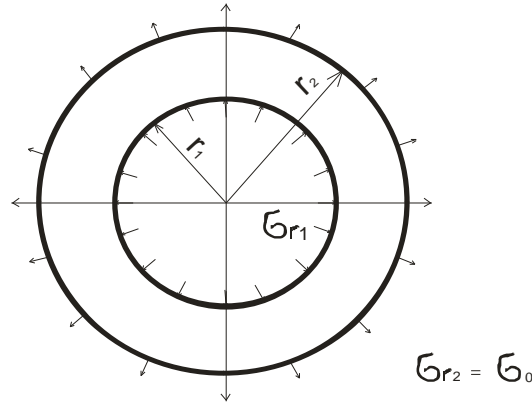


Рис. 1.65. Розрахункова схема ступиці муфти

$$\sigma_{r4} b r_4 - 2\sigma_0 b_1 r_2 + \int_{r_2}^{r_4} \frac{\gamma_p \omega^2 r^2}{g} dr b - \int_{r_2}^{r_3} \frac{\gamma_p \omega^2 r^2}{g} dr b_1 = \sigma_t A, \quad (1.185)$$

де  $b, b_1, r, r_3, r_4$  - розміри пружного елемента муфти (рис. 1.64);  
 $\omega$  - кутова швидкість пружного елемента;  $\gamma_p$  - питома вага матеріалу пружного елемента;

$$A = (r_4 - r_2)b - (r_3 - r_2)b_1. \quad (1.186)$$

З рівняння (1.185) знаходимо:

$$\sigma_t = \frac{1}{A} \left\{ \sigma_{r4} b r_4 - 2\sigma_0 b_1 r_3 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} \left[ b(r_4^3 - r_2^3) - b_1(r_3^3 - r_2^3) \right] \right\}. \quad (1.187)$$

За напруженням  $\sigma_t$  визначаємо колову деформацію і радіальне переміщення пружного елемента муфти:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t}{E_\delta}; \quad (1.188)$$

$$U_{i\delta} = \frac{\sigma_t}{E_\delta} r_2, \quad (1.189)$$

де  $\varepsilon_t, u_{o\delta}$  - відповідно колова відносна деформація та радіальне переміщення пружного елемента;

$E_p$  - модуль пружності матеріалу пружного елемента муфти.

Враховуючи вираз (1.187), формула (1.189) приймає вигляд:

$$u_{o\delta} = \frac{r_2}{E_p A} \left\{ \sigma_{r4} b r_4 - 2\sigma_0 b_1 r_3 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} \left[ b(r_4^3 - r_3^3) - b_1(r_3^3 - r_2^3) \right] \right\}. \quad (1.190)$$

Радіальне переміщення точок зовнішньої поверхні ступиці (рис. 1.65)

$$\text{визначаємо за формулою: } u_c = \varepsilon_c r_2 = \frac{r_2}{E_c} (\sigma_t - \mu \sigma_0). \quad (1.191)$$

де  $\sigma_t, \sigma_0$  - відповідно колове та радіальне напруження в ступиці.

Стосовно розрахункової схеми (рис. 1.64) колове напруження буде таким:

$$\sigma_t = \sigma_0 + \frac{\gamma_c \omega^2}{4g} \left\{ [(3 + \mu)r_1^2 + (1 - \mu)r_2^2] - \mu \sigma_0 \right\}, \quad (1.192)$$

де  $\gamma_c$  - питома вага матеріалу ступиці.

Підставивши (1.192) в рівняння (1.191), одержуємо:

$$u_c = \frac{r_2}{E_c} \left\langle \sigma_0 + \frac{\gamma_c \omega^2}{4g} \left\{ [(3 + \mu)r_1^2 + (1 - \mu)r_2^2] - \mu \sigma_0 \right\} \right\rangle. \quad (1.193)$$

Тоді, прирівнявши  $u_c$  і  $u_{об}$ , можна записати:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E_c} \left\langle \sigma_0 + \frac{\gamma_c \omega^2}{4g} \left\{ [(3 + \mu)r_1^2 + (1 - \mu)r_2^2] - \mu \sigma_0 \right\} \right\rangle = \\ & = \frac{l}{E_p A} \left\{ \sigma_{r4} b r_4 - 2 \sigma_0 b_1 r_3 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} \left[ b(r_4^3 - r_3^3) - b_1(r_3^3 - r_2^3) \right] \right\} \end{aligned} \quad (1.194)$$

Із виразу (1.194) знаходимо:

$$\begin{aligned} \sigma_0 = & \frac{E_c}{E_p A(1 - \mu) + 2E_c b_1 r_3} \left\{ \sigma_{r4} b r_4 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} \left[ b(r_4^3 - r_3^3) - b_1(r_3^3 - r_2^3) \right] \right\} - \\ & - \frac{\gamma_c \omega^2}{4g} \left[ (3 + \mu)r_1^2 + (1 - \mu)r_2^2 \right] \frac{E_p A}{(1 - \mu)E_p A + 2b_1 r_3 E_c} \end{aligned} \quad (1.195)$$

Враховуючи (1.195), вираз (1.190) набирає вигляду:

$$\begin{aligned} u_{об} = & \frac{r_2}{E_p A} \left\langle \left\{ \sigma_{r4} b r_4 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} \left[ b(r_4^3 - r_3^3) - b_2(r_3^3 - r_2^3) \right] \right\} - \right. \\ & - 2b_1 r_3 \left\{ \frac{E_c}{E_p A(1 - \mu) + 2b_1 r_3 E_c} \left[ \sigma_{r4} b r_4 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} \left( b(r_4^3 - r_3^3) - b_2(r_3^3 - r_2^3) \right) \right] \right\} \rangle - \\ & - \frac{r_2 r_3 b_1 \gamma_c \omega^2}{2g \left[ (1 - \mu)E_p A + 2b_1 r_3 E_c \right]} \left[ (3 + \mu)r_1^2 + (1 - \mu)r_2^2 \right]. \end{aligned} \quad (1.196)$$

Використаємо запропоновану методику розрахунку напружень та деформацій, що виникають в пружному елементі фрикційної відцентрової муфти з суцільним пружним елементом в разі використання її в приводі круглов'язальної машини КО-2 (муфта встановлена на валу електродвигуна). Виходячи із конструктивних міркувань та враховуючи технічні дані машини [9], за вихідні дані приймаємо:  $\omega$  - кутова швидкість вала електродвигуна (пружного елемента муфти)  $\omega = 99,48 \text{ рад/с}$ ; крутний момент муфти  $T_m = 22,11 \text{ Нм}$ ; розміри пружного елемента муфти:  $r_2 = 20 \text{ мм}$ ;  $r_3 = 40 \text{ мм}$ ;  $r_4 = 55 \text{ мм}$ ;  $b = 35 \text{ мм}$ ;  $b_1 = 7,5 \text{ мм}$ ;  $b_2 = 20 \text{ мм}$ ; модуль пружності матеріалу пружного елемента (гума маслостійка)  $E = 6 \text{ МПа}$  [17]; питома вага матеріалу пружного елемента  $\gamma_p = 0,91 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$  [34]; коефіцієнт тертя ковзання пружного елемента по робочій поверхні веденої півмуфти  $f = 0,3$  [17].

Аналіз запропонованої конструкції фрикційної відцентрової муфти з суцільним пружним елементом показує, що найбільш відповідальним її вузлом, що забезпечує працездатність муфти, є вузол кріплення пружного елемента до ступиці.

Очевидно умовою працездатності муфти буде:

$$\sigma_0 \leq [\sigma_p], \quad (1.197)$$

де  $[\sigma_p]$  - допустиме напруження розтягу матеріалу пружного елемента.

Знаходимо необхідне для нормальної роботи муфти напруження  $\sigma$  в зоні взаємодії пружного елемента з робочою поверхнею веденої півмуфти:

$$\sigma = \sigma_{r4} = \frac{Q}{\pi D b} = \frac{2T_m}{\pi D^2 b f} = \frac{T_m}{2\pi(r_4 + \delta)b f}, \quad (1.198)$$

де  $Q$  – сила притиску пружного елемента до веденої півмуфти,

$$Q = \frac{2T_i}{D f}; \quad (1.199)$$

$D$  – діаметр робочої поверхні веденої півмуфти,

$$D = 2(r_4 + \delta); \quad (1.200)$$

$\delta$  - початковий зазор між пружним елементом та робочою поверхнею веденої півмуфти.

Прийнявши із конструктивних міркувань  $\delta = 2,5$  мм та враховуючи вихідні дані, одержуємо:  $\sigma_{r4} = 0,10$  МПа.

Враховуючи, що для нашого випадку  $u_{o\bar{o}} = \delta$ , із рівняння (1.190) знаходимо:

$$\sigma_0 = \frac{-\frac{\delta E_p A}{r_2} + \sigma_{r4} b r_4 + \frac{\gamma_p \omega^2}{3g} [b(r_4^3 - r_3^3) - b_2(r_3^3 - r_2^3)]}{2b_1 r_3}. \quad (1.201)$$

Підставивши одержані результати та вихідні дані в рівняння (17), знаходимо:  $\sigma_0 = 0,585$  МПа.

Оскільки для прийнятого матеріалу пружного елемента муфти  $[\sigma_p] = 3,2$  МПа [34], умова працездатності (1.197) фрикційної відцентрової муфти з суцільним пружним елементом виконується.

#### **1.54. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм, розташованим в зубчастому колесі вертикального приводного вала**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, а зубчасте колесо встановлене на вертикальному приводному валу, та демпфіруючий пристрій з пакетами плоских пружин, встановлений на вертикальному приводному валу [66]. Пакети плоских пружин одними із своїх кінців розташовані в верхній циліндричній шестерні та з'єднують її з вертикальним приводним валом, що не дозволяє знизити динамічні навантаження в лінії передачі потужності привода нижній циліндричній шестерні (механізму товароприйому), що знижує довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому виконанням нових зв'язків його елементів забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків

якої встановлений на валу електродвигуна, а ведений шків встановлений на проміжному валу, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на проміжному валу, а зубчасте колесо встановлене на вертикальному приводному валу, та демпфіруючий пристрій з пакетами плоских пружин, встановлений на вертикальному приводному валу, згідно з пропозиціями авторів, демпфіруючий пристрій встановлений з можливістю осьового переміщення вздовж вертикального приводного вала, а пакети плоских пружин розташовані паралельно осі вертикального приводного вала та одними із своїх кінців розташовані в зубчастому колесі для з'єднання зубчастого колеса з вертикальним приводним валом.

Встановлення демпфіруючого пристрою з можливістю осьового переміщення вздовж вертикального приводного вала та розташування пакетів плоских пружин паралельно осі вертикального приводного вала таким чином, що одними із своїх кінців вони розташовані в зубчастому колесі для з'єднання зубчастого колеса з вертикальним приводним валом, дозволяє знизити динамічні навантаження у всіх лініях передач привода [37], що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

На рис. 1.66 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [106].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 і клинові паси 4, зубчасту передачу, що містить ведучу шестерню 5, яка за допомогою проміжного вала 6 жорстко з'єднана з веденим шківом 3, і зубчасте колесо 7, вертикальний приводний вал 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 і нижня 10 циліндричні шестерні, а між ними встановлено зубчасте колесо 7. Верхня циліндрична шестерня 9 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 11 голкового циліндра механізму в'язання 12, а нижня циліндрична шестерня 10 кінематично з'єднана з зубчастим колесом 13 механізму товароприйому 14. Привід містить також демпфіруючий пристрій 15 з пакетами плоских пружин 16 в отворах 17, встановлений на вертикальному приводному валу 8, причому демпфіруючий пристрій 15

встановлений з можливістю осевого переміщення вздовж вертикального приводного вала 8, а пакети плоских пружин 16 розташовані паралельно осі вертикального приводного вала та одними із своїх кінців в зубчастому колесі 7 для з'єднання його з вертикальним приводним валом 8.

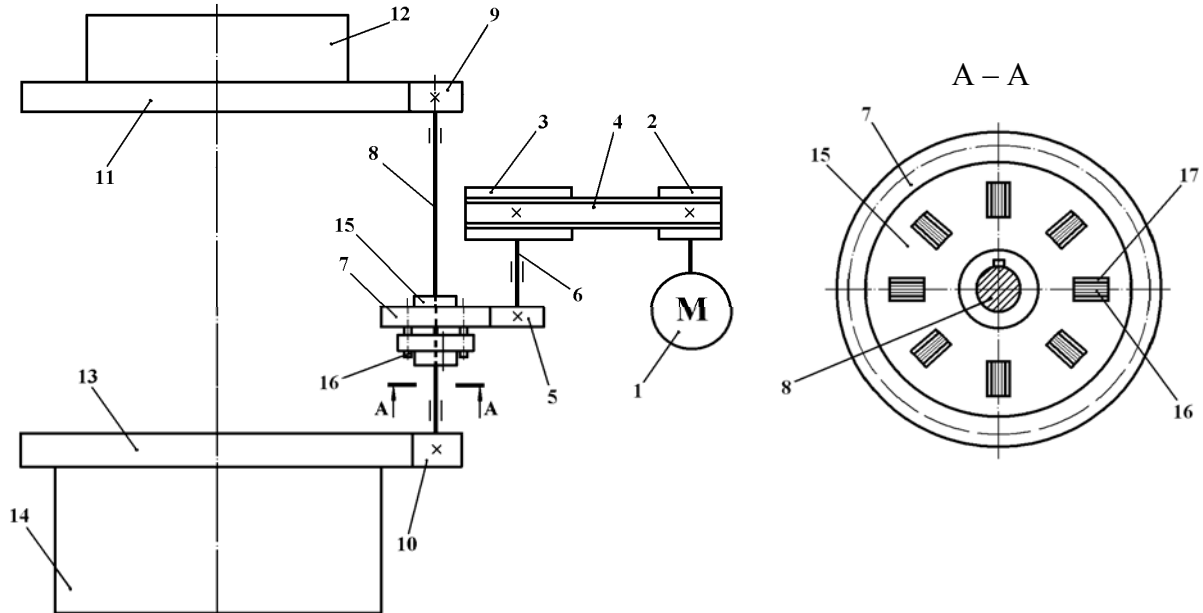


Рис. 1.66. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі, який за допомогою клинових пасів 4 приводить в обертальний рух ведений шків 3 і жорстко з'єднані з ним проміжний вал 6 та ведучу шестерню 5 зубчастої передачі. Обертальний рух ведучої шестерні 5 передається зубчастому колесу 7 і вертикальному приводному валу 8, на кінцях якого встановлені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні, рух яких за допомогою зубчастих коліс 11, 13 передається голковому циліндру механізму в'язання 12 та механізму товароприйому 14, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. При цьому з'єднання вертикального приводного вала 8 з зубчастим колесом 7 здійснюється за допомогою пакетів плоских пружин 16 демпфіруючого пристрою 15, що призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на механізми в'язання 12 та товароприйому 14. Все це призводить до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.55. Привід круглов'язальної машини з веденим валом, розташованим співвісно голковому циліндру та мотор-редуктором**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний з механізмом товароприйому, який за допомогою двох водил зв'язаний з голковим циліндром [11].

Встановлення електродвигуна віддалено від осі голкового циліндру та виконання кінематичного зв'язку електродвигуна з механізмом товароприйому у вигляді ланцюгової передачі зумовлює появу значних навантажень в опорах механізму товароприйому, що призводить до їх інтенсивного зношення, особливо в період несталого режиму руху круглов'язальної машини [37].

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, кінематично з'єднаний з механізмом товароприйому, який за допомогою двох водил зв'язаний з голковим циліндром, додатково містить ведений вал, розташований співвісно голковому циліндру та жорстко приєднаний до механізму товароприйому знизу, а електродвигун встановлено співвісно веденому валу та виконано у вигляді мотор-редуктора, вихідний вал якого з'єднаний з веденим валом.

Оснащення привода круглов'язальної машини веденим валом, розташованим співвісно голковому циліндру та жорстко приєднаним до механізму товароприйому знизу, та встановлення електродвигуна співвісно веденому валу і виконання його у вигляді мотор-редуктора, вихідний вал якого з'єднаний з веденим валом, дає змогу розвантажити опори механізму товароприйому, що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.67 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [107].

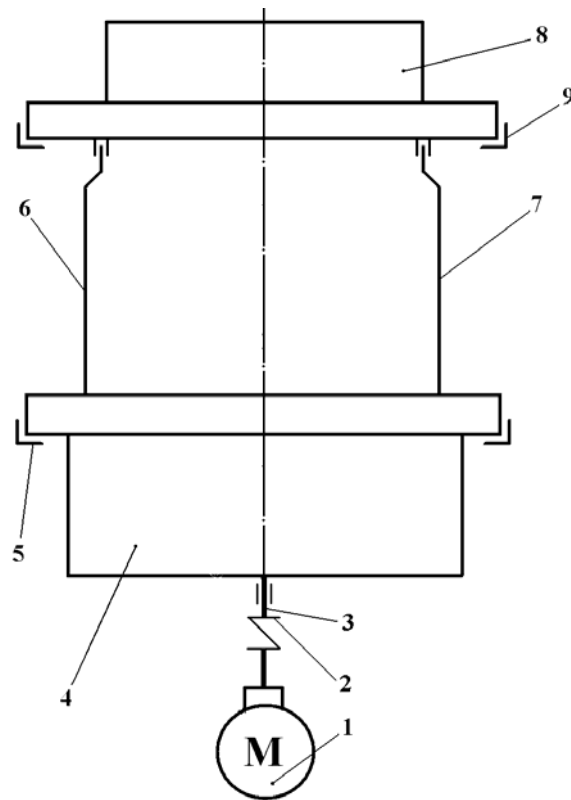


Рис. 1.67. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун, виконаний у вигляді мотор-редуктора 1, з'єднаний за допомогою муфти 2 з веденим валом 3, жорстко приєднаним до механізму товароприйому 4. Механізм товароприйому 4 встановлений в опорах 5 та за допомогою двох водил 6, 7 зв'язаний з голковим циліндром 8, встановленим в опорах 9.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні мотор-редуктора 1 обертальний рух його вихідного валу за допомогою муфти 2 передається веденому валу 3 та механізму товароприйому 4, з яким ведений вал 3 жорстко з'єднаний. Далі обертальний рух механізму товароприйому 4, встановленого в опорах 5, передається двом водилам 6, 7, які з'єднані з ним та з голковим циліндром 8, встановленим в опорах 9. Таким чином обертальний рух мотор-редуктора 1 передається механізму товароприйому 4 та голковому циліндру 8, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.



### **1.56. Привід круглов'язальної машини з пристроєм регулювання кута повороту корпусу електродвигуна**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, шків пасової передачі, жорстко встановлений на валу електродвигуна, та пружину стиску, причому корпус електродвигуна встановлений в опорах з можливістю повороту навколо осі вала та має важіль, прикріплений до корпусу, а пружина стиску встановлена з можливістю взаємодії з важелем [11]. Кут повороту корпусу електродвигуна обмежений силою пружини стиску і не може змінюватись при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна швидкості машини та технологічних навантажень). Ця обставина не дозволяє здійснювати ефективно зниження динамічних навантажень в приводі та механізмах машини, зумовлених пуском електродвигуна, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, шків пасової передачі, жорстко встановлений на валу електродвигуна, та пружину стиску, причому корпус електродвигуна встановлений в опорах з можливістю повороту навколо осі вала та має важіль, прикріплений до корпусу, а пружина стиску встановлена з можливістю взаємодії з важелем, додатково обладнаний пристроєм регулювання кута повороту корпусу електродвигуна, виконаним у вигляді гвинтової пари з нерухомою гайкою, гвинт якої встановлений паралельно осі пружини стиску з можливістю взаємодії з важелем.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини пристроєм регулювання кута повороту корпусу електродвигуна, виконаним у вигляді гвинтової пари з нерухомою гайкою, гвинт якої встановлений паралельно

осі пружини стиску з можливістю взаємодії з важелем, дозволяє, шляхом вибору раціонального кута повороту корпусу електродвигуна, зменшити величину пускового моменту електродвигуна при будь яких режимах роботи машини, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.68 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [108].

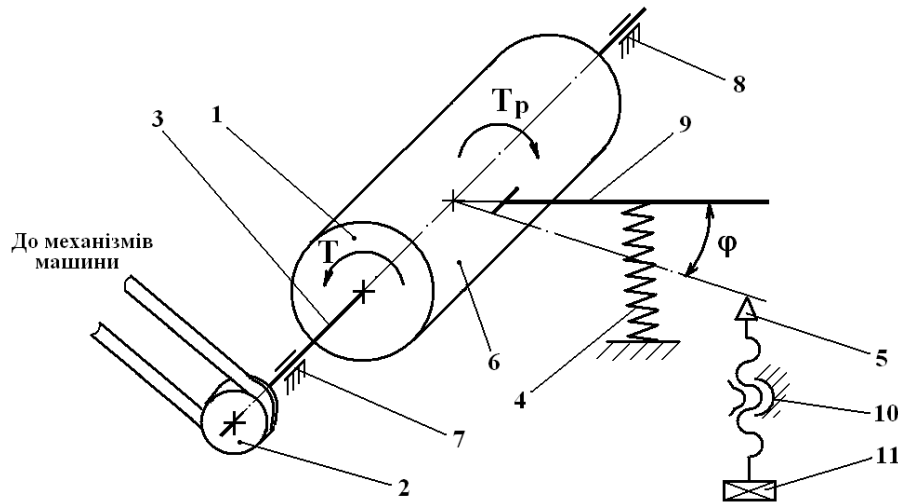


Рис. 1.68. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, шків 2 пасової передачі, жорстко встановлений на валу 3 електродвигуна 1, пружину стиску 4 та пристрій 5 регулювання кута повороту корпусу 6 електродвигуна 1. Корпус 6 встановлений в опорах 7, 8 з можливістю повороту навколо осі вала 3 та має важіль 9, жорстко прикріплений до нього. Пружина стиску 4 встановлена з можливістю взаємодії з важелем 9, а пристрій 5 регулювання кута повороту корпусу 6 виконаний у вигляді гвинтової пари з нерухоною гайкою 10, гвинт 11 якої встановлений паралельно осі пружини стиску 4 з можливістю взаємодії з важелем 9.

Привід круглов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1, його реактивний пусковий момент  $T_p$  прагне повернути корпус 6 за годинниковою стрілкою (згідно з рис. 1.68). Важіль 9 вступає у взаємодію з пружиною стиску 4 та з гвинтом 11 пристрою 5 регулювання кута  $\varphi$  повороту корпусу 6. При цьому динамічні навантаження, що

виникають у приводі, знижуються за рахунок витрати частини пускового моменту електродвигуна 1 на поворот корпусу 6 в опорах 7, 8 та на деформацію пружини стиску 4 важелем 9. У період сталого режиму роботи привода реактивний момент  $T_p$  корпусу 6 урівноважується статичним моментом  $T$  електродвигуна 1 та моментом сил пружності пружини стиску 4. Обертальний рух вала 3 передається шківу 2, жорстко встановленому на ньому, і далі за допомогою механічних передач передається механізмам машини (на рис. 1.68 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини. При зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна швидкості та технологічних навантажень) зміна кута повороту корпусу 6 електродвигуна 1, що необхідно для ефективного зниження динамічних навантажень привода, здійснюється поворотом гвинта 11 пристрою 5 регулювання кута  $\varphi$  повороту корпусу 6.

### **1.57. Привід круглов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою з постійним моментом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини [3]. Відсутність в приводі засобу зниження пускового моменту електродвигуна не дозволяє знизити величину пускового моменту електродвигуна, що виникає під час пуску круглов'язальної машини. Значні динамічні навантаження, що виникають при цьому в приводі, призводять до зниження надійності та довговічності його роботи.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківа клинопасової передачі, вертикальний приводний

вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна, встановлений в ведучому шківу співвісно з ним [8]. Засіб зниження пускового моменту електродвигуна виконаний у вигляді відцентрової фрикційної колодкової муфти, недоліком якої є неможливість використання її в приводах круглов'язальних машин з двошвидкісним електродвигуном (круглов'язальні машини типу КЛК та інші). В даному випадку муфта дає свій ефект лише при пуску машини на першій (низькій) швидкості. При перемиканні електродвигуна на більш високу (другу) швидкість відцентрова фрикційна муфта діє практично як жорстка в'язь, що з'єднує електродвигун з механізмами машини, і не здатна знизити динамічні навантаження, які виникають при цьому, що, в свою чергу, призводить до зниження надійності та довговічності роботи круглов'язальної машини та зниження якості трикотажного полотна.

В основу досліджень авторів покладена задача створити таку конструкцію привода круглов'язальної машини, в якій шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, ведуча шестерня якої встановлена на валу веденого шківка клинопасової передачі, вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, а на його кінцях жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та засіб зниження пускового моменту електродвигуна, встановлений в ведучому шківу співвісно з ним, засіб зниження пускового моменту електродвигуна виконано у вигляді відцентрової фрикційної муфти, що містить ведучу та ведену півмуфти, причому ведуча півмуфта розташована всередині веденої півмуфти та містить ступицю, колодки, пружини, кожна з яких з'єднує колодку зі ступицею, робочі колодки та двоплечі важелі, шарнірно з'єднані зі ступицею, при цьому одне плече

кожного двоплечого важеля кінематично з'єднане з колодкою, а друге плече шарнірно з'єднане з робочою колодкою.

Виконання засобу зниження пускового моменту електродвигуна у вигляді відцентрової фрикційної муфти, що містить ведучу та ведену півмуфти, причому ведуча півмуфта розташована всередині веденої півмуфти та містить ступицю, колодки, пружини, кожна з яких з'єднує колодку зі ступицею, робочі колодки та двоплечі важелі, шарнірно з'єднані зі ступицею, при цьому одне плече кожного двоплечого важеля кінематично з'єднане з колодкою, а друге плече шарнірно з'єднане з робочою колодкою, забезпечує стабільність крутного моменту відцентрової фрикційної муфти, незалежно від частоти її обертання, що дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи привода.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини [49], кінематична схема якого представлена на рис. 1.69, містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої жорстко встановлена на валу 6 веденого шківів 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.69 не показані). До складу привода входить також засіб 11 зниження пускового моменту електродвигуна, жорстко закріплений на валу 12 електродвигуна 1 та встановлений в ведучому шківу 2 співвісно з ним. Засіб 11 зниження пускового моменту електродвигуна, виконаний у вигляді відцентрової фрикційної муфти, що містить ведучу 13 та ведену 14 півмуфти, причому ведуча півмуфта 13 розташована всередині веденої півмуфти 14 та містить ступицю 15, колодки 16, пружини 17 (циліндричні пружини розтягу), кожна з яких з'єднує колодку 16 зі ступицею 15, робочі колодки 18 та двоплечі важелі 19, шарнірно з'єднані зі ступицею 15, при цьому одне плече кожного двоплечого важеля 19 кінематично з'єднане з колодкою 16, а друге плече 20 шарнірно з'єднане з робочою колодкою 18.

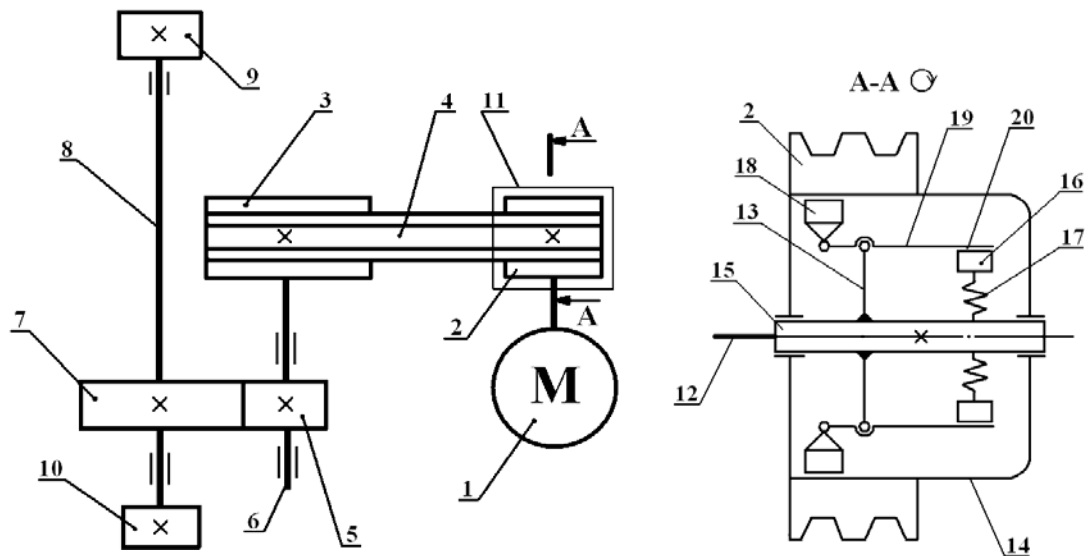


Рис. 1.69. Кінематична схема приводу круглов'язальної машини

Принцип роботи приводу такий. При вмиканні електродвигуна 1 його вал 12 починає обертатися. При цьому ступиця 15, жорстко закріплена на валу 12, разом з колодками 16 та робочими колодками 18 також починає обертатися. Відцентрові сили, що виникають при цьому призводять до радіальних переміщень робочих колодок 18 і притискають їх до внутрішньої поверхні веденої півмуфти 14, роль якої виконує ведучий шків 2. Сили тертя, що виникають при цьому, змушують ведучий шків 2 також прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківів 2 за допомогою пасів 4 передається веденому шківу 3, валу 6, на якому він жорстко встановлений, та шестерні 5, також жорстко встановленій на валу 6. Обертальний рух шестерні 5 шляхом зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 7 та вертикальному приводному валу 8, на якому воно жорстко встановлено. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9 і 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Відцентрові сили, що діють в цей же час на колодки 16 не переміщують їх, оскільки вони взаємно урівноважуються силами пружин 17. При перемиканні машини на більшу швидкість збільшується і

відцентрова сила робочих колодок 18, що могло б призвести до збільшення крутного моменту муфти. Але одночасно з цим зростає і відцентрова сила колодок 16, яка, переборюючи силу пружин 17, тиснучи на плече 20 двоплечого важеля 19, зменшує силу тиску робочих колодок 18 на ведучий шків 2, стабілізуючи крутний момент муфти, що забезпечує зниження динамічних навантажень та підвищення довговічності роботи муфти і круглов'язальної машини в цілому, в приводі якої вона використовується.

Розглянемо особливості розрахунку запропонованої конструкції відцентрової фрикційної муфти при використанні її в приводі круглов'язальних машин з двошвидкісним електродвигуном. Для досягнення бажаної ефективності муфти (зниження пускових динамічних навантажень) необхідно виконати умову:

$$T = const, \text{ при } \omega \geq \omega_0, \quad (1.202)$$

де  $T$  – крутний момент муфти,

$$T = \frac{NZfD}{2}; \quad (1.203)$$

$N$  - сила нормального тиску однієї робочої колодки на ведену півмуфту;

$Z$  - кількість робочих колодок;

$f$  - коефіцієнт тертя робочої колодки по внутрішній поверхні веденої півмуфти;

$D$  - внутрішній діаметр веденої півмуфти;

$\omega$  - кутова швидкість муфти при роботі електродвигуна на другій швидкості;

$\omega_0$  - кутова швидкість муфти при роботі електродвигуна на першій швидкості.

Із (1.203) очевидно, що для забезпечення (1.202) необхідно виконати умову  $N = const$ .

Із умови рівноваги колодок муфти  $((Q_1 - N)l_1 - (Q_2 - F_{np})l_2 = 0$  - рис. 1.70) можемо записати:

$$N = Q_1 - (Q_2 - F_{np}) \frac{l_2}{l_1}, \quad (1.204)$$

де  $Q_1, Q_2$  - відцентрові сили відповідно робочої колодки та колодки;  
 $F_{np}$  - сила пружини;  
 $l_1, l_2$  - довжина пліч двоплечого важеля.

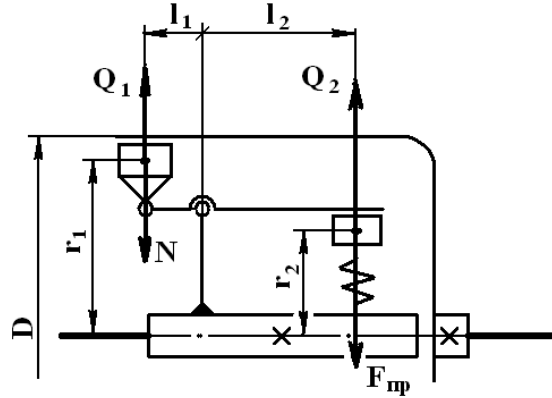


Рис. 1.70. Розрахункова схема відцентрової фрикційної муфти з постійним моментом

Як відомо [42]:

$$Q_1 = m_1 \omega^2 r_1; \quad (1.205)$$

$$Q_2 = m_2 \omega^2 r_2, \quad (1.206)$$

де  $m_1, m_2$  - маса відповідно робочої колодки та колодки;  
 $r_1, r_2$  - радіуси центра ваги відповідно робочої колодки та колодки.

Прийнявши, що при  $\omega_0$   $F_{np} = Q_2 = m_2 \omega_0^2 r_2$  та враховуючи  $Q_1 = m_1 \omega_0^2 r_1$ , рівняння (1.204) набуває вигляду:

$$N = Q_1 = m_1 \omega_0^2 r_1. \quad (1.207)$$

Підставивши в рівняння (1.204) вирази (1.205), (1.206) та враховуючи (1.207), одержуємо:

$$m_1 \omega_0^2 r_1 = m_1 \omega^2 r_1 - (m_2 \omega^2 r_2 - m_2 \omega_0^2 r_2) \frac{l_2}{l_1}. \quad (1.208)$$

Після перетворень рівняння (1.208) набуває вигляду:

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{m_1 r_1}{m_2 r_2}. \quad (1.209)$$

Аналізуючи залежність (1.209), приходимо до висновку, що при виконанні умови співвідношень параметрів муфти (1.209) сила



нормального тиску робочих колодок, а відповідно і крутний момент муфти зі зміною швидкості її обертання, починаючи від наперед заданої початкової кутової швидкості  $\omega_0$  (зазвичай це менша кутова швидкість двошвидкісного електродвигуна), не змінюється. Це свідчить про те, що запропонована конструкція фрикційної відцентрової муфти здатна задовольнити умову  $T = const$  при зміні кутової швидкості її обертання в діапазоні  $\omega \geq \omega_0$ .

Із конструктивних міркувань (зменшення габаритів муфти та її ваги) доцільно прийняти:

$$l_2 / l_1 = 2; \quad r_1 / r_2 = 2. \quad (1.210)$$

При цій умові із залежності (1.209) маємо:

$$m_1 = m_2. \quad (1.211)$$

Маса робочої колодки з урахуванням (1.203), (1.207) знаходиться із виразу:

$$m_1 = \frac{2T}{ZfD\omega_0^2 r_1}. \quad (1.212)$$

Інші параметри запропонованої муфти можуть бути знайдені з використанням відомих методик розрахунку звичайних відцентрових фрикційних муфт [17, 22].

### **1.58. Привід круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічні передачі, що кінематично з'єднують електродвигун з вертикальним приводним валом [9].

Використання в якості однієї із механічних передач привода пасової передачі, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, знижує довговічність роботи привода круглов'язальної машини через відносно низьку довговічність пасів пасової передачі [14].

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, та механічні передачі, що кінематично з'єднують електродвигун з вертикальним приводним валом, згідно з рекомендаціями авторів, одна із механічних передач виконана у вигляді конічної фрикційної передачі, ведучий конус якої встановлений на валу електродвигуна.

Виконання однієї із механічних передач привода у вигляді конічної фрикційної передачі, ведучий конус якої встановлений на валу електродвигуна, завдяки високій надійності та довговічності її роботи [64], призводить в цілому до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.71 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [109].

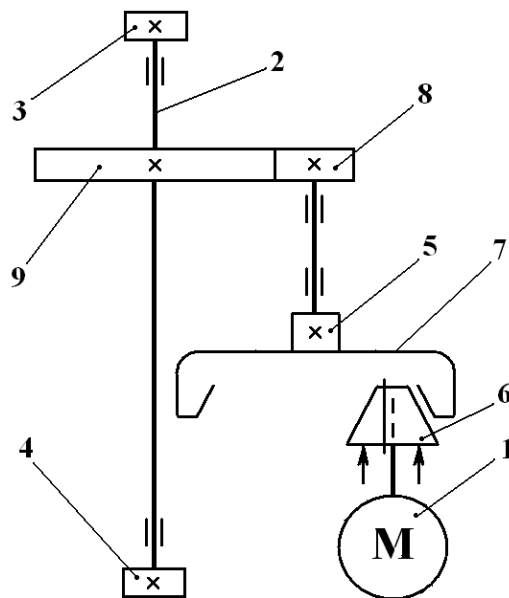


Рис. 1.71. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, вертикальний приводний вал 2, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 3, 4 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, конічну фрикційну передачу 5, ведучий конус 6 якої встановлений на валу електродвигуна 1 і розташований всередині веденого конуса 7, та циліндричну зубчасту передачу, шестерня 8 якої жорстко з'єднана з веденим конусом 7, а зубчасте колесо 9 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 2.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 та ведучого конуса 6, жорстко з'єданого з ним, за рахунок сил тертя, що виникають в зоні притиску ведучого конуса 6 до веденого конуса 7 (механізм притиску конусів на кресленні не показано) передається веденому конусу 7 та зубчастій передачі (8, 9) і далі вертикальному приводному валу 2. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного валу 2 циліндричні шестерні 3, 4 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на кресленні не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. В разі виникнення нештатних ситуацій фрикційна передача 5 шляхом проковзування конусів розриває кінематичний зв'язок електродвигуна 1 з вертикальним приводним валом 2 і, відповідно, механізмами круглов'язальної машини, що виключає їх аварійну поломку.

### **1.59. Привід круглов'язальної машини з конусним фрикційним варіатором**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, конусний фрикційний варіатор з засобом притиску веденого конуса до ведучого конуса та циліндричну зубчасту передачу, що кінематично з'єднують електродвигун з вертикальним приводним валом [11]. Засіб притиску веденого конуса до ведучого конуса виконаний у вигляді циліндричної зубчастої передачі, встановленої в

окремий корпус з можливістю його повороту, що ускладнює конструкцію привода круглов'язальної машини та призводить до порушення умови стабільності сили притиску ведучого і веденого конусів при варіюванні швидкості [64], що знижує надійність та довговічність роботи привода круглов'язальної машини.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, конусний фрикційний варіатор з засобом притиску веденого конуса до ведучого конуса та циліндричну зубчасту передачу, що кінематично з'єднують електродвигун з вертикальним приводним валом, засіб притиску веденого конуса до ведучого конуса виконаний у вигляді циліндричної пружини стиску.

Виконання засобу притиску веденого конуса до ведучого конуса у вигляді циліндричної пружини стиску дозволяє спростити конструкцію привода та стабілізувати силу притиску веденого конуса до ведучого, що призводить до зниження контактних напружень в парі ведучий конус – ведений конус і, таким чином, підвищує довговічність роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.72 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [110].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, вертикальний приводний вал 2, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 3, 4 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини, конусний фрикційний варіатор 5 з засобом 6 притиску веденого конуса 7 до ведучого конуса 8 та циліндричну зубчасту передачу 9, що кінематично з'єднують електродвигун 1 з вертикальним приводним валом 2. Ведучий конус 8 жорстко встановлений на валу електродвигуна 2 та розташований всередині веденого конуса 7,

встановленого на веденому валу 10 з можливістю осьового переміщення. Циліндрична зубчаста передача 9 містить шестерню 11, жорстко встановлену на веденому валу 10 та зубчасте колесо 12, жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 2. Засіб притиску веденого конуса 7 до ведучого конуса 8 виконаний у вигляді циліндричної пружини стиску 6. Електродвигун 1 встановлено на направляючих 13, розташованих паралельно утворюючій поверхні ведучого конуса 8.

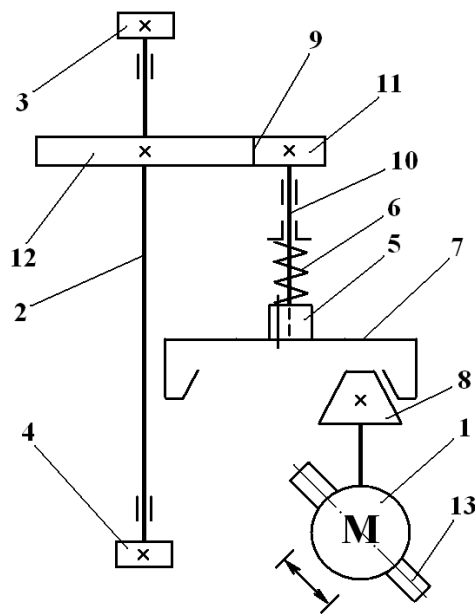


Рис. 1.72. Кінематична схема привода кругловязальної машини з конусним фрикційним варіатором

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 та ведучого конуса 8, жорстко з'єднаного з ним, за рахунок сили тертя, що виникають в зоні притиску веденого конуса 7 до ведучого конуса 8, зумовленої тиском циліндричної пружини стиску 6, передається веденому конусу 7 та зубчастій передачі 9 і далі вертикальному приводному валу 2. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 2 циліндричні шестерні 3, 4 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на кресленні не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 2 (швидкості круглов'язальної машини) досягається шляхом переміщення електродвигуна 1 з ведучим конусом 8, жорстко закріпленим на його валу, вздовж направляючих 13, розташованих паралельно утворюючій поверхні ведучого конуса 8.

### **1.60. Привід круглов'язальної машини з засобом натягу пасів з електромагнітом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків, виконаний у вигляді двох конічних дисків, кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом, та засіб натягу пасу [63]. Виконання засобу натягу пасу у вигляді салазок, на яких встановлено електродвигун з ведучим шківом, зумовлює жорсткий постійний кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів, що є причиною передачі механізмів машини при пуску значного пускового моменту електродвигуна, що призводить до динамічних перевантажень механізмів машини та окремих деталей привода, і, відповідно, до зниження надійності та довговічності його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків, виконаний у вигляді двох конічних дисків, кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом та засіб натягу пасу, згідно з рекомендаціями авторів, засіб натягу пасу виконаний у вигляді двоплечого важеля, на одному кінці якого встановлено натяжний ролик, а до другого кінця шарнірно приєднаний електромагніт.

Виконання засобу натягу пасу у вигляді двоплечого важеля, на одному кінці якого встановлено натяжний ролик, а до другого кінця

шарнірно приєднаний електромагніт, дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після пуску електродвигуна, що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам круглов'язальної машини та окремим деталям привода в період пуску, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.73 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [111].

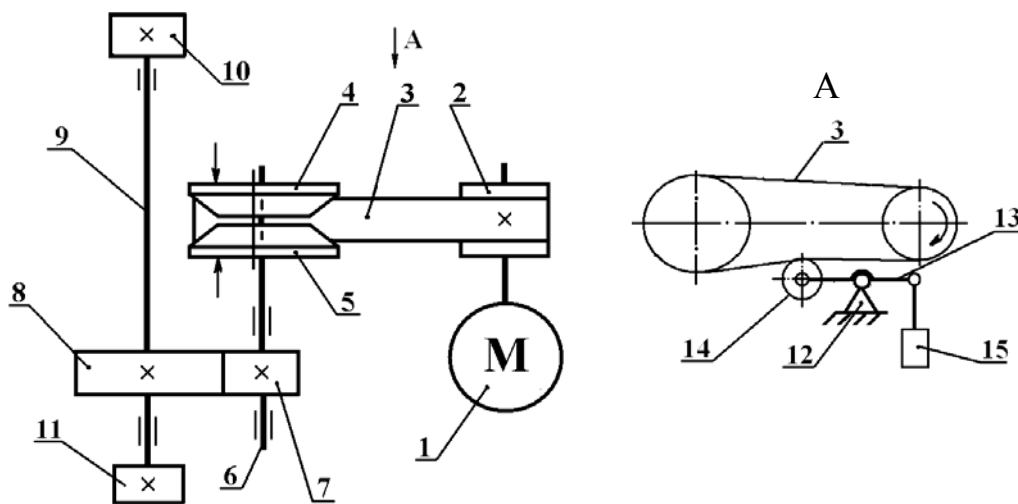


Рис. 1.73. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з засобом натягу пасів з електромагнітом

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, клиновий пас 3 та ведений шків, виконаний у вигляді двох конічних дисків 4, 5, встановлених на проміжному валу 6 з можливістю їх осевого переміщення, зубчасту передачу, шестерня 7 якої жорстко встановлена на проміжному валу 6, а зубчасте колесо 8 встановлено на вертикальному приводному валу 9. На кінцях вертикального приводного вала 9 жорстко закріплені циліндричні шестерні 10, 11 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.73 не показані). Привід оснащено засобом 12 натягу паса 3, виконаним у вигляді двоплечого важеля 13, на одному кінці якого встановлено натяжний ролик 14, а до другого кінця шарнірно приєднаний електромагніт 15.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін ротора та ведучого шківів 2. Після заздалегідь заданої витримки часу вмикається електромагніт 15 (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна), який за допомогою важеля 13 притягує натяжний ролик 14 до паса 3, натягуючи останній. При цьому здійснюється кінематичний зв'язок ведучого шківів 2 з веденим шківом 4, 5. Механізми машини та деталі передач привода при такому режимі пуску приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини. При наявності кінематичного зв'язку ведучого шківів 2 з веденим шківом 4, 5 обертальний рух ведучого шківів 2 передається веденому шківу 4, 5, проміжному валу 6 і далі шестерні 7, жорстко встановленій на проміжному валу 6, зубчастому колесу 8, вертикальному приводному валу 9 та циліндричним шестерням 10, 11, жорстко закріпленим на ньому.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 9 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 10, 11 здійснюється шляхом зміни діаметра веденого шківів (переміщенням конічних дисків 4, 5 вздовж осі проміжного вала 6). Переміщення конічних дисків 4, 5 може здійснюватися за допомогою відомих технічних засобів [64]. Переміщення конічного диска 4 вгору, а конічного диска 5 вниз (згідно з рис. 1.73) призводить до зменшення робочого діаметра веденого шківів і, відповідно, до підвищення швидкості обертання вертикального приводного вала 9. Переміщення конічного диска 4 вниз, а конічного диска 5 вгору призводить до збільшення робочого діаметра веденого шківів і, відповідно, до зменшення швидкості обертання вертикального приводного вала 9.

### **1.61. Привід круглов'язальної машини з маховиком та механізмом зміни його моменту інерції**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун,



та маховик, зв'язаний з валом електродвигуна за допомогою обгінної муфти [50]. Наявність маховика дозволяє розподілити пусковий момент електродвигуна між приводом та маховиком, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в передачах привода та підвищення довговічності його роботи. Проте виконання зв'язку маховика з валом електродвигуна у вигляді обгінної муфти не дозволяє в повній мірі вплинути на підвищення надійності та довговічності роботи привода, оскільки обгінна муфта здійснює постійний зв'язок маховика з валом електродвигуна в процесі роботи круглов'язальної машини.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та маховик, зв'язаний за допомогою електромагнітної фрикційної муфти з валом електродвигуна [51]. Виконання зв'язку маховика з валом електродвигуна у вигляді електромагнітної фрикційної муфти дозволяє відключати маховик від привода під час роботи круглов'язальної машини (після закінчення режиму пуску машини), що призводить до зниження динамічних навантажень і, тим самим, підвищує довговічність роботи привода. Проте виконання маховика у вигляді жорсткої конструкції (зазвичай диска) не дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика в залежності від зміни режиму роботи круглов'язальної машини, зумовленої зміною виду сировини, що переробляється, та зміною виду переплетення трикотажного полотна, що не дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження і, таким чином, вплинути ефективно на підвищення надійності та довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун та маховик, зв'язаний за допомогою електромагнітної фрикційної муфти з валом електродвигуна, маховик містить додатково механізм зміни його моменту інерції, кінематично зв'язаний з маховиком, при цьому механізм зміни моменту інерції маховика являє собою відцентровий пристрій, який містить декілька (не

менше двох), розташованих рівномірно між собою вантажів, шарнірно за допомогою важелів з'єднаних з гайками нагвинченими на гвинт, що кінематично з'єднує механізм зміни моменту інерції маховика з маховиком, при цьому гайки і відповідні їм ділянки гвинта мають різьби з різним напрямком гвинтової лінії (права та ліва різьби).

Оснащення маховика механізмом зміни моменту його інерції, кінематично зв'язаним з маховиком, дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика в залежності від зміни режиму роботи круглов'язальної машини, зумовленої зміною виду сировини, що переробляється та зміною виду переплетення трикотажного полотна, що дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження на всьому протязі експлуатації круглов'язальної машини і, таким чином, ефективно вирішити проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 1.74 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини з механізмом зміни моменту інерції маховика, запропонованого авторами [52].

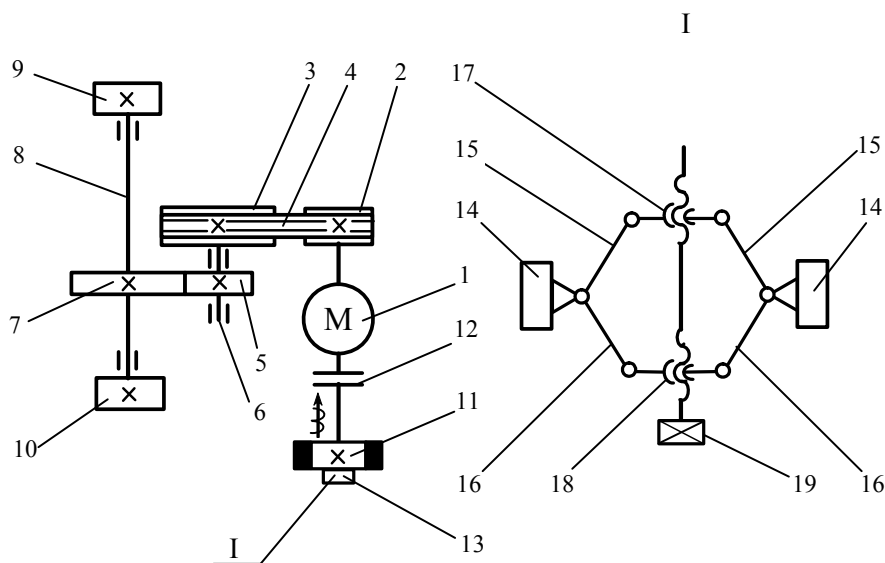


Рис. 1.74. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з маховиком та механізмом зміни його моменту інерції

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої жорстко встановлена на валу 6 веденого шківа 3,

а зубчасте колесо 7 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.74 не показані). До складу привода входить також маховик 11, зв'язаний за допомогою електромагнітної фрикційної муфти 12 з валом електродвигуна, та механізм 13 зміни моменту інерції маховика, що містить декілька (не менше двох), розташованих рівномірно між собою вантажів 14, шарнірно за допомогою важелів 15, 16 з'єднаних з гайками 17, 18, нагвинченими на гвинт 19. При цьому гайки 17, 18 і відповідні їм ділянки гвинта мають різьби з різним напрямком гвинтової лінії (права та ліва різьби).

Привід працює таким чином. Спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта 12, з'єднуючи маховик 11 з електродвигуном 1, а потім вмикається електродвигун. При цьому пусковий момент електродвигуна розгалужується на два потоки: один поступає на маховик, інший на привід, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в приводі і, як результат, до підвищення довговічності його роботи. Обертальний рух електродвигуна 1 за допомогою клинопасової та зубчастої передач передається вертикальному приводному валу 8 з жорстко закріпленими на його кінцях циліндричними шестернями 9 і 10. Обертальний рух циліндричних шестерень 9, 10 передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому (на рис. 1.74 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Після закінчення режиму пуску електромагнітна фрикційна муфта вимикається, розриваючи кінематичний зв'язок маховика з валом електродвигуна, що також призводить до підвищення довговічності роботи привода.

Оснащення маховика 11 механізмом 13 зміни його моменту інерції дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика в залежності від зміни режиму роботи круглов'язальної машини, зумовленої зміною виду сировини, що переробляється та зміною виду переплетення трикотажного полотна, що дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження на протязі всього періоду експлуатації круглов'язальної машини і, таким чином, ефективно вирішити проблему підвищення

надійності та довговічності роботи привода.

Регулювання величини моменту інерції маховика здійснюється таким чином. При обертанні гвинта 19 гайки 17, 18 переміщуються вздовж його осі назустріч одна одній або в протилежні сторони в залежності від напрямку обертання гвинта. При цьому вантажі 14 за допомогою важелів 15, 16, шарнірно з'єднаних з гайками 17, 18, віддаляються від осі гвинта 19 або приближаються до неї, також в залежності від напрямку обертання гвинта, що призводить до збільшення або зменшення величини моменту інерції маховика.

З метою оцінки раціональності конструкції маховика та можливості використання його в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2, визначимо основні параметри маховика.

У відповідності з результатами досліджень [5] ефективне зниження пускових динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин типу КО досягається при умові:  $2J_1 < J'_1 < 4J_1$ , (1.213)

де  $J_1$  - момент інерції ведучої маси привода машини без маховика (для даного випадку – сумарний момент ротора електродвигуна та шківів клинопасової передачі);

$J'_1$  - момент інерції ведучої маси привода при наявності маховика.

Враховуючи, що  $J'_1 = J_1 + J_m$  ( $J_m$  - момент інерції маховика з урахуванням моменту інерції обгінної муфти), вираз (1.213) набуває вигляду:

$$J_1 < J_m < 3J_1. \quad (1.214)$$

Оскільки  $J_1 = 0,023 \text{ кгм}^2$  [53], із (1.214) маємо:  $0,023 < J_m < 0,069 \text{ кгм}^2$ . Для розрахунків параметрів маховика приймаємо  $J_m = 0,05 \text{ кгм}^2$ .

Як відомо [42]: 
$$J_m = \frac{Qd^2}{7g} = \frac{\pi q d^4 b}{28g}, \quad (1.215)$$

де  $Q$  - вага маховика,  $Q = \frac{\pi q d^2 b}{4}$ ;

$d$  - діаметр маховика;

$q$  - питома вага матеріалу маховика;

$b$  - ширина маховика.

$$\text{Використовуючи (1.215), маємо: } b = \frac{28J_m g}{\pi q d^4}. \quad (1.216)$$

Прийнявши із конструктивних міркувань  $d = 200$  мм, та враховуючи, що  $q = 78 \cdot 10^3$  Н/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>, із (1.216) одержуємо необхідну ширину маховика  $b = 35$  мм.

Параметри обгінної муфти знаходяться із наступних міркувань. Приймаючи, що розгін мас привода при пуску відбувається рівноприскорено, маємо [42]:  $T_m = J_m \varepsilon$ , (1.217)

де  $T_m$  - момент, що діє на обгінну муфту при пуску;

$\varepsilon$  - кутове прискорення маховика.

Не враховуючи коливання мас привода в період пуску, можемо записати [42]:  $J \varepsilon = T_1 - T_2 - T_3$ , (1.218)

де  $J$  - сумарний момент обертальних мас машини,

$$J = J_m + J_1 + J_2 + J_3; \quad (1.219)$$

$T_1, T_2, T_3$  - пусковий момент електродвигуна та моменти сил опору механізмів машини (товароприйому та в'язання) відповідно.

Використовуючи залежності (1.217) - (1.219), знаходимо:

$$T_m = \frac{J_m (T_1 - T_2 - T_3)}{J_m + J_1 + J_2 + J_3}. \quad (1.220)$$

Враховуючи, що для круглов'язальної машини КО-2 с діаметром голкового циліндру 450 мм:  $T_1 = 48,6$  Нм;  $T_2 = 4,4$  Нм;  $T_3 = 17,7$  Нм;  $J_1 = 0,023$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,041$  кгм<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,021$  кгм<sup>2</sup> (параметри приведені до валу електродвигуна) [53], із (1.220) знаходимо:  $T_m = 9,81$  Нм.

Із конструктивних міркувань, враховуючи рекомендації [17], приймаємо наступні параметри обгінної муфти:  $z = 3$  (число роликів);  $r = 4$  мм (радіус ролика);  $R = 30$  мм (внутрішній радіус обойми муфти).

Із умови контактної міцності знаходимо робочу довжину ролика  $l$  [17, 34]:

$$l \geq 0,418^2 \frac{FE_{np}}{[\sigma]^2 r}, \quad (1.221)$$

де  $F$  - сила тиску в парі ролик-обойма,  $F = \frac{T_m}{z(R-r)\sin \alpha}$ ; (1.222)

$\alpha$  - кут заклинювання роликів, приймаємо [17]  $\alpha = 5^\circ$ ;

$E_{np}$  - приведений модуль пружності матеріалів роликів та обойми;

$[\sigma]$  - допустиме контактне напруження для матеріалу роликів (або обойми).

Використовуючи вихідні дані та прийняті параметри обгінної муфти із (10) знаходимо:  $F = 1443$  Н.

Прийнявши матеріал роликів та обойми сталь, для якої:  $E_{np} = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $[\sigma] = 1200$  МПа [17], із рівняння (1.221) знаходимо  $l \geq 8,75$  мм. Приймаємо  $l = 10$  мм.

Отримані результати свідчать про можливість використання запропонованого маховика з механізмом регулювання його моменту інерції в складі привода круглов'язальних машин типу КО.

### **1.62. Привід круглов'язальної машини з запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, кінематично з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу [62]. Жорстке з'єднання зубчастого колеса з вертикальним приводним валом зумовлює в разі заклинювання голок (можливий випадок при експлуатації круглов'язальних машин) поломку деталей та вузлів привода, що знижує довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал,

кінематично з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу, додатково обладнаний запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу та з'єднаною з зубчастим колесом зубчастої передачі.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу та з'єднаною з зубчастим колесом зубчастої передачі, забезпечує автоматичне відключення механізмів круглов'язальної машини в разі надзвичайних ситуацій (заклинювання голок, недопустиме перевищення навантажень механізмів машини та ін.) від електродвигуна, що запобігає поломці деталей та вузлів привода і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.75 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [112].

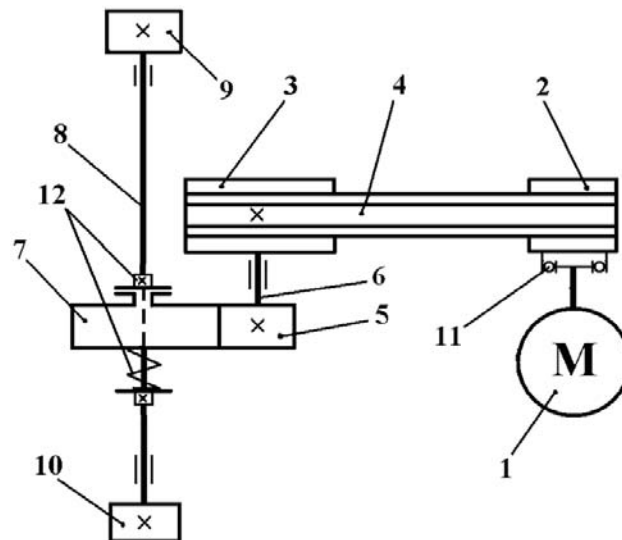


Рис. 1.75. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з запобіжною муфтою

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному

приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.75 не показані). На валу електродвигуна встановлена обгінна муфта 11, з'єднана з ведучим шківом 2, а на вертикальному приводному валу 8, встановлена запобіжна муфта 12, з'єднана з зубчастим колесом 7.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 за допомогою обгінної муфти 11 передається клинопасовій (2, 3, 4) та зубчастій (5, 7) передачам і далі вертикальному приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому (на рис. 1.75 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Обгінна муфта 11 запобігає передачі обертального руху механізмам машини в разі зміни напрямку обертання вала електродвигуна. Запобіжна муфта 12 забезпечує автоматичне відключення механізмів круглов'язальної машини в разі заклинювання голок та інших причин різкого збільшення моментів сил опору в механізмах круглов'язальної машини (на рис. 1.75 не показані), що запобігає поломці деталей та вузлів привода і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

### **1.63. Привід круглов'язальної машини з двома електромагнітами**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом [11]. (Здійснення натягу пасів клинопасової передачі за допомогою натяжного ролика призводить до появи додаткових напружень пасів, зумовлених їх деформацією згину в зоні взаємодії з натяжним роликом, що знижує довговічність роботи привода круглов'язальної машини



В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, клинопасову передачу, ведучий шків якої жорстко встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом, згідно з розробками авторів, оснащений двома електромагнітами, фіксатором, що містить кулачок та упор, та повзуном, причому один з електромагнітів та кулачок з'єднані з електродвигуном, електродвигун встановлений на повзуні, а другий електромагніт з'єднаний з упором.

Використання у складі привода круглов'язальної машини двох електромагнітів, фіксатора, що містить кулачок та упор, та повзуна, причому один з електромагнітів та кулачок з'єднані з електродвигуном, електродвигун встановлений на повзуні, а другий електромагніт з'єднаний з упором, дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після пуску електродвигуна, що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам та окремим деталям круглов'язальної машини в період його пуску, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.76 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [113].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, що містить ведучий шків 3, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 4 та паси 5. Ведений шків 4 кінематично за допомогою шестерні 6 та зубчастого колеса 7 з'єднаний з вертикальним приводним валом 8, на якому закріплені верхня 9 та нижня 10 циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку відповідно з механізмами в'язання та товароприйому (на рис. 1.76 не показані). Привід оснащено також двома електромагнітами 11, 12, фіксатором 13, що містить кулачок 14 та упор 15, та повзуном 16, причому електромагніт 11

та кулачок 14 з'єднаний з електродвигуном 1, встановленим на повзуні 16, а електромагніт 12 з'єднаний з упором 15. До електродвигуна 1 з протилежної від електромагніту 11 сторони прикріплено пружину 17.

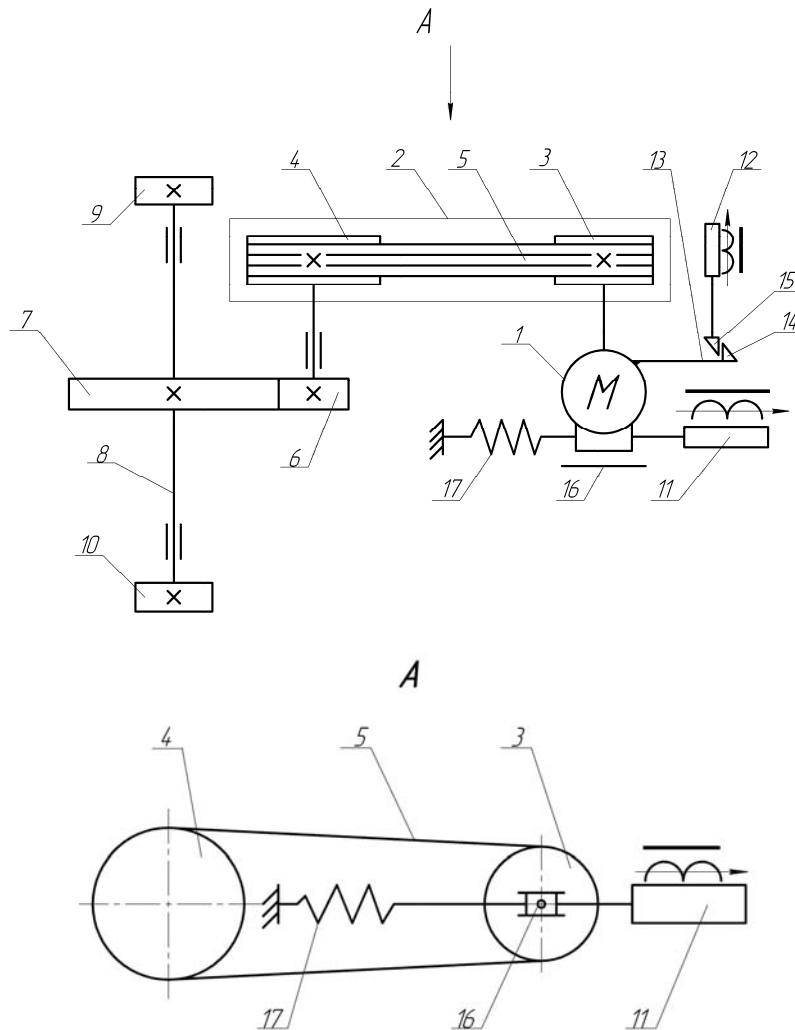


Рис. 1.76. Кінематична схема привода кругло-в'язальної машини з двома електромагнітами

Принцип роботи привода такий (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту 11 здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна 1). При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін ротора та ведучого шківу 3, оскільки під дією пружини розтягу 17 електродвигун 1 і, відповідно, ведучий шків 3 знаходяться у вихідному положенні зліва (згідно з рис. 1.76), що усуває натяг пасів 5 і, таким чином, унеможливує передачу пускового моменту електродвигуна від ведучого шківу 3 веденому 4 шківу, тобто механізмат кругло-в'язальної машини.

Після заздалегідь заданої витримки часу вмикається електромагніт 11, який, долаючи зусилля пружини розтягу 17 та сили опору повзуна 16, переміщує електродвигун 1 вправо (згідно з рис. 1.76), натягуючи паси 5 і, таким чином, здійснюючи кінематичний зв'язок ведучого шківів 3 з веденим шківом 4. Одночасно з цим кулачок 14 заходить під упор 15, фіксує робоче положення електродвигуна 1, що дає можливість з метою збереження електроенергії вимкнути електромагніт 11. Далі обертальний рух ведучого шківів 3 передається веденому шківу 4 і вертикальному приводному валу 8, кінематично зв'язаному з веденим шківом 4 за допомогою шестерні 6 та зубчастого колеса 7. Обертальний рух вертикального приводного вала 8 з жорстко закріпленими на ньому верхньою 9 та нижньою 10 циліндричними шестернями передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Механізми машини та деталі передач привода при цьому приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини. При зупинці машини одночасно з вимкненням електродвигуна 1 вмикається електромагніт 12, звільняючи фіксатор 13, що дає змогу під дією пружини розтягу 17 переміститися електродвигуну 1 разом з ведучим шківом 3 вліво (згідно з рис. 1.76), усуваючи натяг пасів 5, що приводить до розриву кінематичного зв'язку ведучого 3 та веденого 4 шківів (вихідне положення при пуску машини). Після звільнення фіксатора 13 електромагніт 12 вимикається.

#### **1.64. Привід круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою, встановленою на валу електродвигуна**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо

зубчастої передачі [9]. Жорстке кріплення ведучого шківів з валом електродвигуна зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску та гальмування круглов'язальної машини, що знижує довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, додатково обладнаний електромагнітною фрикційною муфтою, одна з півмуфт якої встановлена на валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, а друга півмуфта вмонтована в ведучий шків.

Обладнання приводу круглов'язальної машини електромагнітною фрикційною муфтою, одна з півмуфт якої встановлена на валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, а друга півмуфта вмонтована в ведучий шків, забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

На рис. 1.77 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [114].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, ведучий шків 3 якої встановлений на валу електродвигуна 1, зубчасту передачу 4, шестерня 5 якої встановлена співвісно з веденим шківом 6 клинопасової передачі 2 на проміжному валу 7, вертикальний приводний вал 8, на якому встановлене зубчасте колесо 9 зубчастої передачі 4, та електромагнітну фрикційну муфту 10, півмуфта 11 якої встановлена на валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, а півмуфта 12 вмонтована в ведучий шків 3. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні

13, 14 для кінематичного зв'язку привода з механізмами в'язання та товароприйому відповідно (на рис. 1.77 не показані).

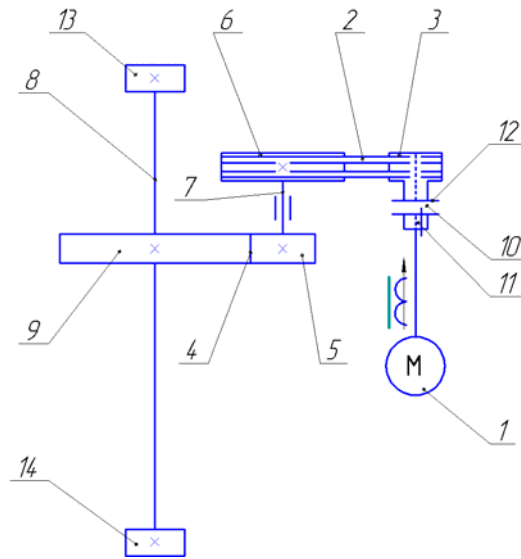


Рис. 1.77. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 (електросхема керування привода виконана таким чином, що вмикання електродвигуна здійснюється при вимкненій електромагнітній фрикційній муфті; одночасно з вимиканням електродвигуна вимикається і електромагнітна фрикційна муфта) обертальний рух його вала не передається ведучому шківу 3 клинопасової передачі 2. Таким чином динамічні навантаження, що виникають під час пуску електродвигуна, не передаються основним вузлам привода (клинопасова 2 та зубчаста 4 передачі, проміжний 7 та вертикальний приводний 8 вали, циліндричні шестерні 13, 14 та інше), що призводить до підвищення довговічності роботи привода. Після переходу електродвигуна в режим стаціонарного руху автоматично вмикається електромагнітна фрикційна муфта 10, півмуфти 11, 12 якої з'єднують вал електродвигуна 1 з ведучим шківом 3. За допомогою клинопасової 2 та зубчастої 4 передач обертальний рух вала електродвигуна 1 передається вертикальному приводному валу 8, приводячи його в обертальний рух. Обертальний рух вертикального приводного вала 8 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 13, 14 передається механізмам в'язання та товароприйому

круглов'язальної машини, що необхідно для її роботи – в'язання трикотажного полотна. При зупинці круглов'язальної машини електромагнітна фрикційна муфта 10 автоматично вимикається, розриваючи кінематичний зв'язок електродвигуна 1 з передачами привода, що призводить до зниження динамічних навантажень, що виникають при гальмування круглов'язальної машини, що також призводить до підвищення довговічності роботи привода.

### **1.65. Привід круглов'язальної машини з двома обгінними муфтами та пружинами кручення на вертикальному приводному валу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал з шестернями на кінцях, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу [54]. Жорстке з'єднання зубчастого колеса та шестерень з вертикальним приводним валом зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску в приводі круглов'язальної машини, що знижує довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини додатково обладнаний двома обгінними муфтами, встановленими по різні боки зубчастого колеса та з'єднані з ним, та двома пружинами кручення, встановленими на вертикальному приводному валу між обгінними муфтами та шестерням, причому зубчасте колесо та шестерні вільно встановлені на вертикальному приводному валу, одні кінці пружин кручення з'єднані з обгінними муфтами, а другі кінці пружин з'єднані з відповідними шестернями.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини двома обгінними муфтами, встановленими по різні боки зубчастого колеса та з'єднані з ним, та двома пружинами кручення, встановленими на

вертикальному приводному валу між обгінними муфтами та шестерням, причому зубчасте колесо та шестерні вільно встановлені на вертикальному приводному валу, одні кінці пружин кручення з'єднані з обгінними муфтами, а другі кінці пружин з'єднані з відповідними шестернями, забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

На рис. 1.78 представлена кінематична схема запропонованого авторами привода круглов'язальної машини [55].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, вертикальний приводний вал 2 з шестернями 3, 4 на кінцях, з'єднані між собою за допомогою клинопасової 5 та зубчастої 6 передач, дві обгінні муфти 7, 8, встановлені по різні боки зубчастого колеса 9 зубчастої передачі 6 та з'єднані з ним, та дві пружини кручення 10, 11, встановлені на вертикальному приводному валу 2 між обгінними муфтами та шестернями, причому зубчасте колесо та шестерні вільно встановлені на вертикальному приводному валу, одні кінці пружин кручення з'єднані з обгінними муфтами, а другі кінці пружин кручення з'єднані з відповідними шестернями.

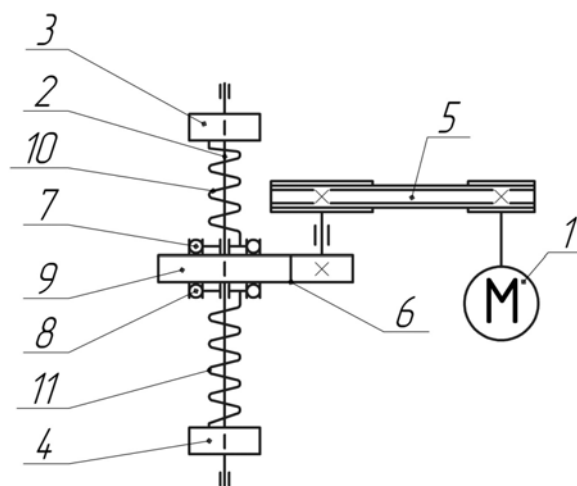


Рис. 1.78. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з обгінними муфтами та пружинами кручення

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій 5 та зубчастій 6 передачам.

Обертання зубчастого колеса 9 зубчастої передачі 6 за допомогою обгінних муфт 7, 8 зумовлює закручування пружин кручення 10, 11, сили пружності яких приводять в рух шестерні 3, 4 відповідно. Шестерні 3, 4 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1.78 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

В період пуску привода пусковий момент електродвигуна за рахунок пружної деформації пружин кручення 10, 11 знижується, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

При зупинці круглов'язальної машини обгінні муфти 7, 8 забезпечують розкручування пружин кручення 10, 11 в вихідне положення, що необхідно для зниження динамічних навантажень привода при наступному його пуску.

Важливим етапом в проектуванні даного привода є розрахунок пружин кручення. Як відомо, пружини кручення працюють на згин витків. При цьому умова їх працездатності буде наступною [34]:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (1.223)$$

де  $\sigma$  - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$  - допустиме напруження згину витків пружини,  $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$ ;

$[\tau]$  - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T$  - крутний момент пружини;

$k$  - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (1.224)$$

$c$  - індекс пружини,  $c = \frac{D}{d}$ ;  $c = 4 \dots 12$ ; (1.225)

$D, d$  - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена;

$W$  - момент опору згину,  $W = \frac{\pi d^3}{32}$ . (1.226)



Враховуючи (1.226) із умови (1.223) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (1.227)$$

Кут скручування пружини  $\varphi$  при робочому навантаженні знаходиться із умови [34]:

$$\varphi = \frac{TL}{EJ}, \text{ рад}, \quad (1.228)$$

де  $L$  - довжина дроту, із якого виготовлена пружина (робочі витки;  $\cos \alpha \approx 1$ ;  $\alpha$  - кут підйому витків пружини),  $L = \pi D i$ ;

$E$  - модуль пружності дроту (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J_{\partial}$  - момент інерції перерізу дроту,  $J_{\partial} = \frac{\pi d^4}{64}$ ;

$i$  - кількість робочих витків пружини,  $i = \frac{H}{p}$ ;

$H$  - робоча довжина (висота) пружини;

$p$  - крок пружини,  $p = d + (1 \dots 2)$  мм.

Жорсткість пружини знаходиться із умови  $C = \frac{T}{\varphi}$ , Нм/рад.

Визначимо раціональні параметри пружин при використанні їх в приводі круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. [9].

Як показують розрахунки, розподіл крутних моментів  $T_{n1}$ ,  $T_{n2}$  між пружинами 10, 11 (рис. 1.78) буде наступним:  $T_{n1} = 30$  Нм;  $T_{n2} = 7,5$  Нм.

Прийнявши для вказаних пружин  $c_1 = 8$ ;  $c_2 = 12$ , з (2) маємо:  $k_1 = 1,1$ ;  $k_2 = 1,07$ .

Тоді, прийнявши  $[\sigma]=1500$  МПа [34], із (1.227) знаходимо діаметри пружин:  $d_1 = 6$  мм;  $d_2 = 4$  мм і відповідні їх параметри  $D_1 = D_2 = 48$  мм,  $p_1 = 7$  мм,  $p_2 = 5$  мм.

Враховуючи конструктивні особливості машини [9], приймаємо  $H_1 = 275$  мм,  $H_2 = 150$  мм. Тоді кількість робочих витків пружин згідно з (1.231):  $i_1 = 39,3$ ;  $i_2 = 30$  та довжина дроту пружин згідно з (1.229):  $L_1 = 5924$  мм;  $L_2 = 4524$  мм.

Враховуючи, що модуль пружності дроту (сталь)  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа та знайшовши згідно (1.230) моменти інерції перерізу дроту пружин  $J_{o1} = 63,61$  мм<sup>4</sup>,  $J_{o2} = 12,57$  мм<sup>4</sup>, знаходимо, використовуючи залежність (6), кути скручування пружин:  $\varphi_1 = 12,99$  рад;  $\varphi_2 = 12,55$  рад.

Жорсткість пружин згідно з (1.233):  $C_1 = 2,3$  Нм/рад;  $C_2 = 0,6$  Нм/рад.

Розглянемо динаміку пуску круглов'язальної машини КО-2 при наявності пружин кручення.

Як показує аналіз конструкції машини з пружинами кручення, в якості розрахункової динамічної моделі для визначення динамічних навантажень, що виникають у період пуску (найбільш несприятливий режим роботи), доцільно прийняти тримасову динамічну модель з середньою ведучою масою з параметрами:  $T_1$  - пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені до валу електродвигуна значення);  $T_2$  - момент сил опору механізму товароприйому;  $T_3$  - момент сил опору механізму в'язання;  $J_1$  - сумарний момент інерції ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передач;  $J_2$  - момент інерції обертових мас механізму товароприйому;  $J_3$  - момент інерції обертових мас механізму в'язання;  $C_{12}$  - жорсткість пружини 11 (рис. 1),  $C_{12} = C_2 = 0,6$  Нм/рад);

$C_{13} = C_1 = 2,3$  Нм/рад - жорсткість пружини 10 (рис. 1.78) пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання.

Пуск даної тримасової системи відбувається у три етапи [20, 37].

У початковий момент при  $t = 0$  всі три маси знаходяться у спокої. У проміжку часу  $0 \div \tau_1$  відбувається накопичення моментів пружних сил на ділянках 1–2 і 1–3 до тих пір, поки момент  $T_{12}$  не стане рівним моменту  $T_2$  (оскільки для нашого випадку  $\varphi_1 > \varphi_2$ ). На цьому перший етап пуску закінчується, в рух приходить друга маса, і починається другий етап пуску, який триватиме від  $\tau_1$  до  $\tau_2$ . У проміжку цього етапу відбувається подальше накопичення моменту сил пружності  $T_{13}$  на ділянці 1–3. При  $T_{13} = T_3$  приходить в рух третя маса, що характеризує закінчення другого етапу пуску машини і початок третього етапу, який триватиме від  $\tau_2$  до  $\tau_3$  (час пуску).

Методика динамічного розрахунку механічних систем, динамічна модель яких являє собою тримасову систему з середньою ведучою масою детально представлена в монографії [37].

Для зручності використання приведеної методики в інженерній практиці можна рекомендувати наступний алгоритм розрахунку:

1. Визначаємо вихідні параметри:  $T_1; T_2; T_3; J_1; J_2; J_3; C_{12}; C_{13}$ .

2. Із рівняння (12) знаходимо час тривалості першого етапу пуску  $\tau_1$ :

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12} + C_{13}}} \arccos \left[ 1 - \frac{T_2(C_{12} + C_{13})}{T_1 C_{12}} \right]. \quad (1.234)$$

3. Використовуючи систему рівнянь (1.235), знаходимо початкові умови другого етапу пуску:

$$T_{(12)0} = T_2; \quad T_{(13)0} = \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \left( 1 - \cos \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \right) T_1;$$

$$\dot{T}_{(12)0} = \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1; \quad (1.235)$$

$$\dot{T}_{(13)0} = \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1.$$

4. Із рівняння (1.236) знаходимо постійні складові моментів сил пружності:

$$a_{12} = T_2; \quad a_{13} = T_1 - T_2. \quad (1.236)$$

5. Визначаємо циклові частоти коливань моментів сил пружності в період другого етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2 \pm \sqrt{[C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2]^2 - 4C_{12}C_{13}J_1J_2}}{2J_1J_2}. \quad (1.237)$$

6. Використовуючи залежності (1.238), (1.239), знаходимо амплітуди гармонік  $\cos$  і  $\sin$ .

$$A_{(12)1} = \frac{-C_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{J_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad A_{(12)2} = \frac{C_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{J_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$A_{(13)1} = \frac{-\Delta_{11}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{(13)2} = \frac{\Delta_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}. \quad (1.238)$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{12}, \quad (1.239)$$

де

$$\Delta_{11} = \omega_{12}^2 - \beta_1^2; \quad \Delta_{12} = \omega_{12}^2 - \beta_2^2; \quad \omega_{12}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}. \quad (1.240)$$

7. Моменти, що виникають в пружних в'язях привода в період 2-го етапу пуску, описуються рівняннями (1.241), (1.242):

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + T_2; \quad (1.241)$$

$$T_{13} = A_{(13)1} \cos \beta_1 t + A_{(13)2} \cos \beta_2 t + B_{(13)1} \sin \beta_1 t + B_{(13)2} \sin \beta_2 t + T_1 - T_2. \quad (1.242)$$

8. Із рівняння (1.242), враховуючи, що 3-ій етап пуску починається при умові  $T_{13} = T_3$ , знаходимо час початку цього етапу  $\tau_2$ .

9. Знаходимо початкові умови 3-го етапу пуску (1.243):

$$T_{(12)0} = T_{(12)}\tau_2; T_{(13)0} = T_{(13)}\tau_2 = T_3; \dot{T}_{(12)0} = \dot{T}_{(12)}\tau_2; \dot{T}_{(13)0} = \dot{T}_{(13)}\tau_2. (1.243)$$

10. Із рівнянь (1.244) знаходимо постійні складові моментів сил пружності:

$$a_{12} = \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3};$$

$$a_{13} = T_1 + \frac{J_1}{J_2}T_2 - \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3} \cdot \left( \frac{J_1 + J_2}{J_2} \right). (1.244)$$

11. Із рівняння (1.245) знаходимо циклові частоти коливань моментів сил пружності в період 3-го етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \pm \sqrt{\left( C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \right)^2 - C_{12}C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. (1.245)$$

12. Використовуючи рівняння (1.240), (1.246), (1.247), знаходимо амплітуди коливань моментів сил пружних в'язей в період 3-го етапу пуску:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}(T_{(12)0} - a_{12}) - \frac{C_{12}}{J_1}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$A_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}(T_{(13)0} - a_{13}) - \Delta_{11}(T_{(12)0} - a_{12})}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$A_{(13)1} = A_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad A_{(13)2} = A_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}; \quad (1.246)$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}. \quad (1.247)$$

13. Знаходимо максимальні навантаження пружних в'язей привода при пуску:

$$T_{12max} = \sqrt{A_{(12)1}^2 + B_{(12)1}^2} + \sqrt{A_{(12)2}^2 + B_{(12)2}^2} + a_{12}; \quad (1.248)$$

$$T_{13max} = \sqrt{A_{(13)1}^2 + B_{(13)1}^2} + \sqrt{A_{(13)2}^2 + B_{(13)2}^2} + a_{13}. \quad (1.249)$$

14. Використовуючи рівняння (1.250), знаходимо динамічні перевантаження, що виникають в пружних в'язях привода під час пуску:

$$k_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2}; \quad k_{13} = \frac{T_{13max}}{T_3}. \quad (1.250)$$

Використовуючи приведений алгоритм, авторами виконано розрахунок динамічних навантажень круглов'язальної машини КО-2 з ПЗДН з пружинами кручення. При цьому в якості вихідних параметрів, враховуючи розрахунки пружин кручення та результати досліджень [23], прийнято:  $T_1 = 26,5$  Нм;  $T_2 = 4,4$  Нм;  $T_3 = 17,7$  Нм;  $J_1 = 0,038$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,026$  кгм<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,021$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 0,6$  Нм/рад;  $C_{13} = 2,3$  Нм/рад.

Розрахунки показують, що при використанні пружин кручення динамічні навантаження пружних в'язей привода становлять:  $T_{12max} = 8,58$  Нм;  $T_{13max} = 38,05$  Нм. При цьому динамічні перевантаження привода сягають  $k_{12} = 1,95$ ,  $k_{13} = 2,15$ , що майже в 2 рази менше ніж в існуючих круглов'язальних машинах [37].

### **1.66. Привід круглов'язальної машини з засобом натягу пасів з двома електромагнітами**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, клинопасову передачу з натяжним роликом, ведучий шків якої жорстко встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом, та важіль з електромагнітом, причому на одному кінці

важеля встановлено натяжний ролик, а інший кінець з'єднано з електромагнітом [11]. Необхідність підключення електромагніту до мережі на протязі всього часу роботи круглов'язальної машини (натяжний ролик для забезпечення працездатності клинопасової передачі повинен весь час притискуватись до пасів зусиллям електромагніту) вимагає додаткових витрат електроенергії, що призводить до збільшення її загальних витрат та зниження довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його елементів та їх зв'язків, забезпечились би економія електроенергії та підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, клинопасову передачу з натяжним роликом, ведучий шків якої жорстко встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків кінематично з'єднаний з вертикальним приводним валом, та важіль з електромагнітом, причому на одному кінці важеля встановлено натяжний ролик, а інший кінець з'єднано з електромагнітом, згідно з розробками авторів, оснащений додатковим електромагнітом, упором та кулачком, причому упор з'єднаний з додатковим електромагнітом, а кулачок з'єднаний з кінцем важеля, з'єднаним з електромагнітом.

Використання у складі привода круглов'язальної машини додаткового електромагніту, упора та кулачка, причому упор з'єднаний з додатковим електромагнітом, а кулачок з'єднаний з кінцем важеля, з'єднаним з електромагнітом, дозволяє при забезпеченні кінематичного зв'язку електродвигуна з вертикальним приводним валом (вмиканні робочого положення натяжного ролика) вимкнути електромагніт, що призводить до економії електроенергії та підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 1.79 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [115].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, вертикальний приводний вал 2, клинопасову передачу 3, що містить

ведучий шків 4, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 5, паси 6 та натяжний ролик 7. Ведений шків 5 кінематично за допомогою шестерні 8 та зубчастого колеса 9 з'єднаний з вертикальним приводним валом 2, на кінцях якого закріплені верхня 10 та нижня 11 циліндричні шестерні для кінематичного зв'язку відповідно з механізмами в'язання та товароприйому (на рис. 1.79 не показані). Натяжний ролик 7 з'єднаний з кінцем важеля 12, другий кінець якого з'єднаний з електромагнітом 13. До цього ж кінця важеля 12 приєднаний кулачок 14. Привід містить також додатковий електромагніт 15, до якого приєднаний упор 16.

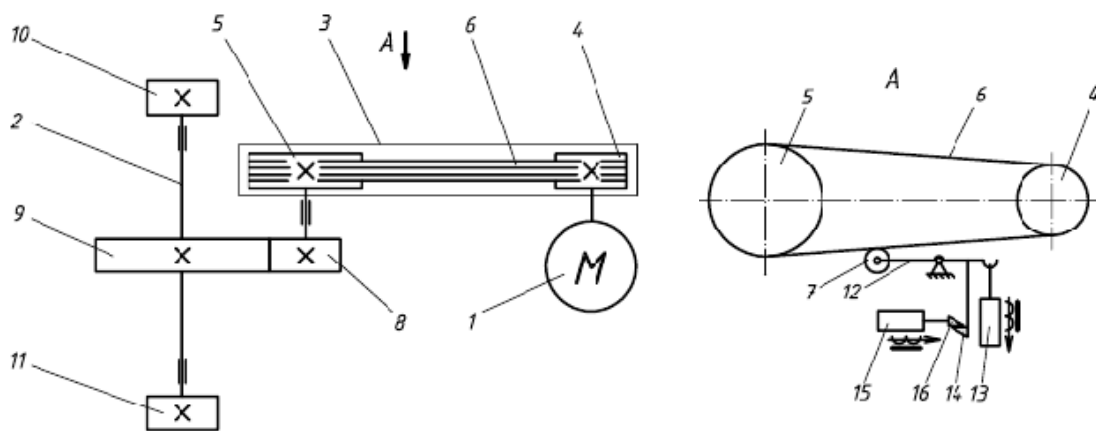


Рис. 1.79. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з засобом натягу пасів з двома електромагнітами

Принцип роботи привода такий (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту 13 здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна 1). При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін ротора та ведучого шківу 4, оскільки натяжний ролик 7 не притискується до пасів, не натягуючи їх, що унеможливорює передачу пускового моменту електродвигуна від ведучого шківу 4 веденому шківу 5, тобто механізмам круглов'язальної машини. Після заздалегідь заданої витримки часу електромагніт 13 вмикається, притискуючи натяжний ролик 7 до пасів, натягуючи їх і, таким чином, здійснюючи кінематичний зв'язок ведучого шківу 4 з веденим шківом 5. Одночасно з цим кулачок 14 заходить під упор 16, фіксуючи робоче положення клинопасової передачі і привода в цілому, що дає можливість після цього, з метою збереження



електроенергії, вимкнути електромагніт 13. Далі обертальний рух ведучого шківів 4 передається веденому шківу 5 і вертикальному приводному валу 2, кінематично зв'язаному з веденим шківом 5 за допомогою шестерні 8 та зубчастого колеса 9. Обертальний рух вертикального приводного вала 2 з жорстко закріпленими на ньому верхньою 10 та нижньою 11 циліндричними шестернями передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Механізми машини та деталі передач привода при цьому приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини. При зупинці машини одночасно з вимкненням електродвигуна 1 вмикається додатковий електромагніт 15, звільняючи упор 16 від фіксації кулачка 14, що дає змогу натяжному ролику переміститись вниз (згідно з рис. 1.79), усуваючи натяг пасів 6, що приводить до розриву кінематичного зв'язку ведучого 4 та веденого 5 шківів (вихідне положення при пуску машини). Після звільнення упора 16 від фіксації кулачка 14 додатковий електромагніт 15 вимикається.

### **1.67. Привід круглов'язальної машини з запобіжною муфтою з елементом, що руйнується, встановленою на вертикальному приводному валу**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу [9]. Жорстке з'єднання зубчастого колеса з вертикальним приводним валом зумовлює в разі заклинювання голок та недопустимих перевантажень механізмів круглов'язальної машини, що має місце при її експлуатації, поломку деталей та вузлів привода, що знижує довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його

елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу, додатково обладнаний запобіжною муфтою з елементом, що руйнується, встановленою на вертикальному приводному валу та з'єднаною з зубчастим колесом зубчастої передачі.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини запобіжною муфтою з елементом, що руйнується, встановленою на вертикальному приводному валу та з'єднаною з зубчастим колесом зубчастої передачі, забезпечує автоматичне відключення механізмів круглов'язальної машини в разі надзвичайних ситуацій, а саме: заклинювання голок, недопустиме перевищення навантажень механізмів машини та ін., від електродвигуна, що запобігає поломці деталей та вузлів привода і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.80 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [116].

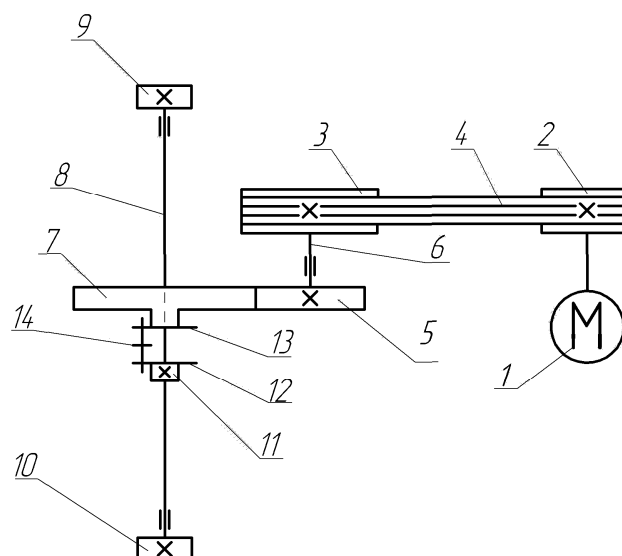


Рис. 1.80. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з запобіжною муфтою

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.80 не показані). На вертикальному приводному валу 8, встановлена запобіжна муфта 11, півмуфта 12 якої жорстко з'єднана з вертикальним приводним валом 8, а півмуфта 13 з'єднана з зубчастим колесом 7. Півмуфти 12, 13 жорстко з'єднані між собою елементом 14, що руйнується в разі заклинювання голок, недопустимого перевищення навантажень механізмів круглов'язальної машини та ін.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій (2, 3, 4) та зубчастій (5, 7) передачам і далі вертикальному приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

В разі заклинювання голок та інших причин різкого збільшення моментів сил опору в механізмах круглов'язальної машини, що має місце при її експлуатації, елемент 14 руйнується і запобіжна муфта 11 забезпечує автоматичне відключення механізмів круглов'язальної машини від електродвигуна, що запобігає поломці деталей та вузлів привода і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності його роботи.

### **1.68. Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою та маховиком з механізмом зміни моменту інерції**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, та маховик з механізмом зміни його

моменту інерції, що містить гвинт з правою та лівою різьбами, з'єднані з електродвигуном [52]. Виконання гвинта суцільним ускладнює технологію виготовлення приводу круглов'язальної машини та утруднює зручність його експлуатації, оскільки зборка механізму зміни моменту інерції маховика при такій його конструкції вкрай ускладнена.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його елементів, новим їх виконанням та їх зв'язків, забезпечилось би спрощення технології виготовлення приводу круглов'язальної машини та підвищення зручності його експлуатації.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, вертикальний приводний вал, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, та маховик з механізмом зміни його моменту інерції, що містить гвинт з правою та лівою різьбами, з'єднані з електродвигуном, додатково обладнаний глухою муфтою, встановленою на гвинті, причому гвинт виконано роз'ємним, а його кінці з'єднані глухою муфтою.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини глухою муфтою, встановленою на гвинті, виконання гвинта роз'ємним та з'єднання кінців гвинта глухою муфтою дозволяє простити процес зборки механізму зміни моменту інерції маховика і, таким чином, спростити технологію виготовлення приводу круглов'язальної машини та підвищити зручність його експлуатації.

На рис. 1.81 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [117].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, жорстко встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, шестерня 5 якої жорстко встановлена на валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 жорстко встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9 і 10 для кінематичного зв'язку з механізмами в'язання та товароприйому відповідно (на рис. 1.81

не показані). Привід містить також маховик 11, зв'язаний за допомогою електромагнітної фрикційної муфти 12 з електродвигуном 1, та механізм 13 зміни моменту інерції маховика, що містить декілька (не менше двох), розташованих рівномірно між собою вантажів 14, шарнірно за допомогою важелів 15, 16 з'єднаних з гайками 17, 18 відповідно, нагвинченими на гвинт 19. При цьому гайки 17, 18 і відповідні їм ділянки гвинта мають різьби з різним напрямком гвинтової лінії – права та ліва різьби. Привід обладнаний глухою муфтою 20, встановленою на гвинті 19, причому гвинт 19 виконано роз'ємним з двох частин 21, 22. Кінці частин 21, 22 гвинта 19 з'єднані між собою глухою муфтою 20.

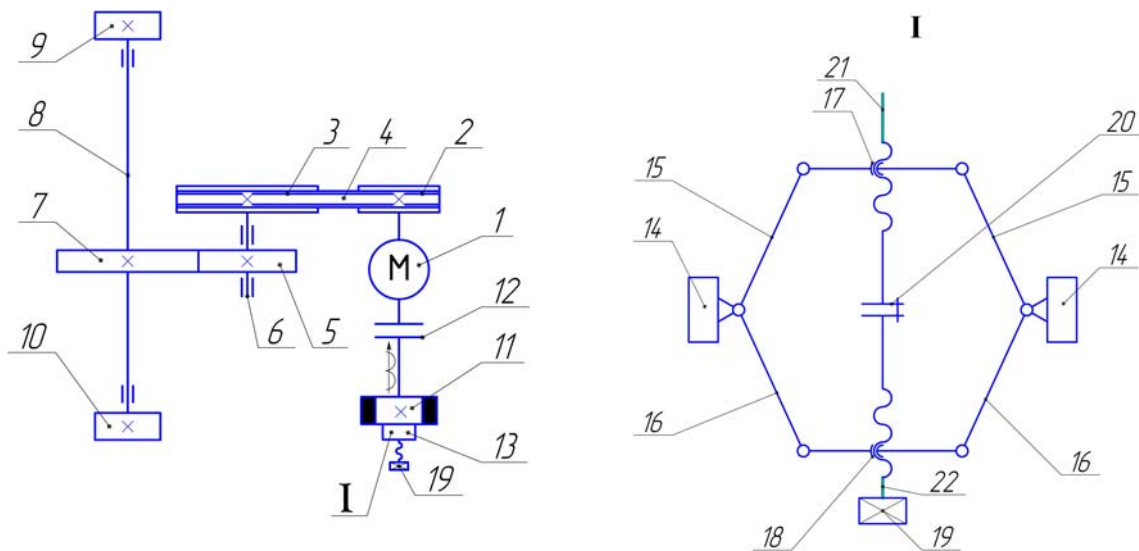


Рис. 1.81. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід працює таким чином. Спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта 12, з'єднуючи маховик 11 з електродвигуном 1, а потім вмикається електродвигун 1. При цьому пусковий момент електродвигуна розгалужується на два потоки: один поступає на маховик 11, інший на привід, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в приводі і, як результат, до підвищення довговічності його роботи. Обертальний рух електродвигуна 1 за допомогою клинопасової та зубчастої передач передається вертикальному приводному валу 8 з жорстко закріпленими на його кінцях циліндричними шестернями 9 і 10. Обертальний рух циліндричних шестерень 9, 10 передається механізмам

в'язання та товароприйому відповідно, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Після закінчення режиму пуску електромагнітна фрикційна муфта 12 вимикається, розриваючи кінематичний зв'язок маховика 11 з електродвигуном. Оснащення маховика 11 механізмом 13 зміни його моменту інерції дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика 11 в залежності від зміни режиму роботи круглов'язальної машини, зумовленої зміною виду сировини, що переробляється, та зміною виду переплетення трикотажного полотна, що дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження на протязі всього періоду експлуатації круглов'язальної машини і, таким чином, вирішити проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода. Регулювання величини моменту інерції маховика здійснюється таким чином. При обертанні гвинта 19 гайки 17, 18 переміщуються вздовж його осі назустріч одна одній або в протилежні сторони в залежності від напрямку обертання гвинта 19. При цьому вантажі 14 за допомогою важелів 15, 16, шарнірно з'єднаних з гайками 17, 18, віддаляються від осі гвинта 19 або приближаються до неї, в залежності від напрямку обертання гвинта, що призводить до збільшення або зменшення величини моменту інерції маховика. Обладнання привода круглов'язальної машини глухою муфтою 20, встановленою на гвинті 19, забезпечує виконання гвинта роз'ємним та з'єднання його кінців глухою муфтою 20, що дозволяє значно спростити процес зборки механізму 13 зміни моменту інерції маховика 11 і, таким чином, спростити технологію виготовлення привода круглов'язальної машини та підвищити зручність його експлуатації. Процес зборки механізму 13 зміни моменту інерції маховика 11 відбувається наступним чином. Спочатку частина 21 гвинта 19 загвинчується в гайку 17 і на його кінець жорстко встановлюється глуха муфта 20. Після чого друга частина 22 гвинта 19 загвинчується в гайку 18 і встановлюється в глуху муфту 20, забезпечуючи надійне з'єднання кінців обох частин гвинта 19.

### 1.69. Привід круглов'язальної машини з пружною запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу

На рис. 1.82 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини з пружною запобіжною муфтою (рис. 1.83), запропонована авторами [56].

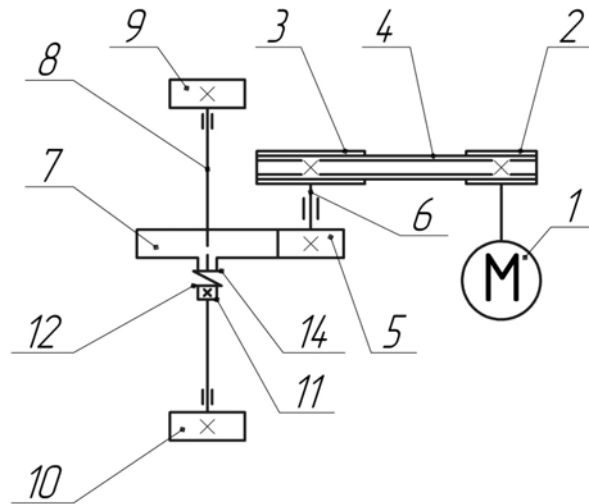


Рис. 1.82. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

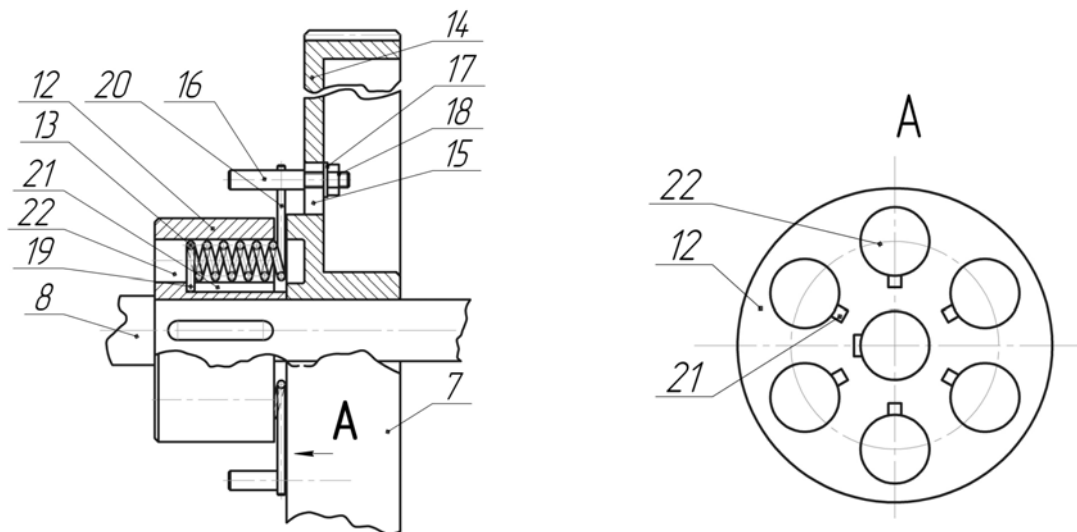


Рис. 1.83. Пружна запобіжна муфта з пружинами кручення

Обладнання привода круглов'язальної машини пружною запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу, забезпечує зниження пускових динамічних навантажень привода та автоматичне

відключення механізмів круглов'язальної машини в разі надзвичайних ситуацій (заклинювання голок, недопустиме перевищення навантажень механізмів машини та ін.) від електродвигуна, що запобігає поломці деталей та вузлів привода і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 вільно встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1 не показані). На вертикальному приводному валу 8, встановлена пружна запобіжна муфта 11, яка містить півмуфту 12 з рівномірно закріпленими по колу пружними елементами 13 та півмуфту 14 з рівномірно закріпленими в отворах 15 по колу пальцями 16 для взаємодії їх з пружними елементами 13. Пружні елементи 13 виконані у вигляді циліндричних пружин кручення, осі яких розташовані паралельно осі півмуфти 12, а отвори 15 виконані у вигляді пазів та розташовані радіально. Кріплення пальців 16 в отворах 15 півмуфти 14 здійснюється за допомогою шайб 17 та гайок 18. Півмуфта 12 жорстко з'єднана з вертикальним приводним валом 8, а півмуфта 14 виконана заодно з зубчастим колесом 7. Для забезпечення взаємодії пружних елементів 13 з пальцями 16 та з'єднання їх з півмуфтою 12 кінці 19, 20 циліндричних пружин кручення виконані прямими. При цьому кінець 19 розташований в пазу 21 півмуфти 12, а кінець 20 вільно виступає за її межі та має можливість взаємодії з пальцями 16. Циліндричні пружини кручення 13 розташовані в отворах 22 півмуфти 12.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій 2-4 та зубчастій 5-7 передачам і далі вертикальному приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно механізми



в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Взаємозв'язок зубчастого колеса 7 з вертикальним приводним валом 8 здійснюється за допомогою пружної запобіжної муфти 11, яка працює таким чином. При обертанні зубчастого колеса 7 закріплені в ньому пальці 16 вступають у взаємодію з кінцями 20 циліндричних пружин кручення 13 півмуфти 12, що визиває її обертання. При передачі крутного моменту від зубчастого колеса 7 до півмуфти 12 відбувається деформація пружних елементів 13, чим забезпечується плавність передачі навантаження та зниження динамічних навантажень привода.

При перевантаженні привода, зумовленого тими чи іншими обставинами, циліндричні пружини кручення 13, деформуючись, дають можливість її кінцям 20 проскакувати під пальцями 16, внаслідок чого відбувається захист привода від перевантаження. Пройшовши пальці 16 кінці 20 займають початкове положення і, при усуненні перевантаження, входять у зачеплення з пальцями. Якщо перевантаження не усунулось, відбувається багатоциклове спрацювання муфти 11 як запобіжної.

При зміні режиму навантаження привода необхідна зміна жорсткості пружної запобіжної муфти здійснюється переміщенням пальців 16 в пазах 15. При цьому зміна плеча сили взаємодії кожного пальця з кінцем 20 пружного елемента 13 призводить до зміни жорсткості останнього, що призводить до необхідної зміни жорсткості пружної запобіжної муфти в цілому.

Визначимо основні параметри муфти, що виконує роль пристрою зниження динамічних навантажень, в разі використання її в приводі машин. При цьому приймаємо наступні припущення: робоча довжина кінця пружини в процесі роботи муфти залишається сталою; навантаження муфти розподіляється між пружинами рівномірно.

Як відомо, пружина кручення працює на згин витків. При цьому умова працездатності пружини [34]:

$$\sigma = \frac{T_{np} k}{W} \leq [\sigma], \quad (1.251)$$

де  $\sigma$  - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$  - допустиме напруження згину витків пружини,

$$[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau];$$

$[\tau]$  - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T_{np}$  - максимальний крутний момент пружини;

$k$  - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4}; \quad (1.252)$$

$c$  - індекс пружини,  $c = \frac{D}{d}$ ;  $c = 4 \dots 12$ ; (1.253)

$D, d$  - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$W$  - момент опору згину,  $W = \frac{\pi d^3}{32}$ . (1.254)

Враховуючи (1.254) із умови (1.251) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{T_{np} k}{[\sigma]}}. \quad (1.255)$$

Кут повороту  $\varphi$  робочого кінця пружини при максимальному її навантаженні знаходиться із умови:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (1.256)$$

де  $\varphi_1$  - кут згину кінця пружини,  $\varphi_1 = \frac{Fl^2}{2EJ}$ ; (1.257)

$F$  - навантаження кінця пружини в період пуску,

$$F = \frac{2T}{z(D_p + 2l)}; \quad (1.258)$$

$T$  - пусковий момент електродвигуна привода;

$z$  - кількість пружин;

$D_p$  - діаметр розташування пружин;

$l$  - робоча довжина кінця пружини;

$E$  - модуль пружності дроту пружини (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  - момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена пружина,

$$J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (1.259)$$

$$\varphi_2 - \text{кут закручування пружини, } \varphi_2 = \frac{T_{np}L}{EJ}; \quad (1.260)$$

$$T_{np} - \text{крутний момент пружини, } T_{np} = Fl; \quad (1.261)$$

$L$  - довжина дроту пружини (кутом підйому витків нехтуємо),

$$L = \pi Di; \quad (1.262)$$

$D$  - зовнішній діаметр пружини;

$i$  - кількість витків пружини.

При сталому русі машини кут повороту  $\varphi_c$  робочого кінця пружини при максимальному її навантаженні знаходиться із умови:

$$\varphi_c = \varphi_{1c} + \varphi_{2c}, \quad (1.263)$$

де  $\varphi_{1c}, \varphi_{2c}$  - кут прогину кінця пружини та кут закручування її при сталому режимі роботи машини,

$$\varphi_{1c} = \frac{F_c l^2}{2EJ}; \quad \varphi_{2c} = \frac{T_c L}{EJ}; \quad F_c = \frac{2T_c}{z(D_p + 2l)}; \quad (1.264)$$

$F_c, T_c$  - навантаження кінця пружини та її крутний момент в період сталого руху машини відповідно.

Визначимо раціональні параметри пружини муфти при використанні її в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. [9]. При цьому, враховуючи конструктивні особливості привода ПЗДН доцільно розташувати в ведучому шківу клинопасової передачі.

В якості вихідних даних приймаємо [9, 37, 57]:  $T = 48,6$  Нм;  $T_c = 22,1$  Нм;  $D_p = 60$  мм;  $l = 40$  мм;  $z = 6$ ;  $i = 3$ ; матеріал пружини Сталь 65, для якої  $[\sigma] = 1200$  МПа [34]; індекс пружини  $c = 10$  ( $k = 1,08$ ).

Використовуючи умову (1.255), знаходимо  $d = 3,49$  мм.

Згідно з ГОСТ 13766-68 вибираємо наступні параметри циліндричної пружини кручення:  $d = 4$  мм;  $D = 22$  мм.

Необхідна довжина дроту, з якого виготовлена робоча частина пружини, згідно з (1.262):  $L = 207,3$  мм.

Враховуючи (1.252), (1.259), (1.261) та вихідні дані, знаходимо:  
 $F = 115,7 \text{ Н}; J = 12,57 \text{ мм}^4; T_{np} = 4,63 \text{ Нм}.$

Підставивши отримані результати та вихідні дані в вирази (1.256), (1.257), (1.260), знаходимо:  $\varphi_1 = 0,0342 \text{ рад} = 1,96^0; \varphi_2 = 0,355 \text{ рад} = 20,35^0; \varphi = 22,31^0.$

Враховуючи, що  $T_c = 22,1 \text{ Нм}$ , згідно з (1.263), (1.264) маємо:  
 $F_c = 52,6 \text{ Н}; \varphi_{1c} = 0,0155 \text{ рад} = 0,89^0; \varphi_{2c} = 0,161 \text{ рад} = 9,24^0; \varphi_c = 10,13^0.$

Використовуючи (1.251), (1.264), одержуємо:  $W = 6,28 \text{ мм}^3; \sigma = 796,2 \text{ МПа}.$

Оскільки  $[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$  умова працездатності муфти виконується.

Отримані результати свідчать про можливість та ефективність використання запропонованої пружної муфти в якості пристрою зниження динамічних навантажень в приводі машин.

Виконані дослідження показують наступне:

- на основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі машин пристрою зниження динамічних навантажень, виконаного у вигляді пружної муфти з циліндричними пружинами кручення;

- запропонована конструкція пружної муфти з пружинами кручення здатна підвищити ефективність роботи машин за рахунок зниження динамічних навантажень;

- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі машин запропонованої муфти;

- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин та автоматів машин.

### **1.70. Привід круглов'язальної машини з ланцюговою передачею та електромагнітною фрикційною муфтою**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, приводний вал, ланцюгову передачу, ведуча зірочка якої

встановлена на валу електродвигуна, а ведена зірочка встановлена на приводному валу, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена на приводному валу та фрикційну муфту, встановлену на приводному валу між веденою зірочкою та шестернею з можливістю їх з'єднання [18]. Встановлення електродвигуна горизонтально обумовлює необхідність виконання зубчастої передачі привода конічною, знижує довговічність роботи привода, Виконання фрикційної передачі з ручним керуванням унеможлиблює вибір оптимального навантаження привода в момент пуску круглов'язальної машини, що також негативно впливає на довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, приводний вал, ланцюгову передачу, ведуча зірочка якої встановлена на валу електродвигуна, а ведена зірочка встановлена на приводному валу, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена на приводному валу та фрикційну муфту, встановлену на приводному валу між веденою зірочкою та шестернею з можливістю їх з'єднання, що містить гвинт з правою та лівою різьбами, з'єднані з електродвигуном, електродвигун розташований вертикально, фрикційна муфта виконана електромагнітною, а зубчаста передача виконана циліндричною.

Розташування електродвигуна вертикально дозволяє використати в складі привода більш довговічну в роботі циліндричну зубчасту передачу замість конічної, що підвищує довговічність роботи привода. Виконання фрикційної муфти електромагнітною забезпечує можливість регулювання часу її спрацювання, що дає можливість вибору оптимальної величини пускового моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.84 представлена кінематична схема привода

круглов'язальної машини, запропонованого авторами [118].

Привід круглов'язальної машини містить вертикально розташований електродвигун 1 з валом 2, приводний вал 3, ланцюгову передачу 4, ведуча зірочка 5 якої встановлена на валу 2 електродвигуна 1, а ведена зірочка 6 встановлена на приводному валу 3, зубчасту циліндричну передачу 7, шестерня 8 якої встановлена на приводному валу 3, а зубчасте колесо 9 жорстко закріплене на вертикальному валу 10. На кінцях вертикального вала 10 жорстко закріплені циліндричні шестерні 11, 12 для кінематичного зв'язку з механізмами в'язання та товароприйому відповідно (на рис. 1.84 не показані). Привід містить також електромагнітну фрикційну муфту 13, встановлену на приводному валу 3 між веденою зірочкою 6 та шестернею 8 з можливістю їх з'єднання.

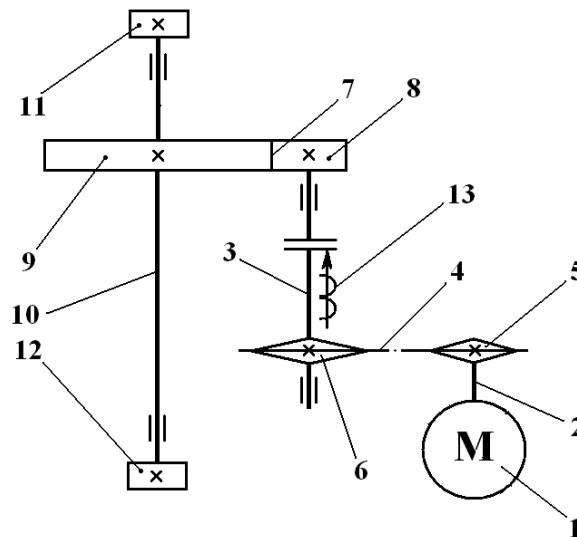


Рис. 1.84. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід працює таким чином. Принцип роботи привода в'язальної машини полягає в наступному. В момент пуску круглов'язальної машини вмикається лише електродвигун 1. Обертальний рух електродвигуна 1 передається лише ланцюговій передачі 4. Після витримки часу, необхідної для розгону електродвигуна, вмикається електромагнітна фрикційна муфта 13, з'єднуючи ведену зірочку 6 ланцюгової передачі 4 з шестернею 8. При цьому етапі пуску електромагнітна фрикційна муфта 13 вмикається лише частково так, що її крутний момент недостатній для приведення в рух зубчастої циліндричної передачі 7 і, відповідно, вертикального вала 10 та механізмів круглов'язальної машини (на рис. 1.84 не показані). При цьому

досягається лише попереднє напруження пружних в'язей привода, що необхідно для подальшого зниження пускових динамічних навантажень привода. Через задану витримку часу електромагнітна фрикційна муфта 13 вмикається на повну потужність, створюючи номінальний крутний момент, необхідний для приведення в рух привода та інших механізмів круглов'язальної машини, що необхідно для її роботи – в'язання трикотажного полотна. Величина крутного моменту електромагнітної фрикційної муфти 13 регулюється і вибирається такою, щоб оптимально зменшити динамічні навантаження привода круглов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

### **1.71. Привід круглов'язальної машини з електродвигуном, встановленим з можливістю обмеження його повороту**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з корпусом і ротором, вертикальний приводний вал, клинопасову та зубчасту передачі, що кінематично з'єднують ротор з вертикальним приводним валом [18]. Жорстке кріплення корпусу електродвигуна призводить до появи значного пускового моменту, що діє на привід та механізми круглов'язальної машини і, як наслідок, до зниження довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з корпусом і ротором, вертикальний приводний вал, клинопасову та зубчасту передачі, що кінематично з'єднують ротор з вертикальним приводним валом, додатково обладнаний двома опорами, в яких встановлено корпус електродвигуна з можливістю його повороту, та обмежувачем повороту корпусу з важелем та пружиною стиску.

Обладнання привода круглов'язальної машини двома опорами, в яких встановлено корпус електродвигуна з можливістю його повороту, та

обмежувачем повороту корпусу з важелем та пружиною стиску призводить до того, що в період пуску значна частина пускового моменту електродвигуна витрачається на подолання сил інерції, обумовлених поворотом корпусу електродвигуна та стиском пружини стиску і не передається елементам приводу, що забезпечує зниження пускових динамічних навантажень привода круглов'язальної машини і, як наслідок, підвищення довговічності його роботи.

На рис. 1.85 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [119].

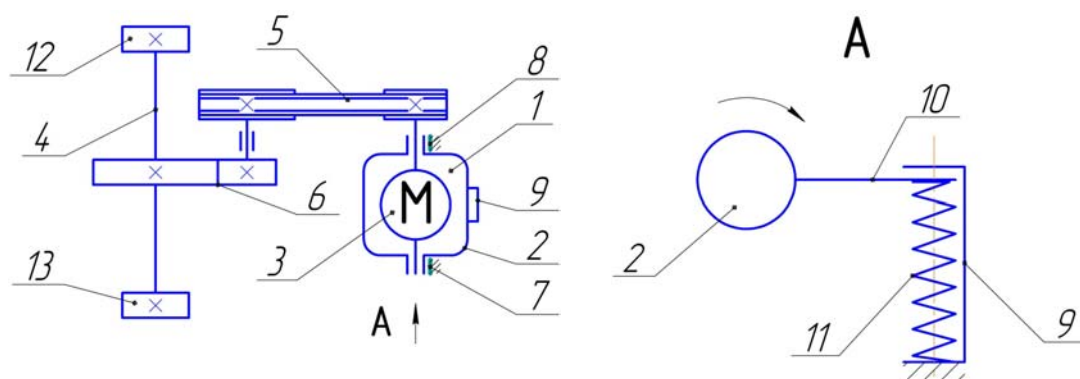


Рис. 1.85. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з електродвигуном, встановленим з можливістю обмеження його повороту

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1 з корпусом 2 і ротором 3, вертикальний приводний вал 4, клинопасову 5 та зубчасту 6 передачі, що кінематично з'єднують ротор 3 з вертикальним приводним валом 4, дві опори 7, 8, в яких встановлено корпус 2 електродвигуна з можливістю його повороту, та обмежувач повороту 9 корпусу 2 з важелем 10 та пружиною стиску 11. На кінцях вертикального приводного вала 4 жорстко закріплені циліндричні шестерні 12, 13 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1.85 не показані).

Привід круглов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1 реактивний пусковий момент, що виникає при цьому, прагне повернути корпус 2 електродвигуна у бік, зворотний обертанню ротора 3, стискаючи за допомогою важеля 10 пружину стиску 11. При цьому динамічні навантаження, передані вузлам привода і механізмам



круглов'язальної машини за рахунок повороту корпусу 2 електродвигуна і стиску пружини стиску 11, знижуються, оскільки значна частина динамічної складової пускового моменту електродвигуна витрачається на подолання сил інерції, обумовлених необхідністю повороту корпусу 2 електродвигуна та на стиск пружини стиску 8. Обертальний рух ротора 3 електродвигуна 1 передається клинопасовій 5 та зубчастій 6 передачам і далі вертикальному приводному валу 4. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного валу 4 циліндричні шестерні 12, 13 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1.85 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

При зупинці круглов'язальної машини корпус 2 електродвигуна 1 під впливом дії сили пружини стиску 11 повертається у вихідне положення. Кут повороту корпусу 2 у бік дії реактивного моменту електродвигуна обмежений обмежувачем повороту 9 корпусу 2.

### **1.72. Привід круглов'язальної машини з пружною муфтою, що з'єднує зубчасте колесо з приводним валом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач, причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу [9]. Жорстке з'єднання зубчастого колеса з вертикальним приводним валом та виконання останнього суцільним зумовлює значні навантаження зубчастої передачі, що призводить до зниження довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів, новим виконанням елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун та вертикальний приводний вал, з'єднані між собою за допомогою клинопасової та зубчастої передач,

причому зубчасте колесо зубчастої передачі встановлено на вертикальному приводному валу, додатково обладнаний пружною муфтою з двома півмуфтами та пружними елементами, що з'єднують їх, причому вертикальний приводний вал виконано з двох частин, одна з яких жорстко з'єднана з однією півмуфтою, а на кінці другої частини жорстко закріплено зубчасте колесо, з'єднане з другою півмуфтою.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини пружною муфтою з двома півмуфтами та пружними елементами, що з'єднують їх, причому вертикальний приводний вал виконано з двох частин, одна з яких жорстко з'єднана з однією півмуфтою, а на кінці другої частини жорстко закріплено зубчасте колесо, з'єднане з другою півмуфтою, забезпечує плавність передачі навантаження вертикальному приводному валу та компенсацію можливих кутових переміщень його частин, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

На рис. 1.86 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [120].

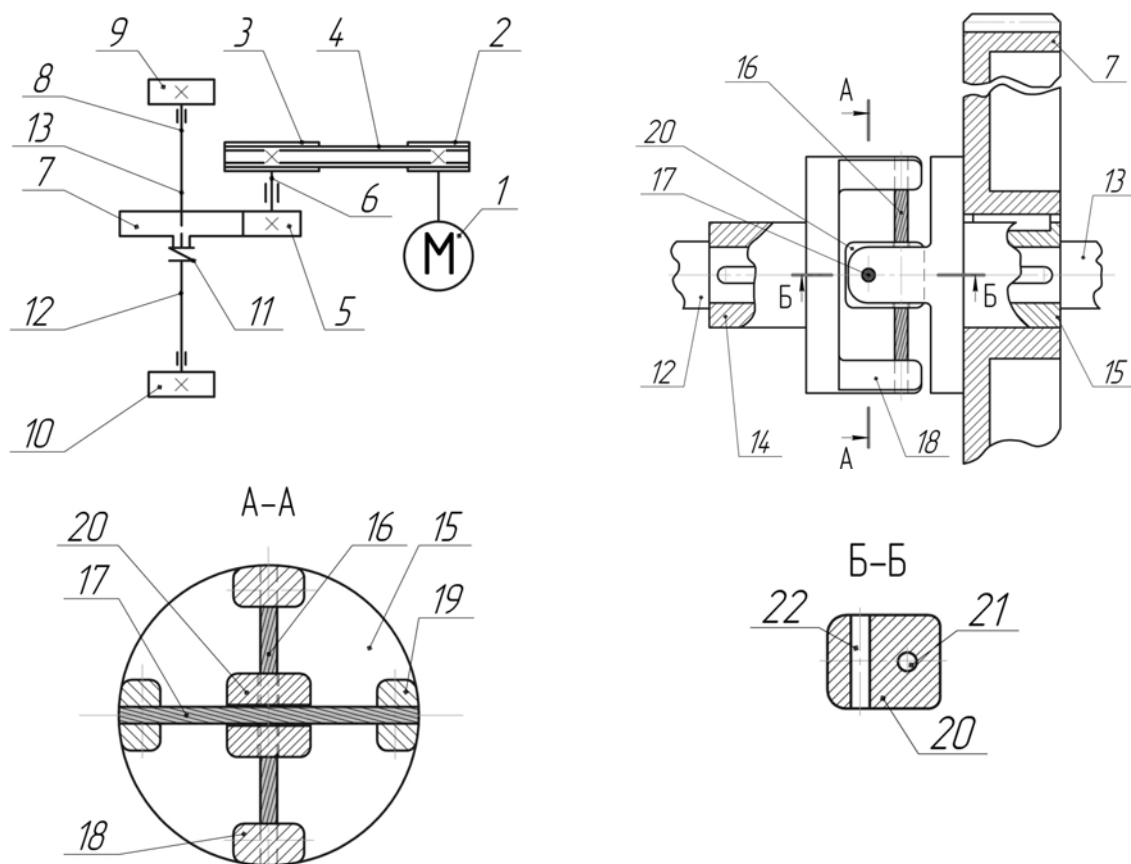


Рис. 1.86. Кінематична схема привода круглов'язальної машини

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу, що містить ведучий шків 2, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 3 та клинові паси 4, зубчасту передачу, ведуча шестерня 5 якої встановлена на проміжному валу 6 співвісно з веденим шківом 3, а зубчасте колесо 7 встановлене на вертикальному приводному валу 8. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 9, 10 для кінематичного зв'язку з механізмами відповідно в'язання та товароприйому (на рис. 1.86 не показані). На вертикальному приводному валу 8 встановлена пружна муфта 11. Вертикальний приводний вал 8 виконано з двох частин 12, 13. Пружна муфта 11 містить вилкоподібні півмуфти 14, 15 з'єднані між собою двома сталевими канатами 16, 17 з можливістю кутової компенсації положення півмуфт одна відносно іншої. Півмуфта 14 містить вилку 18, а півмуфта 15 містить вилку 19 та повзун 20 з двома перпендикулярно розташованими отворами 21, 22. Середина кожного сталевих канату розташована у відповідному отворі 21, 22 повзуна 20. Кінці сталевих канату 16 закріплені в вилках 18 півмуфти 14, а кінці сталевих канату 17 закріплені в вилках 19 півмуфти 15. Частина 12 вертикального приводного вала 8 жорстко з'єднана з півмуфтою 14, а на кінці частини 13 вертикального приводного вала 8 жорстко закріплено зубчасте колесо 7, жорстко з'єднане з півмуфтою 15.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій (2, 3, 4) та зубчастій (5, 7) передачам і далі вертикальному приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 8 циліндричні шестерні 9, 10 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух відповідно механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. При обертанні зубчастого колеса 7 його рух передається півмуфті 15, до якої воно прикріплено. При обертанні півмуфти 15 закріпленої в ній сталевий канат 17 взаємодіє з повзуном 20 і, відповідно, зі сталевим канатом 16, що визиває обертання півмуфти 14. При передачі крутного моменту від півмуфти 15 до півмуфти 14 відбувається деформація сталевих канатів 16,

17, що забезпечує плавність передачі навантаження вертикальному приводному валу 8 та компенсацію можливих кутових переміщень його частин 12, 13.

### **1.73. Привід круглов'язальної машини з циліндричною пружиною кручення, що з'єднує електродвигун з ведучим шківом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна, зубчасту передачу та вертикальний приводний вал з шестернями на кінцях, з'єднані між собою [54]. Жорстке з'єднання ведучого шківа з валом електродвигуна зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску в приводі круглов'язальної машини, що знижує довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини додатково обладнаний циліндричною пружиною кручення, одним кінцем з'єднаною з валом електродвигуна, а другим кінцем з'єднаною з ведучим шківом, причому ведучий шків вільно встановлений на валу електродвигуна.

Додаткове обладнання привода круглов'язальної машини циліндричною пружиною кручення, одним кінцем з'єднаною з валом електродвигуна, а другим кінцем з'єднаною з ведучим шківом, причому ведучий шків вільно встановлений на валу електродвигуна, забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

Запропонований авторами привід круглов'язальної машини (рис. 1.87) містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, вільно встановленим на валу електродвигуна, зубчасту передачу 5, вертикальний приводний вал 6 з шестернями 7, 8 на кінцях,

з'єднані між собою, та циліндричну пружину кручення 9, кінцем 10 з'єднану з валом 2 електродвигуна 1, а кінцем 11 з'єднану з ведучим шківом 4. З'єднання кінця 10 циліндричної пружини кручення 9 з валом 2 електродвигуна здійснюється наступним чином. На валу 2 за допомогою шпонки 12 кріпиться втулка 13, до якої жорстко за допомогою болта 14 та шайби 15 кріпиться кінець 10 циліндричної пружини кручення 9.

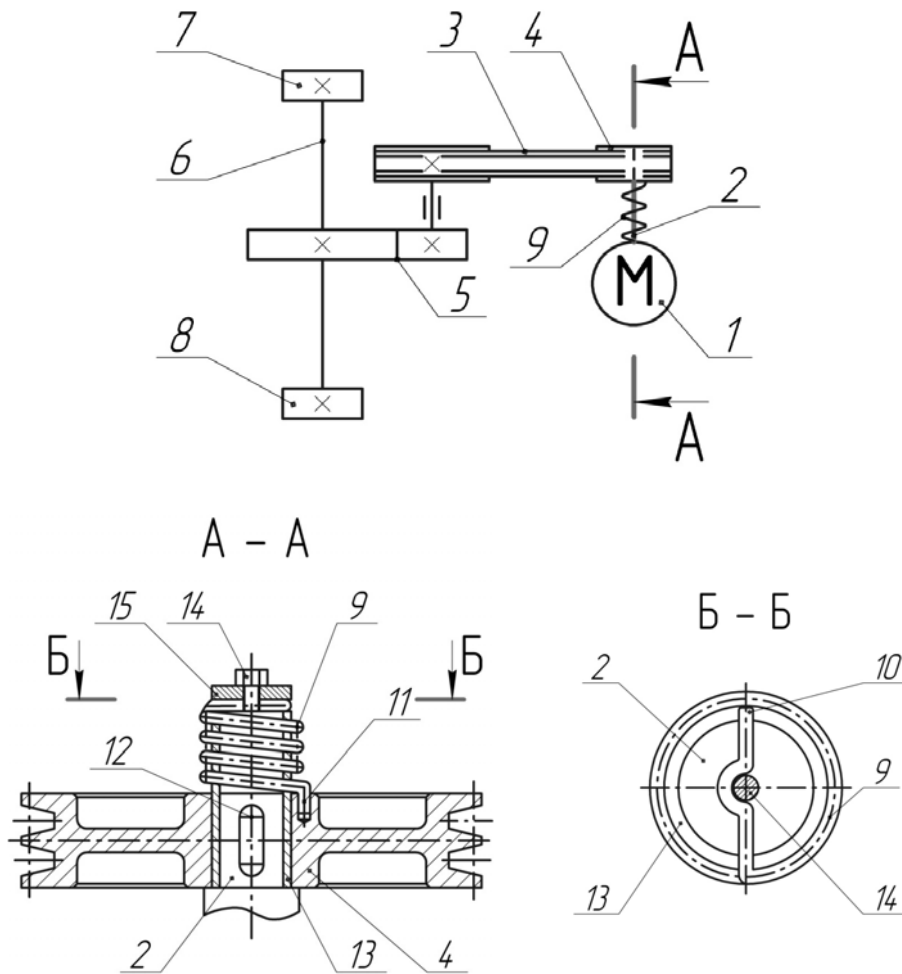


Рис. 1.87. Привід круглов'язальної машини з циліндричною пружиною кручення

Принцип роботи привода круглов'язальної машини такий. Обертальний рух вала 2 електродвигуна 1 за допомогою клинопасової 3 та зубчастої 5 передач передається вертикальному приводному валу 6 з шестернями 7, 8. Шестерні 7, 8 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1.87 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. В період пуску круглов'язальної машини

обертальний рух вала 2 електродвигуна передається циліндричній пружині кручення 9, закручуючи її та створюючи попереднє напруження пружних в'язей привода. При цьому пускові динамічні навантаження привода зменшуються за рахунок пружної деформації циліндричної пружини кручення 9, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

При зміні режиму роботи круглов'язальної машини, зумовленого як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна жорсткості з'єднання вала електродвигуна з ведучим шківом здійснюється шляхом заміни циліндричної пружини кручення 3 на іншу циліндричну пружину кручення з необхідною для даного режиму роботи жорсткістю.

Визначимо основні параметри циліндричної пружини кручення в разі використання її в приводі круглов'язальної машини.

Як відомо, пружина кручення працює на згин витків. При цьому умова працездатності муфти буде наступною [34]:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (1.265)$$

де  $\sigma$  - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$  - допустиме напруження згину витків пружини,

$$[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau];$$

$[\tau]$  - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T$  - крутний момент пружини (муфти);

$k$  - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх

кривизну, 
$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (1.266)$$

$c$  - індекс пружини,  $c = \frac{D}{d}; c = 4 \dots 12; \quad (1.267)$

$D, d$  - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$W$  - момент опору згину, 
$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (1.268)$$

Враховуючи (1.268) із умови (1.265) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (1.269)$$

Кут повороту пружини  $\varphi$  при робочому навантаженні знаходиться із умови [34]:

$$\varphi = \frac{Tl}{EJ}, \text{ рад}, \quad (1.270)$$

де  $l$  - довжина дроту, із якого виготовлена пружина (робочі витки);

$E$  - модуль пружності дроту (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  - момент інерції перерізу дроту,

$$J = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (1.271)$$

Прийнявши  $l = \pi D i$  ( $\cos \alpha \approx 1$ ;  $\alpha$  - кут підйому витків пружини), із (6) знаходимо необхідну кількість робочих витків пружини  $i$ :

$$i = 3,3 \cdot 10^4 \frac{k\varphi}{c[\sigma]}. \quad (1.272)$$

Визначимо раціональні параметри пружини пристрою зниження динамічних навантажень при використанні його в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100L6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. (кутова швидкість  $\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$ ) [9].

Кут повороту (закручування) пружини при пуску машини, вважаючи рух рівноприскореним, знаходиться із умови:

$$\varphi = \frac{\omega t}{2} = \frac{\pi n t}{60}, \quad (1.273)$$

де  $t$  - час повороту пружини (пуск електродвигуна),  $t = 10t_1 = 15 \cdot 10^{-3}$  с;

$t_1$  - час зрушення ведучої маси привода (ротор електродвигуна з пристроєм зниження динамічних навантажень),  $t_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$  с [11].

Після підстановки одержаних даних в (1.273) знаходимо:  $\varphi = 0,746 \text{ рад} = 42,74^\circ$ .

З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень привода приймаємо  $\varphi = 60^\circ$  (1,047 рад).

Прийнявши матеріал пружини Сталь 65, згідно з [34] маємо:  $[\tau] = 800 \text{ МПа}$ ;  $[\sigma] = 1,5[\tau] = 1,5 \cdot 800 = 1200 \text{ МПа}$ .

Враховуючи, що крутний момент пружини  $T = \frac{P}{\omega} = \frac{2,2 \cdot 10^3}{99,48} = 22,1 \text{ Нм}$

та прийнявши, згідно умови (1.267),  $c = 10 (k = 1,08)$ , із вразу (1.269) знаходимо  $d = 5,87 \text{ мм}$ .

Згідно з ГОСТ 13768-68 [58] вибираємо параметри пружини:  $d = 6 \text{ мм}$ ;  $D = 60 \text{ мм}$ .

Кількість робочих витків пружини знаходимо із виразу (1.272):  $i = 3,1$ . З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень приймаємо  $i = 4$ . Тоді робоча довжина (висота) пружини  $H$  становить:

$$H = d + (i - 1)p = 6 + (4 - 1)8 = 30 \text{ мм}, \quad (1.274)$$

де  $p$  - крок пружини,  $p = d + (1...3) \text{ мм}$ ; приймаємо  $p = 8 \text{ мм}$ .

Перевіряємо працездатність пружини пристрою зниження динамічних навантажень. З виразу (1.268) маємо:  $W = 21,2 \text{ мм}^3$ . Тоді згідно з (1.265)  $\sigma = 1115 \text{ МПа}$ , що відповідає умові працездатності пружини ( $[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$ ).

Отримані результати свідчать про можливість та ефективність використання запропонованої пружної муфти в якості пристрою зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання легкої промисловості.

#### **1.74. Привід круглов'язальної машини з циліндричними пружинами стиску, що з'єднують вал електродвигуна з ведучим шківом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі [9]. Жорстке кріплення ведучого шківа з валом електродвигуна зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають



під час пуску круглов'язальної машини, що знижує довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі, додатково обладнаний пристроєм зниження динамічних навантажень з циліндричними пружинами стиску, встановленим на валу електродвигуна та з'єднаним з ведучим шківом.

Обладнання приводу круглов'язальної машини пристроєм зниження динамічних навантажень з циліндричними пружинами стиску, встановленим на валу електродвигуна та з'єднаним з ведучим шківом, забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічність його роботи.

На рис. 1.88 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами [121].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, ведучий шків 3 якої встановлений на валу електродвигуна 1, зубчасту передачу 4, шестерня 5 якої встановлена співвісно з веденим шківом 6 клинопасової передачі 2 на проміжному валу 7, та вертикальний приводний вал 8, на якому встановлене зубчасте колесо 9 зубчастої передачі 4. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 10, 11 для кінематичного зв'язку привода з механізмами в'язання та товароприйому відповідно (на рис. 1.88 не показані). Привід містить також пристрій зниження динамічних навантажень 12, виконаний у вигляді пружної муфти, яка містить ведучу півмуфту 13, виконану у вигляді хрестовини з пальцями 14, ведену

півмуфту, роль якої виконує ведучий шків 3, та циліндричні пружини стиску 15. Ведучий шків 3 містить приливи 16 з гніздами 17, в кожному з яких жорстко закріплені по два штифти 18, 19. Кожна циліндрична пружина стиску 15 своїми кінцями встановлена на штифтах 18, 19. Ведуча півмуфта 13 за допомогою шпонки 20 жорстко кріпиться на валу 21 електродвигуна. Осьове переміщення ведучої півмуфти 13 відносно вала 21 обмежене шайбою 22 та болтом 23. Ведена півмуфта (ведучий шків 3) встановлена на ступиці ведучої півмуфти 13 з можливістю взаємного повороту.

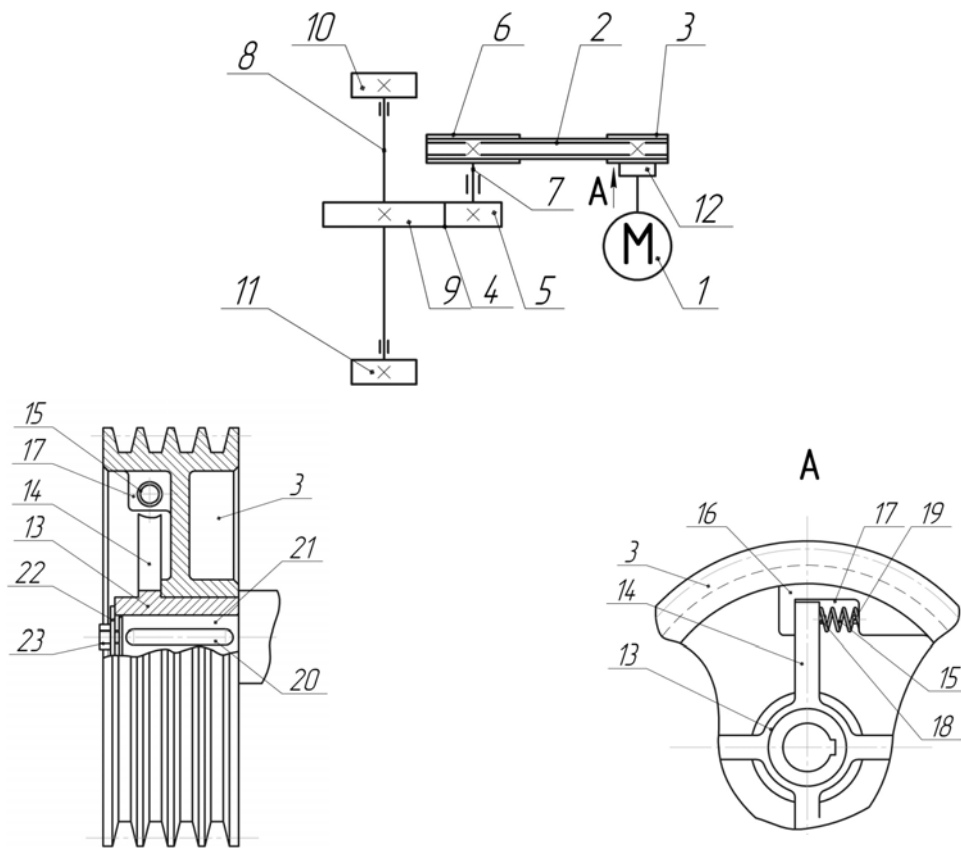


Рис. 1.88. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з циліндричними пружинами стиску

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала 21 за допомогою пристрою зниження динамічних навантажень 12 передається ведучому шківу 3 клинопасової передачі 2. За допомогою клинопасової 2 та зубчастої 4 передач обертальний рух вала електродвигуна передається вертикальному приводному валу 8, приводячи його в обертальний рух. Обертальний рух

вертикального приводного вала 8 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 10, 11 передається механізмам в'язання та товароприйому круглов'язальної машини, що необхідно для її роботи – в'язання трикотажного полотна.

Пристрій зниження динамічних навантажень 12 працює таким чином. Обертальний рух від валу 21 електродвигуна 1 за допомогою жорстко закріпленої на ньому ведучої півмуфти 13 та циліндричних пружин стиску 15 передається веденій півмуфті (ведучому шківу 3). В період пуску привода пусковий момент електродвигуна 1 за рахунок пружної деформації циліндричних пружин стиску 15 знижується, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

#### **1.75. Привід круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружними елементами**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене зубчасте колесо зубчастої передачі [9]. Жорстке кріплення ведучого шківа з валом електродвигуна зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску круглов'язальної машини, що знижує довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням додаткових його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун, клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, зубчасту передачу, шестерня якої встановлена співвісно з веденим шківом клинопасової передачі на проміжному валу, та вертикальний приводний вал, на якому встановлене

зубчасте колесо зубчастої передачі, додатково обладнаний пристроєм зниження динамічних навантажень з пружними елементами, встановленим на валу електродвигуна та з'єднаним з ведучим шківом за допомогою пружних елементів, причому пружні елементи виконані у вигляді втулок, кожна з яких містить сталевий стержень, розташований всередині втулки, а самі втулки виконані із пружного матеріалу, переважно маслостійкої гуми.

Обладнання приводу круглов'язальної машини пристроєм зниження динамічних навантажень з пружними елементами, встановленим на валу електродвигуна та з'єднаним з ведучим шківом за допомогою пружних елементів, причому пружні елементи виконані у вигляді втулок, кожна з яких містить сталевий стержень, розташований всередині втулки, а самі втулки виконані із пружного матеріалу, переважно маслостійкої гуми, забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу круглов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

На рис. 1.89 представлена кінематична схема приводу круглов'язальної машини, запропонованого авторами [122].

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, ведучий шків 3 якої встановлений на валу електродвигуна 1, зубчасту передачу 4, шестерня 5 якої встановлена співвісно з веденим шківом 6 клинопасової передачі 2 на проміжному валу 7, та вертикальний приводний вал 8, на якому встановлене зубчасте колесо 9 зубчастої передачі 4. На кінцях вертикального приводного вала 8 жорстко закріплені циліндричні шестерні 10, 11 для кінематичного зв'язку приводу з механізмами в'язання та товароприйому відповідно (на рис. 1.89 не показані). Привід містить також пристрій зниження динамічних навантажень 12, виконаний у вигляді пружної муфти, яка містить ведучу півмуфту 13, жорстко закріплену на валу 14 електродвигуна 1, ведену півмуфту, роль якої виконує ведучий шків 3, та пружні елементи 15, що з'єднують півмуфти між собою.

Пружні елементи 15 виконані у вигляді втулок, кожна з яких містить сталевий стержень 16, розташований всередині втулки. Втулки виконані із пружного матеріалу, переважно маслостійкої гуми. Одна половина

кожного пружного елемента 15 розміщена в ведучій півмуфті 13, друга – у ведучому шківі 3. Обмеження осьового переміщення пружних елементів 15 в ведучій півмуфті 13 та ведучому шківі 3 здійснюється за допомогою кришок 17, 18 відповідно. Ведучий шків 3 встановлений на ступиці ведучої півмуфти 13 з можливістю взаємного повороту. Для забезпечення працездатності та ефективності роботи пристрою зниження динамічних навантажень діаметр сталевго стержня відповідає внутрішньому діаметру втулки, який вибираються із співвідношення:  $d_1 = (0,5...0,7)d$ , де  $d_1$  - внутрішній діаметр втулки;  $d$  - зовнішній діаметр втулки, який вибирається в залежності від крутного моменту пружної муфти.

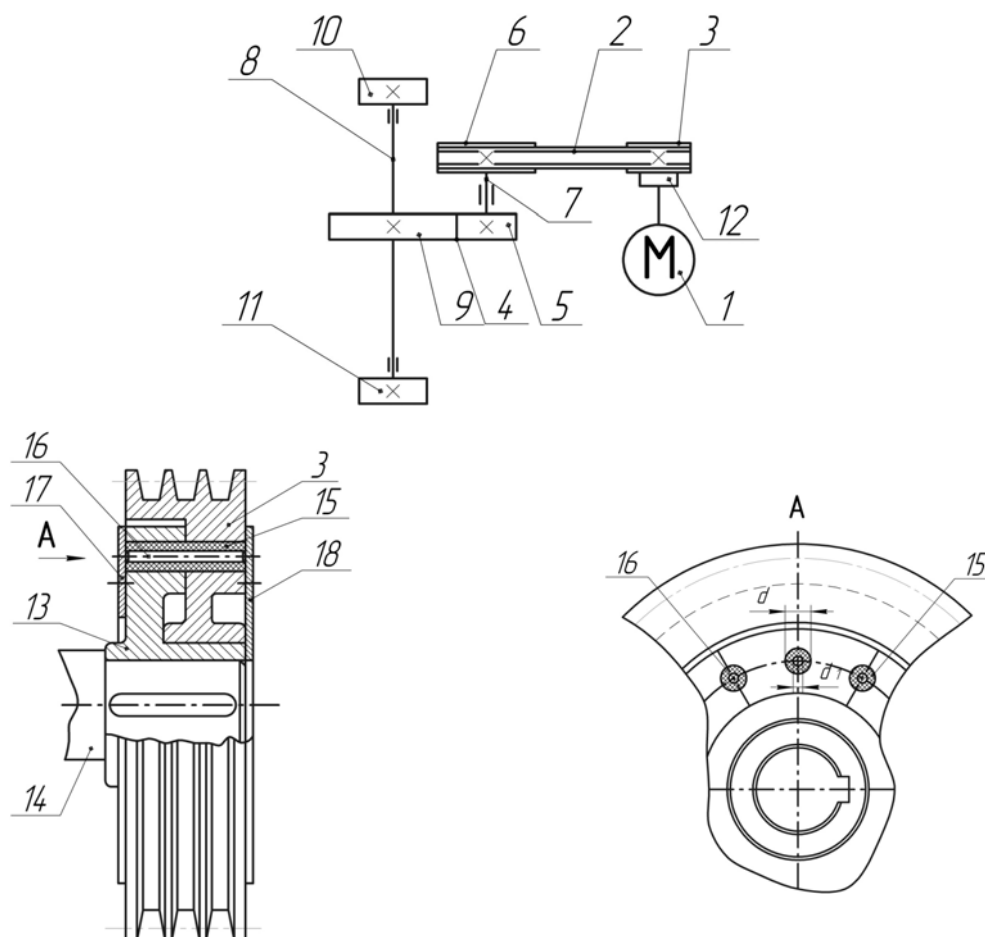


Рис. 1.89. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала 14 за допомогою пристрою зниження

динамічних навантажень 12 передається ведучому шківу 3 клинопасової передачі 2. За допомогою клинопасової 2 та зубчастої 4 передач обертальний рух вала електродвигуна передається вертикальному приводному валу 8, приводячи його в обертальний рух. Обертальний рух вертикального приводного вала 8 з жорстко закріпленими на ньому циліндричними шестернями 10, 11 передається механізмам в'язання та товароприйому круглов'язальної машини (на рис. 1.89 не показані), що необхідно для її роботи – в'язання трикотажного полотна.

Пристрій зниження динамічних навантажень 12 працює таким чином. Обертальний рух від вала 14 електродвигуна 1 за допомогою жорстко закріпленої на ньому ведучої півмуфти 13 та пружних елементів 15 передається ведучому шківу 3 клинопасової передачі 2 привода. В період пуску привода пусковий момент електродвигуна 1 за рахунок пружної деформації пружних елементів 15 знижується, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини. Недопустимість пошкодження пружних елементів, зумовлене можливими граничними динамічними навантаженнями, забезпечується сталевими стержнями 16, розташованими в пружних елементах. При зміні режиму роботи привода, зумовленого як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна пружності пристрою зниження динамічних навантажень 12 досягається заміною втулок пружних елементів на втулки іншої необхідної пружності.

### **1.76. Привід круглов'язальної машини з фрикційною муфтою з регульованим моментом**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна [11]. Специфікою роботи круглов'язальної машини є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода круглов'язальної машини, що є однією з основних причин зниження довговічності його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна, додатково обладнаний фрикційною муфтою з ведучою та веденою півмуфтами, пружиною стиску та гайкою, встановленими на валу електродвигуна, причому вал електродвигуна містить різьбу, ведуча півмуфта встановлена з можливістю осевого переміщення, ведена півмуфта жорстко з'єднана з ведучим шківом, пружина стиску встановлена між гайкою та ведучою півмуфтою, а гайка нагвинчена на різьбу вала електродвигуна з можливістю переміщення до пружини стиску.

Обладнання привода круглов'язальної машини фрикційною муфтою з ведучою та веденою півмуфтами, пружиною стиску та гайкою, встановленими на валу електродвигуна, причому вал електродвигуна містить різьбу, ведуча півмуфта встановлена з можливістю осевого переміщення, ведена півмуфта жорстко з'єднана з ведучим шківом, пружина стиску встановлена між гайкою та ведучою півмуфтою, а гайка нагвинчена на різьбу вала електродвигуна з можливістю переміщення до пружини стиску, забезпечує обмеження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу в'язальної машини під час пуску і, таким чином, зниження його динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода в'язальної машини.

На рис. 1.90 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, вільно встановленим на валу 2 електродвигуна 1, зубчасту передачу 5, вертикальний приводний вал 6 з шестернями 7, 8 на кінцях та фрикційну муфту 9 з ведучою півмуфтою 10 з дисками 11 та веденою півмуфтою 12 з дисками 13, пружину стиску 14 та

гайку 15, встановлені на валу 2 електродвигуна 1. Ведуча півмуфта 10 встановлена з можливістю осьового переміщення, ведена півмуфта 12 жорстко з'єднана з ведучим шківом 4, пружина стиску 14 встановлена між гайкою 15 та ведучою півмуфтою 10, а гайка 15 нагвинчена на різьбу 16 вала 2 електродвигуна 1 з можливістю взаємодії з пружиною стиску 14.

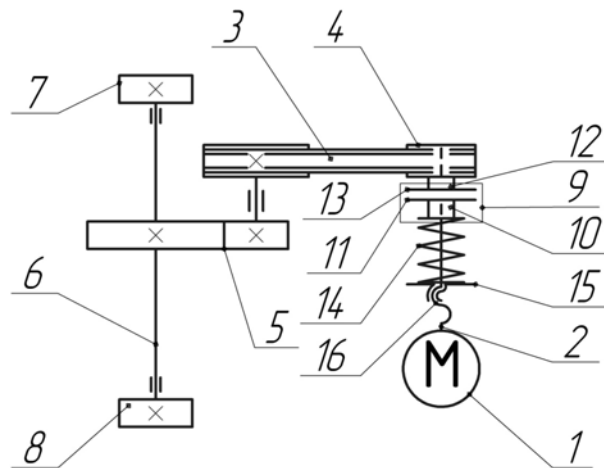


Рис. 1.90. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з фрикційною муфтою з регульованим моментом

Принцип роботи привода круглов'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 його вал 2 починає обертатися. При цьому фрикційна муфта 9 також починає обертатися. Диски 11 ведучої півмуфти 10, притиснуті силою пружини стиску 14 до дисків 13 веденої півмуфти 12, за рахунок сил тертя, що виникає між дисками 11, 13, передають обертальний рух ведучому шківу 4, жорстко з'єднаному з веденою півмуфтою 12. Обертальний рух ведучого шківа 4 за рахунок пасової 3 та зубчастої 5 передач передається вертикальному приводному валу 6 з шестернями 7, 8. Шестерні 7, 8 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1.90 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Сила пружини стиску 14, що регулюється переміщенням гайки 15 по різьбі 16 вала 2 електродвигуна 1, створює необхідний момент тертя між дисками 11, 13 фрикційної муфти 9, який обмежує пусковий момент електродвигуна 1, що передається приводу круглов'язальної машини під час пуску і, таким чином, забезпечує зниження його динамічних навантажень, що призводить



до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

### 1.77. Привід круглов'язальної машини з мотор-редуктором

З метою зниження пускових динамічних навантажень автори пропонують нову конструкцію привода круглов'язальної машини [59, 60], який відрізняється тим, що додатково обладнаний мотор-редуктором та обгінною муфтою, за допомогою якої мотор-редуктор з'єднаний з електродвигуном.

Принцип роботи привода такий (рис. 1.91). Спочатку вмикається мотор-редуктор 10 (схема керування пуском машини виконана таким чином, що спочатку вмикається мотор-редуктор 10, а потім через деякий час, зумовлений попереднім напруження пружних в'язей привода та початком обертання його мас, вмикається електродвигун). Обертальний рух вала мотор-редуктора 10 за допомогою обгінної муфти 11 передається валу електродвигуна 1. Після того як обертальні маси привода та інших механізмів машини приходять в сталий рух, вмикається електродвигун 1.

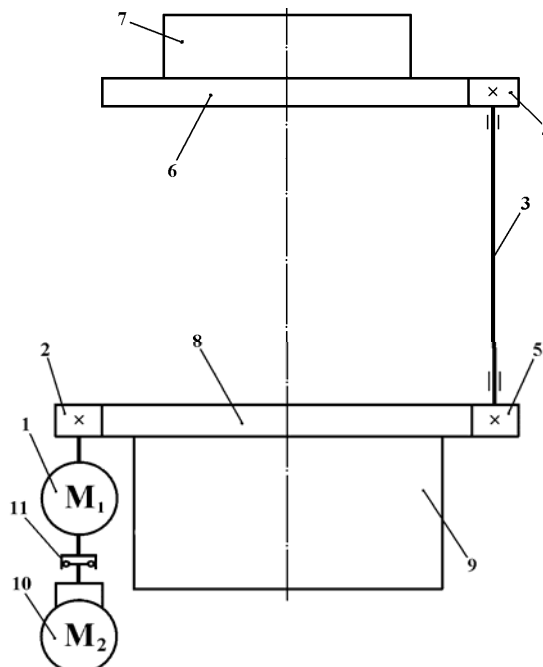


Рис. 1.91. Кінематична схема привода круглов'язальної машини типу КО:  
1 – електродвигун; 2 – шестерня; 3 – вертикальний приводний вал; 4, 5 – верхня та нижня циліндричні шестерні; 6 – верхнє зубчасте колесо; 7 – механізм в'язання; 8 – нижнє зубчасте колесо; 9 – механізм товароприйому; 10 – мотор-редуктор; 11 – обгінна муфта

При вмиканні електродвигуна 1 мотор-редуктор 10 за допомогою обгінної муфти 11 автоматично відключається від привода як такий, що непотрібний для подальшої роботи круглов'язальної машини. Обертальний рух вала електродвигуна 1 за допомогою шестерні 2 передається нижньому зубчастому колесу 8 механізму товароприйому 9 і далі шляхом зубчастого зачеплення з нижньою циліндричною шестернею 5 вертикальному приводному валу 3 та жорстко закріпленій на ньому верхній циліндричній шестерні 4. Обертальний рух верхньої циліндричної шестерні 4 передається верхньому зубчастому колесу 6 та механізму в'язання 7, жорстко з'єднаному з ним, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Таким чином, пуск круглов'язальної машини спочатку від мотор-редуктора забезпечує попереднє (перед остаточним пуском машини від електродвигуна) напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

Проаналізуємо вплив запропонованого привода на зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини.

Аналіз відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин [11] показує, що при динамічному аналізі їх роботи практично всі круглов'язальні машини можуть бути представлені у вигляді тримасової динамічної моделі з першою ведучою масою.

Використовуючи приведену у розділі 1 відповідну методику, для існуючої круглов'язальної машини КО-2 (вихідні дані, вибрані з урахуванням технічної характеристики круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм і його лінійною швидкістю 1,1 м/с [9] та результатів досліджень [60]:  $T_1 = 48,6$ ;  $T_2 = 4,4$ ;  $T_3 = 17,7$  Нм;  $J_1 = 0,023$ ;  $J_2 = 0,041$ ;  $J_3 = 0,021$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 1940$ ;  $C_{23} = 3062$  Нм/рад) були одержані наступні результати:  $T_{12\max} = 79,86$  Нм;  $T_{23\max} = 60,77$  Нм. При цьому динамічні перевантаження пружних в'язей привода становлять:

$$K_{12} = 3,61; K_{23} = 3,43.$$

В разі модернізації привода (рис. 1) пуск системи одноетапний. Тоді рівняння руху мас системи під час пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = T - T_{12}; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (1.275)$$

Підставивши параметри  $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ , знайдені із (1.275) в рівняння  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ , знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[ T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left( 1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (1.276)$$

Розв'язок диференційного рівняння (1.276) можемо представити у вигляді [20]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}. \quad (1.277)$$

При цьому параметри рівняння (1.277) знаходяться згідно з [37] з урахуванням відповідних початкових умов (при  $t = 0$   $T_{(12)0} = T_2$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ ):

$$A_{12} = -T_2 + a; \quad B_{12} = 0; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}. \quad (1.278)$$

Аналізуючи (1.277), (1.278), приходимо до висновку, що максимальна величина моменту  $T_{12}$  буде дорівнювати:

$$T_{12\max} = A_{12} + a = -T_2 + 2 \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}. \quad (1.279)$$

Використовуючи одержані результати, знаходимо максимальну величину моменту, що виникає в модернізованому приводі круглов'язальної машини КО-2 під час пуску. За вихідні дані приймаємо [8]:  $T_1 = 48,6 \text{ Н}$ ,  $T_2 = 22,1 \text{ Нм}$ ,  $J_1 = 0,023 \text{ кгм}^2$ ,  $J_2 = 0,062 \text{ кгм}^2$ .

Підставивши вихідні дані в рівняння (1.279), маємо:

$$T_{12\max} = 60,7 \text{ Нм}.$$

При цьому коефіцієнт динамічного перевантаження пружної в'язі  $C_{12}$  становить:

$$K = \frac{T_{12\max}}{T_2} = \frac{60,7}{22,1} = 2,75.$$

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- конструкція привода круглов'язальної машини в значній мірі впливає на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини;

- модернізація привода, що забезпечує одноетапний пуск круглов'язальної машини типу КО призводить до зниження динамічних навантажень в приводі в 1,3 рази;

- одержані результати досліджень дають змогу при проектуванні приводів не тільки круглов'язальних, а і інших типів в'язальних машин та автоматів вибирати такі параметри привода, які забезпечують ефективне зменшення динамічних навантажень і, відповідно, підвищення надійності та довговічності роботи машин в цілому.

### **1.78. Привід круглов'язальної машини з дротяною спіральною пружиною, встановленою в ведучий шків**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна [11]. Специфікою роботи круглов'язальної машини є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода круглов'язальної машини, що є однією з основних причин зниження довговічності його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна, додатково оснащений обгінною муфтою, встановленою на валу електродвигуна, та дротяною спіральною пружиною, встановленою в ведучий шків та одним кінцем з ним з'єднаною, а другим кінцем з'єднаною з обгінною муфтою.

Додаткове оснащення привода круглов'язальної машини обгінною муфтою, встановленою на валу електродвигуна, та дротяною спіральною

пружиною, встановленою в ведучий шків та одним кінцем з ним з'єднаною, а другим кінцем з'єднаною з обгінною муфтою, дозволяє здійснювати пуск круглов'язальної машини при попередньому напруженні пружних в'язей привода, що, як відомо, суттєво знижує динамічні навантаження привода круглов'язальної машини і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

На рис. 1.92 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами.

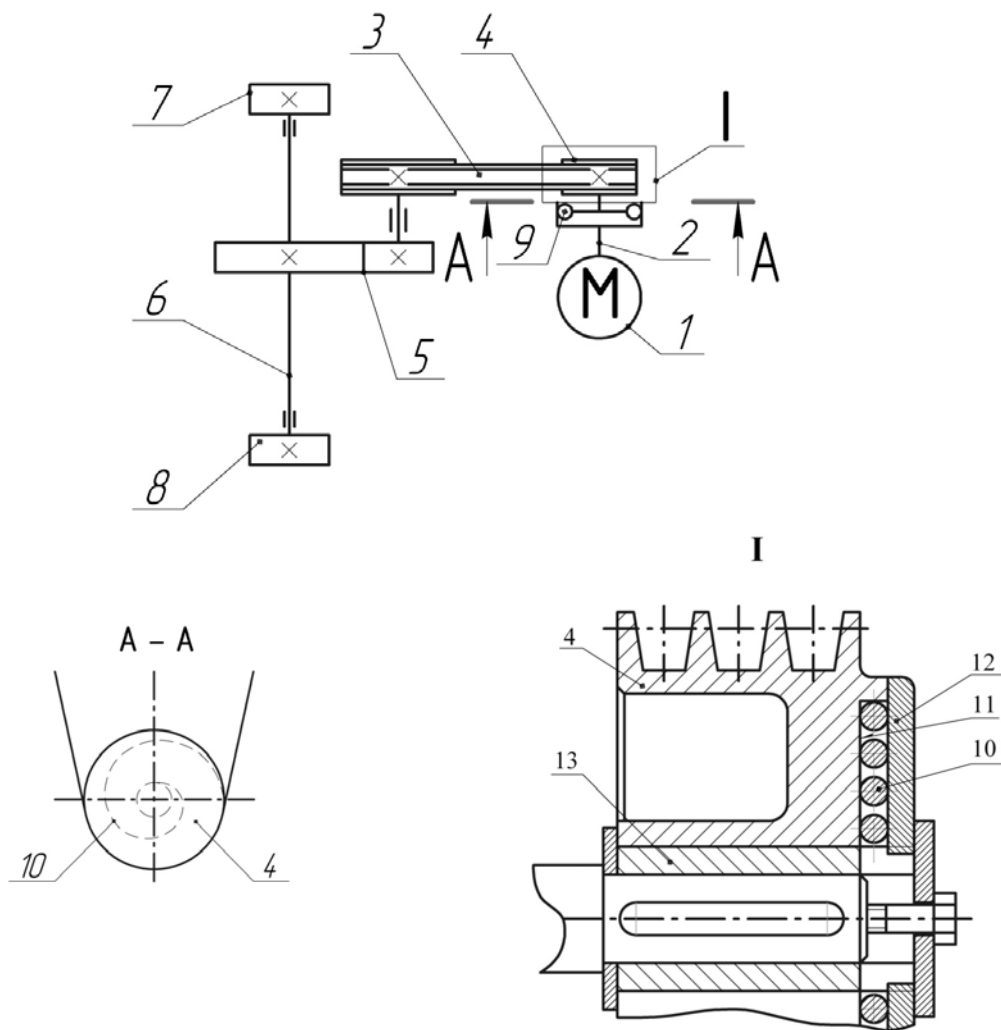


Рис. 1.92. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з дотяною спіральною пружиною в ведучому шківу

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, з'єднаним з валом 2 електродвигуна 1, зубчасту передачу 5, вертикальний приводний вал 6 з

шестернями 7, 8 на кінцях, обгінну муфту 9, встановлену на валу електродвигуна, та дротяну спіральну пружину 10, встановлену в ведучий шків 4. Дротяна спіральна пружина 10 одним кінцем з'єднана з обгінною муфтою 9, а другим кінцем з'єднана з ведучим шківом 4. З метою забезпечення працездатності дротяної спіральної пружини зміщення її витків з одного боку обмежені площиною 11 ведучого шківа, а з другого боку шайбою 12, прикріпленою до втулки 13, встановленої всередині ведучого шківа 4.

Принцип роботи привода круглов'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертання його вала 2 за допомогою обгінної муфти 9 передається дротяній спіральній пружині 10, що встановлена всередині ведучого шківа 4. Зі збільшенням кута повороту вала 2 електродвигуна 1 дротяна спіральна пружина 10 закручується. При цьому момент її пружності створює попереднє напруження пружних в'язей передач привода. Зі збільшенням часу повороту вала електродвигуна його пусковий момент зменшується від максимального значення до величини, що зумовлена жорсткістю дротяної спіральної пружини. При повному закрученні дротяної спіральної пружини рух отримує ведучий шків 4 клинопасової передачі 3. Далі за допомогою клинопасової 3 та зубчастої 5 передач обертальний рух вала електродвигуна передається вертикальному приводному валу 6 з шестернями 7, 8. Шестерні 7, 8 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1.92 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Таким чином в період пуску круглов'язальної машини обертальний рух вала 2 електродвигуна передається дротяній спіральній пружині 10, закручуючи її та створюючи попереднє напруження пружних в'язей привода. При цьому пускові динамічні навантаження привода зменшуються за рахунок пружної деформації дротяної спіральної пружини 10, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

При зміні режиму роботи круглов'язальної машини, зумовленого як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна жорсткості з'єднання вала електродвигуна з ведучим шківом здійснюється шляхом

заміни дротяної спіральної пружини 10 на іншу дротяну спіральну пружину з необхідною для даного режиму роботи жорсткістю.

При зупинці круглов'язальної машини момент сил пружності дротяної спіральної пружини 10 передається ротору електродвигуна та змушує його обертатись в зворотному напрямі. Для того щоб при цьому не виникло закручування дротяної спіральної пружини в зворотному напрямі, що негативно впливає на її працездатність, передбачена обгінна муфта 9, яка автоматично відокремлює дротяну спіральну пружину від електродвигуна при його зупинці.

### **1.79. Привід круглов'язальної машини з дротяною спіральною пружиною, встановленою в зубчасте колесо**

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун, клинопасову передачу, зубчасту передачу з шестернею та зубчастим колесом, проміжний та приводний вали [11]. Специфікою роботи круглов'язальної машини є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період пуску. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода круглов'язальної машини, що є однією з основних причин зниження довговічності його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить з'єднані між собою електродвигун, клинопасову передачу, зубчасту передачу з шестернею та зубчастим колесом, проміжний та приводний вали, додатково обладнаний обгінною муфтою, з'єднаною з шестернею, та дротяною спіральною пружиною, з'єднаною одним кінцем з приводним валом, а другим кінцем з зубчастим колесом, причому шестерня та зубчасте колесо вільно встановлені на проміжному та приводному валах.

Обладнання привода круглов'язальної машини обгінною муфтою, з'єднаною з шестернею, та дротяною спіральною пружиною, з'єднаною одним кінцем з приводним валом, а другим кінцем з зубчастим колесом, причому шестерня та зубчасте колесо вільно встановлені на проміжному та приводному валах, забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу в'язальної машини під час пуску, і, таким чином, зниження його динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода в'язальної машини.

На рис. 1.93 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини, запропонованого авторами.

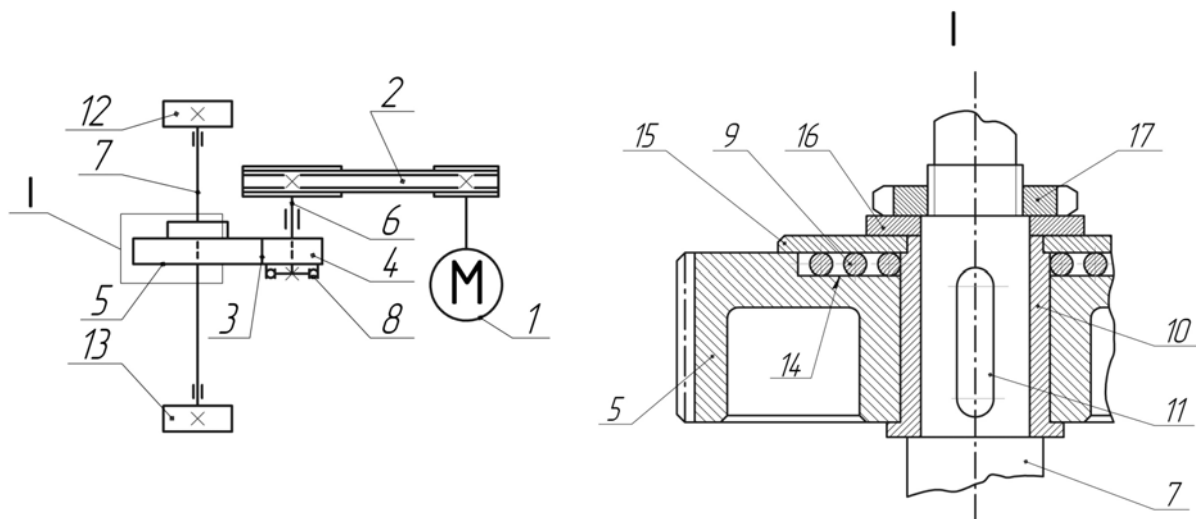


Рис. 1.93. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з дротяною спіральною пружиною в зубчастому колесі

Привід круглов'язальної машини містить з'єднані між собою електродвигун 1, клинопасову передачу 2, зубчасту передачу 3 з шестернею 4 та зубчастим колесом 5, встановленими на проміжному 6 та на приводному 7 валах відповідно, обгінну муфту 8, з'єднану з шестернею 4, та дротяну спіральну пружину 9, встановлену в зубчасте колесо 5. Шестерня 4 та зубчасте колесо 5 вільно встановлені на проміжному 6 та приводному 7 валах, обгінна муфта 8 встановлена з можливістю з'єднання шестерні 4 з проміжним валом 6, а дротяна спіральна пружина 9 одним кінцем за допомогою втулки 10, до якої вона прикріплена, та шпонки 11 з'єднана з приводним валом 7, а другим кінцем з'єднана безпосередньо з



зубчастим колесом 5. На кінцях приводного вала закріплені циліндричні шестерні 12, 13. З метою забезпечення працездатності привода зміщення дротяної спіральної пружини 9 з одного боку обмежено площиною 14 зубчастого колеса 5, а з другого боку шайбою 15, прикріпленою до втулки 10 за допомогою циліндричної шайби 16 та гайки 17.

Принцип роботи привода круглов'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової передачі передається проміжному валу 6 і далі за рахунок обгінної муфти 8 шестерні 4 та зубчастому колесу 5, вільно встановленому на приводному валу 7. Обертання зубчастого колеса 5 призводить до закручування дротяної спіральної пружини 9, кінець якої прикріплено до зубчастого колеса 5. Зі збільшенням кута повороту зубчастого колеса дротяна спіральна пружина 9 все більше закручується. При цьому момент її пружності створює попереднє напруження пружних в'язей передач привода. Зі збільшенням часу повороту вала електродвигуна його пусковий момент зменшується від максимального значення до величини, що зумовлена жорсткістю дротяної спіральної пружини. При повному закрученні дротяної спіральної пружини обертальний рух отримує приводний вал 7, на кінці якого закріплені циліндричні шестерні 12, 13. Циліндричні шестерні 12, 13 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1.93 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Наявність у складі привода круглов'язальної машини дротяної спіральної пружини сприяє виконанню наступних умов, що позитивно впливають на зниження пускових динамічних навантажень: обмеження величини пускового моменту електродвигуна; створення попереднього напруження пружних в'язей привода.

Для того щоб при зупинці машини не виникло закручування дротяної спіральної пружини в зворотному напрямі, що негативно впливає на її працездатність, передбачена обгінна муфта 8, яка розриває зв'язок дротяної спіральної пружини з електродвигуном при його зупинці.

## РОЗДІЛ 2

### ПРИВОДИ ПЛОСКОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ТА РУКАВИЧНИХ АВТОМАТІВ

#### 2.1. Привід рукавичного автомата з маховиком та електромагнітною фрикційною муфтою

На рис. 2.1 представлена кінематична схема принципово нового привода рукавичного автомата з маховиком та електромагнітною фрикційною муфтою [123], що пропонується авторами.

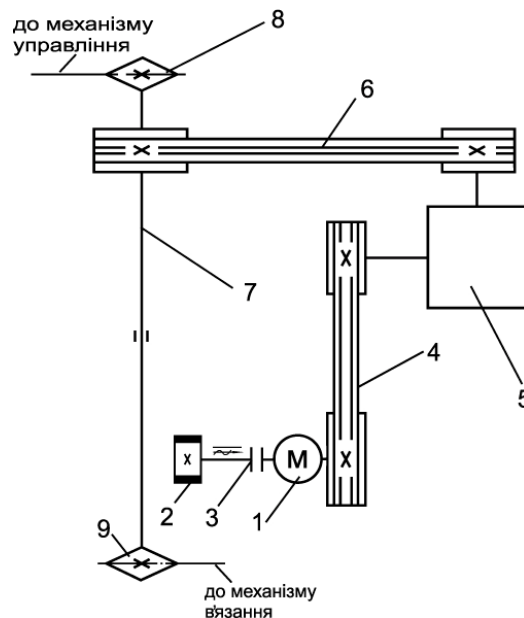


Рис. 2.1. Кінематична схема привода рукавичного автомат з маховиком та електромагнітною фрикційною муфтою

Привід містить електродвигун 1 на валу якого вільно встановлений маховик 2 з можливістю періодичного з'єднання з ним за допомогою фрикційної дискової електромагнітної муфти 3. На валу електродвигуна також жорстко закріплений ведучий шків клинопасової передачі 4, що кінематично зв'язує електродвигун з редуктором 5. На вихідному валу редуктора 5 жорстко закріплений ведучий шків другої клинопасової передачі 6, що з'єднує редуктор з приводним валом 7, на кінцях якого жорстко закріплені зірочки 8 та 9, що передають рух за допомогою

ланцюгових передач механізму в'язання та механізму управління відповідно.

Принцип роботи приводу рукавичного автомата полягає в наступному. Перед ввімкненням електродвигуна 1 вмикається фрикційна муфта 3, що жорстко з'єднує маховик 2 з валом електродвигуна 1. Після цього вмикається електродвигун 1, обертання вала якого за допомогою клинопасової передачі 4, редуктора 5 та другої клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7. Жорстко закріплені на кінцях приводного вала 7 зірочки 8, 9 за допомогою ланцюгових передач приводять до руху механізми в'язання та управління, що необхідно для роботи рукавичного автомата. При переході режиму пуску рукавичного автомата в статичний режим його роботи фрикційна муфта 3 вимикає маховик від електродвигуна (наявність на валу електродвигуна маховика, що має значний момент інерції в період роботи рукавичного автомата після його пуску є небажаним, оскільки це може призвести до збоїв в роботі механізму управління, а значить й до зниження продуктивності автомата та якості продукції, що випускається). Подальший режим роботи рукавичного автомата відбувається аналогічно, як і робота відомих рукавичних автоматів. Процес керування ввімкнення та вимкнення фрикційної муфти 3, що забезпечує з'єднання та роз'єднання маховика 2 з валом електродвигуна 1, відбувається автоматично за допомогою схеми керування пуском рукавичного автомата, яка не являє собою технічної складності у здійсненні.

Визначимо необхідні параметри маховика та муфти запропонованого приводу на прикладі рукавичного автомата моделі ПА–8–33 [124].

При використанні запропонованого технічного рішення (рис. 3.1) для зниження динамічних навантажень в приводі рукавичного автомата момент інерції ведучої маси привода  $J_1$  визначається із умови:

$$J_1 = J_p + J_{ш} + J_e + J_m, \quad (2.1)$$

де  $J_1 = 10 \cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup> (приймаємо згідно [127]);

$J_p$  - момент інерції ротора електродвигуна,  $J_p = 1,3 \cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup>;

$J_{ш}$  - момент інерції ведучого шківа клинопасової передачі,  
 $J_{ш} = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$  [125];

$J_e$  - момент інерції електромагнітної муфти,  $J_e = 0,1 J_m$   
(приймаємо);

$J_m$  - момент інерції маховика.

Підставивши вихідні данні в (2.1) та враховуючи прийняті припущення, одержуємо:

$$J_m = \frac{J_1 - J_p - J_{ш}}{1,1} = \frac{(10 - 1,3 - 1,16) \cdot 10^{-3}}{1,1} = 6,855 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad (2.2)$$

Приймавши маховик у вигляді диску, маємо:

$$J_m = \frac{QD^2}{7g} = \frac{\pi qD^4 B}{28q}, \quad (2.3)$$

де:  $Q$  - вага маховика;

$D$  - діаметр маховика;

$g$  - прискорення вільного падіння тіла;

$q$  - питома вага матеріалу маховика;

$B$  - ширина ободу маховика,

Приймавши із конструктивних міркувань діаметр маховика  $D = 140 \text{ мм}$ , та враховуючи, що  $q = 78 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$  (матеріал маховика чавун), з рівняння (2.3) знаходимо необхідну ширину маховика:

$$B = \frac{28gJ_m}{\pi qD^4} = 0,02 \text{ м}. \quad (2.4)$$

Розрахунковий крутний момент муфти визначаємо з умови:

$$T_p = kT_n, \quad (2.5)$$

де:  $T_p$  - розрахунковий крутний момент муфти;

$k$  - коефіцієнт режиму роботи муфти.

Для запобігання проковзування дисків муфти необхідна умова її працездатності:

$$k \geq \frac{T_n}{T_n}, \quad (2.6)$$

де:  $T_n$  - пусковий момент електродвигуна;

$T_n$  - номінальний момент електродвигуна (момент сил опору механізмів рукавичного автомата).

Враховуючи результати досліджень [125], маємо:  $T_n = T_1 = 6,14$  Нм;  
 $T_n = 2,5$  Нм.

Тоді згідно з умовою (2.6):  $k \geq \frac{6,14}{2,5} = 2,456$ .

Прийнявши  $k = 2,5$ , з рівняння (2.5) знаходимо необхідний розрахунковий крутний момент муфти  $T_p = 6,25$  Нм.

Діаметри фрикційних дисків муфти визначаємо, враховуючи наступні співвідношення [17, 126]:

$$d_1 = (1,5 \dots 3)d_g; \quad d_2 = (1,3 \dots 1,8)d_g, \quad (2.7)$$

де:  $d_1$  - внутрішній діаметр диска;

$d_2$  - зовнішній діаметр диска;

$d_g$  - діаметр вала електродвигуна.

Оскільки для електродвигуна серії 4АХ80А 4/2кУЗ, що використовується в рукавичному автоматі ПА-8-33,  $d_g = 22$  мм, згідно з (2.7) приймаємо:  $d_1 = 50$  мм;  $d_2 = 80$  мм.

Необхідне число поверхонь тертя дисків муфти  $Z$  знаходиться із

умови:

$$Z = \frac{12 T_p}{\pi f [p] (d_2^3 - d_1^3)}, \quad (2.8)$$

де:  $f$  - коефіцієнт тертя,  $f = 0,06$  [17, 126] (сталь по сталі при наявності змащення);

$[p]$  - допустимий питомий тиск дисків,  $[p] = 0,6$  МПа [17, 126].

Після підстановки прийнятих значень в рівняння (8) знаходимо мінімально допустиму кількість поверхонь тертя дисків муфти:  $Z = 1,7$ .

З умови забезпечення мінімального тиску вмикання муфти електромагнітом приймаємо:  $Z = 10$ .

При цьому зусилля вмикання муфти  $Q_m$  становить:

$$Q_m = \frac{3 T_p}{f Z} \cdot \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^3 - d_1^3} = \frac{3 \cdot 6,25 \cdot 10^3 (80^2 - 50^2)}{0,5 \cdot 10 (80^3 - 50^3)} = 37,3 \text{ Н.}$$

Розглянемо ефективність використання маховика для зниження динамічних навантажень при пуску рукавичного автомата ПА–8–33.

Для прийнятої величини моменту інерції ведучої маси модернізованого привода (з урахуванням моменту інерції маховика)  $J_1 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$ , використовуючи параметри рукавичного автомата ПА–8–33 [125]:  $T_1 = 6,14 \text{ Нм}$ ;  $T_3 = T_H = 2,5 \text{ Нм}$ ;  $J_2 = 0,00264 \text{ кгм}^2$ ;  $J_3 = 0,00038 \text{ кгм}^2$ , згідно дослідженням [127] маємо:

$$T_{12\max} = 5,30 \text{ Нм}; \quad T_{23\max} = 3,46 \text{ Нм}.$$

При цьому перевантаження пружних в'язей привода будуть дорівнювати:

$$K_{12} = \frac{T_{12\max}}{T_3} = \frac{5,30}{2,5} = 2,12; \quad K_{23} = \frac{T_{23\max}}{T_3} = \frac{3,46}{2,5} = 1,38.$$

Порівнюючи отримані результати з дослідженнями [125], робимо висновок, що використання маховика в приводі рукавичного автомата ПА–8–33 дозволяє зменшити динамічні навантаження в пружних в'язях привода  $C_{12}$ ,  $C_{23}$  відповідно в 1,57 та 1,17 разів ( $n_{12} = \frac{K'_{12}}{K_{12}} = \frac{3,32}{2,12} = 1,57$ ;

$n_{23} = \frac{K'_{23}}{K_{23}} = \frac{1,67}{1,38} = 1,17$ ;  $K'_{12}$ ,  $K'_{23}$  – коефіцієнти перевантажень відповідних пружних в'язей привода рукавичного автомата до встановлення маховика).

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- використання маховика для зниження пускових динамічних навантажень в рукавичному автоматі є ефективним; стосовно рукавичного автомата ПА–8–33 наявність в приводі маховика дозволяє знизити динамічні навантаження у відповідних пружних в'язях привода в 1,17 та 1,57 разів;

- необхідні параметри маховика (зовнішній діаметр та ширина ободу) можуть бути реалізовані стосовно привода рукавичного автомата типу ПА;

- необхідні параметри багатодискової фрикційної електромагнітної муфти, що забезпечують з'єднання маховика з електродвигуном, можуть бути реалізовані в конструкції привода рукавичного автомата типу ПА.

- результати досліджень можуть бути використані при розробці нових типів рукавичних автоматів та інших в'язальних машин.

## **2.2. Привід рукавичного автомата з маховиком з регульованим моментом інерції та електромагнітною фрикційною муфтою**

На рис. 2.2 представлено кінематичну схему принципово нового привода рукавичного автомата з регульованим моментом інерції та електромагнітною фрикційною муфтою [128,129]. Оснащення привода рукавичного автомата маховиком з механізмом зміни його моменту інерції та електромагнітною фрикційною муфтою, що з'єднує маховик з валом електродвигуна, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при обмеженому пусковому моменту електродвигуна та регулювання величини моменту інерції маховика в залежності від зміни режиму роботи рукавичного автомата, зумовленої зміною виду сировини, що переробляється, та зміною виду переплетення виробу, що дозволяє знизити динамічні навантаження в приводі рукавичного автомата і, таким чином, підвищити надійність та довговічність його роботи.

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлений на валу 2 електродвигуна 1, маховик 5 з механізмом 6 зміни моменту інерції маховика 5 та електромагнітну фрикційну муфту 7, що з'єднує маховик 5 з валом 2 електродвигуна 1. Клинопасова передача 3 кінематично з'єднує електродвигун 1 з механізмами рукавичного автомата (на рис. 3.5 не показані). Механізм 6 зміни моменту інерції маховика 5 містить корпус 8, не менше двох, розташованих рівномірно між собою вантажів 9, нагвинчених на осі 10, жорстко з'єднані з веденими конічними шестернями 11, що знаходяться в зачепленні з ведучою конічною шестернею 12, жорстко закріпленою на валу 13. Маховик 5 з механізмом 6 зміни його моменту інерції містить вал 14 за допомогою якого він з'єднаний з електромагнітною фрикційною муфтою 7. Вантажі 9 виконані у вигляді масивних повзунів, встановлених в направляючих 15.

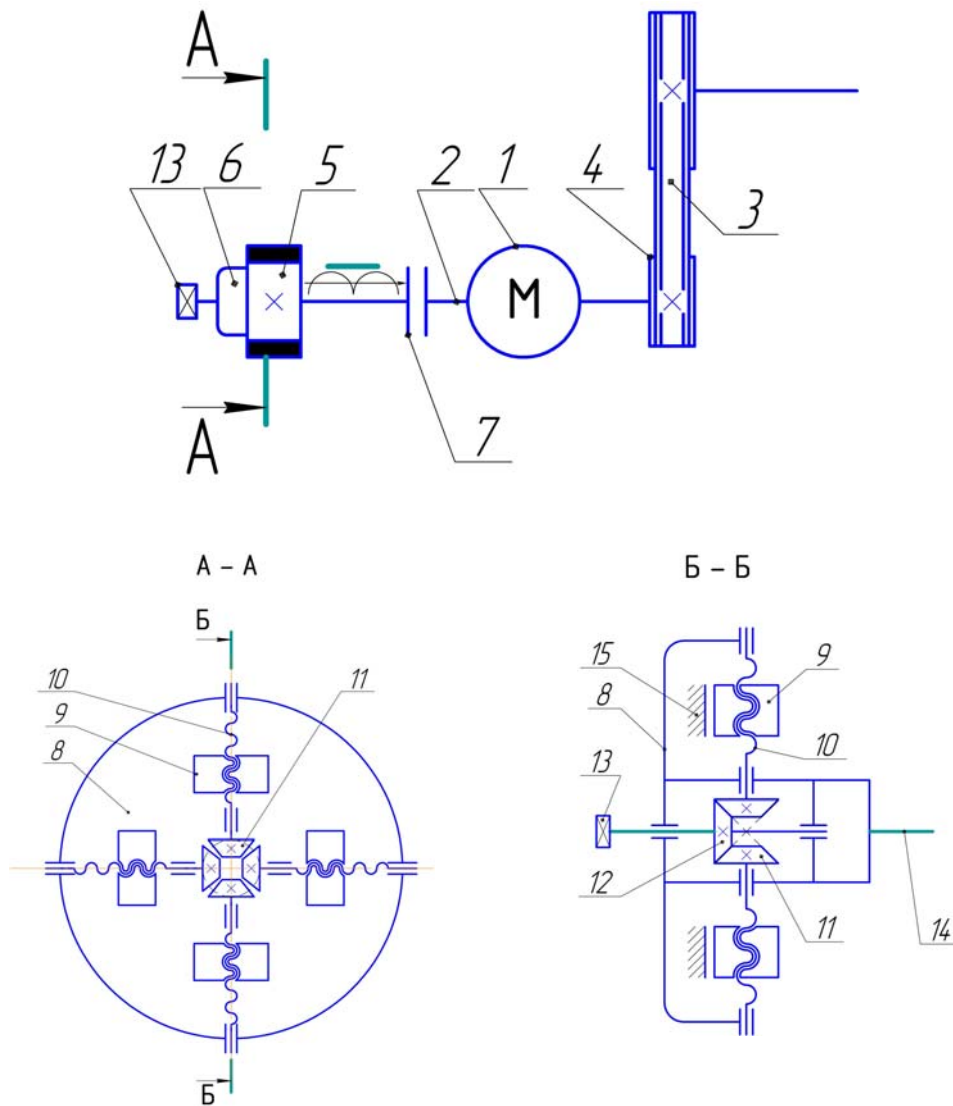


Рис. 2.2. Кінематична схема приводу рукавичного автомат з маховиком з регульованим моментом інерції та електромагнітною фрикційною муфтою

Принцип роботи привода такий. Спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта 7, з'єднуючи маховик 5 з валом 2 електродвигуна 1, потім вмикається електродвигун 1. При цьому пусковий момент електродвигуна 1 розгалужується на два потоки: один поступає на маховик 5, інший на привід, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в приводі і, як результат, до підвищення довговічності його роботи. Обертальний рух електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 3 передається механізмам рукавичного автомата, що необхідно для його роботи – в'язання рукавичних виробів. Після закінчення режиму пуску електромагнітна фрикційна муфта 7



вимикається, розриваючи кінематичний зв'язок маховика 5 з електродвигуном 1. Оснащення маховика 5 механізмом 6 зміни його моменту інерції дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика 5 в залежності від зміни режиму роботи рукавичного автомата, зумовленої зміною виду сировини, що переробляється, та зміною виду переплетення виробів, що дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження привода на протязі всього періоду експлуатації рукавичного автомата і, таким чином, підвищити надійність та довговічність роботи привода. Регулювання величини моменту інерції маховика здійснюється таким чином. При обертанні вала 13 ведуча конічна шестерня 12 повертає ведені конічні шестерні 11 та осі 10, з якими вони жорстко з'єднані. Вантажі 9, обертальний рух яких відносно осей 10 унеможливлений направляючими 15, переміщуються при цьому по направляючим 15 вздовж осей 10 в одному або іншому напрямках в залежності від напрямку обертання вала 13, що призводить до збільшення або зменшення величини моменту інерції маховика 5.

### **2.3. Привід рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень зі спіральною плоскою пружиною та обгінною муфтою**

Як показують дослідження [37], зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску в'язальних машин та автоматів, може бути досягнуто шляхом використання в приводі пристрою зниження динамічних навантажень (ПЗДН) з плоскою спіральною пружиною.

Розглянемо можливість та ефективність використання аналогічного ПЗДН для зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску рукавичного автомату типу ПА.

Схема модернізованого привода рукавичного автомата типу ПА з ПЗДН, запропонована авторами [130], представлена на рис. 2.3.

Привід містить електродвигун 1 із встановленою на його валу обгінною муфтою 2, плоску спіральну пружину 3, першу клинопасову передачу 4, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, та приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно. Плоска спіральна пружина 3

одним кінцем з'єднана з обгінною муфтою 2, а другим кінцем з'єднана з ведучим шківом першої клинопасової передачі 4.

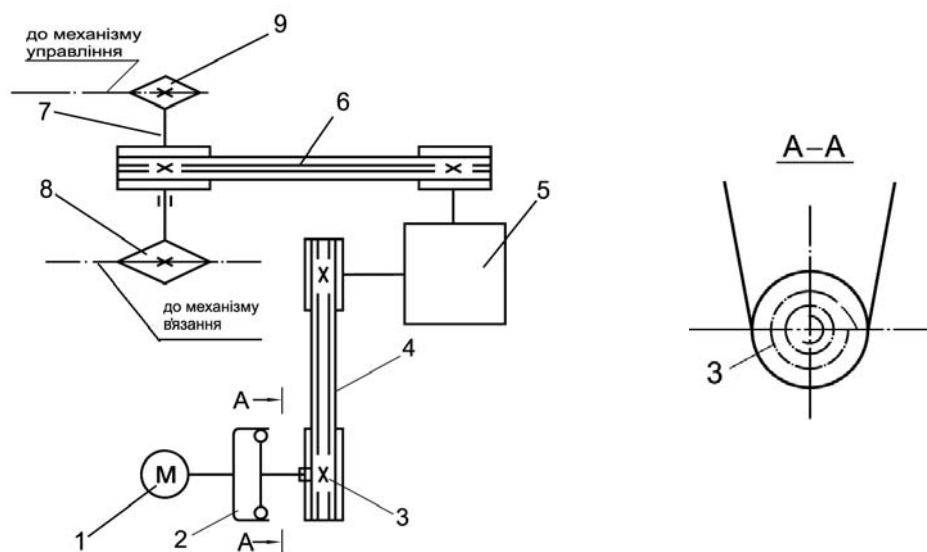


Рис. 2.3. Кінематична схема рукавичного автомату з ПЗДН зі спіральною плоскою пружиною та обгінною муфтою

Принцип роботи привода полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертання його вала за допомогою обгінної муфти 2 передається плоскій спіральній пружині 3, що встановлена всередині ведучого шківів клинопасової передачі 4. Зі збільшенням кута повороту вала електродвигуна плоска спіральна пружина 3 закручується. При цьому момент пружності плоскої спіральної пружини створює попереднє напруження пружних в'язей передач привода. Зі збільшенням часу повороту вала електродвигуна його пусковий момент зменшується від максимального значення до величини, що зумовлена жорсткістю пружини. При повному закручуванні плоскої спіральної пружини рух отримує ведучий шків клинопасової передачі 4 та за допомогою пасів передає рух редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора 5 за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух відповідні механізми, що характеризує собою пуск рукавичного автомата. Наявність в складі привода рукавичного автомата плоскої спіральної пружини сприяє виконанню наступних умов, що позитивно впливає на зниження пускових

динамічних навантажень: обмеження величини пускового моменту електродвигуна; створення попереднього напруження пружних в'язей привода.

При зупинці рукавичного автомата момент сил пружності плоскої спіральної пружини 3 передається ротору електродвигуна 1 та змушує його обертатись в зворотному напрямі. Для того щоб при цьому не виникло закручування плоскої спіральної пружини в зворотному напрямі, що негативно впливає на її працездатність, передбачена обгінна муфта 2, яка відокремлює плоску спіральну пружину від електродвигуна при його зупиненні.

Аналіз процесу пуску рукавичного автомата за наявності в його складі ПЗДН (демпфіруючого пристрою) зі спіральною пружиною показав, що при ввімкненні електродвигуна, через малу жорсткість пружини, його пусковий момент спочатку витрачається не на розгін мас рукавичного автомата, а на закручування пружини. При цьому момент сил пружності пружини створює попереднє напруження пружних в'язів привода, що раніше в дослідженнях [125] не враховувалось. При досягненні повного закручення спіральної пружини (жорсткість пружини повинна бути підібрана таким чином, щоб максимальний момент пружини забезпечував максимальне зниження пускових навантажень в приводі рукавичного автомата) її момент пружності, оскільки пружні в'язі привода попередньо напружені, приводить в рух усі маси рукавичного автомата одночасно.

Таким чином в якості розрахункової схема рукавичного автомата при наявності в його приводі демпфіруючого пристрою зі спіральною пружиною, як і раніше, можна прийняти тримасову динамічну модель з першою ведучою масою. При цьому пуск рукавичного автомата під дією моменту пружності пружини відбувається в один етап.

Визначимо динамічні навантаження, що виникають при пуску модернізованого рукавичного автомата ПА-8-33. На відміну від пуску існуючого рукавичного автомата в нашому випадку пуск відбувається під дією моменту сил пружності спіральної пружини  $T_n$ , величина якого залежить від жорсткості пружини. З метою максимального зниження

пускових навантажень приймаємо  $T_n = 1,1T_3$ , де  $T_3$  – статичний момент сил опору механізмів рукавичного автомата. Крім того, момент інерції ведучої маси  $J_1$  в нашому випадку являє собою сумарний момент інерції демпфіруючого пристрою та ведучого шківів клинопасової передачі 4:

$$J_1 = J_{u1} + J_n, \quad (2.9)$$

де  $J_{u1}$  – момент інерції ведучого шківів,  $J_{u1} = 1156,5 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2$  [8];

$J_n$  – момент інерції демпфіруючого пристрою.

Прийнявши із конструктивних міркувань вагу корпусу демпфіруючого пристрою  $Q = 6,5 \text{ Н}$  та його зовнішній діаметр  $D = 132 \text{ мм}$ ,

знаходимо [37]: 
$$J_n = \frac{QD^2}{7g} = 1649,28 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2;$$

Тоді згідно (2.9):  $J_1 = 2805,78 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2.$

Враховуючи одержані результати та розрахунки [125], приймаємо:

$$T_1 = 1,1 \cdot T_3 = 1,1 \cdot 2,5 = 2,75 \text{ Нм}; \quad T_3 = 2,5 \text{ Нм};$$

$$J_1 = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad J_2 = 2,64 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad J_3 = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2;$$

$$C_{12} = 0,736 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \quad C_{23} = 0,002 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}.$$

Використовуючи метод динамічного аналізу пуску механічної системи з попередньо напруженими пружними в'язями, динамічна модель якої представлена тримасовою рядною моделлю [37], знаходимо максимальну величину динамічних навантажень  $T_{12max}$ ,  $T_{23max}$ , що виникають в пружних в'язях (першій та другій клинопасових передачах) рукавичного автомата при пуску при наявності в складі привода демпфіруючого пристрою зі спіральною пружиною:

$$T_{12max} = 2,76 \text{ Нм}; \quad T_{23max} = 2,52 \text{ Нм}.$$

При цьому перевантаження пружних в'язей привода при пуску становить:

$$K_{12} = \frac{T_{12max}}{T_3} = \frac{2,76}{2,5} = 1,1; \quad K_{23} = \frac{T_{23max}}{T_3} = \frac{2,52}{2,5} = 1,01. \quad (2.10)$$

Порівнюючи результати досліджень [125] та отримані результати, приходимо до висновку, що використання в приводі рукавичного автомата

типу ПА демпфіруючого пристрою зі спіральною пружиною сприяє зниженню пускових навантажень в 3,0 (для першої в'язі) та в 1,6 разів (для другої в'язі), що підтверджує доцільність такого технічного рішення.

З метою оцінки раціональності конструкції демпфіруючого пристрою та можливості використання його в приводі рукавичного автомата типу ПА, визначимо основні параметри демпфіруючого пристрою (плоскої спіральної пружини).

Враховуючи, що спіральна пружина кріпиться до зовнішньої обойми обгінної муфти, приймаємо [22]:  $d_1 = D_1 = 42 \text{ мм}$ .

де  $d_1, D_1$  - діаметри зовнішньої обойми муфти та внутрішнього діаметру спіральної пружини відповідно.

Враховуючи, що номінальна потужність електродвигуна привода  $P = 0,75 \text{ кВт}$ , приймаємо необхідну товщину пружини:  $\delta = 1 \text{ мм}$ .

Знаходимо початковий  $\rho_1$  та кінцевий  $\rho_2$  радіуси закрученої пружини;

$$\rho_1 = 0,5(d_1 + \delta) = 0,5 \cdot (42 + 1) = 21,5 \text{ мм};$$

$$\rho_2 = \delta \cdot i + \rho_1 = 1 \cdot 16 + 21,5 = 37,5 \text{ мм}, \quad (2.11)$$

де  $i$  - кількість витків пружини (число обертів муфти до повного закручування пружини).

При цьому слід враховувати, що число витків плоскої спіральної пружини повинно бути таким, щоб пуск рукавичного автомата проходив при виконанні умови:

$$\varphi_1 \leq \varphi_{np}, \quad (2.12)$$

де  $\varphi_1$  - кут повороту ротора електродвигуна при пуску;

$\varphi_{np}$  - кут закручування пружини (до повного закручування).

Для визначення кута  $\varphi_1$  рівняння пуску рукавичного автомата можна представити у вигляді (без врахування коливального процесу):

$$J\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_3, \quad (2.13)$$

де  $J$  - сумарний (приведений до ротора електродвигуна) момент інерції мас рукавичного автомата, що обертаються;

$T_1$  - приведений пусковий момент рукавичного автомата (для даного випадку – момент сил пружності спіральної пружини);

$T_3$  - приведений статичний момент сил опору механізмів рукавичного автомата.

Припустивши, що пуск рукавичного автомата рівноприскорений при нульовій початковій кутовій швидкості, маємо:

$$J \frac{\omega}{t} = T_1 - T_3, \quad (2.14)$$

де  $t$  – час пуску рукавичного автомата.

З рівняння (2.14) знаходимо:  $t = \frac{J\omega}{T_1 - T_3}$ . (2.15)

Враховуючи прийняті вище припущення з урахуванням (2.15),

знаходимо: 
$$\varphi_1 = \frac{\omega}{2} t = \frac{J\omega^2}{2(T_1 - T_3)}$$
. (2.16)

Враховуючи умову (2.12), кількість витків пружини, що дорівнює числу обертів ротора електродвигуна за час пуску, дорівнює:

$$i = \frac{\varphi_{np}}{2\pi} \geq \frac{\varphi_1}{2\pi} = \frac{J\omega^2}{4\pi(T_1 - T_3)}. \quad (2.17)$$

Використаємо запропоновану методику для визначення числа витків спіральної пружини в модернізованому приводі рукавичного автомата типу ПА-8-33.

Використовуючи вихідні дані, одержуємо:  $J = 5,82 \cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup>.

Враховуючи характеристику електродвигуна привода ( $\omega = 292,17$  с<sup>-1</sup>) із (2.15), (2.16) знаходимо:  $t = 0,693$  с;  $\varphi_1 = 101,23$  рад.

Кількість витків пружини знаходимо, згідно рівняння (2.17):  $i \geq 16,1$ .

Приймаємо  $i = 16$ .

Зовнішній діаметр спіральної пружини у вільному стані знаходиться із умови:  $D_2 = 3d_1 = 3 \cdot 42 = 126$  мм.

Знаходимо довжину стрічки пружини у вільному стані:

$$L = \pi i (\rho_1 + \rho_2) = 3,14 \cdot 16 \cdot (21,5 + 37,5) = 2965,7 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину перерізу стрічки пружини:

$$b = \frac{12T_1L}{E\varphi_1\delta^3} = \frac{12 \cdot 2,75 \cdot 10^3 \cdot 2965,7}{2,15 \cdot 10^5 \cdot 101,23 \cdot 1,0^3} = 4,8 \text{ мм,} \quad (2.18)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу пружини (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа.

При таких параметрах жорсткість пружини становить:

$$C_{пр} = \frac{T_1}{\varphi_1} = \frac{2,75}{101,23} = 0,027 \text{ Нм/рад.} \quad (2.19)$$

Виконані дослідження показують наступне:

- розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання привода рукавичного автомата з демпфіруючим пристроєм, що містить плоску спіральну пружину та обгінну муфту;

- використання привода з демпфіруючим пристроєм в рукавичному автоматі ПА-8-33 дозволяє знизити пускові динамічні навантаження в пружних в'язях привода від 2,52 до 2,76 разів, при цьому коефіцієнти перевантаження пружних в'язей привода при пуску не перевищують 1,1;

- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів рукавичних автоматів та інших видів в'язальних машин та машин загального призначення.

#### **2.4. Привід рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень з дротяною спіральною пружиною**

Аналіз існуючих конструкцій приводів рукавичних автоматів [8, 131, 132] показує, що з метою підвищення ефективності їх роботи доцільно оснастити привід ПЗДН, що дасть можливість знизити динамічні навантаження [133] і, таким чином, підвищити надійність та довговічність його роботи, а також продуктивність та якість виробів.

Автори пропонують привід рукавичного автомата типу ПА з ПЗДН, що містить обгінну муфту та дротяну спіральну пружину (рис. 2.4).

Оснащення привода рукавичного автомата ПЗДН, що містить обгінну муфту та дротяну спіральну пружину дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при попередньому напруженні пружних в'язей привода, що, як відомо [37, 133], суттєво знижує динамічні навантаження і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода та рукавичного автомата в цілому.

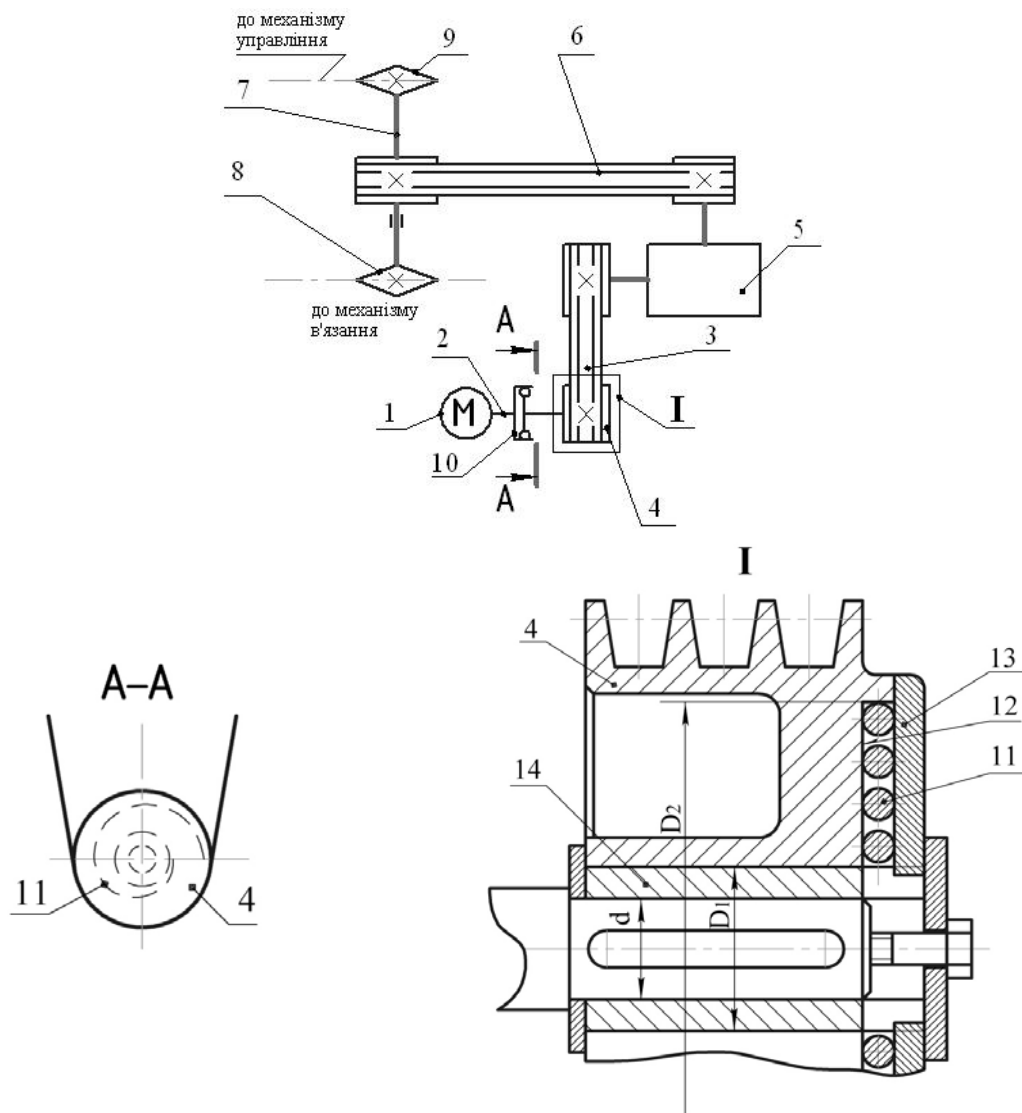


Рис. 2.4. Кінематична схема привода рукавичного автомата з ПЗДН з дротяною спіральною пружиною

Запропонований привід містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, з'єднаним з валом 2 електродвигуна 1, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно, обгінну муфту 10, встановлену на валу електродвигуна, та дротяну спіральну пружину 11, встановлену в ведучий шків 4. Дротяна спіральна пружина 11 одним кінцем з'єднана з обгінною муфтою 10, а другим кінцем з'єднана з ведучим шківом 4. З метою забезпечення працездатності дротяної спіральної пружини зміщення її витків з одного боку обмежені площиною



12 ведучого шківa, а з другого боку шайбою 13, прикріпленою до втулки 14, встановленої всередині ведучого шківa 4.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертання його вала 2 за допомогою обгінної муфти 10 передається дротяній спіральній пружині 11, що встановлена всередині ведучого шківa 4. Збільшенням кута повороту вала електродвигуна дротяна спіральна пружина 3 закручується. При цьому момент її пружності створює попереднє напруження пружних в'язей передач привода. Зі збільшенням часу повороту вала електродвигуна його пусковий момент зменшується від максимального значення до величини, що зумовлена жорсткістю дротяної спіральної пружини. При повному закручуванні дротяної спіральної пружини рух отримає ведучий шків 4 клинопасової передачі 3 та за допомогою пасів передає рух редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора 5 за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух відповідні механізми рукавичного автомата, що характеризує собою його пуск. Наявність в складі привода рукавичного автомата дротяної спіральної пружини сприяє виконанню наступних умов, що позитивно впливають на зниження пускових динамічних навантажень: обмеження величини пускового моменту електродвигуна; створення попереднього напруження пружних в'язей привода.

При зупинці рукавичного автомата момент сил пружності дротяної спіральної пружини 11 передається ротору електродвигуна 1 та змушує його обертатись в зворотному напрямі. Для того щоб при цьому не виникло закручування дротяної спіральної пружини в зворотному напрямі, що негативно впливає на її працездатність, передбачена обгінна муфта 10, яка відокремлює дротяну спіральну пружину від електродвигуна при його зупиненні.

З метою оцінки раціональності конструкції ПЗДН та можливості використання його в приводі рукавичного автомата типу ПА, визначимо основні параметри одного із відповідальних його елементів – дротяної спіральної пружини.

Враховуючи, що пружина кріпиться до втулки, встановленої на ведучому валу (вал електродвигуна та ін.) внутрішній діаметр пружини  $D_1$  знаходиться із умови:

$$D_1 = D = (1,5...2,0)d, \quad (2.20)$$

де  $D, d$  - зовнішній діаметр втулки та діаметру валу відповідно.

Оскільки кількість витків пружини  $i$  повинна, з метою забезпечення оптимального зниження пускових динамічних навантажень, дорівнювати числу обертів ротора електродвигуна за час пуску, маємо:

$$i = \frac{\varphi_{np}}{2\pi} = \frac{\varphi_p}{2\pi}, \quad (2.21)$$

де  $\varphi_{np}, \varphi_p$  - кут закручування пружини та кут повороту ротора електродвигуна за час пуску відповідно;

Для визначення кута  $\varphi_p$  рівняння пуску рукавичного автомата можна представити у вигляді (без врахування коливального процесу) [133]:

$$J\ddot{\varphi}_p = T_1 - T_3, \quad (2.22)$$

де  $J$  - сумарний приведений момент інерції обертальних мас рукавичного автомата;

$T_1, T_3$  - приведені момент ПЗДН (муфти) та статичний момент сил опору механізмів рукавичного автомата.

Припустивши, що пуск рукавичного автомата рівноприскорений при нульовій початковій кутовій швидкості, маємо:

$$J \frac{\omega}{t} = T_1 - T_3, \quad (2.23)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість валу електродвигуна;

$t$  - час пуску рукавичного автомата.

З рівняння (2.23) знаходимо:

$$t = \frac{J\omega}{T_1 - T_3}. \quad (2.24)$$

Враховуючи прийняті вище припущення з урахуванням (2.24), маємо:

$$\varphi_p = \frac{\omega}{2}t = \frac{J\omega^2}{2(T_1 - T_3)}. \quad (2.25)$$

Підставивши (2.25) в (2.21), знаходимо кількість витків пружини:

$$i = \frac{J\omega^2}{4\pi(T_1 - T_3)}. \quad (2.26)$$

Початковий  $\rho_1$  та кінцевий  $\rho_2$  радіуси закрученої пружини:

$$\rho_1 = 0,5(D_1 + d_n); \quad \rho_2 = \rho_1 + d_n i, \quad (2.27)$$

де  $d_n$  - діаметр дроту, з якого виготовлена пружина (вибирається в залежності від величини  $T_1$ ).

Довжина дроту пружини  $L$  знаходиться із умови:

$$L = \pi i (\rho_1 + \rho_2). \quad (2.28)$$

Зовнішній діаметр пружини у вільному стані приймається із конструктивних міркувань:

$$D_2 = 2\rho_2 + (20...30)\text{мм}. \quad (2.29)$$

Використовуючи умову пружності пружини [34]:

$$\varphi_p = \frac{T_1 L}{E J_0}, \quad (2.30)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу пружини;

$J_0$  - осьовий момент інерції перерізу пружини,

$$J_0 = \frac{\pi d_n^4}{64}, \quad (2.31)$$

визначаємо діаметр дроту, з якого виготовлена пружина:

$$d_n = \sqrt[4]{\frac{64 T_1 L}{\pi E \varphi_p}}. \quad (2.32)$$

Жорсткість пружини  $C_{np}$ , враховуючи (2.25), знаходиться із умови:

$$C_{np} = \frac{T_1}{\varphi_p} = \frac{2T_1(T_1 - T_3)}{J\omega^2}. \quad (2.33)$$

Використовуючи запропоновану методику, знайдемо параметри ПЗДН (дротяної спіральної пружини) в разі використання його в приводі рукавичного автомата ПА-8-33.

В якості вихідних даних приймаємо [134]:  $T = 2,5 \text{ Нм}$ ;  $T_1 = 1,2T = 3 \text{ Нм}$ ;  $\omega = 292,17 \text{ с}^{-1}$ ;  $J = 5,82 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$ ;  $d = 20 \text{ мм}$ .  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Для нашого випадку розміри пружини будуть:

$$D_1 = D = 2d = 2 \cdot 20 = 40 \text{ мм};$$

$$d_n = 3 \text{ мм (приймаємо конструктивно);}$$

$$i = \frac{J\omega^2}{4\pi(T_1 - T_3)} = \frac{5,82 \cdot 10^{-3} \cdot 292,17^2}{4\pi(3 - 2,5) \cdot 9,81} = 8,06, \text{ (приймаємо } i = 8);$$

$$\rho_1 = 0,5(D_1 + d_n) = 0,5(40 + 3) = 21,5 \text{ мм};$$

$$\rho_2 = \rho_1 + d_n i = 21,5 + 3 \cdot 8 = 45,5 \text{ мм};$$

$$D_2 = 2\rho_2 + (20 \dots 30) = 2 \cdot 45 + 30 = 120 \text{ мм};$$

$$L = \pi i (\rho_1 + \rho_2) = 8\pi(21,5 + 45,5) = 1684 \text{ мм};$$

$$\text{із (3.55)} \quad \varphi_p = \frac{64T_1L}{\pi E d_n^4} = \frac{64 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 1684}{\pi \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 3^4} = 5,909 \text{ рад} = 338,56^\circ;$$

$$t = \frac{J\omega}{T_1 - T_3} = \frac{5,82 \cdot 10^{-3} \cdot 292,17}{(3 - 2,5) \cdot 9,81} = 0,35 \text{ с.};$$

$$C_{np} = \frac{T_1}{\varphi_p} = \frac{3}{5,909} = 0,508 \text{ Нм/рад.}$$

Виконані дослідження показують наступне:

- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання привода рукавичного автомата з ПЗДН, що містить дротяну спіральну пружину та обгінну муфту;

- використання привода з ПЗДН в рукавичному автоматі ПА-8-33 дозволяє суттєво знизити пускові динамічні навантаження в пружних в'язях привода, що призводить до підвищення ефективності його роботи;

- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів рукавичних автоматів та інших видів в'язальних машин та машин загального призначення.

## **2.5. Привід рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень з радіальними плоскими пружинами**

Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску [134]. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні

навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи рукавичного автомата та якості виробів.

На основі виконаних досліджень автори пропонують нову конструкцію привода рукавичного автомата типу ПА [135] з пристроєм зниження динамічних навантажень (ПЗДН), що містить демпфіруючий пристрій (муфту) з пакетами радіальних плоских пружин (рис. 2.5).

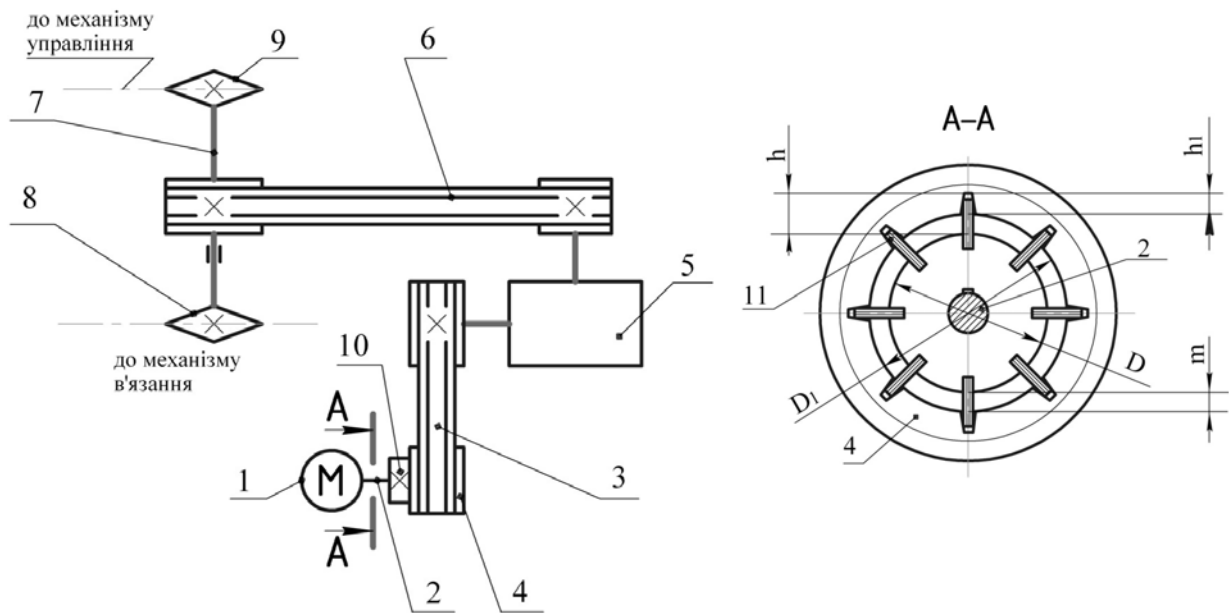


Рис. 2.5. Кінематична схема привода рукавичного автомату з ПЗДН

Оснащення привода рукавичного автомата ПЗДН з пружними елементами, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при зниженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому.

Привід (рис. 2.5) містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу електродвигуна, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, та приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно, та демпфіруючий пристрій 10 з пружними елементами 11, виконаними у вигляді пакетів радіальних

плоских пружин, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом 4.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При пуску рукавичного автомата пусковий момент електродвигуна, знижений деформацією пружних елементів демпфіруючого пристрою (ПЗДН), передається ведучому шківу 4. За допомогою пружних елементів 11, що з'єднують вал електродвигуна з ведучим шківом, та клинопасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна передається редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління, що характеризує собою пуск рукавичного автомата. Завдяки зниженню демпфіруючим пристроєм 10 пускового моменту електродвигуна досягається зниження динамічних навантажень привода рукавичного автомата, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

ПЗДН має також можливість працювати як запобіжний засіб. При перевантаженні привода рукавичного автомата, зумовленого тими чи іншими обставинами, пружні елементи, деформуючись, вискакують з пазів ведучого шківа, внаслідок чого відбувається захист приводу від перевантаження. При усуненні перевантаження пакети радіальних плоских пластин входять в пази ведучого шківа, займаючи початкове положення. Якщо перевантаження не усунулось, відбувається багатоциклове спрацювання муфти як запобіжної.

Аналіз процесу пуску рукавичного автомата за наявності в його складі ПЗДН показав, що при ввімкненні електродвигуна, його пусковий момент спочатку витрачається на деформацію плоских пружини. При цьому момент сил пружності пружин створює попереднє напруження пружних в'язів привода. При досягненні максимальної деформації пакетів радіальних плоских пластин (сумарна жорсткість пакетів пружин повинна бути підібрана таким чином, щоб їх максимальний момент забезпечував максимальне зниження пускових навантажень в приводі рукавичного

автомата) їх момент пружності приводить в рух усі маси рукавичного автомата одночасно.

З метою оцінки раціональності конструкції ПЗДН та можливості використання його в приводі рукавичного автомата типу ПА, визначимо основні параметри ПЗДН.

Розміри ПЗДН доцільно вибирати із наступних умов (рис. 2.5):

$$D = (1,5 \dots 2,0)d, \quad D_1 = D + 2m; \quad m = (0,5 \dots 1,5)d; \quad b = (5 \dots 10)\text{мм};$$

$$\delta = (0,5 \dots 1,0)\text{мм}; \quad z = 4 \dots 8; \quad h = m + h_1; \quad h_1 = (5 \dots 20)\text{мм}, \quad (2.34)$$

де  $D$  - зовнішній діаметр півмуфти в зоні кріплення пакетів пластин;

$d$  - діаметр ведучого валу, на якому встановлюється ПЗДН;

$D_1$  - внутрішній діаметр веденої півмуфти в зоні взаємодії її з пластинами;

$m$  - радіальний зазор між півмуфтами;

$b, \delta$  - ширина та товщина пластини відповідно;

$z, h$  - число пакетів пластин та їх робоча довжина відповідно;

$h_1$  - довжина кінця пластини, розташованого в пазу веденої півмуфти.

Сила, що діє на один пакет пластин знаходиться із умови:

$$F_0 = \frac{2T}{z(D + 2h)}, \quad (2.35)$$

де  $T$  - номінальний крутний момент ПЗДН.

Використовуючи умову міцності пластин на згин, знаходимо їх кількість  $k$  в пакеті:

$$k = \frac{6F_0h}{b\delta^2[\sigma]_{32}}, \quad (2.36)$$

де  $[\sigma]_{32}$  - допустиме напруження на згин матеріалу пластини.

Перевірка пластин на згин, враховуючи максимальне навантаження ПЗДН, виконується із умови [34]:

$$\sigma_{32} = \frac{12T_{\max}(h - h_1)}{zD_1kb\delta^2} \leq [\sigma]_{32}, \quad (2.37)$$

де  $\sigma_{32}, [\sigma]_{32}$  - робоче та допустиме напруження згину пластин;

$T_{\max}$  - максимальний момент, що діє на пружні елементи ПЗДН в період пуску.

Максимальна стріла прогину  $f_{\max}$  робочого кінця пластини в момент пуску в'язальної машини або автомата знаходиться із умови:

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} h^2}{3EJk} = \frac{2T_{\max} h^2}{3z(D + 2h)EJk}, \quad (2.38)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу пластини;

$J$  - момент інерції пластини,  $J = b\delta^3 / 12$ .

Кут взаємного повороту півмуфт  $\varphi$ , зумовлений прогином пластин

при пуску: 
$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2f_{\max}}{D + 2h}. \quad (2.39)$$

Кут між дотичною до пружної лінії пластини та її віссю  $\beta$  знаходиться із умови:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{F_{\max} h^2}{2EJk} = \operatorname{arctg} \frac{T_{\max} h^2}{z(D + 2h)EJk}. \quad (2.40)$$

Тоді кут трапецевидного вирізу  $\alpha$  веденої півмуфти (ведучого шків) в зоні розміщення пластин:

$$\alpha = \beta - \varphi = \operatorname{arctg} \frac{T_{\max} h^2}{z(D + 2h)EJk} - \operatorname{arctg} \frac{2f_{\max}}{D + 2h}. \quad (2.41)$$

Враховуючи одержані залежності знайдемо параметри ПЗДН, в разі використання його в приводі рукавичного автомата ПА-8-33, для якого:  $T = 2,5 \text{ Нм}$ ;  $T_{\max} = 6,14 \text{ Нм}$  [134].

Враховуючи характеристику електродвигуна привода рукавичного автомата [136] та залежності (2.34), призначаємо:  $D = 40 \text{ мм}$ ;  $D_1 = 80 \text{ мм}$ ;  $b = 5 \text{ мм}$ ;  $\delta = 0,5 \text{ мм}$ ;  $z = 4$ ;  $h = 30 \text{ мм}$ ;  $h_1 = 10 \text{ мм}$ ;  $m = 20 \text{ мм}$ .

Перевіримо працездатність запропонованого ПЗДН з пружними елементами, виконаними із сталі 60С2А, для якої  $[\sigma]_{32} = 1300 \text{ МПа}$ ,  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  [34].

Знайшовши із виразу (2.35)  $F_0 = 12,5 \text{ Н}$ , знаходимо необхідну кількість пластин в пакеті, використовуючи (2.36),  $k = 1,4$ . Приймаємо із конструктивних міркувань  $k = 3$ .

При вибраних параметрах ПЗДН робоче напруження згину пластин, згідно (2.37), становить  $\sigma_{32} = 1228 \text{ МПа}$ . Оскільки для пружинної сталі



60С2А  $[\sigma]_{32} = 1300$  МПа, умова працездатності пружних елементів та ПЗДН в цілому виконується.

Виконані дослідження показують наступне:

- запропонований привід рукавичного автомата з ПЗДН, що містить пакети радіальних плоских пружин, здатен суттєво підвищити ефективність роботи рукавичних автоматів та якість виробів;

- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання привода рукавичного автомата з ПЗДН;

- запропонований метод вибору параметрів ПЗДН з пакетами радіальних плоских пружин може бути використаний при удосконаленні діючих та розробці нових типів приводів як в'язальних машин і автоматів, так і машин загального призначення.

## **2.6. Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту**

На рис. 2.6 представлена схема привода рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту [137], запропонованого авторами.

Обладнання привода рукавичного автомата відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту, встановленою в ведучий шків, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при обмеженому пусковому моменту електродвигуна при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому.

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, відцентрову фрикційну муфту 2, встановлену на валу 3 електродвигуна 1 та вмонтовану в ведучий шків 4 клинопасової передачі 5, що кінематично з'єднує електродвигун 1 з механізмами рукавичного автомата (на рис. 2.6 не показані).

Відцентрова фрикційна муфта 2 містить ведучу 6 та ведену 7 півмуфти, причому ведуча півмуфта 6 розташована всередині веденої півмуфти 7, вмонтованої в ведучий шків 4 та жорстко з ним зв'язаної.

Ведуча півмуфта 6 містить ступицю 8, колодки 9, циліндричні пружини розтягу 10, кожна з яких з'єднує колодку 9 зі ступицею 8, робочі колодки 11 та двоплечі важелі 12, шарнірно з'єднані зі ступицею 8, при цьому одне плече 13 кожного двоплечого важеля 12 кінематично з'єднане з колодкою 9, а друге плече шарнірно з'єднане з робочою колодкою 11.

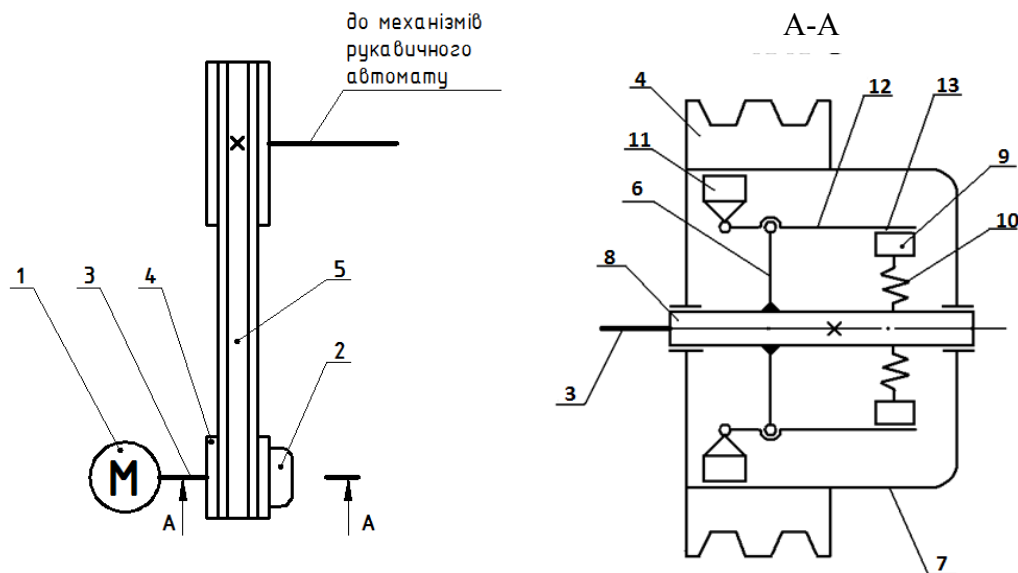


Рис. 2.6. Схема привода рукавичного автомата з відцентровою муфтою постійного моменту

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його вал 3 починає обертатися. При цьому ступиця 8, жорстко закріплена на валу 3, разом з колодками 9 та робочими колодками 11 також починає обертатися. Відцентрові сили, що виникають при цьому, призводять до радіальних переміщень робочих колодок 11 і притискують їх до внутрішньої поверхні веденої півмуфти 7, жорстко з'єднаної з ведучим шківом 4. Сили тертя, що виникають при цьому, змушують ведучий шків 4 також прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківа 4 за допомогою пасів клинопасової передачі 5 передається механізмам рукавичного автомата, що необхідно для виготовлення рукавичних виробів. Відцентрові сили, що діють в цей час на колодки 9 не переміщують їх, оскільки вони взаємно урівноважуються силами циліндричних пружин розтягу 10. При перемиканні машини на більшу швидкість збільшується і відцентрова сила робочих колодок 11, що могло

б призвести до збільшення крутного моменту муфти. Але одночасно з цим зростає і відцентрова сила колодок 9, яка, переборюючи силу пружин 10, тиснувши на плече 13 двоплечого важеля 12, зменшує силу тиску робочих колодок 11 на ведучий шків 4, стабілізуючи крутний момент відцентрової фрикційної муфти. Таким чином, незважаючи на зміни швидкості електродвигуна, відцентрова фрикційна муфта забезпечує сталість моменту, що передається приводом механізмів рукавичного автомата, незалежно від зміни швидкості електродвигуна. При цьому пуск рукавичного автомата, завдяки наявності відцентрової фрикційної муфти, відбувається при обмеженому пусковому моменту електродвигуна при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в приводі рукавичного автомата та підвищення довговічності його роботи.

## **2.7. Привід рукавичного автомата з мотор-редуктором**

На рис. 2.7 представлена схема привода рукавичного автомата, обладнаного обгінною муфтою та мотор-редуктором, розташованим співвісно з електродвигуном та з'єднаним з ним за допомогою обгінної муфти, запропонованого авторами [138], що дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата в два етапи: в перший етап пуску вмикається мотор-редуктор, здійснюючи попереднє напруження пружних в'язей привода та приводячи в рух обертові маси рукавичного автомата; в другий етап вмикається електродвигун. Такий поетапний пуск призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому.

Привід рукавичного автомата (рис. 2.7) містить електродвигун 1, механічні передачі 2, приводний вал 3, кінематично з'єднані між собою, мотор-редуктор 4 та обгінну муфту 5, розташовані співвісно з електродвигуном 1. Мотор-редуктор 4 з'єднаний з електродвигуном 1 за допомогою обгінної муфти 5.

Принцип роботи привода рукавичного автомата такий. При пуску рукавичного автомата спочатку вмикається мотор-редуктор 4. Обертальний рух вала мотор-редуктора 4 за допомогою обгінної муфти 5

передається валу електродвигуна 1, а далі за допомогою механічних передач 2 приводному валу 3 та механізмам рукавичного автомата, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 2.7 не показані).

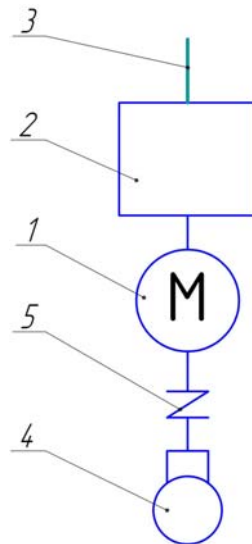


Рис. 2.7. Схема привода рукавичного автомата з мотор-редуктором

Після того як пружні в'язі привода напружаться та прийдуть в сталий рух обертальні маси привода і механізмів рукавичного автомата вмикається електродвигун 1, приводячи остаточно механізми в робочий рух, що необхідно для роботи рукавичного автомата – в'язання рукавичних виробів. Таким чином пуск рукавичного автомата здійснюється в два етапи: в перший етап пуску вмикається мотор-редуктор, здійснюючи попереднє напруження пружних в'язей привода та приводячи в рух обертіві маси рукавичного автомата; в другий етап вмикається електродвигун, приводячи остаточно механізми рукавичного автомата в робочий режим роботи. Як відомо, поетапний пуск механічної системи призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому. При вмиканні електродвигуна 1 мотор-редуктор 4 за допомогою обгінної муфти 5 автоматично відключається від привода як такий, що непотрібний для подальшої роботи рукавичного автомата.

## 2.8. Привід рукавичного автомата з мотор-редуктором, обгінною та фрикційною муфтами

На рис. 2.8 представлена схема нового привода рукавичного автомата з мотор-редуктором, обгінною та фрикційною муфтами, запропонованого авторами [139].

Оснащення привода рукавичного автомата мотор-редуктором, обгінною та запобіжною муфтами, послідовно з'єднаними з електродвигуном, дозволяє здійснити попереднє (перед вмиканням електродвигуна) напруження передач привода, що дозволяє знизити динамічні навантаження, які виникають під час пуску рукавичного автомата, що сприяє підвищенню довговічності роботи його привода.

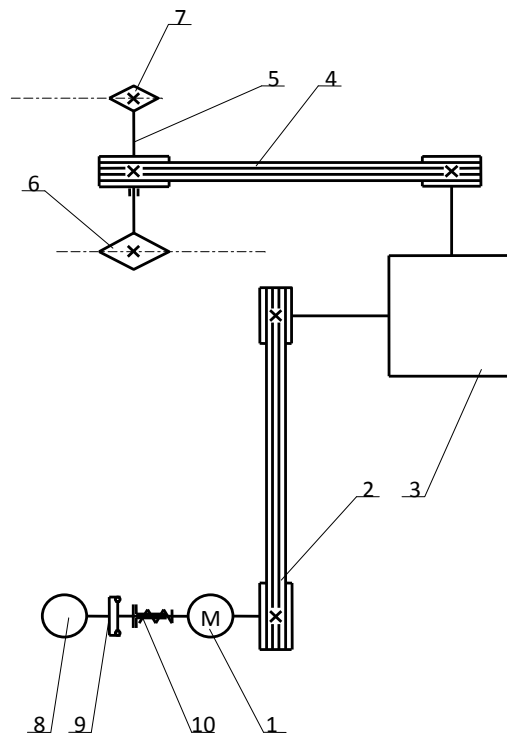


Рис. 2.8. Схема привода рукавичного автомата

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, на валу якого встановлений ведучий шків клинопасової передачі 2, що з'єднує його з редуктором 3. На вихідному валу редуктора 3 закріплено ведучий шків клинопасової передачі 4, що кінематично з'єднує редуктор 3 із приводним валом 5, на кінцях якого жорстко закріплено зірочки 6 і 7 ланцюгових передач механізмів рукавичного автомата (на рис. 2.8 не показані). Привід

містить пристрій попереднього напруження передач, виконаний у вигляді мотор-редуктора 8, з'єднаного з електродвигуном 1 за допомогою обгінної 9 і запобіжної 10 муфт.

Принцип роботи привода полягає в наступному. Перед пуском рукавичного автомата включається мотор-редуктор 8. Створюваний ним крутний момент за допомогою обгінної муфти 9 і запобіжної муфти 10 через електродвигун 1 передається передачам привода. Граничний момент, що передається запобіжною муфтою, вибирається дещо меншим (на 5...10%), від статичного моменту сил опору механізмів рукавичного автомата. Це дозволяє створити оптимальний режим напруження передач привода перед включенням електродвигуна 1. Наступне вмикання електродвигуна 1 приводить в рух за допомогою клинопасових передач 2, 4 і редуктора 3 приводний вал 5, зірочки 6, 7 якого приводять в рух механізми рукавичного автомата, що необхідно для в'язання виробів. Виникаючі при цьому пускові динамічні навантаження в результаті попереднього напруження передач привода суттєво знижуються (розрахунки показують, що для рукавичного автомата ПА-8-33 попереднє напруження передач привода приводить до зниження пускових динамічних навантажень в 2 і більше разів). Обгінна муфта 9 дозволяє при вмиканні електродвигуна 1 відключити мотор-редуктор 8.

## **2.9. Привід рукавичного автомата з двосекційною електромагнітною фрикційною муфтою**

Аналіз існуючих конструкцій приводів рукавичних автоматів [131, 132, 134, 136] показує, що з метою аналізу впливу параметрів рукавичного автомату на динамічні навантаження його реальну конструкцію можливо представити у вигляді тримасової динамічної моделі. Однак для нашого випадку, коли мова йдеться про аналіз впливу пускового моменту електродвигуна на динамічні навантаження привода, враховуючи, що співвідношення клинопасових передач 2, 4 привода (рис. 2.9) значно перевищує 10 (приведена до валу електродвигуна жорсткість вказаних клинопасових передач становить 736 Нм/рад та 2,0 Нм/рад [134] відповідно) рукавичний автомат типу ПА (ПА-8-33), згідно з

рекомендаціями [20], можливо представити двомасовою динамічною моделлю з параметрами:

$$\begin{aligned} T_1 &= 6,14 \text{ Нм}; T_2 = 2,5 \text{ Нм}; J_1 = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \\ J_2 &= 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; C_{12} = 2,0 \text{ Нм/рад}, \end{aligned} \quad (2.42)$$

де  $T_1$  - пусковий момент електродвигуна привода;

$T_2$  - момент сил опору механізмів рукавичного автомата;

$J_1$  - момент інерції ведучої маси привода (ротор електродвигуна, перша клинопасова передача, редуктор, ведучий шків другої клинопасової передачі);

$J_2$  - момент інерції веденої маси (інші механізми рукавичного автомата);

$C_{12}$  - жорсткість клинових пасів другої клинопасової передачі привода.

Згідно з [20], максимальна величина динамічних навантажень  $T_{12max}$ , що виникають в приводі рукавичного автомата (пружній в'язі  $C_{12}$ ) під час пуску, становить:

$$T_{12max} = C + a, \quad (2.43)$$

де  $C = \sqrt{A^2 + B^2}$  ; (2.44)

$A, B$  - постійні інтегрування;

$a$  - постійна складова моменту сил пружності.

Для нашого випадку (двомасова динамічна модель) [20]:

$$A = T_2 - T_1; \quad B = \frac{\dot{T}_{(12)\tau_1}}{\beta}, \quad (2.45)$$

де  $\dot{T}_{(12)\tau_1} = T_{(12)0} = T_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \sin\left(\sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \tau_1\right);$  (2.46)

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \arccos\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right); \quad (2.47)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}; \quad (2.48)$$

$$a = \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}. \quad (2.49)$$

Підставивши одержані результати в рівняння (2.43), знаходимо:

$$T_{12max} = \sqrt{(T_2 - T_1)^2 + \left[ \frac{T_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \sin \left\{ \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \cdot \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right\}}{\sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}} \right]^2} + \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}. \quad (2.50)$$

Після перетворень вираз (2.50) остаточно приймає вигляд:

$$T_{12max} = \sqrt{(T_2 - T_1)^2 + \frac{T_1^2 J_2 \sin^2 \left[ \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right]}{J_1 + J_2}} + \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}. \quad (2.51)$$

Оскільки задачею досліджень є аналіз впливу пускового моменту електродвигуна на динамічні навантаження привода рукавичного автомата, підставивши його параметри ( $T_2 = 2,5 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$ ) в рівняння (2.51), маємо:

$$T_{12max} = \sqrt{(2,5 - T_1)^2 + \frac{0,38 T_1^2 \sin^2 \left[ \arccos \left( 1 - \frac{2,5}{T_1} \right) \right]}{5,48}} + \frac{0,38 T_1 + 12,75}{5,48}. \quad (2.52)$$

Використовуючи одержану залежність (2.52), оцінимо вплив пускового моменту електродвигуна на величину пускових динамічних навантажень привода. Враховуючи, що для рукавичного автомата ПА-8-33  $T_1 = T_{1max} = 6,14 \text{ Нм}$ , та прийнявши можливе зниження пускового моменту електродвигуна до величини  $T_1 = T_{1min} = 1,1 \cdot T_2 = 1,1 \cdot 2,5 = 2,75 \text{ Нм}$ , з виразу (3.111) знаходимо:  $T_{12max} = 6,62 \text{ Нм}$ ;  $T_{12min} = 3,28 \text{ Нм}$ .

Таким чином існує реальна можливість шляхом зниження пускового моменту електродвигуна знизити динамічні навантаження рукавичного автомата типу ПА практично в 2 рази.

Для реалізації цього висновку автори пропонують модернізувати привід рукавичного автомата [140] шляхом оснащення його електромагнітною фрикційною муфтою (рис. 2.9). При цьому пропонується електромагнітна фрикційна муфта з електромагнітом, що



містить обмотку з двома секціями, встановлену на валу електродвигуна, що дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата шляхом вмикання електромагнітної фрикційної муфти в два етапи: спочатку вмикається лише одна (перша) секція обмотки, а потім, через деяку затримку часу, вмикається друга секція обмотки.

Таким чином при вмиканні першої секції обмотки крутний момент електромагнітної фрикційної муфти здійснює лише попереднє напруження пружних в'язей привода (обертальні маси рукавичного автомата не приходять в рух). При подальшому вмиканні другої секції обмотки відбувається остаточний пуск рукавичного автомата при обмеженому пусковому моменту електродвигуна.

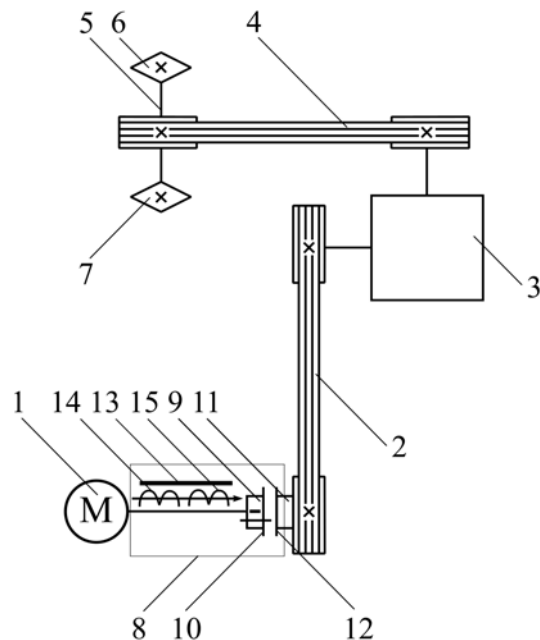


Рис. 2.9. Кінематична схема рукавичного автомата ПА–8–33 з двосекційною електромагнітною фрикційною муфтою

Наявність двох секцій обмотки електромагніту забезпечує здійснення пуску рукавичного автомата в режимі попереднього напруження пружних в'язей привода та обмеженні пускового моменту електродвигуна, що призводить до ефективного зниження пускових динамічних навантажень рукавичного автомата [20].

Запропонований привід рукавичного автомата [140] містить електродвигун 1, з'єднаний з ведучим шківом клинопасової передачі 2, що

з'єднує електродвигун 1 з редуктором 3. На вихідному валу редуктора 3 закріплений ведучий шків клинопасової передачі 4, що кінематично з'єднує редуктор 3 із приводним валом 5, на кінцях якого жорстко закріплені зірочки 6 і 7 ланцюгових передач механізмів рукавичного автомата. До складу привода входить електромагнітна фрикційна муфта 8, що містить ведучу півмуфту 9 з дисками 10, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, ведену півмуфту 11 з дисками 12, жорстко з'єднану з ведучим шківом клинопасової передачі 2, та електромагніт 13 з обмоткою, що містить дві секції: першу 14 і другу 15.

Принцип роботи привода полягає в наступному. Одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вмикається перша секція 14 обмотки електромагніту 13. Вал електродвигуна 1 починає обертатися. При цьому ведуча півмуфта 9 з дисками 10 під дією сили електромагніту 13 притискується до дисків 12 веденої півмуфти 11. Момент сил тертя, що виникає в зоні взаємодії дисків 10 з дисками 12, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів в його передачах (сили електромагніту 13, в якому підключена лише перша секція 14 обмотки недостатньо для остаточного пуску рукавичного автомата і ведучий шків клинопасової передачі 2 не приходить в обертальний рух). Подальше вмикання другої секції 15 обмотки електромагніту 13 призводить до збільшення моменту електромагнітної фрикційної муфти, що змушує ведену півмуфту 11, а з нею і ведучий шків клинопасової передачі 2 прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківа клинопасової передачі 2 передається ведучому валу редуктора 3 і далі за допомогою клинопасової передачі 4 приводному валу 5, на кінцях якого жорстко закріплені зірочки 6 і 7. Зірочки 6, 7 приводять в рух механізми рукавичного автомата, що необхідно для в'язання виробів. Виникаючі при цьому пускові динамічні навантаження в результаті попереднього напруження передач привода та обмеження пускового моменту електродвигуна суттєво знижуються. Як показують вищенаведені розрахунки, при запропонованій модернізації привода рукавичного автомата ПА-8-33 його пускові динамічних навантаження знижуються в 2 і більше разів.

Аналіз впливу пускового моменту електродвигуна на динамічні навантаження привода рукавичного автомата показує на ступне:

- зниження пускового моменту електродвигуна привода в допустимих межах дозволяє знизити динамічні навантаження рукавичного автомата ПА-8-33 в 2 рази.

- запропонований метод динамічного аналізу привода рукавичного автомата дозволяє оцінити ефективність зниження пускового моменту електродвигуна та визначити раціональні його межі.

- застосування привода рукавичного автомата типу ПА з двосекційною електромагнітною фрикційною муфтою дозволяє розширити технологічні можливості привода та підвищити ефективність його роботи.

- результати досліджень можуть бути використані при розробці нових моделей рукавичних автоматів та інших типів в'язальних машин.

## **2.10. Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить двошвидкісний електродвигун та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна [131]. Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску в режимі обох швидкостей роботи електродвигуна (особливість технологічного процесу в'язання виробів). При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить двошвидкісний електродвигун та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, додатково

оснащений відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту, встановлену в ведучий шків.

Додаткове оснащення привода рукавичного автомата відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту, встановлену в ведучий шків, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при обмеженому пусковому моменту електродвигуна при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в механічній системі і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому.

На рис. 2.10 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонованого авторами [141].

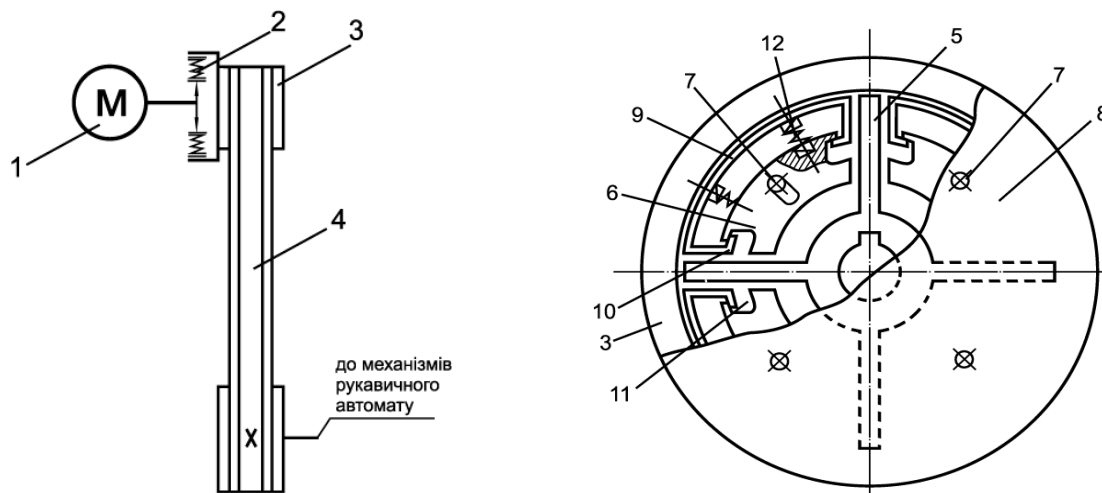


Рис. 2.10. Схема привода рукавичного автомата з відцентровою муфтою постійного моменту

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, відцентрову фрикційну муфту 2, встановлену на валу електродвигуна та вмонтовану в ведучий шків 3 клинопасової передачі 4, що кінематично з'єднує електродвигун з механізмами рукавичного автомата (на рис. 2.10 не показані). Відцентрова муфта 2 містить хрестовину 5, жорстко закріплену на валу електродвигуна 1, колодки 6, встановлені в хрестовині 5 з можливістю радіального переміщення, штифти 7, жорстко закріплені в кришці 8 відцентрової фрикційної муфти 2, що обмежують радіальне переміщення колодок 6. Кожна з колодок 6 має рухому накладку 9, що утворює поверхню тертя з ведучим шківом 3. Накладка 9 з'єднана з колодкою 6 рухомо за допомогою відгинів 10, розміщених в пазах 11

колодки 6. Між накладкою 9 та колодкою 6 встановлено по дві пружини стиску 12.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 на малу швидкість хрестовина 5 починає обертатися. Відцентрові сили, що виникають при цьому, змушують кожну з колодок 6 переміститися в радіальному напрямі до упора її у штифт 7. Переміщення колодки 6 зумовлює стискання пружин 12. Сила пружності пружин 12, що виникає при цьому, притискує накладку 9 до ведучого шківів 3. Сила тертя, зумовлена притисканням накладок 9 до ведучого шківів 3, утворює момент тертя, необхідний для передачі обертального руху електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 4 механізмам рукавичного автомата. При переключенні електродвигуна на більшу швидкість величина відцентрової сили кожної з колодок 6 збільшується. Однак оскільки радіальне переміщення колодок 6 обмежено штифтами 7, вони зі збільшенням швидкості електродвигуна залишаються нерухомими. Як і в режимі малої швидкості, момент сил тертя відцентрової фрикційної муфти, що утворюється силами тертя в зоні притискання накладок 9 до ведучого шківів 3, залежить лише від зусилля пружин, яке, оскільки величина їх стискання залишається постійною, залишається також постійним. Таким чином, незважаючи на зміни швидкості електродвигуна, відцентрова муфта забезпечує сталість моменту, що передається, незалежно від зміни швидкості електродвигуна. Таким чином пуск рукавичного автомата відбувається при обмеженому пусковому моменту електродвигуна (моменту відцентрової фрикційної муфти) при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в приводі рукавичного автомата.

## **2.11. Привід рукавичного автомата з ланцюговою передачею**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун, дві передачі з гнучкою в'яззю, редуктор та приводний вал, кінематично з'єднані між собою, причому одна з передач з гнучкою в'яззю з'єднує електродвигун з редуктором, а друга передача з гнучкою в'яззю з'єднує

редуктор з приводним валом [131]. Виконання передачі з гнучкою в'яззю, що з'єднує редуктор з приводним валом, клинопасовою ускладнює конструкцію привода рукавичного автомата необхідністю наявності пристрою натягу пасів клинопасової передачі. Крім того, розташування клинопасової передачі після редуктора, швидкість обертання вихідного вала якого для рукавичного автомата ПА-8-33 становить всього 76 об/хв., знижує надійність роботи клинопасовою передачі, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому новим виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі рукавичного автомата, що містить електродвигун, дві передачі з гнучкою в'яззю, редуктор та приводний вал, кінематично з'єднані між собою, причому одна з передач з гнучкою в'яззю з'єднує електродвигун з редуктором, а друга передача з гнучкою в'яззю з'єднує редуктор з приводним валом, згідно з рекомендаціями авторів, передача з гнучкою в'яззю, що з'єднує редуктор з приводним валом, виконана ланцюговою.

Виконання передачі з гнучкою в'яззю, що з'єднує редуктор з приводним валом, ланцюговою завдяки спрощенню її конструкції, зумовленою усуненням необхідності наявності пристрою натягу ланцюга, та підвищення надійності гнучкої в'язі, роль якої виконує ланцюг, сприяє підвищенню довговічності роботи привода рукавичного автомата.

На рис. 2.11 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонованого авторами [142].

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, з'єднаний з ведучим шківом 2 клинопасової передачі 3, ведений шків 4 якої жорстко встановлений на ведучому валу редуктора 5, що забезпечує кінематичне з'єднання електродвигуна 1 з редуктором 5. На вихідному валу редуктора 5 закріплена ведуча зірочка 6 ланцюгової передачі 7. Ведена зірочка 8 ланцюгової передачі 7 жорстко встановлена на приводному валу 9, що забезпечує кінематичний зв'язок редуктора 5 із приводним валом 9. На

кінцях приводного валу 9 жорстко закріплені зірочки 10, 11 ланцюгових передач механізмів рукавичного автомата (на рис. 2.11 не показані).

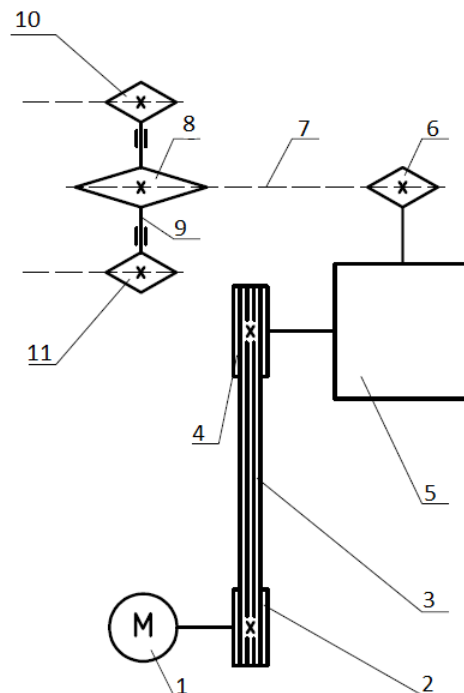


Рис. 2.11. Кінематична схема привода рукавичного автомата з ланцюговою передачею

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 ведучий шків 2 клинопасової передачі 3 починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 передається веденому шківу 4 і ведучому валу редуктора 3, на якому він жорстко встановлений, і далі за допомогою ланцюгової передачі 7 приводному валу 9, на кінцях якого жорстко закріплені зірочки 10, 11. Зірочки 10, 11 приводять в рух механізми рукавичного автомата, що необхідно для в'язання рукавичних виробів.

## 2.12. Привід рукавичного автомата з електромагнітною муфтою, ведена півмуфта якої закріплена нерухомо

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, жорстко встановленим на кінці валу електродвигуна [136]. Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів

перевищують статичні навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, жорстко встановленим на одному кінці валу електродвигуна, додатково обладнаний електромагнітною фрикційною муфтою з ведучою та веденою півмуфтами, причому ведуча півмуфта встановлена на другому кінці валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, а ведена півмуфта закріплена нерухомо.

Обладнання привода рукавичного автомата електромагнітною фрикційною муфтою з ведучою та веденою півмуфтами, причому ведуча півмуфта встановлена на другому кінці валу електродвигуна з можливістю осьового переміщення, а ведена півмуфта закріплена нерухомо, дозволяє обмежити величину пускового моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень привода рукавичного автомата та сприяє підвищенню довговічності його роботи.

На рис. 2.12 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонованого авторами [148].

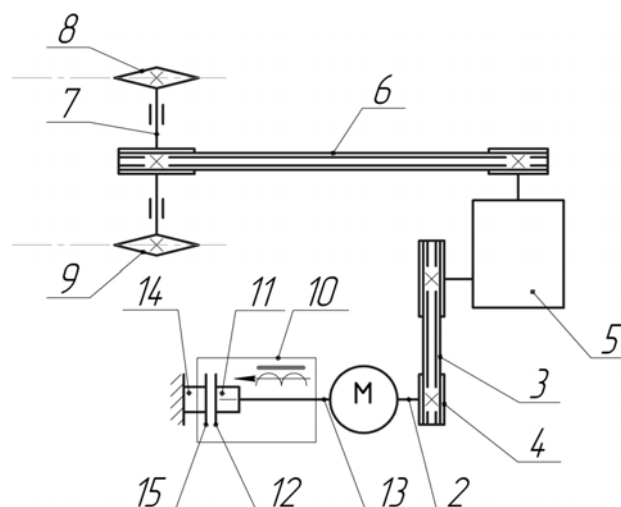


Рис. 2.12. Кінематична схема привода рукавичного автомата



Привід містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу 2 електродвигуна 1, редуктор 5, кінематично зв'язаний з клинопасовою передачею 3, другу клинопасову передачу 6, приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів управління та в'язання (на кресленні не показані) відповідно, та електромагнітну фрикційну муфту 10, яка містить ведучу півмуфту 11 з дисками 12, встановлену на другому кінці 13 вала 2 електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, та ведену півмуфту 14 з дисками 15, закріплену нерухомо.

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному (схема керування пуском привода розроблена таким чином, що спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта, а потім, з деякою затримкою, вмикається електродвигун). При вмиканні електромагнітної фрикційної муфти 10 під дією електромагнітних сил ведуча півмуфта 11 з дисками 12 притискується до нерухомих дисків 15 веденої півмуфти 14. Момент сил тертя, що виникає в зоні взаємодії дисків 12 з дисками 15, відбирає частину пускового моменту електродвигуна, що вмикається після спрацювання електромагнітної фрикційної муфти, і таким чином зменшує величину пускового моменту, що його передає електродвигун привода рукавичного автомата, зменшуючи при цьому динамічні навантаження привода, що, в свою чергу, призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи. Після вмикання електродвигуна електромагнітна фрикційна муфта 10, як така, що виконала задачу обмеження пускового моменту електродвигуна, вимикається. Далі обертальний рух вала 2 електродвигуна 1 передається ведучому шківу 4 клинопасової передачі 3 та редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора 5 за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух механізми управління та в'язання, що необхідно для в'язання рукавичних виробів.

### 2.13. Привід рукавичного автомата з варіатором

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, клинопасову передачу з ведучим шківом, жорстко встановленим на валу електродвигуна, редуктор, другу клинопасову передачу та приводний вал, кінематично з'єднані між собою [136]. Конструкція приводу не дозволяє вибрати раціональний швидкісний режим роботи рукавичного автомата при зміні асортименту виробів та виду заправки, що знижує ефективність та довговічність роботи рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, клинопасову передачу з ведучим шківом, жорстко встановленим на валу електродвигуна, другу клинопасову передачу та приводний вал, кінематично з'єднані між собою, додатково обладнаний варіатором, переважно фрикційним дисковим, на ведучому валу якого встановлено ведений шків клинопасової передачі, та муфтою, що з'єднує варіатор з редуктором.

Обладнання привода рукавичного автомата варіатором, переважно фрикційним дисковим, на ведучому валу якого встановлено ведений шків клинопасової передачі, та муфтою, що з'єднує варіатор з редуктором, дозволяє вибрати раціональний швидкісний режим роботи рукавичного автомата в разі зміни асортименту виробів або виду заправки, що забезпечує підвищення ефективності та довговічності роботи рукавичного автомата.

На рис. 2.13 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами [144].

Привід містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, жорстко встановленим на валу 2 електродвигуна, та веденим шківом 5, варіатор 6, переважно фрикційний дисковий, на ведучому валу якого встановлено ведений шків 5, муфту 7, редуктор 8,

з'єднаний з варіатором 6 за допомогою муфти 7, другу клинопасову передачу 9 з ведучим 10 та веденим 11 шківками та приводний вал 12 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 13, 14 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління (на рис. 2.13 не показані) відповідно. Кінематичний зв'язок редуктора 8 з приводним валом 12 здійснено за допомогою клинопасової передачі 9, ведучий шків 10 якої жорстко встановлений на вихідному валу редуктора, а ведений шків 11 жорстко встановлений на приводному валу 12.

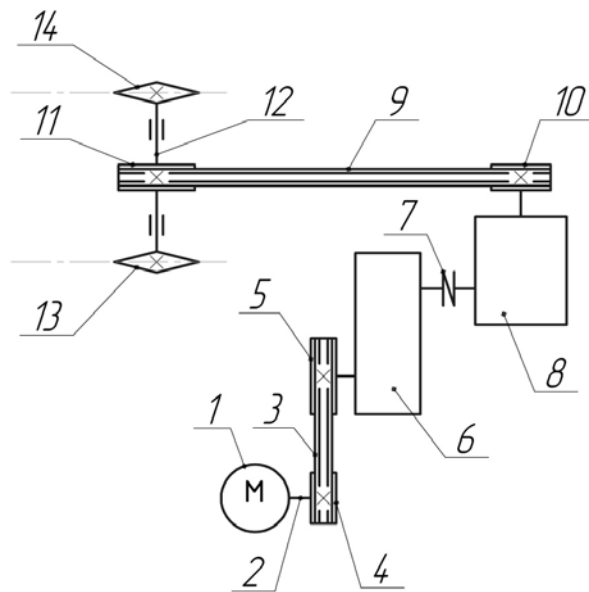


Рис. 2.13. Кінематична схема привода рукавичного автомата з варіатором

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала 2 передається ведучому шківку 4 клинопасовій передачі 3 та варіатору 6, на ведучому валу якого встановлено ведений шків 5. Обертальний рух вихідного вала варіатора за допомогою муфти 7 передається редуктору 8 та другій клинопасовій передачі 9. За допомогою другої клинопасової передачі 9 обертальний рух передається приводному валу 12 із закріпленими на ньому зірочками 13 та 14, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління, що необхідно для в'язання рукавичних виробів. При зміні асортименту виробів або виду заправки за допомогою варіатора 6 здійснюється вибір раціонального режиму роботи привода рукавичного автомата.

## **2.14. Привід рукавичного автомата з циліндричними пружинами стиску, встановленими в зірочці приводного вала**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун, клинопасову передачу, редуктор, другу клинопасову передачу та приводний вал з зірочкою, кінематично з'єднані між собою [131, 132]. Жорстке з'єднання зірочки, що приводить в зворотно-поступальний рух в'язальну та проміжну каретки рукавичного автомата, з приводним валом зумовлює значні динамічні навантаження привода рукавичного автомата, що знижує надійність та довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун, клинопасову передачу, редуктор, другу клинопасову передачу та приводний вал з зірочкою, кінематично з'єднані між собою, додатково обладнаний пристроєм зниження динамічних навантажень (ПЗДН) з циліндричними пружинами стиску, встановленим на приводному валу та з'єднаним з зірочкою.

Обладнання привода рукавичного автомата ПЗДН з циліндричними пружинами стиску, встановленим на приводному валу та з'єднаним з зірочкою, дозволяє знизити динамічні навантаження привода рукавичного автомата, зумовлені зворотно-поступальним рухом в'язальної та проміжної кареток, що сприяє підвищенню довговічності роботи привода рукавичного автомата.

На рис. 2.14 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами [145].

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, редуктор 3, другу клинопасову передачу 4, приводний вал 5 з зірочками 6, 7, кінематично з'єднані між собою, та пристрій 8 зниження динамічних навантажень, встановлений на приводному валу 5 та з'єднаний з зірочкою 7. Зірочки 6, 7 – приводні зірочки ланцюгових передач

механізмів управління та в'язання (на рис. 2.14 не показані) відповідно, при цьому зірочка 6 жорстко з'єднана з приводним валом 5, а зірочка 7 з'єднана з пристроєм 8 зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом в'язальної та проміжної кареток (на рис. 2.14 не показані).

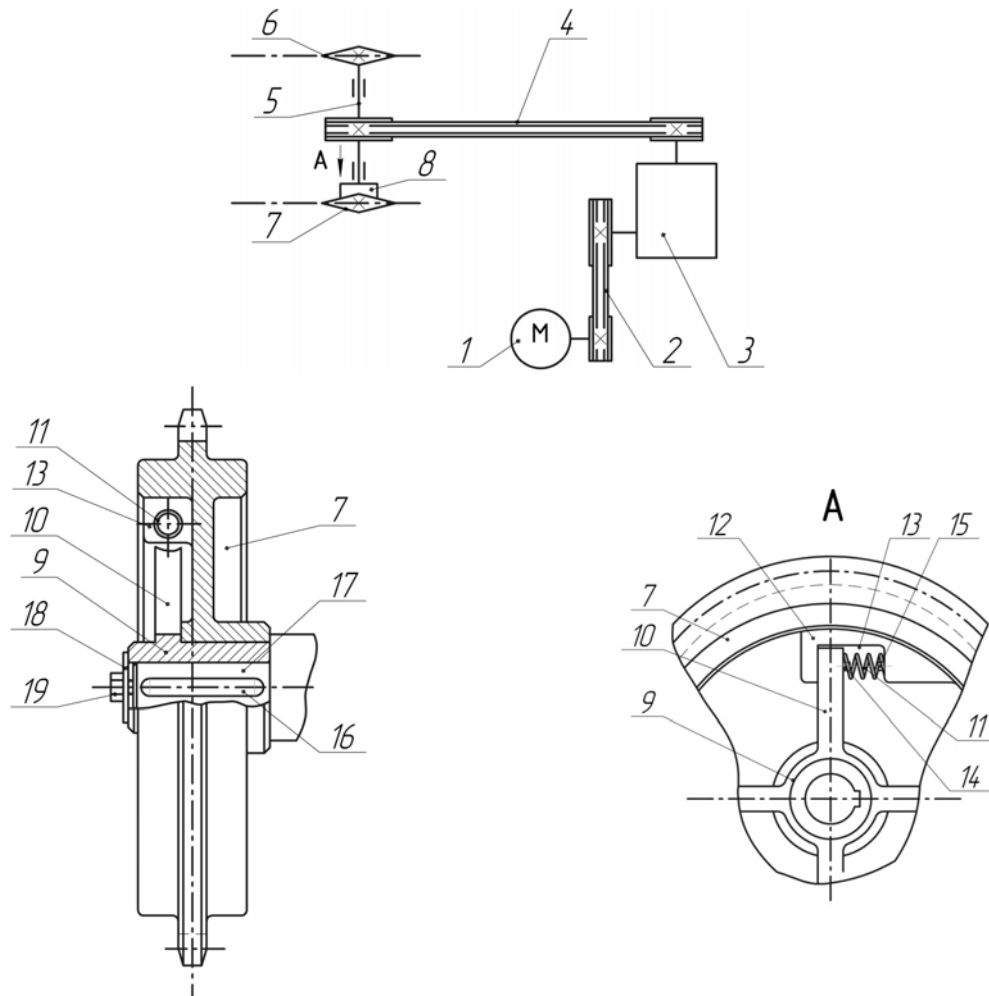


Рис. 1.14. Привід рукавичного автомата з циліндричними пружинами стиску

Пристрій зниження динамічних навантажень виконаний у вигляді пружної муфти, яка містить ведучу півмуфту 9, виконану у вигляді хрестовини з пальцями 10, ведену півмуфту, роль якої виконує зірочка 7, та циліндричні пружини стиску 11. Зірочка 7 містить приливи 12 з гніздами 13, в кожному з яких жорстко закріплені по два штифти 14, 15. Кожна циліндрична пружина стиску 11 своїми кінцями встановлена на штифтах 14, 15. Ведуча півмуфту 9 за допомогою шпонки 16 жорстко кріпиться на валу 17 електродвигуна. Осьове переміщення ведучої

півмуфти 9 відносно вала 17 обмежене шайбою 18 та болтом 19. Ведена півмуфта (зірочка 7) встановлена на ступиці ведучої півмуфти 9 з можливістю взаємного повороту.

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової передачі 2, редуктора та другої клинопасової передачі 4 передається приводному валу 5 із закріпленою на ньому зірочкою 6 та пристроєм 8 зниження динамічних навантажень, з'єднаним з зірочкою 7. Обертання зірочок 6, 7 приводить в рух механізми управління та в'язання з в'язальною та проміжною каретками, що необхідно для в'язання рукавичних виробів.

Пристрій 8 зниження динамічних навантажень працює таким чином. Обертальний рух від валу 17 електродвигуна 1 за допомогою жорстко закріпленої на ньому ведучої півмуфти 9 та циліндричних пружин стиску 11 передається веденій півмуфті (зірочці 7), яка за допомогою ланцюга приводить в зворотно-поступальний рух в'язальну та проміжну каретки. Динамічні навантаження, зумовлені зворотно-поступальним рухом кареток, за рахунок пружної деформації циліндричних пружин стиску 11 знижуються, що призводить до підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

## **2.15. Привід рукавичного автомата з запобіжною муфтою, встановленою на приводному валу**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун, клинопасову передачу, редуктор, приводний вал та другу клинопасову передачу з веденим шківом, встановленим на приводному валу, кінематично з'єднані між собою [131]. Жорстке з'єднання веденого шківа з приводним валом зумовлює в разі недопустимих перевантажень механізмів рукавичного автомата, що має місце при його експлуатації, поломку деталей та вузлів привода рукавичного автомата, що знижує довговічність його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх

зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун, клинопасову передачу, редуктор, приводний вал та другу клинопасову передачу з веденим шківом, встановленим на приводному валу, кінематично з'єднані між собою, додатково обладнаний запобіжною муфтою з двома півмуфтами та елементом, що руйнується, встановленою на приводному валу, причому одна півмуфта жорстко закріплена на приводному валу, друга півмуфта жорстко з'єднана з веденим шківом, а ведений шків вільно встановлений на приводному валу.

Обладнання привода рукавичного автомата запобіжною муфтою з двома півмуфтами та елементом, що руйнується, встановленою на приводному валу, причому одна півмуфта жорстко закріплена на приводному валу, друга півмуфта жорстко з'єднана з веденим шківом, а ведений шків вільно встановлений на приводному валу, забезпечує автоматичне відключення механізмів рукавичного автомата від привода в разі надзвичайних ситуацій, а саме: заклинювання голок, недопустиме перевищення навантажень механізмів та ін., що запобігає поломці деталей та вузлів привода рукавичного автомата і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності його роботи.

На рис. 2.15 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами [146].

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, редуктор 3, приводний вал 4, другу клинопасову передачу 5 з веденим шківом 6, встановленим на приводному валу 4, кінематично з'єднані між собою, та запобіжну муфту 7 з півмуфтами 8, 9 та елементом 10, що руйнується, встановлену на приводному валу 4. На кінцях приводного вала 4 жорстко закріплені зірочки 11, 12 ланцюгових передач механізмів управління та в'язання (на рис. 2.15 не показані). Півмуфта 8 жорстко закріплена на приводному валу 4, друга півмуфта 9 жорстко з'єднана з веденим шківом 6, вільно встановленим на приводному валу. Півмуфти 8, 9 жорстко з'єднані між собою елементом 10, що руйнується в

разі заклинювання голок, недопустимого перевищення навантажень механізмів рукавичного автомата та ін.

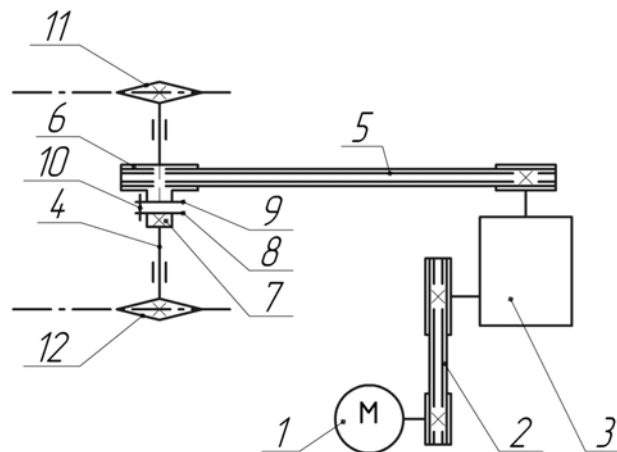


Рис. 2.15. Кінематична схема привода рукавичного автомата з запобіжною муфтою

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала за допомогою клинопасової передачі 2, редуктора 3, другої клинопасової передачі 5 та запобіжної муфти 7 передається приводному валу 4 із закріпленими на ньому зірочками 11, 12. Обертання зірочок 11, 12 приводить в рух механізми управління та в'язання, що необхідно для в'язання рукавичних виробів.

В разі заклинювання голок та інших причин різкого збільшення моментів сил опору в механізмах рукавичного автомата, що має місце при його експлуатації, елемент 10 руйнується і запобіжна муфта 7 забезпечує автоматичне відключення механізмів рукавичного автомата від електродвигуна, що запобігає поломці деталей та вузлів привода і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності його роботи.

### **2.16. Привід рукавичного автомата з ПЗДН з плоскими пластинчатими пружинами з регульованою жорсткістю**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна [131]. Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При



цьому динамічні навантаження в 2 і більше разів перевищують статичні навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна, додатково обладнаний пристроєм зниження динамічних навантажень з пружними елементами, виконаними у вигляді плоских пластинчатих пружин з регульованою жорсткістю, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом, причому пристрій зниження динамічних навантажень встановлено на валу електродвигуна, одні кінці плоских пластинчатих пружин закріплені в пристрої зниження динамічних навантажень, а другі їх кінці розташовані з можливістю взаємодії з ведучим шківом.

Обладнання привода рукавичного автомата пристроєм зниження динамічних навантажень з пружними елементами, виконаними у вигляді плоских пластинчатих пружин з регульованою жорсткістю, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом, причому пристрій зниження динамічних навантажень встановлено на валу електродвигуна, одні кінці плоских пластинчатих пружин закріплені в пристрої зниження динамічних навантажень, а другі їх кінці розташовані з можливістю взаємодії з ведучим шківом, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при зниженому пусковому моменті електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

На рис. 2.16 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами [147].

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу електродвигуна, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, приводний вал

7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно, та пристрій зниження динамічних навантажень 10 (ПЗДН).

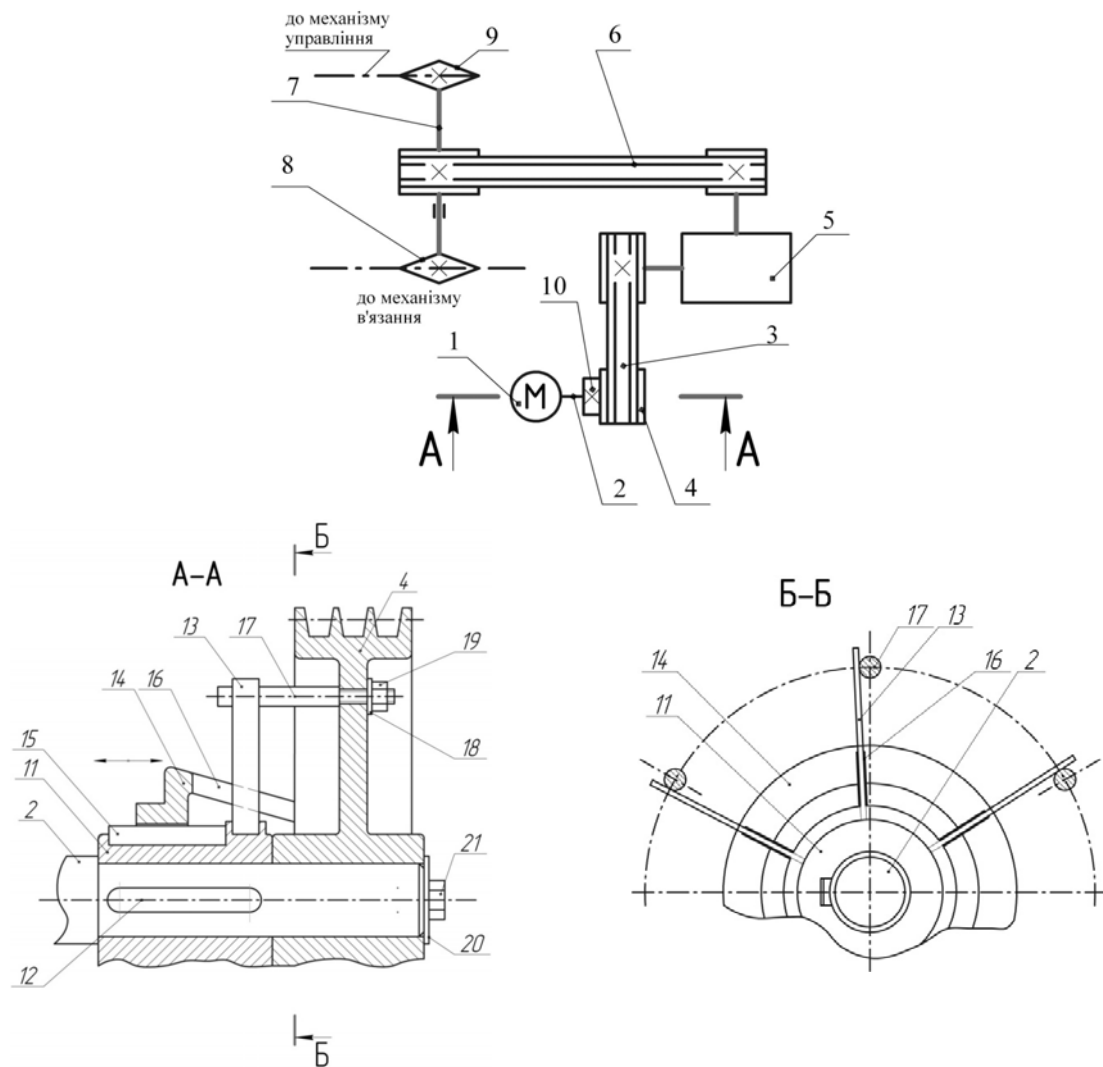


Рис. 2.16. Привід рукавичного автомата з плоскими пластинчастими пружинами з регульованою жорсткістю

ПЗДН містить ступицю 11, з'єднану з валом електродвигуна за допомогою шпонки 12, плоскі пластинчасті пружини 13, жорстко закріплені в ступиці 11, та конусну втулку 14 з ковзною шпонкою 15, встановлену на ступиці 11. Конусна втулка 14 встановлена з можливістю осьового переміщення вздовж ковзної шпонки 15 та містить радіальні пази 16, в кожному з яких розміщена плоска пластинчаста пружина 13. Ведучий шків 4 вільно встановлений на валу електродвигуна та містить пальці 17, жорстко закріплені в шківу за допомогою шайб 18 та гайок 19. Осьове

переміщення ведучого шківів 4 обмежене шайбою 20 та болтом 21. Пальці 17 та плоскі пластинчаті пружини 13 встановлені з можливістю контактної взаємодії між собою.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При пуску рукавичного автомата пусковий момент електродвигуна 1, знижений деформацією плоских пластинчатих пружин 13, передається ведучому шківу 4. За допомогою плоских пластинчатих пружин, що з'єднують вал 2 електродвигуна 1 з ведучим шківом 4, та клинопасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна далі передається редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора 5 за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління (на рис. 2.16 не показані), що необхідно для виготовлення рукавичних виробів.

ПЗДН працює таким чином. Обертання вала електродвигуна зумовлює обертання ступиці 11, на якому вона закріплена за допомогою шпонки 12. Плоскі пластинчаті пружини 13, жорстко закріплені в ступиці 11, взаємодіючи з пальцями 17, жорстко закріпленими в ведучому шківу 4, зумовлюють його обертання. Обертання ведучого шківів 4 за допомогою клинопасових передач 3, 6 та редуктора 5 передається приводному валу 7, що необхідно для роботи рукавичного автомата. При динамічних навантаженнях привода ПЗДН дозволяє зменшити пікові його навантаження за рахунок деформації плоских пластинчатих пружин 13. В разі недопустимих перевантажень привода плоскі пластинчаті пружини, деформуючись (прогинаючись), розривають їх взаємодію з пальцями 17, що запобігає пошкодженню елементів привода. При зміні режиму роботи привода рукавичного автомата, зумовленою як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна жорсткості плоских пластинчатих пружин ПЗДН і, відповідно, його запобіжного моменту досягається відповідним осьовим переміщенням конусної втулки 14 вздовж ковзної шпонки 15. При цьому змінюється робоча довжина консольних плоских пластинчатих пружин, тобто їх жорсткість і, відповідно, змінюється величина запобіжного моменту муфти.

## **2.17. Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою з пружними елементами**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна [131]. Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При цьому динамічні навантаження в 2 і більше разів перевищують статичні навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна, додатково обладнаний відцентровою фрикційною муфтою, що містить ведучу півмуфту, ведену півмуфту, виконану за одно ціле з ведучим шківом, та відцентрові елементи, розташовані між півмуфтами, причому ведуча півмуфта встановлена всередині веденої півмуфти з зазором, в якості відцентрових елементів використані пружні елементи, переважно відрізки прогумованих тканих пасів, ведуча півмуфта містить радіальні пази, в яких розташовані та жорстко з'єднані з нею одні кінці пружних елементів, а вільні кінці пружних елементів розташовані в зазорі між ведучою та веденою півмуфтами.

Обладнання привода рукавичного автомата відцентровою фрикційною муфтою, що містить ведучу півмуфту, ведену півмуфту, виконану за одно ціле з ведучим шківом, та відцентрові елементи, розташовані між півмуфтами, причому ведуча півмуфта встановлена всередині веденої півмуфти з зазором, в якості відцентрових елементів використані пружні елементи, переважно відрізки прогумованих тканих пасів, ведуча півмуфта містить радіальні пази, в яких розташовані та

жорстко з'єднані з нею одні кінці пружних елементів, а вільні кінці пружних елементів розташовані в зазорі між ведучою та веденою півмуфтами, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при зниженому пусковому моменті електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень в приводі і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

На рис. 2.17 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами [185].

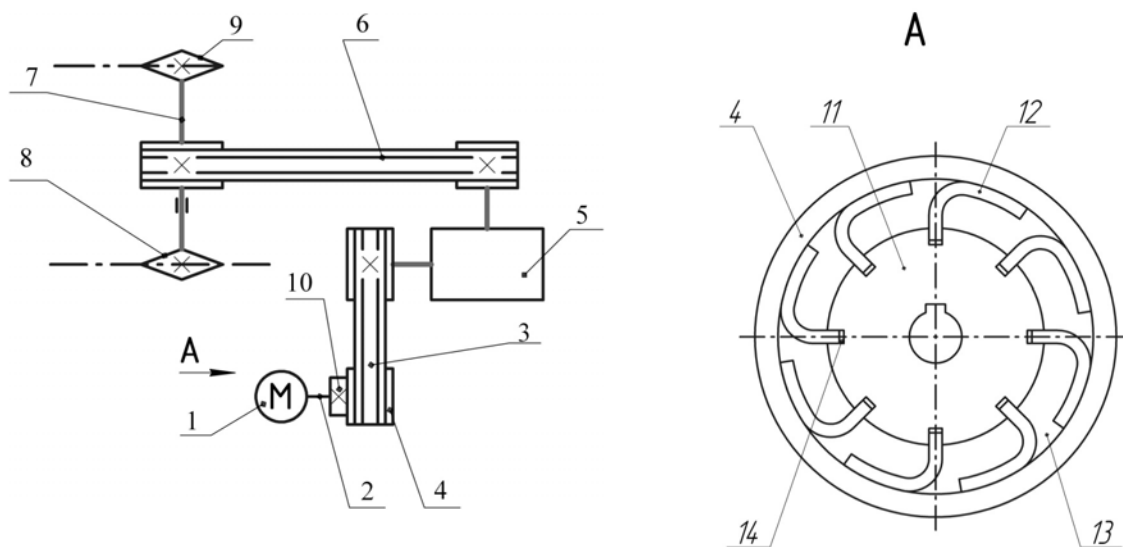


Рис. 2.17. Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу електродвигуна, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно, та відцентрову фрикційну муфту 10. Відцентрова фрикційна муфта містить ведучу півмуфту 11, ведену півмуфту (ведучий шків 4) та відцентрові елементи 12, в якості яких використані, переважно, відрізки прогумованих тканих пасів. Між півмуфтами міститься зазор 13, в якому розташовані відцентрові елементи 12. Ведуча півмуфта 1 містить радіальні пази 14, в яких розташовані та жорстко з'єднані з нею одні кінці відцентрових елементів, а

вільні кінці відцентрових елементів розташовані в зазорі між ведучою та веденою півмуфтами.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При пуску рукавичного автомата пусковий момент електродвигуна 1, знижений відцентровою фрикційною муфтою 10, передається ведучому шківу 4. За допомогою відцентрової фрикційної муфти та клинопасової передачі 3 обертальний рух вала 2 електродвигуна 1 далі передається редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора 5 за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління (на рис. 2.17 не показані), що необхідно для виготовлення рукавичних виробів.

Відцентрова фрикційна муфта працює таким чином. Обертання вала 2 електродвигуна 1 зумовлює обертання ведучої півмуфти 11, на якому вона жорстко закріплена. Відцентрові сили, що виникають при цьому, змушують відцентрові елементи 12 переміститися в радіальному напрямі і притиснутись до веденої півмуфти (ведучого шківа 4). Сила тертя, зумовлена притисканням відцентрових елементів 12 до ведучого шківа 4, створює момент тертя, необхідний для передачі обертального руху електродвигуна за допомогою клинопасових передач 3, 6 та редуктора 5 приводному валу 7, що необхідно для роботи рукавичного автомата. При недопустимих перевантажень привода відцентрова фрикційна муфта здатна, за рахунок проковзування відцентрових елементів 12 відносно ведучого шківа 4, запобігти пошкодженню деталей привода та механізмів рукавичного автомата.

### **2.18. Привід рукавичного автомата з пружно-запобіжною муфтою з плоскими пластинчатими пружинами**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна [131]. Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При цьому динамічні навантаження в 2 і більше разів перевищують статичні

навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, та клинопасову передачу з ведучим шківом, встановленим на валу електродвигуна, додатково обладнаний пружно-запобіжною муфтою з плоскими пластинчатими пружинами, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом, причому одні кінці плоских пластинчатих пружин закріплені на валу, а другі їх кінці встановлені з можливістю взаємодії з ведучим шківом.

Обладнання привода рукавичного автомата пружно-запобіжною муфтою з плоскими пластинчатими пружинами, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом, причому одні кінці плоских пластинчатих пружин закріплені на валу, а другі їх кінці встановлені з можливістю взаємодії з ведучим шківом, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при зниженому пусковому моменті електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата. Підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата досягається також за рахунок можливості запобігання перевантажень деталей та вузлів привода, що забезпечується наявністю в приводі пружно-запобіжної муфти.

На рис. 2.18 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами [148].

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу електродвигуна, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно, та пружно-запобіжну муфту 10. Пружно-запобіжна муфта містить ступицю 11,

з'єднану з валом електродвигуна за допомогою шпонки 12, та плоскі пластинчаті пружини 13, жорстко закріплені в ступиці 11. Ведучий шків 4 вільно встановлений на валу електродвигуна та містить пальці 14, жорстко закріплені в шківу за допомогою шайб 15 та гайок 16. Осьове переміщення ведучого шківу 4 обмежене шайбою 17 та болтом 18. Пальці 14 та плоскі пластинчаті пружини 13 встановлені з можливістю контактної взаємодії між собою.

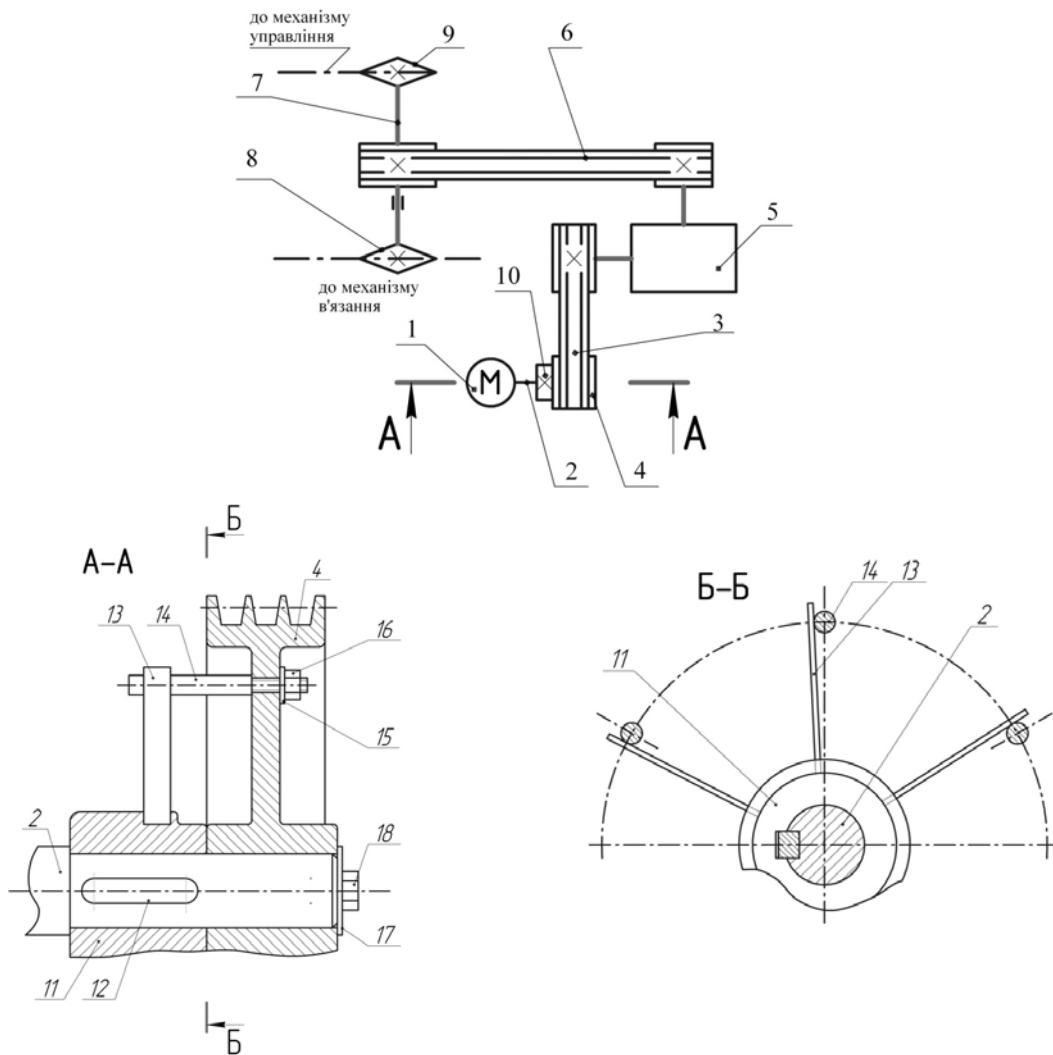


Рис. 2.18. Привід рукавичного автомата з пружно-запобіжною муфтою

Принцип роботи привода полягає в наступному. При пуску рукавичного автомата пусковий момент електродвигуна 1, знижений деформацією плоских пластинчатих пружин 13, передається ведучому шківу 4. За допомогою плоских пластинчатих пружин 13, що, за рахунок контактної взаємодії з пальцями 14, з'єднують вал 2 електродвигуна 1 з



ведучим шківом 4, та клинопасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна далі передається редуктору 5. Обертальний рух вихідного вала редуктора 5 за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління (на фіг. 1-3 не показані), що необхідно для виготовлення рукавичних виробів.

Пружно-запобіжна муфта 10 працює таким чином. Обертання вала електродвигуна зумовлює обертання ступиці 11, на якому вона закріплена за допомогою шпонки 12. Плоскі пластинчаті пружини 13, жорстко закріплені в ступиці 11, взаємодіючи з пальцями 14, жорстко закріпленими в ведучому шківу 4, зумовлюють його обертання. Обертання ведучого шківа 4 за допомогою клинопасових передач 3, 6 та редуктора 5 передається приводному валу 7, що необхідно для роботи рукавичного автомата. При динамічних навантаженнях привода пружна муфта 10 дозволяє зменшити пікові його навантаження за рахунок деформації плоских пластинчатих пружин 13. В разі недопустимих перевантажень привода плоскі пластинчаті пружини, деформуючись (прогинаючись), розривають їх взаємодію з пальцями 14, що запобігає пошкодженню елементів привода.

## **2.19. Привід рукавичного автомата з електромагнітною фрикційною муфтою з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями**

Відомий привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, дві клинопасові передачі, варіатор, редуктор та приводний вал, кінематично з'єднані між собою [131]. Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід рукавичного автомата, що містить електродвигун з валом, дві клинопасові передачі, варіатор, редуктор та приводний вал, кінематично з'єднані між собою, додатково обладнаний електромагнітною фрикційною муфтою з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями, встановлену на валу електродвигуна.

Додаткове обладнання привода рукавичного автомата електромагнітною фрикційною муфтою з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями, встановлену на валу електродвигуна, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата шляхом вмикання електромагнітної фрикційної муфти в два етапи: спочатку вмикається лише одна (перша) секція обмотки, а потім, через деяку затримку часу, вмикається друга секція обмотки. При цьому при вмиканні першої секції обмотки крутний момент електромагнітної фрикційної муфти здійснює лише попереднє напруження пружних в'язей привода, коли обертальні маси рукавичного автомата ще не приходять в рух. При подальшому вмиканні другої секції обмотки відбувається остаточний пуск рукавичного автомата, коли всі обертальні маси автомата приходять в рух. Таким чином, наявність двох секцій обмотки електромагніту забезпечує здійснення пуску рукавичного автомата в режимі попереднього напруження пружних в'язей привода, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень та сприяє підвищенню довговічності роботи привода рукавичного автомата.

На рис. 2.19 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата, запропонована авторами.

Привід містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу 2 електродвигуна, та веденим шківом 5, варіатор 6, переважно фрикційний дисковий, на ведучому валу якого встановлено ведений шків 5, муфту 7, редуктор 8, з'єднаний з варіатором 6 за допомогою муфти 7, другу клинопасову передачу 9 з ведучим 10 та веденим 11 шківом та приводний вал 12 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 13, 14 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління (на рис. 2.19 не показані) відповідно. Кінематичний зв'язок редуктора 8 з приводним валом 12 здійснюється за

допомогою клинопасової передачі 9, ведучий шків 10 якої жорстко встановлений на вихідному валу редуктора, а ведений шків 11 жорстко встановлений на приводному валу 12. До складу привода входить електромагнітна фрикційна муфта 15, що містить ведучу півмуфту 16 з дисками 17, встановлену на валу 2 електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, ведену півмуфту 18 з дисками 19, жорстко з'єднану з ведучим шківом 4 клинопасової передачі 3, та електромагніт 20 з обмоткою, що містить дві секції: першу 21 і другу 22.

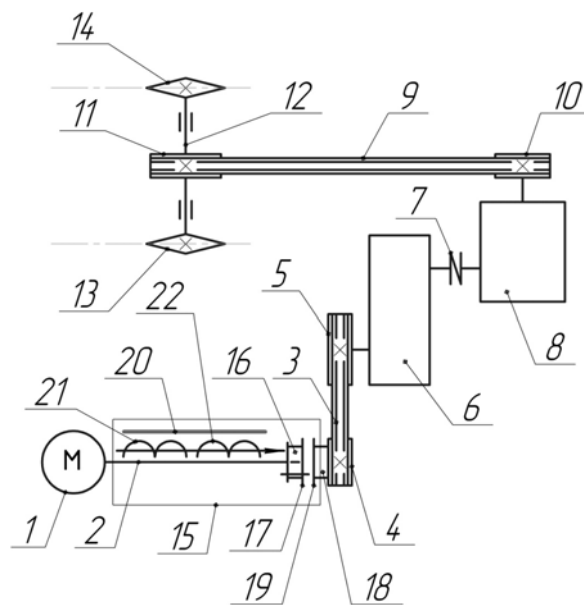


Рис. 2.19. Кінематична схема привода рукавичного автомата з електромагнітною фрикційною муфтою

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному. Одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вмикається перша секція 21 обмотки електромагніту 20. Вал 2 електродвигуна 1 починає обертатися. При цьому ведуча півмуфта 16 з дисками 17 під дією сили електромагніту 20 притискується до дисків 19 веденої півмуфти 18. Момент сил тертя, що виникає в зоні взаємодії дисків 17 з дисками 19, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів в його передачах (сили електромагніту 20, в якому підключена лише перша секція 21 обмотки недостатньо для остаточного пуску рукавичного автомата і ведучий шків 4 клинопасової передачі 3 не приходить в обертальний рух). Подальше вмикання другої секції 22 обмотки електромагніту 18 призводить до збільшення моменту електромагнітної

фрикційної муфти, що змушує ведену півмуфту 18, а з нею і ведучий шків 4 клинопасової передачі 3 прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківа 4 за допомогою клинопасової передачі 3 передається ведучому валу варіатора. Обертальний рух вихідного вала варіатора за допомогою муфти 7 передається редуктору 8 та другій клинопасовій передачі 9. За допомогою другої клинопасової передачі 9 обертальний рух передається приводному валу 12 із закріпленими на ньому зірочками 13 та 14, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління, що необхідно для в'язання рукавичних виробів.

Виникаючі при двоетапному пуску привода рукавичного автомата динамічні навантаження в результаті попереднього напруження передач привода суттєво знижуються. Розрахунки показують, що для рукавичного автомата ПА-8-33 при наявності в приводі електромагнітної фрикційної муфти з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями призводить до зниження пускових динамічних навантажень в 2 і більше разів [37].

## **2.20. Привід плосков'язальної машини з передачею гвинт-гайка**

Відомий привід плосков'язальної машини, що містить електродвигун, в'язальну каретку та механічну передачу, що кінематично з'єднує електродвигун з в'язальною кареткою [131]. Механічна передача, що кінематично з'єднує електродвигун з в'язальною кареткою, виконана ланцюговою, що унеможлиблює або суттєво ускладнює здійснення почергового в'язання окремих елементів штучного виробу та зміщення зони в'язання, чого вимагають сучасні технології в'язання регулярних виробів в тому числі і рукавичних, а також ускладнює конструкцію привода плосков'язальних машин, що призводить до зниження надійності та довговічності його роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід плосков'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода плосков'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі плосков'язальної машини, що містить електродвигун, в'язальну каретку та механічну передачу, що кінематично з'єднує електродвигун з в'язальною кареткою, механічна передача виконана у вигляді передачі гвинт-гайка, гвинт якої з'єднаний з валом електродвигуна, а гайка жорстко з'єднана з в'язальною кареткою.

Виконання механічної передачі, що кінематично з'єднує електродвигун з в'язальною кареткою, у вигляді передачі гвинт-гайка, гвинт якої з'єднаний з валом електродвигуна, а гайка жорстко з'єднана з в'язальною кареткою, дозволяє здійснювати почергове в'язання кожного елемента штучного виробу і зміщення зони в'язання та спростити конструкцію привода плосков'язальної машини, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи привода.

На рис. 2.20 представлена кінематична схема привода плосков'язальної машини, запропонованого авторами [149].

Привід містить електродвигун 1 та механічні передачі, що кінематично з'єднують електродвигун 1 з в'язальною кареткою 2 та механізмом управління 3. Механічна передача, яка кінематично з'єднує електродвигун 1 з в'язальною кареткою 2, виконана у вигляді передачі гвинт-гайка, що містить гвинт 4, з'єднаний за допомогою муфти 5 з валом електродвигуна 1, і гайку 6, розташовану в направляючих 7 та жорстко з'єднану з в'язальною кареткою 2. Механічна передача, яка кінематично з'єднує електродвигун 1 з механізмом управління 3, містить редуктор 8, вхідний вал якого з'єднаний за допомогою муфти 9 з гвинтом 4, а вихідний вал за допомогою муфти 10 з'єднаний з механізмом 11 стабілізації напрямку обертання вихідного вала передачі, та гнучкий вал 12, що з'єднує механізм 11 стабілізації напрямку обертання вихідного вала передачі з механізмом управління 3. Механізм 11 стабілізації напрямку обертання вихідного вала передачі містить ведучий вал 13, на якому встановлені шестерні 14, 15 з обгінними муфтами 16, 17 відповідно, та зубчасті колеса 18, 19, 20. Причому зубчасті колеса 18, 19 жорстко закріплені на веденому валу 21, а зубчасте колесо 20 вільно встановлене на

осі 22. Привід плосков'язальної машини містить також гальмо 23 встановлене на валу електродвигуна 1.

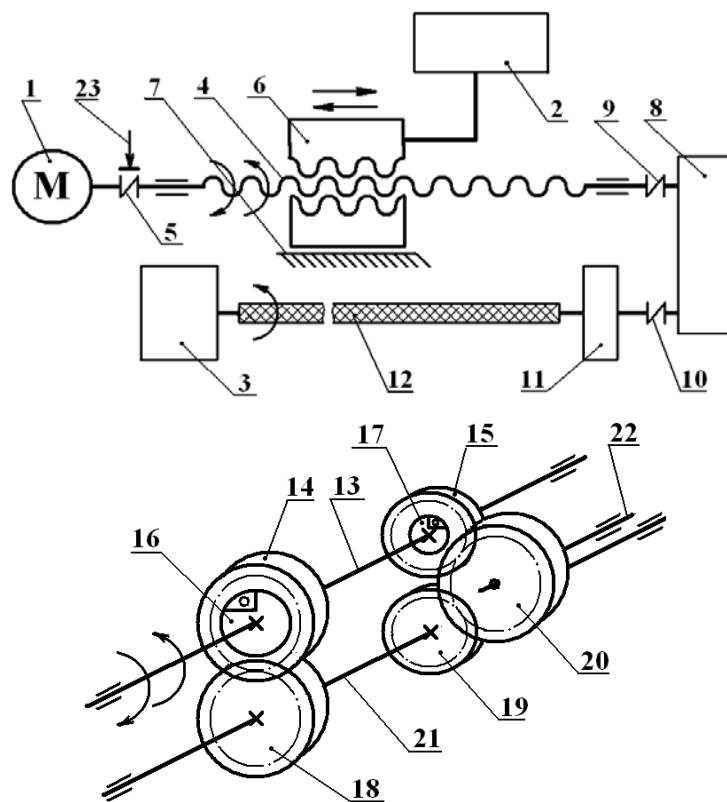


Рис. 2.20. Привід плосков'язальної машин з передачею гвинт-гайка

Принцип роботи привода плосков'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 його обертальний рух за допомогою муфти 5 передається гвинту 4, що забезпечує поступальний рух гайки 6 в направляючих 7 та жорстко з'єднаній з нею в'язальної каретки 2. Величина ходу в'язальної каретки 2 та зона її переміщення, що необхідно для в'язання трикотажних виробів, забезпечуються відповідною величиною часу спрацювання електродвигуна 1. Зміна напрямку руху в'язальної каретки 2, що необхідно для в'язання трикотажних виробів, забезпечується зміною напрямку обертання вала електродвигуна 1. Процес вмикання, вимикання, час роботи та напрямок обертання вала електродвигуна можуть здійснюватися, наприклад, за допомогою логічних схем керування електродвигуном, побудованих на базі мікропроцесорів (на рис. 2.20 не показані). Обертальний рух гвинта 4 за допомогою муфт 9, 10, редуктора 8, механізму 11 стабілізації напрямку обертання вихідного вала

передачі та гнучкого вала 12 передається механізму управління 3, який здійснює керування технологічного процесу в'язання регулярних виробів, зокрема рукавичних. Перетворення реверсивного обертання гвинта 4 в неревверсивний односторонній, що необхідно для роботи механізму управління 3, здійснюється за допомогою механізму 11 стабілізації напрямку обертання вихідного вала передачі, принцип роботи якого полягає в наступному. При обертанні ведучого вала 13 по годинниковій стрілці вмикається обгінна муфта 16 і за допомогою шестерні 14 та зубчастого колеса 18, з яким вона кінематично з'єднана, приводиться в обертальний рух (проти годинникової стрілки) ведений вал 21, з'єднаний за допомогою гнучкого вала 12 з механізмом управління 3. Обгінна муфта 17 при цьому автоматично вимикається, виключаючи із роботи зубчасту передачу 15, 19, 20. При зміні напрямку обертання ведучого вала 13 (зміна напрямку обертання гвинта 4) обгінна муфта 16 автоматично вимикається, виключаючи із роботи зубчасту передачу 14, 18. При цьому обгінна муфта 17 вмикається, з'єднуючи шестерню 15 з ведучим валом 13. Обертальний рух шестерні 15 за допомогою зубчастих коліс 20, 19 передається веденому валу 21. В результаті наявності двох зубчастих коліс 19, 20, не дивлячись на зміну напрямку обертання ведучого вала 13, ведений вал 21 буде обертатися проти годинникової стрілки, тобто в тому ж напрямку, що і при попередньому напрямку обертання ведучого вала 13 (за годинниковою стрілкою). З метою зменшення часу гальмування привода використовується гальмо 23, встановлене на валу електродвигуна 1.

Підвищення коефіцієнту корисної дії привода можливо досягти за рахунок використання в якості передачі гвинт-гайка кульково-гвинтового механізму, коефіцієнт корисної дії якого досягає 0,9.

Оскільки механічній системі приводу притаманна значна інерційність його рухомих мас та висока частота їх обертання, при проектуванні запропонованої конструкції приводу необхідно приділити особливу увагу вибору надійної системи гальмування. При виборі гальма необхідно також враховувати обмеження питомого тиску в зоні взаємодії гвинта з гайкою.

## 2.21. Привід в'язальної каретки рукавичного автомата з демпфіруючим елементом

На рис. 2.21 представлено привід в'язальної каретки рукавичного автомата з демпфіруючими елементами у в'язальній каретці, запропонований авторами [150].

Встановлення демпфіруючих елементів безпосередньо у в'язальну каретку, з'єднання одного кінця пальця-води́ла з ланцюгом ланцюгової передачі та розташування другого його кінця між демпфіруючими елементами, дозволяє не порушувати кінематичного зв'язку ланцюга з зірочками ланцюгової передачі в процесі роботи привода (ланцюг не змінює своєї довжини в процесі демпфірування), що призводить до зниження динамічних навантажень приводного ланцюга і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата.

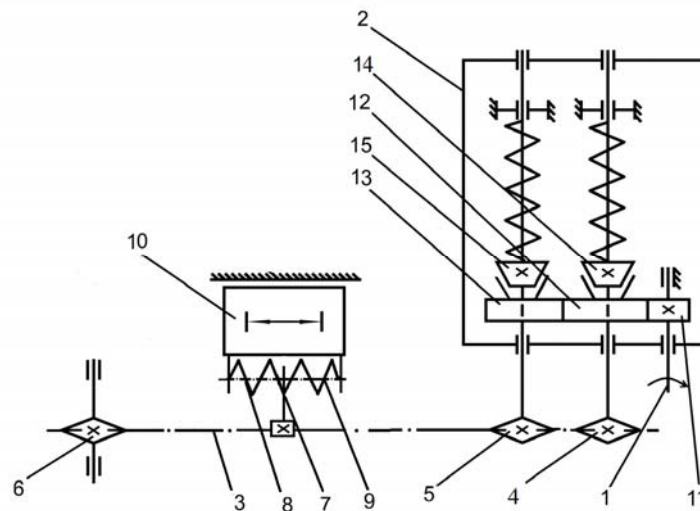


Рис. 2.21. Кінематична схема приво­ду в'язальної каретки рукавичного автомата

Привід в'язальної каретки рукавичного автомата містить приводний вал 1, пристрій реверсування 2, ланцюгову передачу з ланцюгом 3 ведучими 4, 5 та веденою 6 зірочками, палець-води́ло 7, послідовно з'єднані між собою, два демпфіруючі елементи 8, 9, встановлені по різні боки пальця-води́ла 7, та в'язальну каретку 10, з'єднану з пальцем-води́лом



7. Демпфіруючі елементи 8, 9 встановлені у в'язальну каретку 10, один кінець пальця-води́ла 7 з'єднаний з ланцюгом 3, а другий його кінець розташований між демпфіруючими елементами 8, 9. Пристрій реверсування 2 напрямку руху в'язальної каретки 10 містить шестерню 11, жорстко з'єднану з приводним валом 1, зубчасті колеса 12, 13 і керовані фрикційні муфти 14, 15.

Привід в'язальної каретки рукавичного автомата працює таким чином: рух від приводного вала 1 передається шестірні 11 і зубчастим колесом 12, 13 пристрою реверсування 2. Зубчасті колеса 12, 13 передають рух, одній із ведучих зірочок 4 або 5, через нормально замкнуті конусні фрикційні муфти 14 або 15, почергові включення й вимикання яких забезпечують зворотно-поступальний рух в'язальної каретки 10 за допомогою ланцюга 3 і пальця-води́ла 7, з'єданого з ланцюгом 3. При проходженні в'язальною кареткою 10 деякого крайнього положення, обумовленого формою вироблюваного виробу й закладеного в програмі керування фрикційними муфтами 14, 15, відбувається перемикання фрикційних муфт і зміна напрямку руху в'язальної каретки 10. У момент перемикання фрикційних муфт 14, 15 виникає сила інерції, обумовлена сповільненням руху каретки 10, що деформує один із пружних демпфіруючих елементів 8 або 9 (залежно від напрямків руху в'язальної каретки). Деформація відповідного демпфіруючого елемента знижує динамічні навантаження, зумовлені інерційністю в'язальної каретки 10, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата. Підвищенню довговічності роботи привода сприяє також надійність роботи ланцюгової передачі (довжина ланцюга залишається постійною незалежно від деформації демпфіруючих елементів 8, 9, оскільки вони розташовані безпосередньо у в'язальній каретці 10).

## **2.22. Привід рукавичного автомата з демпфіруючими елементами та зубчастими передачами**

На рис. 2.22 представлена схема привода рукавичного автомата з демпфіруючими елементами та циліндричними зубчастими передачами, запропонованого авторами [151].

Додаткове оснащення привода рукавичного автомата демпфіруючими елементами та циліндричними зубчастими передачами забезпечує надійне з'єднання ведучої зірочки з тяговим ланцюгом при зміні напрямку її обертання, що забезпечує зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом кареток і, таким чином, підвищення надійності та довговічності роботи привода рукавичного автомата.

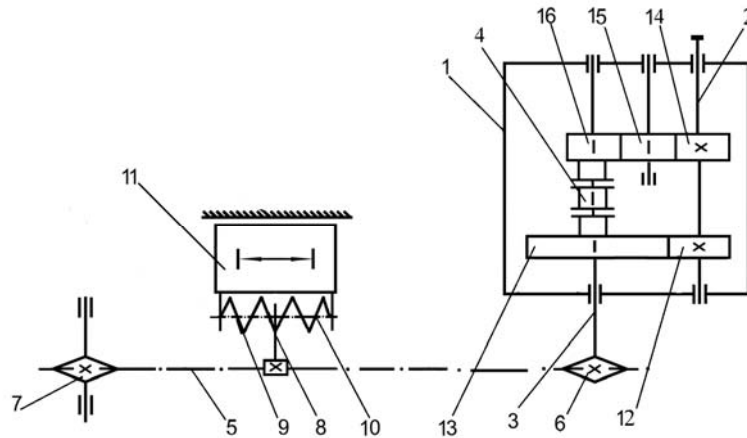


Рис. 2.22. Привід рукавичного автомата

Привід рукавичного автомата містить редуктор 1 з приводним 2, вихідним 3 валами та фрикційною дисковою електромагнітною двосторонньою муфтою 4, ланцюгову передачу з ланцюгом 5, ведучою 6 та веденою 7 зірочками, палець-води́ло 8, послідовно з'єднані між собою, два демпфіруючі елементи 9, 10, встановлені по різні боки пальця-води́ла 8, та в'язальну каретку 11, з'єднану з пальцем-води́лом 8. Демпфіруючі елементи 9, 10 встановлені у в'язальну каретку 11, один кінець пальця-води́ла 8 з'єднаний з ланцюгом 5, а другий його кінець розташований між демпфіруючими елементами 9, 10. Ведуча зірочка 6 встановлена на вихідному валу 3. В'язальна каретка 11 за допомогою пальця-води́ла 8 та демпфіруючих елементів 9, 10 з'єднана з ланцюгом 5. Редуктор 1 містить циліндричну зубчасту передачу, шестерня 12 якої, жорстко з'єднана з приводним валом 2, а зубчасте колесо 13 вільно встановлене на вихідному валу 3. До складу редуктора також входять кінематично з'єднані між собою шестерня 14, жорстко встановлена на приводному валу 2, паразитна шестерня 15 та зубчасте колесо 16, вільно встановлене на вихідному валу

3. Муфта 4 встановлена між зубчастими колесами 13, 16 з можливістю послідовного з'єднання їх з вихідним валом.

Привід рукавичного автомата працює таким чином: рух від приводного вала 2 передається шестірням 12, 14, паразитній шестерні 15 та зубчастим колесам 13, 16. Зубчасті колеса 13, 16 вільно встановлені на вихідному валу 3 і з'єднуються з ним послідовно за допомогою муфти 4. Зубчасті колеса 13, 16 передають послідовно рух (в залежності від перемикачання муфти 4) ведучій зірочці 6, що забезпечує зворотно-поступальний рух в'язальної каретки 11 за допомогою ланцюга 5 і пальця-водиля 8, з'єданого з ланцюгом 5. При проходженні в'язальною кареткою 11 деякого крайнього положення, обумовленого формою вироблюваного виробу й закладеного в програмі керування муфтою 4, відбувається перемикачання муфти 4 і зміна напрямку руху в'язальної каретки 11. У момент перемикачання муфти 4 виникає сила інерції, обумовлена сповільненням руху каретки 11 (або її розгоном), що деформує один із пружних демпфіруючих елементів 9 або 10 (залежно від напрямків руху в'язальної каретки). Деформація відповідного демпфіруючого елемента знижує динамічні навантаження, зумовлені інерційністю в'язальної каретки 11, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата. Підвищенню довговічності роботи привода сприяє також надійність роботи ланцюгової передачі (на протязі всього циклу роботи рукавичного автомата половина зубів ведучої зірочки завжди знаходиться в зачепленні з ланцюгом).

### **2.23. Привід рукавичного автомата з ПЗДН з двома пружинами стиску**

З метою зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом кареток рукавичного автомата автори пропонують конструкцію привода [152] з пристроєм зниження динамічних навантажень (ПЗДН), схема якого представлена на рис. 2.23.

Обладнання привода рукавичного автомата ПЗДН, що містить дві пружини стиску, встановлені на направляючих в'язальної каретки, дозволяє практично повністю ліквідувати динамічні навантаження

приводу, зумовлені зворотно-поступальним рухом кареток, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу та рукавичного автомата в цілому.

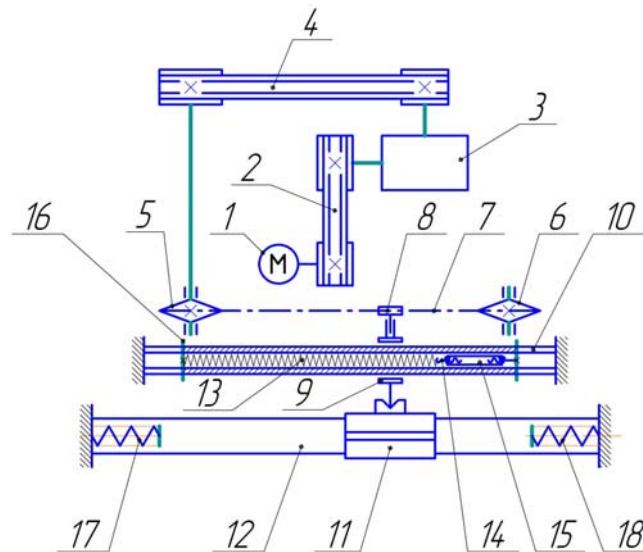


Рис. 2.23. Кінематична схема приводу рукавичного автомата з ПЗДН, що містить дві пружини стиску

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, на валу якого закріплений шків клинопасової передачі 2, редуктор 3 із клинопасовою передачею 4, ланцюгову передачу, що містить ведучу 5 і ведену 6 зірочки та ланцюг 7. До ланцюга 7 кріпиться палець 8, що з'єднує ланцюг із проміжною кареткою 9, встановлену на направляючій 10. Проміжна каретка 9 з'єднана з в'язальною кареткою 11, встановленою на направляючих 12. У направляючій 10 встановлено демпфіруючий пристрій, виконаний у вигляді пружини розтягу 13 із сергою 14, загвинченою в стержень 15, що має виступаючий за межі направляючої 10 штифт 16. Такий же штифт кріпиться до другого кінця пружини 13. Обидва штифти служать упорами для обмеження руху проміжної каретки 9. Привід обладнаний також двома пружинами стиску 17, 18, встановленими на направляючих 12 в'язальної каретки 11 по різні її боки з можливістю взаємодії з в'язальною кареткою.

Принцип роботи приводу рукавичного автомата такий. При вмиканні електродвигуна 1 його рух за допомогою клинопасових передач 2, 4 і редуктора 3 передається приводному валу, на якому жорстко закріплена

зірочка 5. Обертання зірочки 5 надає рух ланцюгу 7 і веденій зірочці 6. Жорстко закріплений на ланцюзі палець 8 надає рух проміжній каретці 9, що рухається по направляючій 10. Проміжна каретка 9 з'єднана з в'язальною кареткою 11 і приводить її в зворотно-поступальний рух. В'язальна каретка рухається по направляючим 12. У момент часу, коли палець 8, жорстко закріплений на ланцюзі 7, переходить із прямолінійної на криволінійну ділянку ланцюга, що характеризує сповільнення руху проміжної та в'язальної кареток, проміжна каретка, в залежності від напрямку переміщення, вступає у взаємодію із тим чи іншим штифтами 16, а в'язальна каретка 11 вступає у взаємодію з пружиною стиску 17 або 18. Сили інерції, обумовлені сповільненням руху кареток, розтягують пружину розтягу 13 та одночасно стискають одну із пружин стиску 17 або 18, накопичуючи в них енергію. При виведенні кареток зі стану спокою й до моменту досягнення сталого режиму їх руху пружина розтягу 13 та пружини стиску 17, 18 віддають накопичену енергію, переборюючи сили інерції мас кареток, що розганяються.

При зміні режиму роботи рукавичного автомата (зміна швидкості в'язання та ін.) з метою досягнення максимального ефекту зниження динамічних навантажень пружина розтягу 13 має можливість регулювання. З цією метою для зміни сили її пружності за допомогою гвинтової пари серга 14 - стержень 15 передбачена можливість регулювання початкового зусилля пружини розтягу. Можливість регулювання жорсткості пружин стиску 17, 18 також передбачена в приводі рукавичного автомата.

Визначимо необхідну жорсткість пружин, що виконують роль накопичувачів-компенсаторів енергії. Очевидно, при введенні до складу приводу рукавичного автомата пружин, навантаження, що діє зі сторони пальця на ланцюг, може бути визначено з умови:

$$F = F_u - F_{np} - F_{mp}, \quad (2.53)$$

де  $F$  - сила, що діє на палець (динамічне навантаження);

$F_{np}$  - сила пружин (накопичувачів-компенсаторів енергії);

$F_{mp}$  - сумарні сили тертя руху кареток рукавичного автомату по направляючим.

З метою спрощення вирішення поставленого завдання силами тертя  $F_{mp}$  нехтуємо (заміри показали, що для рукавичного автомату типу ПА  $F_{mp} \leq 25,0H$ , що становить приблизно 14 % від максимальної величини сили інерції). Тоді рівняння (2.53) приймає вид:

$$F = F_u - F_{np}. \quad (2.54)$$

Очевидно максимальний ефект використання накопичувачів-компенсаторів енергії буде досягнуто при виконанні умови:

$$F_u = F_{np}. \quad (2.55)$$

Оскільки в якості накопичувачів-компенсаторів використовуються циліндричні пружини, маємо:

$$F_{np} = CX = CR \sin \alpha = CR \sin \omega t. \quad (2.56)$$

Враховуючи, що  $F_u = mR\omega^2 \sin \omega t$  та підставляючи (2.56) в рівняння (2.55), отримуємо:

$$mR\omega^2 \sin \omega t = CR \sin \omega t.$$

Звідки визначаємо необхідну жорсткість  $C$  пружин:

$$C = m\omega^2 = \frac{mV^2}{R^2}. \quad (2.57)$$

$$\text{Згідно з (2.57): } C_1 = \frac{m_1V^2}{R^2}; \quad C_2 = \frac{m_2V^2}{R^2}, \quad (2.58)$$

де  $C_1, C_2$ - жорсткість пружини розтягу демпфіруючого пристрою проміжної каретки та кожної пружини стиску демпфіруючого пристрою в'язальної каретки відповідно.

$m_1, m_2$ - сумарна маса проміжної каретки з пальцем та повзуном та маса в'язальної каретки відповідно.

При використанні пружин, що виконують роль демпфіруючих пристроїв, в приводі рукавичного автомату ПА-8-33, для якого  $m_1 = 5$  кг;  $m_2 = 12,5$  кг [136], жорсткість пружин буде (при роботі рукавичного автомату в режимі в'язання):  $C_1 = 0,66$  Н/мм;  $C_2 = 1,66$  Н/мм.

Використання запропонованого привода в складі плосков'язальних машин та рукавичних автоматів дозволяє підвищити ефективність їх роботи за рахунок зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом в'язальної та проміжної кареток.

#### **2.24. Привід рукавичного автомата з ПЗДН з двома пружинами стиску та засобом регулювання їх жорсткості**

На рис. 2.24 представлена схема привода рукавичного автомата, що містить ПЗДН з двома пружинами стиску та засобами регулювання їх жорсткості (рис. 2.25), запропонованого авторами [153].

Обладнання приводу рукавичного автомата двома засобами регулювання жорсткості пружин стиску, кожен з яких містить втулку з зовнішньою та внутрішньою різьбами, нагвинчену на пружину стиску, та нерухому гайку, в яку загвинчена втулка, забезпечує працездатність привода та дозволяє при зміні режиму роботи рукавичного автомата змінювати жорсткість пружин стиску, що дозволяє практично повністю ліквідувати динамічні навантаження привода, зумовлені зворотно-поступальним рухом кареток, і, таким чином, підвищити довговічність роботи привода рукавичного автомата.

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, на валу якого закріплений шків клинопасової передачі 2, редуктор 3 із клинопасовою передачею 4, ланцюгову передачу, що містить ведучу 5 і ведену 6 зірочки та тяговий ланцюг 7. До тягового ланцюга 7 кріпиться палець 8, що з'єднує тяговий ланцюг із проміжною кареткою 9, встановлену на направляючій 10. Проміжна каретка 9 з'єднана з в'язальною кареткою 11, встановлену на направляючих 12. Привід обладнаний двома пружинами стиску 13, 14, встановленими на направляючих 12 в'язальної каретки 11 по різні її боки з можливістю взаємодії з в'язальною кареткою. Кожна пружина стиску 13, 14 обладнана засобом 15, 16 регулювання її жорсткості відповідно. Кожен засіб 15, 16 регулювання жорсткості пружини стиску (рис. 2.25) містить втулку 17, 18 з зовнішньою та внутрішньою різьбами, нагвинчену на пружину стиску 13, 14, та нерухому гайку 19, 20, в яку загвинчена втулка

17, 18 відповідно. Проміжна каретка 9 з'єднана з тяговим ланцюгом 7 та в'язальною кареткою 11.

З метою забезпечення працездатності роботи засобів 15, 16 регулювання жорсткості пружин стиску кроки пружин стиску, зовнішньої та внутрішньої різьб втулки вибираються із умови:  $t = t_1 = t_2$ , де  $t$  - крок пружини стиску;  $t_1$  - крок зовнішньої різьби втулки;  $t_2$  - крок внутрішньої різьби втулки.

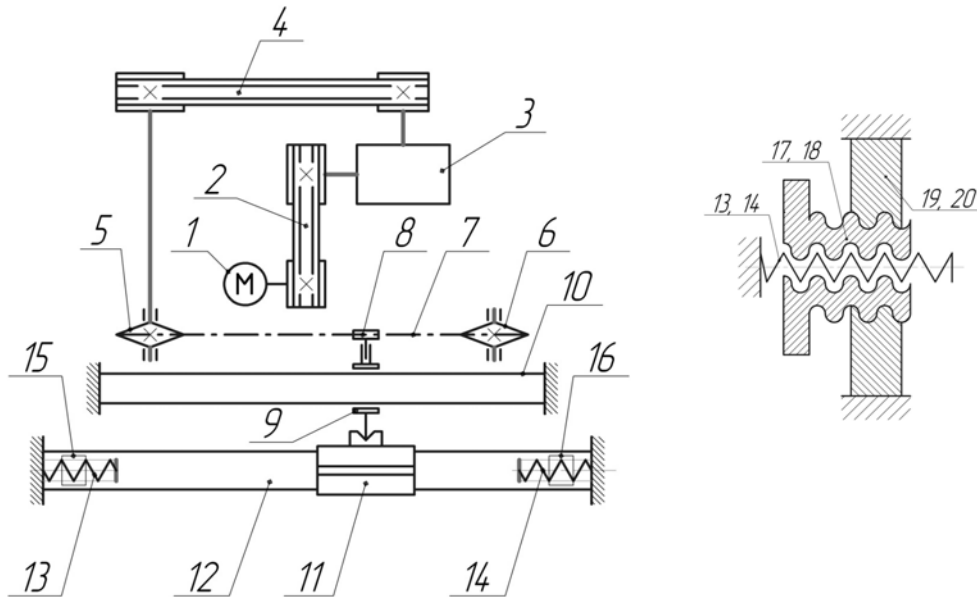


Рис. 2.24. Привід рукавичного автомата

Рис. 2.25. Засіб регулювання жорсткості пружин

Принцип роботи привода рукавичного автомата такий. При вмиканні електродвигуна 1 його рух за допомогою клинопасових передач 2, 4 і редуктора 3 передається приводному валу, на якому жорстко закріплена ведуча зірочка 5. Обертання ведучої зірочки надає рух тяговому ланцюгу 7 і веденій зірочці 6. Жорстко закріплений на тяговому ланцюзі палець 8 приводить в рух проміжну каретку 9, що рухається по направляючій 10. Проміжна каретка 9 з'єднана з в'язальною кареткою 11 і приводить її в зворотно-поступальний рух. В'язальна каретка рухається по направляючим 12. У момент часу, коли палець 8, жорстко закріплений на ланцюзі 7, переходить із прямолінійної на криволінійну ділянку тягового ланцюга, що характеризує сповільнення руху проміжної та в'язальної кареток, в'язальна каретка 11 вступає у взаємодію відповідно з пружиною стиску 13 або 14.



Сили інерції, обумовлені сповільненням руху кареток, стискають одну із пружин стиску 13 або 14, накопичуючи в них енергію. При виведенні кареток зі стану спокою й до моменту досягнення сталого режиму їх руху пружини стиску 17, 18 віддають накопичену енергію, переборюючи сили інерції мас кареток, що розганяються. При зміні режиму роботи рукавичного автомата (зміна швидкості в'язання та ін.), з метою досягнення максимального ефекту зниження динамічних навантажень, пружини стиску 13, 14 обладнані засобами 15, 16 регулювання їх жорсткості. Жорсткість пружин стиску 13, 14 змінюється шляхом зміни числа витків відповідної пружини стиску, що беруть участь у роботі, не замінюючи самої пружини стиску. Процес регулювання жорсткості пружини стиску забезпечується наступним чином. Втулка 17, 18 має внутрішню та зовнішню різьби, що мають однаковий крок, що відповідає крокові пружин стиску 13, 14. Зовнішньою різьбою втулка 17, 18 вгвинчена в гайку 19, 20 відповідно. Одночасно витками своєї внутрішньої різьби втулка жорстко фіксує декілька витків пружини стиску. Для зміни жорсткості пружини стиску достатньо вкрутити втулку 17, 18 в гайку 19, 20 на необхідну величину чи викрутити її. Якщо, наприклад, треба збільшити жорсткість пружини стиску 13 то необхідно вкрутити втулку 17 на необхідну величину в нерухому гайку 19. При цьому внутрішньою різьбою втулка 17 пройде по пружині стиску 13 як по гвинту, не перемістивши її, а зменшивши лише робочу довжину пружини стиску. Для зменшення жорсткості пружини стиску 13 втулку необхідно вигвинтити з гайки 19. Робоча довжина пружини при цьому збільшиться, а жорсткість зменшиться.

## **2.25. Привід рукавичного автомата з ПЗДН з пружинами розтягу та стиску**

В силу специфіки конструкції привода рукавичного автомата й особливостей процесу в'язання, проміжна та в'язальна каретки роблять зворотно-поступальний рух. При цьому при зміні напрямку їхнього руху (у зоні переходу із прямолінійної на криволінійну ділянку ланцюга) у деталях та вузлах привода виникають значні динамічні навантаження, обумовлені

інерційністю мас, що рухаються поступально (повзун з пальцем, проміжна і в'язальна каретки). Динамічні навантаження негативно позначаються на надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому, а також на якості виробів. Крім того, інерційні навантаження є стримуючим чинником у підвищенні швидкості в'язання, що необхідно для підвищення продуктивності рукавичних автоматів

З метою усунення зазначених недоліків стали застосовувати привід рукавичного автомата, що містить пристрій зниження динамічних навантажень (ПЗДН), виконаний у вигляді циліндричної пружини розтягання встановленої усередині направляючої проміжної каретки, з можливістю взаємодії його із проміжною кареткою в момент переходу пальця, що приводить у рух проміжну каретку, із прямолінійної ділянки ланцюга на криволінійну ділянку [134].

Однак наявність ПЗДН, виконаного у вигляді однієї циліндричної пружини розтягу з постійною жорсткістю, дозволяє усунути динамічні навантаження, обумовлені інерційністю мас привода, що рухаються поступально, тільки при роботі рукавичного автомата з постійною швидкістю в'язання. Для сучасних рукавичних автоматів марки ПА- 8-33 та ін. [136], з метою забезпечення технології в'язання виробів, необхідно, щоб привід забезпечував роботу рукавичного автомата на двох швидкостях (швидкий і тихий хід). При цьому слід враховувати, що співвідношення цих швидкостей в'язання дорівнює двом [136].

Оскільки маса повзуна і кареток в процесі роботи рукавичного автомата не міняється, умова працездатності запропонованого ПЗДН [134] не виконується, що свідчить про неможливість ефективного використання даного технічного рішення для випадку зміни швидкості в'язання на рукавичному автоматі.

Автори пропонують таку конструкцію привода рукавичного автомата, у якому введення нових пружних елементів у ПЗДН і призначення співвідношення їхніх жорсткостей дозволило б усунути динамічні навантаження в приводі, обумовлені інерційністю мас, що рухаються зворотно-поступально, при роботі рукавичного автомата як у режимі тихого, так і швидкого ходу.

Поставлене завдання вирішене тим, що ПЗДН привода додатково оснащений двома циліндричними пружинами стиску, кожна з яких встановлена по різні сторони від проміжної каретки з можливістю взаємодії кожної із проміжною кареткою в момент переходу проміжної каретки із прямолінійної ділянки ланцюга на криволінійну ділянку.

При цьому жорсткість пружин демпфіруючого пристрою визначається зі співвідношення:

$$C_c = C_p, \quad (2.59)$$

де  $C_c$  - жорсткість кожної циліндричної пружини стиску;

$C_p$  - жорсткість циліндричної пружини розтягу.

Введення в ПЗДН поряд із циліндричною пружиною розтягу, встановленої усередині направляючої проміжної каретки, двох циліндричних пружин стиску, кожна з яких встановлена по різні сторони від проміжної каретки, дозволяє при роботі привода рукавичного автомата в режимі тихого ходу вступати проміжній каретці в момент переходу її із прямолінійної ділянки ланцюга на криволінійну і з криволінійної на прямолінійну ділянку у взаємодію із пружиною розтягу. При цьому енергія деформації пружини розтягу гасить інерційність проміжної і в'язальної кареток, що усуває динамічні навантаження в приводі. При роботі рукавичного автомата в режимі швидкого ходу оскільки енергії пружини розтягу недостатньо для демпфірування інерційності кареток, механізм керування рукавичного автомата включає в роботу циліндричні пружини стиску. Проміжна каретка при цьому на криволінійних ділянках свого руху додатково вступає у взаємодію залежно від напрямку руху з тією або іншою пружиною стиску. Спільна енергія деформації пружини розтягу й пружини стиску гасить інерційність проміжної і в'язальної кареток, що усуває динамічні навантаження в приводі при роботі рукавичного автомата в режимі швидкого ходу. У такий спосіб забезпечується усунення динамічних навантажень у приводі, обумовлених інерційністю кареток, при роботі рукавичного автомата як у режимі тихого, так і швидкого ходу, що сприяє підвищенню надійності і довговічності роботи рукавичного автомата і якості виробів.

Запропоноване співвідношення жорсткостей пружин демпфіруючого пристрою здатне усунути динамічні навантаження в приводі рукавичного автомата, обумовлені інерційністю кареток, отримано з наступних міркувань.

Враховуючи залежність  $C = m\omega^2$  [134], можна записати:

$$C_1 = m\omega_1^2; \quad C_2 = m\omega_2^2, \quad (2.60)$$

де  $C_1, C_2$  - жорсткість пружних елементів демпфіруючого пристрою при роботі рукавичного автомата в режимі першої (швидкий хід) та другої (тихий хід) швидкостей руху кареток відповідно;

$m$  - маса частин рукавичного автомата, що рухаються поступально (повзун, проміжна і в'язальна каретки);

$\omega_1, \omega_2$  - кутова швидкість ведучої зірочки ланцюгової передачі відповідно при роботі плосков'язальної машини в режимі першої та другої швидкостей руху кареток відповідно.

Оскільки  $\omega_1 > \omega_2$ , очевидно  $C_1 > C_2$ .

Враховуючи, що пружини стиску й розтягу встановлені паралельно, можна одержати:

$$C_1 = C_c + C_p, \quad (2.61)$$

де  $C_c, C_p$  - жорсткість пружин стиску та розтягу відповідно,

$$C_p = C_2 = m\omega_2^2.$$

Використовуючи (2.60), (2.61), після перетворень одержимо:

$$\frac{C_c}{C_p} = \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - 1. \quad (2.62)$$

Враховуючи, що  $\omega = V/R$ , де  $V$  - лінійна швидкість кареток;  $R$  - радіус початкової окружності ведучої зірочки, одержимо:

$$\frac{C_c}{C_p} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^2 - 1, \quad (2.63)$$

де  $V_1$  - швидкість кареток у режимі швидкого ходу;

$V_2$  - швидкість кареток у режимі тихого ходу.

Стосовно до рукавичному автомата марки ПА-8-33, де  $V_1/V_2 = 2$  [136], вираз (2.63) приймає вид:

$$C_c = 3 C_p, \quad (2.64)$$

Одержана залежність дозволяє усунути динамічні навантаження в приводі, обумовлені інерційністю мас, що рухаються поступально, при роботі рукавичного автомата як у режимі тихого, так і швидкого ходу.

На рис. 2.26 представлена кінематична схема привода рукавичного автомата з ПЗДН, зумовлених зворотно-поступальним рухом кареток, запропонованого авторами [154].

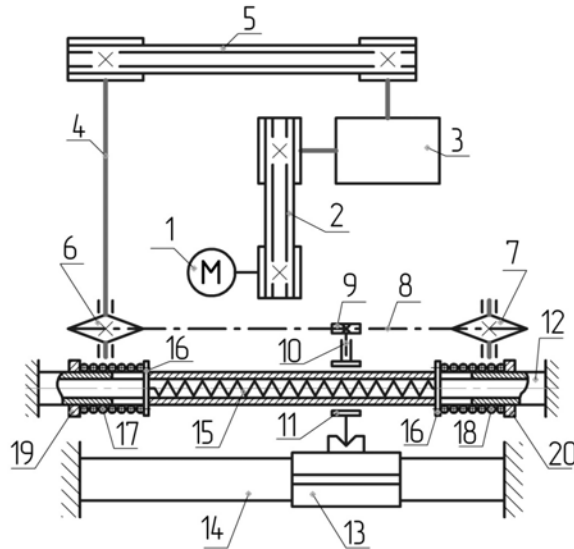


Рис. 2.26. Кінематична схема привода рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень

Привід рукавичного автомата містить електродвигун 1 на валу якого закріплений шків клинопасової передачі 2, що з'єднує електродвигун з редуктором 3, приводний вал 4, з'єднаний з редуктором 3 за допомогою клинопасової передачі 5, ланцюгову передачу, що містить жорстко, закріплену на приводному валу 4 ведучу зірочку 6, ведену зірочку 7 і ланцюг 8, до якого кріпиться повзун 9 з пальцем 10, проміжну каретку 11, з'єднану з пальцем 10 і встановлену на циліндричній направляючій 12, в'язальну каретку 13, з'єднану із проміжною кареткою 11, і встановлену на направляючих 14, циліндричну пружину розтягу 15 зі штифтами 16, встановлену всередині циліндричної направляючої 12 таким чином, що штифти розташовані в пазах циліндричної направляючої 12 виступають за її межі, дві пружини стиску 17, 18, встановлені по різні сторони від проміжної каретки 11 на циліндричній направляючій 12. Кожна із пружин стиску 17, 18 одним торцем упирається в штифт 16, а іншим в упор 19, 20

відповідно, з'єднаний з важелем механізму керування рукавичного автомата (на рис. 2.26 не показано).

Принцип роботи привода полягає в наступному. В залежності від технологічних особливостей процесу в'язання виробів електродвигун має дві швидкості: першу – більшу та другу – меншу. При вмиканні електродвигуна 1 його обертання за допомогою пасових передач 2, 5 і редуктора 3 передається приводному валу 4, на якому закріплена ведуча зірочка 6. Обертання ведучої зірочки 6 приводить в рух ланцюг 8 і ведену зірочку 7. Жорстко закріплений на ланцюзі 8 повзун 9 за допомогою пальця 10 приводить в зворотно-поступальний рух проміжну карету 11, що рухається по циліндричній направляючій 12. Разом з проміжною кареткою 11 рухається з'єднана з нею в'язальна каретка 13, здійснюючи процес в'язання виробів. У момент переходу пальця із прямолінійної на криволінійну ділянку ланцюга 8, що характеризує сповільнення руху кареток, проміжна каретка вступає у взаємодію з одним із штифтів 16. Штифт 16, переміщаючись у пазу циліндричної направляючої 12, розтягує циліндричну пружину розтягу 15 й стискає одну із пружин стиску 17 або 18 (під час роботи рукавичного автомата в режимі першої швидкості), що опираються на упор 19 або 20 відповідно. При перемиканні електродвигуна на другу швидкість за допомогою важелів механізму керування обидва упори 19, 20 переміщуються в напрямку від проміжної каретки, виводячи із зони переміщення штифтів 16 пружини стиску 17, 18. Сила інерції, обумовлена сповільненням руху проміжної та в'язальної кареток, деформує пружину розтягу 15 і пружини стиску 17, 18 (при роботі рукавичного автомата в режимі першої швидкості) або лише циліндричну пружину розтягу 15 (при роботі в режимі другої швидкості), накопичуючи в них енергію. При виведенні кареток зі стану спокою й до моменту досягнення сталого режиму руху циліндрична пружина розтягу 15 та пружини стиску 17, 18 віддають накопичену енергію, переборюючи сили інерції розгону проміжної та в'язальної кареток.

Використання запропонованої конструкції привода рукавичного автомата та методу вибору параметрів ПЗДН, зумовлених зворотно-поступальним рухом його кареток, дозволяє:

- усунути динамічні навантаження, що діють на деталі й вузли привода, зумовлені інерційними навантаженнями мас рукавичного автомата, що рухаються зворотно-поступально;
- підвищити якість виробів, що випускаються, за рахунок підвищення стабільності роботи механізму в'язання;
- підвищити швидкість рукавичного автомата за рахунок усунення динамічних навантажень у приводі та механізму в'язання;
- зменшити витрата електроенергії, споживаної рукавичним автоматом.

## **2.26. Привід рукавичного автомата з відключенням в'язальної каретки в зоні криволінійної траєкторії руху тягового ланцюга**

В якості одного з рішень, направлених на зниження динамічних навантажень в рукавичному автоматі, зумовлених інерційністю в'язальної та проміжної кареток, автори пропонують привід рукавичного автомата з відключенням з'єднання в'язальної каретки з проміжною кареткою в момент переходу останньої з прямолінійних ділянок траєкторії руху на криволінійні (ділянки огинання ланцюгом зірочок) [155].

Привід рукавичного автомата (рис. 3.40) містить електродвигун 1, клинопасову передачу 2, що з'єднує електродвигун з редуктором 3, клинопасову передачу 4, що з'єднує редуктор 3 з приводним вал 5, на якому жорстко закріплена ведуча зірочка 6 ланцюгової передачі, що містить ведену зірочку 7 та ланцюг 8. До ланцюга 8 жорстко кріпиться повзун 9, з'єднаний з проміжною кареткою 10, яка встановлена на направляючій 11. В проміжній каретці 10 встановлений з можливістю осьового переміщення палець 12 з електромагнітом 13. Палець з'єднує проміжну каретку 10 з в'язальною кареткою 14, яка встановлена на направляючих 15. В зоні огинання ланцюга 8 зірочок 6 та 7 – перехід проміжної каретки 10 з прямолінійних ділянок траєкторії руху на криволінійні розташовані пружини стиску 16 та 17, що взаємодіють з в'язальною кареткою 14 в момент відключення її від проміжної каретки 10.

Принцип роботи привода рукавичного автомата полягає в наступному. При ввімкненні електродвигуна 1 його обертання за

допомогою клинопасової передачі 2 передається редуктору 3, на вихідному валу якого встановлений ведучий шків клинопасової передачі 4. Таким чином обертання вихідного вала редуктора 3 за допомогою клинопасової передачі 4 передається приводному валу 5. Закріплена на приводному валу 5 ведуча зірочка 6 ланцюгової передачі приводить в рух ланцюг 8, що огинає ведену зірочку 7. Жорстко закріплений на ланцюгу 8 повзун 9 приводить в рух проміжну каретку 10, встановлену на направляючій 11.

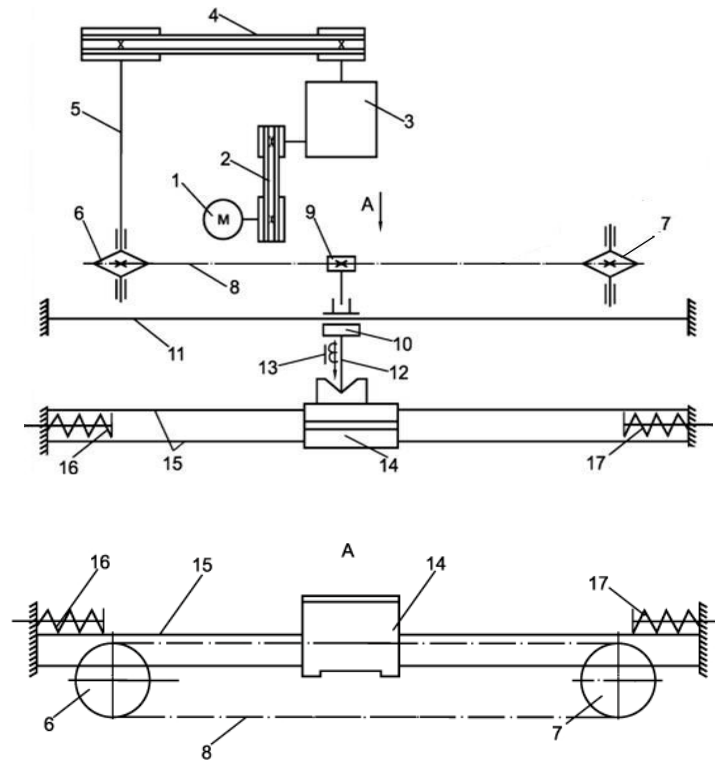


Рис. 2.27. Кінематична схема привода рукавичного автомата з можливістю відключення в'язальної каретки

Рух проміжної каретки 10 за допомогою пальця 12, встановленого з можливістю осьового переміщення, передається в'язальній каретці 14, яка переміщується по направляючих 15. Ввімкнення з'єднання проміжної та в'язальної кареток здійснюється за рахунок електромагніту 13, який управляє осьовим переміщенням пальця 12. При переході проміжної каретки 10 з прямолінійних ділянок траєкторії на криволінійні (перехід ланцюга на зірочки 6 та 7) вмикається електромагніт 13 під дією зусилля якого забезпечується осьове переміщення пальця 12, який вимикає з'єднання проміжної каретки з в'язальною. Одночасно з цим в'язальна



каретка 14 взаємодіє з пружиною стиску 16 або 17. В результаті зменшення маси частин рукавичного автомата, що рухаються поступально та жорстко з'єднані з ланцюгом, що зумовлено вимкненням в'язальної каретки, динамічні навантаження, що діють на ланцюг та інші вузли і деталі приводу, значно зменшуються, що сприяє підвищенню надійності та довговічності роботи рукавичного автомата та якості продукції, що випускається.

Інерційні навантаження в'язальної каретки стискають пружину 16 або 17, сила пружності яких призводить до зупинки каретки та подальшого її руху в зворотному напрямі. В момент, коли проміжна каретки 10 повертається з криволінійної ділянки траєкторії руху на прямолінійну, а в'язальна каретка 14, змінивши напрям свого руху, досягає максимальної швидкості руху, за допомогою електромагніту 13 відбувається з'єднання проміжної та в'язальної кареток та подальший сумісний їх рух на прямолінійній ділянці ланцюга 8 ланцюгової передачі.

## **2.27. Привід в'язальної каретки рукавичного автомата з блоком реверсування та упорами**

Відомий привід в'язальної каретки рукавичного автомата, що містить блок реверсування з приводним валом та ланцюговою передачею, до ланцюга якої прикріплено палець-води́ло, та в'язальну каретку з двома пружинами стиску, між якими встановлено палець-води́ло [156].

Наявність пружин стиску, жорсткість кожної з яких є постійною незалежно від режиму роботи рукавичного автомата, не дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження привода в'язальної каретки, зумовлені зворотно-поступальним рухом в'язальної каретки, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід в'язальної каретки рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід в'язальної каретки рукавичного автомата, що містить блок реверсування з приводним валом та ланцюговою передачею, до ланцюга якої прикріплено палець-води́ло, та в'язальну каретку з двома пружинами стиску, між якими встановлено палець-води́ло, додатково обладнаний двома упорними гвинтами з гайками, розташованими по різні боки пружин стиску з можливістю взаємодії упорних гвинтів з пружинами стиску, причому гайки жорстко прикріплені до в'язальної каретки.

Обладнання приводу в'язальної каретки рукавичного автомата двома упорними гвинтами з гайками, розташованими по різні боки пружин стиску з можливістю взаємодії упорних гвинтів з пружинами стиску, причому гайки жорстко прикріплені до в'язальної каретки, забезпечує при зміні режиму роботи рукавичного автомата можливість змінювати силу пружин стиску, що дозволяє практично повністю ліквідувати динамічні навантаження приводу, зумовлені зворотно-поступальним рухом в'язальної каретки, і, таким чином, підвищити довговічність роботи приводу в'язальної каретки рукавичного автомата.

На рис. 1.28 представлена кінематична схема приводу в'язальної каретки рукавичного автомата, запропонованого авторами.

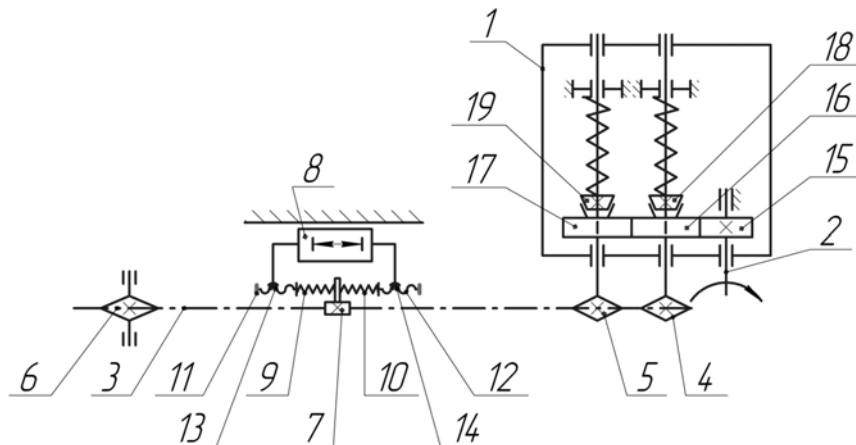


Рис. 2.28. Кінематична схема приводу в'язальної каретки рукавичного автомата

Привід в'язальної каретки рукавичного автомата містить блок реверсування 1 з приводним валом 2 та ланцюговою передачею 3 з зірочками 4, 5, 6, до ланцюга якої прикріплено палець-води́ло 7, та

в'язальну каретку 8 з двома пружинами стиску 9, 10, між якими встановлено палець-води́ло 7, та двома упорними гвинтами 11, 12 з гайками 13, 14, розташованими по різні боки пружин стиску 9, 10 з можливістю взаємодії упорних гвинтів з пружинами стиску, причому гайки, жорстко прикріплені до в'язальної каретки. Блок реверсування 1 містить шестерню 15, жорстко з'єднану з приводним валом 2, зубчасті колеса 16, 17 та керовані фрикційні муфти 18, 19.

Принцип роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата такий. Обертальний рух приводного вала 2 передається шестірні 15 і зубчастим колесом 16, 17 пристрою реверсування 1. Зубчасті колеса 16, 17 передають рух, одній із ведучих зірочок 4 або 5, через нормально замкнуті керовані фрикційні муфти 18 або 19, почергові вмикання й вимикання яких за допомогою ланцюга 3 і пальця-води́ла 7, з'єданого з ланцюгом 3, забезпечують зворотно-поступальний рух в'язальної каретки 8. При проходженні в'язальною кареткою 8 деякого крайнього положення, обумовленого формою виготовлюваного виробу й закладеного в програмі керування фрикційними муфтами 18, 19, відбувається перемикання керованих фрикційних муфт і зміна напрямку руху в'язальної каретки 8. У момент перемикання керованих фрикційних муфт 18, 19 виникає сила інерції, обумовлена сповільненням руху каретки 8, що деформує одну із пружин стиску 9 або 10 (в залежності від напрямку руху в'язальної каретки). Деформація відповідної пружини стиску знижує динамічні навантаження привода в'язальної каретки, зумовлені інерційністю в'язальної каретки 8, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата.

При зміні режиму роботи рукавичного автомата (зміна швидкості в'язання та ін.), з метою досягнення максимального ефекту зниження динамічних навантажень привода в'язальної каретки, сила пружин стиску 9, 10 маж можливість регулювання за допомогою гвинтових пар упорний гвинт 11 – гайка 13 та упорний гвинт 12 – гайка 14.

## **2.28. Привід в'язальної каретки рукавичного автомата з кулісою та двома пружинами стиску**

Відомий привід в'язальної каретки рукавичного автомата [134], в якому шарнірне з'єднання в'язальної каретки рукавичного автомата безпосередньо з ланкою привода зумовлює появу значних динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом в'язальної каретки, що призводить до зниження довговічності роботи.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід в'язальної каретки рукавичного автомата, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата.

Поставлена задача вирішена тим, що привід в'язальної каретки рукавичного автомата додатково обладнаний пальцем, жорстко з'єднаним з в'язальною кареткою, та скобою з двома циліндричними пружинами стиску, шарнірно з'єднану з ведучою ланкою, причому палець встановлено між циліндричними пружинами стиску з можливістю взаємодії з ними.

Обладнання привода в'язальної каретки пальцем, жорстко з'єднаним з в'язальною кареткою, та скобою з двома циліндричними пружинами стиску забезпечує зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом в'язальної каретки, і, таким чином, підвищення довговічності роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата.

На рис. 2.29 представлена кінематична схема привода в'язальної каретки рукавичного автомата, запропонованого авторами.

Привід в'язальної каретки рукавичного автомата містить з'єднані між собою в'язальну каретку 1 з жорстко прикріпленим до неї пальцем 2, встановлену на направляючих 3, скобку 4 з двома циліндричними пружинами стиску 5, 6, ведучу ланку 7, шарнірно з'єднану зі скобою 4, кулісу 8 з кулісним каменем 9, шатун 10 та кривошип 11. Куліса 8 та кривошип 11 шарнірно закріплені в нерухомих опорах 12, 13 відповідно. Палець 2 встановлено між циліндричними пружинами стиску 5, 6 з можливістю взаємодії з ними.

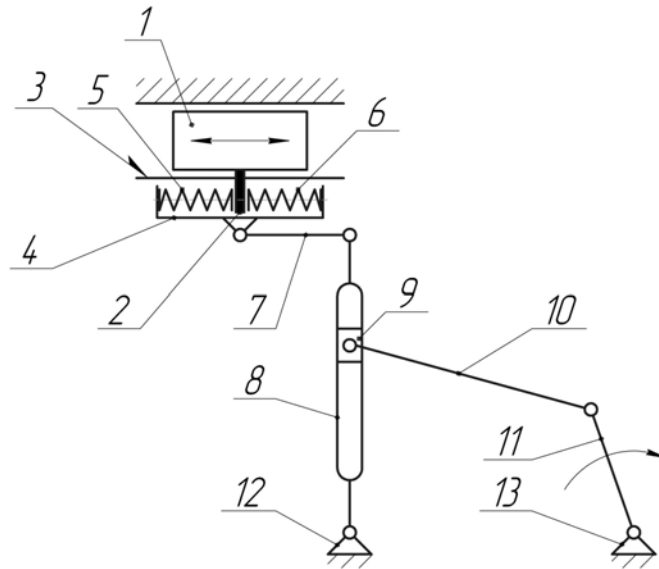


Рис. 2.29. Кінематична схема привода в'язальної каретки рукавичного автомата

Принцип роботи привода в'язальної каретки рукавичного автомата такий. Рух від кривошипа 11 за допомогою шатуна 10 і кулісного каменю 9 передається кулісі 8, перетворюючись із рівномірного обертального в нерівномірний коливальний, і через ведучу ланку 7 за допомогою скоби 4, циліндричних пружин стиску 5, 6 та пальця 2 передається в'язальній каретці 1, забезпечуючи їй необхідне для в'язання рукавичних виробів зворотно-поступальне переміщення по направляючим 3. Величина ходу каретки в залежності від технологічних умов виготовлення рукавичних виробів може змінюватися. З цією метою в приводі в'язальної каретки рукавичного автомата передбачена зміна положення кулісного каменю 9 відносно куліси 8 (на рис. 2.29 не показано). При виведенні в'язальної каретки зі стану спокою за рахунок деформації однієї із циліндричних пружин стиску 5, 6 динамічний ривок, зумовлений інерційними навантаженнями, зменшується. При гальмуванні в'язальної каретки сили інерції, зумовлені прискоренням, за рахунок пружних властивостей циліндричних пружин стиску 5, 6 також зменшуються, що зумовлює зниження динамічних навантажень привода в'язальної каретки рукавичного автомата і, таким чином, підвищення довговічності його роботи.

## РОЗДІЛ 3

### ПРИВОДИ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

#### 3.1. Привід основов'язальної машини з обгінною муфтою та мотор-редуктором

Відсутність у складі відомих приводів основов'язальних машин [5, 157-160] засобу для зниження пускового моменту електродвигуна призводить до значних динамічних навантажень, які виникають під час пуску основов'язальної машини, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода.

В основу досліджень покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини додатково обладнаний обгінною муфтою та мотор-редуктором, розташованим співвісно з електродвигуном та з'єднаним з ним за допомогою обгінної муфти.

Обладнання приводу основов'язальної машини обгінною муфтою та мотор-редуктором дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини в два етапи: в перший етап пуску вмикається мотор-редуктор, здійснюючи попереднє напруження пружних в'язей привода та приводячи в рух обертові маси машини; в другий етап вмикається електродвигун. Такий поетапний пуск призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

На рис. 3.1 представлена схема запропонованого авторами привода основов'язальної машини [161].

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1 (M1), головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 встановлено на головному валу

2, обгінну муфту 6 та мотор-редуктор 7 (M2), розташований співвісно з електродвигуном 1 та з'єднаний з ним за допомогою обгінної муфти 6.

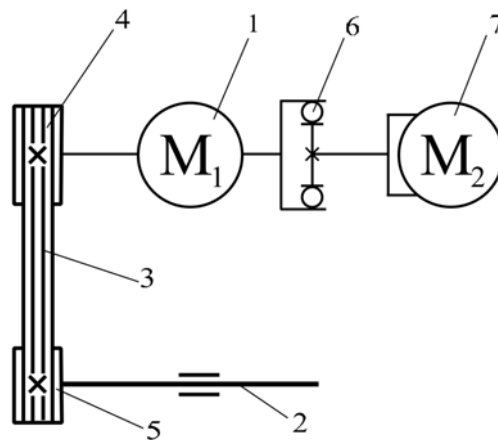


Рис. 3.1. Кінематична схема привода основов'язальної машини з обгінною муфтою та мотор-редуктором

Принцип роботи привода такий. При пуску основов'язальної машини (схема керування пуском основов'язальної машини виконана таким чином, що спочатку вмикається мотор-редуктор 7, а потім через деякий час, зумовлений початком руху усіх обертальних мас привода та машини, вмикається електродвигун 1) спочатку вмикається мотор-редуктор 7. Обертальний рух вала мотор-редуктора 7 за допомогою обгінної муфти 6 передається валу електродвигуна 1, на якому жорстко встановлений ведучий шків 4 клинопасової передачі. За допомогою клинопасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.1 не показані). Після того як пружні в'язі привода напружаться та придуть в сталий рух обертальні маси привода і інших механізмів машини вмикається електродвигун 1, приводячи остаточно механізми в робочий рух, що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання основов'язального полотна.

Таким чином пуск основов'язальної машини здійснюється в два етапи: в перший етап пуску вмикається мотор-редуктор, здійснюючи попереднє напруження пружних в'язей привода та приводячи в рух обертальні маси машини; в другий етап вмикається електродвигун, приводячи остаточно механізми машини в робочий режим роботи. Як

відомо [20, 37, 133, 134, 162, 163], поетапний пуск механічної системи призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

При вмиканні електродвигуна 1 мотор-редуктор 7 за допомогою обгінної муфти 6 автоматично відключається від привода як такий, що непотрібний для подальшої роботи основов'язальної машини.

### 3.2. Привід основов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою

З метою підвищення ефективності роботи основов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень автори пропонують нову конструкцію привода з відцентровою фрикційною муфтою [164], схема якого представлена на рис. 3.2.

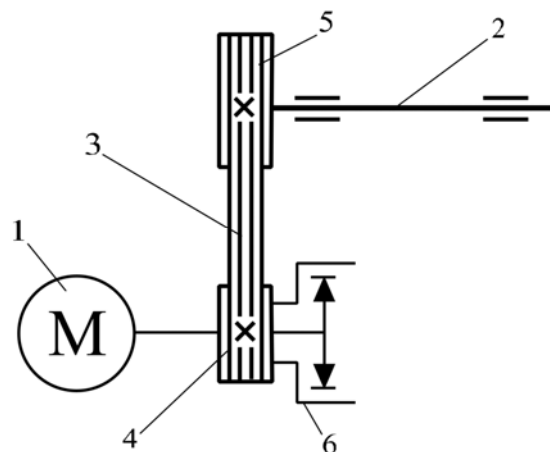


Рис. 3.2. Кінематична схема привода основов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою

Обладнання привода основов'язальної машини відцентровою фрикційною муфтою, встановленою в ведучий шків клинопасової передачі, дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при обмеженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження динамічних навантажень [163] і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої вільно встановлено на



валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 жорстко встановлено на головному валу 2, та відцентрову фрикційну муфт 6, жорстко встановлену на валу електродвигуна 1 та з'єднану з ведучим шківом 4.

Принцип роботи привода основов'язальної машини такий. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна, обмежений відцентровою фрикційною муфтою [22, 165], передається ведучому шківу 4. За допомогою відцентрової фрикційної муфти 6 та клинопасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.2 не показані). Таким чином, завдяки обмеженню пускового моменту електродвигуна 1 відцентровою фрикційною муфтою 6, досягається зниження пускових динамічних навантажень в приводі та інших механізмах основов'язальної машини і, як наслідок, підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

Використовуючи одержані результати досліджень [163], знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в існуючому приводі основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219) під час пуску (режим пуску 1).

В якості вихідних параметрів (приведені до головного валу привода), враховуючи технічну характеристику машини [160, 163], приймаємо:  $T_1 = 158 \text{ Нм}$  (пусковий момент електродвигуна);  $T_2 = 50 \text{ Нм}$  (сумарний момент сил опору механізмів машини);  $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$  (момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції обертальних мас ведучого шківа-варіатора клинопасової передачі);  $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$  (сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини);  $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$  (жорсткість пружних ланок механізмів машини).

Використовуючи відому методику аналізу механічних систем з пружними в'язями [20, 163], знаходимо максимальну величину динамічних навантажень, що виникають в приводі –  $T_{12max} = 173,1 \text{ Нм}$  та коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей привода –  $K = 3,46$ .

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини при

наявності в її складі відцентрової фрикційної муфти (режим пуску 2).

В цьому випадку при динамічному аналізі пуску машини її реальну схему можна представити, як і раніше, у вигляді двомасової динамічної моделі. Пуск основов'язальної машини з новим приводом відбувається в режимі з обмеженням пускового моменту електродвигуна при початкових умовах:  $T_{(12)0} = 0,95T_2 = 47,5 \text{ Нм}$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$  [163]. Тоді вихідні дані (приведені до головного валу привода) будуть такими:  $T_1 = 1,2 \cdot T_2 = 60 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 50 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$ ;  $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$ .

В цьому випадку максимальна величина динамічних навантажень, що виникають в приводі становить  $T'_{12max} = 73,79 \text{ Нм}$ , а коефіцієнт динамічних перевантажень –  $K' = 1,47$ .

Виконані розрахунки показують, що режим пуску основов'язальної машини Кокетт-2 при наявності в складі привода відцентрової фрикційної муфти дозволяє суттєво (майже в 2,4 рази) знизити пускові динамічні навантаження в приводі та інших механізмах машини.

Експериментальні дослідження [166] підтверджують висновки про доцільність використання відцентрової фрикційної муфти в приводі основов'язальних машин з метою зниження динамічних навантажень.

### **3.3. Привід основов'язальної машини зі зчіпною муфтою та гальмом**

Відсутність у складі привода основов'язальних машин засобу для зменшення часу вибігу машини при зупинці та зниження динамічних навантажень призводить до зниження надійності і довговічності роботи привода.

В основу досліджень покладена задача створити таку конструкцію привода основов'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що запропонований авторами привід основов'язальної машини [167] додатково обладнаний зчіпною муфтою та гальмом, причому одна із півмуфт зчіпної муфти з'єднана з

веденим шківом, вільно встановленим на головному валу, а друга півмуфта жорстко з'єднана з головним валом та гальмом.

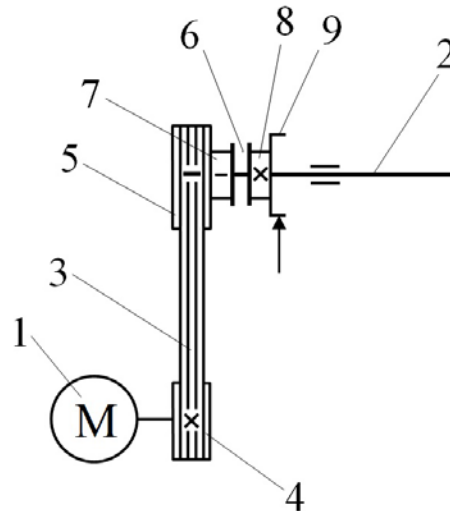


Рис. 3.3. Кінематична схема привода основ'язальної машини зі зчіпною муфтою та гальмом

Обладнання привода основ'язальної машини зчіпною муфтою та гальмом, дозволяє відключити в період зупинки машини основні обертові маси привода (ротор електродвигуна, та клинопасову передачу) від механізмів петлетворення та здійснювати пуск основ'язальної машини при обмеженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження динамічних навантажень в механічній системі [133, 163] і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода основ'язальної машини.

Привід основ'язальної машини (рис. 3.3) містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої вільно встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 жорстко встановлено на головному валу 2, зчіпну муфту 6, наприклад, електромагнітну дискову фрикційну, що містить дві півмуфти 7 і 8, та гальмо 9. Півмуфта 7 зчіпної муфти 6 з'єднана з веденим шківом 5, вільно встановленим на головному валу 2, а півмуфта 8 жорстко з'єднана з головним валом 2 та гальмом 9.

Принцип роботи привода такий. Електрична схема управління приводом виконана таким чином, що при вмиканні електродвигуна 1 зчіпна муфта 6 вмикається з деякою затримкою в часі (час вибирається таким, щоб забезпечити електродвигуну перехід із режиму пуску в

стаціонарний режим роботи), а гальмо 9 вимикається і навпаки - при вимиканні електродвигуна 1 одночасно з ним вимикається зчіпна муфта 6 та вмикається гальмо 9. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучому шківу 4, який за допомогою клинових пасів 3 приводить в обертальний рух ведений шків 5. Далі за допомогою зчеплення півмуфт 7, 8 зчіпної муфти 6 обертальний рух веденого шківу 5 передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними. Завдяки затримки в часі вмикання зчіпної муфти 6 досягається зниження пускових динамічних навантажень в приводі та інших механізмах основов'язальної машини і, як наслідок, підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

При зупинці машини (вимикаються електродвигун і зчіпна муфта, вмикається гальмо) основні інерційні обертальні маси привода (ротор електродвигуна, та клинопасова передача) відокремлюються від головного вала 2 та, відповідно, механізмів основов'язальної, що скорочує час гальмування машини, необхідний для запобігання одержання бракованого трикотажного полотна. Процесу гальмування машини сприяє також одночасне з вимиканням зчіпної муфти 6 вмикання гальма 9. Зменшення під час зупинки машини кількості обертальних мас привода, що кінематично з'єднані з головним валом 2, призводить також до зниження динамічних навантажень привода і, відповідно, підвищення довговічності його роботи.

#### **3.4. Привід основов'язальної машини з електромагнітною дисковою фрикційною муфтою з початковим моментом**

Зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальних машин, є однією із актуальних проблем легкого машинобудування [4, 5, 163]. Одним із перспективних напрямків її вирішення є удосконалення привода машини, здатного знизити динамічні навантаження в пружних його в'язях [20, 162]. Оцінка доцільності та ефективності удосконалення конструкції привода є невід'ємною частиною розробки нових типів основов'язальних машин [5].

Дослідження [4, 20, 37, 162], показують, що зниження пускових динамічних навантажень в механічних системах з пружними в'язями може бути досягнуто шляхом попереднього (перед пуском) напруження в'язей привода. Проте, незважаючи на накопичений досвід в практиці досліджень по удосконаленню приводів в'язальних машин [37], вирішення проблеми зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальних машин все ще залишається актуальною.

Метою досліджень авторів є аналіз динаміки пуску основов'язальної машини, оцінка ефективності її пуску при попередньому напруженні пружних в'язей привода та розробка нової конструкції привода, здатної реалізувати такий режим пуску основов'язальної машини.

Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин [163] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 3.4).

Пуск основов'язальної машини при існуючій конструкції привода [4,5] відбувається в два етапи. Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи (рис. 3.4, б) і продовжується від 0 до  $\tau_1$ , поки момент в пружній в'язі  $C_{12}$  досягне величини  $T_2$ . З цього часу починається другий, остаточний етап пуску (рис. 3.4, а), який характеризується рухом усіх двох мас системи. Він продовжується від  $\tau_1$  до  $t_n$  ( $t_n$  – час пуску машини).

Рівняння руху обертальних мас системи для першого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \quad (3.1)$$

де  $\varphi_1$  - кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (3.1) можемо представити у вигляді [20]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}, \quad (3.2)$$

де  $T_{12}$  - момент пружних сил, що виникає у в'язі  $C_{12}$ ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1 ; \quad (3.3)$$

$A, B$  - постійні інтегрування;

$\beta$  - циклова частота коливань маси  $J_1$  системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (3.4)$$

$a_{12}$  - постійна складова моменту  $T_{12}$ , згідно з [20]:  $a_{12} = T_1$ . (3.5)

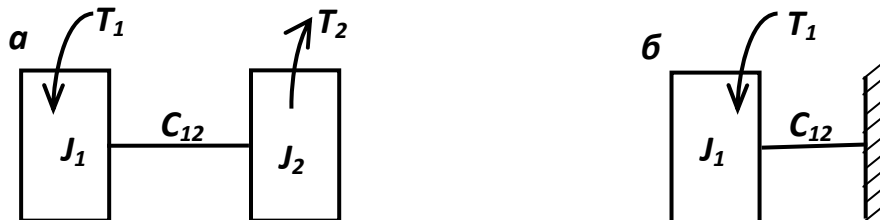


Рис. 3.4. Динамічна модель приводу основов'язальної машини:

$T_1$  -- пусковий момент електродвигуна;  $T_2$  – сумарний момент сил опору механізмів машини;  $J_1$  – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції обертальних мас ведучого шківа-варіатора клинопасової передачі;  $J_2$  – сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини;  $C_{12}$  – жорсткість пружних ланок механізмів машини

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи  $T_{(12)0} = 0$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ , із (3.2) знаходимо:

$$A = -T_1; B = 0. \quad (3.6)$$

Підставивши (3.5), (3.6) в (3.2), маємо:

$$T_{12} = T_1(1 - \cos \beta \cdot t). \quad (3.7)$$

З рівняння (3.7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску)  $\tau_1$ , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові  $T_{12} = T_2$ :

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (3.8)$$

Другий етап пуску системи починається при початкових умовах (при  $t = 0$ ):

$$T_{(12)0} = T_2; \quad \dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \cdot \sin \beta \cdot \tau_1.$$

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [8]:  $J_1 \ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}$ ;

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (3.9)$$

Підставивши параметри  $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ , знайдені із (3.9), в рівняння  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ , знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[ T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left( 1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (3.10)$$

Розв'язок диференційного рівняння (3.10) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Але для другого етапу пуску параметри рівняння (3.2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [20], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}}. \quad (3.11)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (3.2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [20], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту  $T_{12}$  буде дорівнювати:

$$T_{12 \max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (3.12)$$

де  $D$  – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей привода знаходиться із умови:

$$K = \frac{T_{12 \max}}{T_2}. \quad (3.13)$$

Використовуючи одержані результати, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в існуючому приводі під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219). В якості вихідних параметрів (приведені до головного валу привода), враховуючи технічну характеристику машини [4, 163], як і раніше приймаємо:  $T_1 = 158$  Нм;  $T_2 = 50$  Нм;  $J_1 = 0,35$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,025$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 24220$  Нм/рад.

Використовуючи приведену вище методику, знаходимо максимальну величину динамічних навантажень, що виникають в приводі ( $T_{12 \max} = 173,1$  Нм) та коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей привода ( $K = 3,46$ ).

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини при попередньому напруженні в'язей привода. В цьому випадку при

динамічному аналізу пуску машини її реальну схему можна представити, як і раніше, у вигляді двомасової динамічної моделі. Пуск основов'язальної машини відбувається в один етап (в рух приходять усі обертальні маси привода). Початкові умови пуску:  $T_{(12)0} = 0,95T_2$  (приймаємо із умов забезпечення попереднього напруження в'язей привода);  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ .

Розв'язок диференційного рівняння руху мас системи можемо представити у вигляді, приведенного раніше рівняння (3.2). Тоді, враховуючи початкові умови пуску маємо:

$$T'_{12max} = [A_{12}] + a. \quad (3.14)$$

Параметрами рівняння (3.14), враховуючи вищенаведене та рекомендації [20], будуть:

$$a = 57,2 \text{ Нм}; A_{12} = T_{(12)0} - a = 0,95T_2 - a = -9,7 \text{ Нм}.$$

Таким чином при пуску основов'язальної машини Кокетт-2 з попередньо напруженими в'язями привода:  $T'_{12max} = 66,9 \text{ Нм}$ ;  $K' = 1,34$ , що свідчить про суттєве (практично в 2,6 рази) зниження пускових динамічних навантажень в приводі.

З метою реалізації запропонованого режиму пуску основов'язальної машини авторами розроблено нову конструкцію привода [168], схема якого представлена на рис. 3.5.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2 та клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлений на валу 5 та з'єднаний з електродвигуном 1, а ведений шків 6 встановлено на головному валу 2. Привід також містить електромагнітну дискову фрикційну муфту 7 з початковим моментом, яка містить ведучу півмуфту 8, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, ведену півмуфту 9, жорстко з'єднану з ведучим шківом 4 за допомогою вала 5, та циліндричну пружину стиску 10 з гайкою 11 для створення необхідної величини початкового моменту муфти  $T_M = (0,9...0,95)T$ . Система керування пуску привода виконана таким чином, що при пуску машини спершу вмикається електродвигун 1, а потім



з деякою затримкою в часі вмикається електромагнітна дискова фрикційна муфта 7.

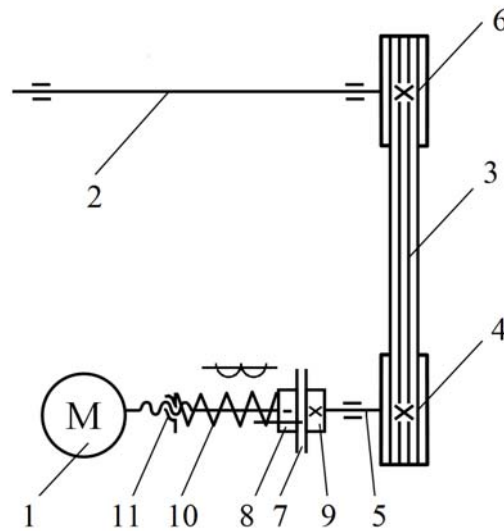


Рис. 3.5. Кінематична схема привода основов'язальної машини з електромагнітною дисковою фрикційною муфтою з початковим моментом

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його крутний момент, обмежений початковим моментом електромагнітної дискової фрикційної муфти 7, що його створює сила циліндричної пружини стиску 10 шляхом притиску ведучої півмуфти 8 до веденої півмуфти 9, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів передач привода. Оскільки величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 не перевищує величини сумарного моменту сил опору механізмів основов'язальної машини механізми машини не приходять в рух (обертальний рух електродвигуна 1 не передається головному валу 2). Подальше вмикання електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 збільшує величину її крутного моменту, що забезпечує можливість передачі обертального руху від електродвигуна 1 до головного валу 2 та механізмів машини (на рис. 3.5 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Наявність початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 забезпечує попереднє (перед остаточним пуском машини) напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові

динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти регулюється шляхом регулювання сили циліндричної пружини стиску 10, що досягається за допомогою гайки 11, нагвинченої на вал електродвигуна 1.

### **3.5. Привід основов'язальної машини з електромагнітною фрикційною дисковою муфтою з електромагнітом з двома секціями обмотки**

Для забезпечення надійності та довговічності роботи основов'язальної машини автори пропонують обладнати її новим приводом [169], що містить електромагнітну фрикційну дискову муфту з електромагнітом з двома секціями обмотки.

Обладнання приводу основов'язальної машини електромагнітною фрикційною дисковою муфтою з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями, дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини шляхом вмикання електромагнітної фрикційної дискової муфти в два етапи: спочатку вмикається лише одна (перша) секція обмотки, а потім, через деяку затримку часу, вмикається друга секція обмотки. При цьому при вмиканні першої секції обмотки крутний момент електромагнітної фрикційної дискової муфти здійснює лише попереднє напруження пружних в'язей привода (обертальні маси основов'язальної машини не приходять в рух). При подальшому вмиканні другої секції обмотки відбувається остаточний пуск основов'язальної машини (всі обертальні маси машини приходять в рух). Таким чином, наявність двох секцій обмотки електромагніту забезпечує здійснення пуску основов'язальної машини в режимі попереднього напруження пружних в'язей привода, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень [20, 163] та сприяє підвищенню довговічності роботи привода.

На кресленні представлена кінематична схема привода основов'язальної машини.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої з'єднаний з

електродвигуном 1, а ведений шків 5 встановлено на головному валу 2, та засіб зниження пускового моменту 6 електродвигуна, виконаний у вигляді електромагнітної фрикційної дискової муфти, що містить ведучу півмуфту 7 з дисками 8, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, ведену півмуфту 9 з дисками 10, жорстко з'єднану з ведучим шківом 4, та електромагніт 11 з обмоткою, що містить дві секції: першу 12 і другу 13.

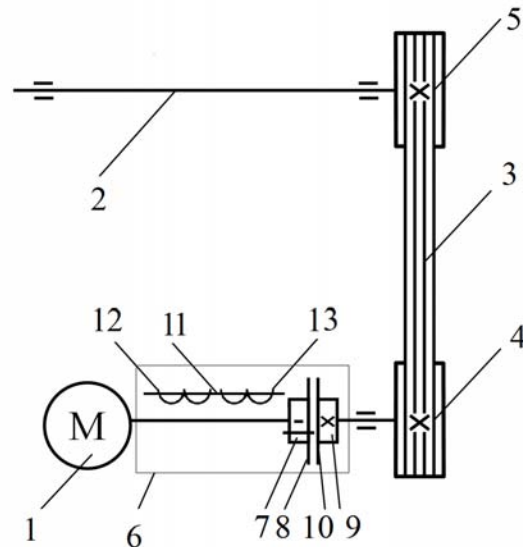


Рис. 3.6. Кінематична схема привода основовязальної машини з електромагнітною фрикційною дисковою муфтою з електромагнітом з двома секціями обмотки

Принцип роботи привода такий. Одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вмикається перша секція 12 обмотки електромагніту 11. Вал електродвигуна 1 починає обертатися. При цьому ведуча півмуфта 7 з дисками 8 під дією сили електромагніту 11 притискується до дисків 10 веденої півмуфти 9. Момент сил тертя, що виникає в зоні взаємодії дисків 8 з дисками 10, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів в його передачах (сили електромагніту 11, в якому підключена лише перша секція 12 обмотки недостатньо для остаточного пуску машини і ведучий шків 4 не приходить в обертальний рух). Подальше вмикання другої секції 13 обмотки електромагніту 11 призводить до збільшення моменту електромагнітної фрикційної дискової муфти, що змушує ведену півмуфту 9, а з нею і ведучий шків 4 прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківа 4 за допомогою

клинових пасів 3 передається веденому шківу 5 та головному валу 2, кінематично зв'язаному з механізмами петлетворення (на рис. 3.6 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Таким чином пуск основов'язальної машини з попереднім (перед остаточним пуском машини) напруженням пружних в'язей привода знижує пускові динамічні навантаження в приводі, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Максимальна величина динамічних навантажень, що виникають в існуючому приводі основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219) при пуску, як уже було сказано (див. п. 3.4) – режим пуску 1 становить  $T_{12max} = 173,1 \text{ Нм}$ . При цьому коефіцієнт динамічних перевантажень привода  $K = 3,46$  (результати розрахунків приведені в табл. 3.1).

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини при наявності в її складі запропонованої конструкції привода.

В цьому випадку при динамічному аналізі пуску машини її реальну схему можна представити, як і раніше, у вигляді двомасової динамічної моделі. Пуск основов'язальної машини з новим приводом може відбуватися: в режимі з попереднім напруженням пружних в'язей привода без обмеження пускового моменту електродвигуна (режим 2 – початкові умови:  $T_{(12)0} = 0,95T_2 = 47,5 \text{ Нм}$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ ; вихідні дані:  $T_1 = 158 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 50 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$ ;  $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$ ); в режимі з попереднім напруженням пружних в'язей привода та з обмеженням пускового моменту електродвигуна (режим 3 - початкові умови:  $T_{(12)0} = 0,95T_2 = 47,5 \text{ Нм}$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ ; вихідні дані:  $T_1 = 1,2 \cdot T_2 = 60 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 50 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$ ;  $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$ );).

Виконані розрахунки з використанням відомих методик [4, 20, 37, 163] показують (табл. 3.1), що найбільш раціональним режимом пуску основов'язальної машини є режим пуску з попереднім напруженням пружних в'язей привода та одночасним обмеженням пускового моменту електродвигуна (режим 3). Такий режим пуску може бути здійсненим при наявності у складі привода запропонованого авторами засобу

попереднього напруження пружних в'язей привода та обмеження пускового моменту його електродвигуна.

Таблиця 3.1

**Результати розрахунків динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219)**

Параметр (див. п. 3.4)	Режим пуску		
	Режим 1 $T_1 = 158 \text{ Нм}$	Режим 2 $T_1 = 158 \text{ Нм}$	Режим 3 $T_1 = 60 \text{ Нм}$
$\beta, \text{с}^{-1}$	263	-	-
$\tau_1, \text{с}$	$3,11 \cdot 10^{-3}$	-	-
$a, \text{Нм}$	57,2	57,2	50,7
$\beta_1, \text{с}^{-1}$	720,4	-	-
$A_{12}, \text{Нм}$	-108	-9,7	-3,2
$B_{12}, \text{Нм}$	42,1	0	0
$T_{12max}, \text{Нм}$	173,1	66,9	53,9
$T_2, \text{Нм}$	50	50	50
$K$	3,46	1,34	1,08

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

– запропонована авторами конструкція привода основов'язальної машини з засобом попереднього напруження його в'язей та обмеження пускового моменту електродвигуна, виконаним у вигляді електромагнітної фрикційної дискової муфти з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями, дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження, що виникають в приводі та механізмах машини під час пуску (для основов'язальної машини Кокетт-2 у 3,2 рази);

– використання даного засобу зниження пускового моменту електродвигуна у складі привода дозволяє підвищити довговічність та надійність роботи як самого привода, так і основов'язальної машини, де він використовується;

– запропонована конструкція засобу попереднього напруження в'язей привода та обмеження пускового моменту електродвигуна може бути використана і для інших типів в'язальних машин.

### 3.6. Привід основ'язальної машини з гальмом, встановленим на валу електродвигуна

В основу досліджень поставлена задача створити привід основ'язальної машини, в якому, введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основ'язальної машини додатково обладнаний гальмом, встановленим на валу електродвигуна, причому гальмо має гальмівний момент, що вибирається

із умови:

$$T_G = \frac{T_{\text{пуск}}}{\psi} - T, \quad (3.15)$$

де  $T_G$  - гальмівний момент гальма;

$T_{\text{пуск}}$  - пусковий момент електродвигуна;

$\psi$  - коефіцієнт працездатності привода,  $\psi = 1,05 \dots 1,1$ ;

$T$  - момент головного валу, приведений до валу електродвигуна.

Додаткове обладнання привода основ'язальної машини гальмом дозволяє знизити момент електродвигуна, що передається приводу в момент пуску машини, що призводить до підвищення довговічності роботи привода і основ'язальної машини в цілому.

Вибір гальмівного моменту гальма із умови (3.15) зумовлена необхідністю виконання умови працездатності привода (можливість приведення приводом в дію механізмів основ'язальної машини в період пуску електродвигуна).

На рис. 3.7 представлена кінематична схема привода основ'язальної машини, запропонованого авторами [170].

Привід основ'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 встановлено на головному валу 2, та гальмо 6, встановлене на валу електродвигуна 1.

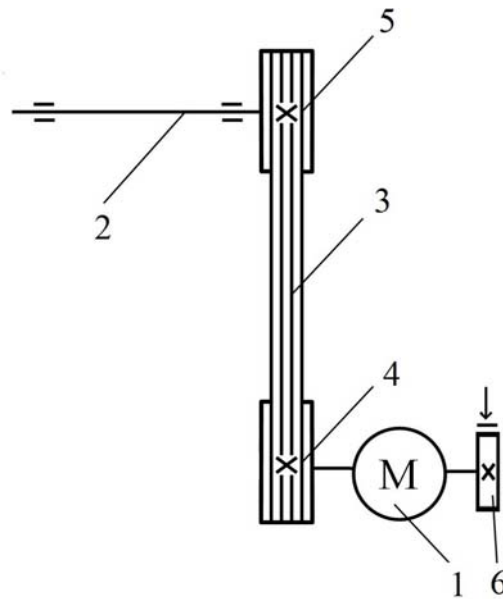


Рис. 3.7. Кінематична схема привода основовязальної машини з гальмом, встановленим на валу електродвигуна

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент частково відбирається гальмом 6 і не передається приводу в повній мірі, що призводить до зменшення динамічних навантажень в приводі та підвищує його довговічність. Гальмо 6 виконано у вигляді нормально замкненого гальма, схема керування якого виконана таким чином, що при зупинці машини гальмо вмикається і вимикається лише після того, як закінчується режим пуску основов'язальної машини.

### 3.7. Привід основов'язальної машини з маховиком та електромагнітною муфтою

На рис. 3.8 представлена нова конструкція привода [171], здатна підвищити ефективність роботи основов'язальної машини. На відміну від існуючих приводів основов'язальних машин [5, 157-160] запропонований авторами привід додатково обладнаний маховиком та електромагнітною муфтою.

Додаткове обладнання приводу основов'язальної машини маховиком, встановленим на валу електродвигуна та з'єднаним з ним за допомогою електромагнітної фрикційної муфти, дозволяє здійснювати відбір пускового моменту електродвигуна від головного валу (механізмів основов'язальної машини), а також відключати маховик від привода під

час роботи основов'язальної машини, що призводить до зниження динамічних навантажень і, тим самим, підвищує довговічність роботи привода.

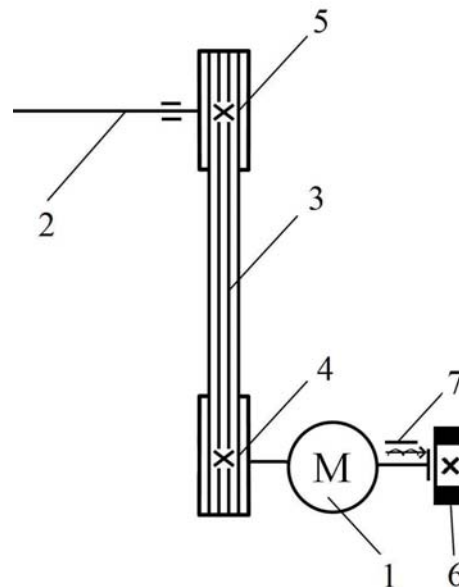


Рис. 3.8. Кінематична схема привода основов'язальної машини з маховиком та електромагнітною муфтою

Привід містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлено на валу електродвигуна 1, а введений шків 5 встановлено на головному валу 2, та маховик 6, встановлений на валу електродвигуна 1 і з'єднаний з ним за допомогою електромагнітної фрикційної муфти 7.

Принцип роботи привода такий. Спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта 7, з'єднуючи маховик 6 з електродвигуном 1, після чого вмикається електродвигун 1. При цьому пусковий момент електродвигуна 1 розгалужується на два потоки: один поступає на маховик 6, інший безпосередньо на привід, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в приводі і, як результат, до підвищення довговічності його роботи. Обертальний рух електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 3 передається головному валу 2 та механізмам, кінематично з ним з'єднаним (на рис. 3.8 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини.

### 3.8. Привід основов'язальної машини з



## електродвигуном, встановленим в поворотних опорах

Особливістю роботи основов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших їх механізмах і суттєво впливають на надійність та довговічність роботи машин, а також на якість основов'язального полотна [4, 5].

Перспективним напрямом підвищення ефективності роботи основов'язальних машин є зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску. Аналіз відомих досліджень динаміки пуску механічних систем, в тому числі і в'язальних машин, [20, 163] показує, що найбільш доцільним вирішенням даної проблеми є зниження пускового моменту, який передає електродвигун привода механізмам машини. На думку авторів [163] раціональним вирішенням цього є використання в приводі електродвигуна, встановленого в поворотних опорах, що дозволяють під час пуску повертатися статору навколо осі на деякий кут.

Запропонований авторами привід основов'язальної машини [172], схема якого представлена на рис. 3.9, містить електродвигун 1, шків 2 пасової передачі, жорстко встановлений на валу 3 електродвигуна 1, та пружину стиску 4. Корпус (статор) 5 електродвигуна 1 встановлений в опорах 6, 7 з можливістю повороту навколо осі вала 3 та має важіль 8, жорстко прикріплений до корпусу 5, а пружина стиску 4 встановлена з можливістю взаємодії з важелем 8. Привід містить також обмежувач 9 кута повороту статора 5.

Привід основов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1, його реактивний пусковий момент  $T_p$  прагне повернути корпус 5 за годинниковою стрілкою (згідно з рис. 3.9). Важіль 8 вступає у взаємодію з пружиною стиску 4. При цьому динамічні навантаження, що виникають у приводі, знижуються за рахунок витрати частини пускового моменту електродвигуна 1 на поворот корпусу 5 в опорах 6, 7 та на деформацію пружини стиску 4 важелем 8. У період сталого режиму роботи привода реактивний момент  $T_p$  корпусу 5 урівноважується статичним моментом  $T$  електродвигуна 1 та моментом сил пружності пружини стиску 4. Обертальний рух вала 3 передається

шківу 2, жорстко встановленому на ньому, і далі за допомогою механічних передач передається механізмам машини (на рис. 3.9 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини. Обмеження кута повороту статора 5 здійснюється за допомогою обмежувача 9. Очевидно, що відбір пускового моменту електродвигуна залежить від моменту інерції статора та сили пружини.

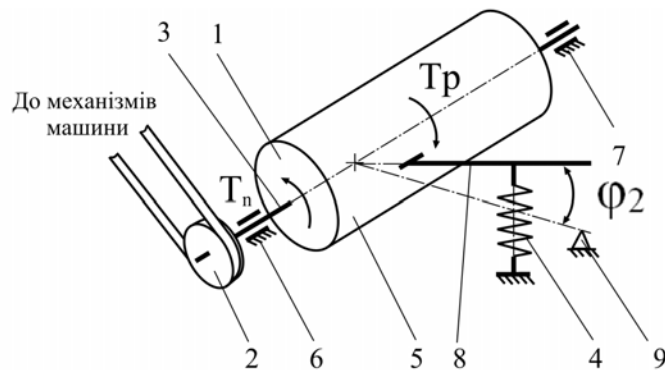


Рис. 3.9. Кінематична схема привода основов'язальної машини з електродвигуном, встановленим в поворотних опорах

Таким чином до робочих параметрів привода з електродвигуном, встановленим в поворотних опорах, поряд з загально прийнятими, слід віднести кут повороту статора  $\varphi_2$  та жорсткість пружини, що протидіє його повороту.

При вирішенні питання вибору раціональних параметрів привода будемо виходити із таких припущень: пусковий момент електродвигуна  $T_n$  розподіляється таким чином, що половина його  $T_1$  витрачається на пуск машини, а інша половина  $T_2$  витрачається на поворот статора ( $T_1 = T_2 = 0,5T_n$ ); поворот статора здійснюється рівномірно прискорено; час повороту статора  $t_2$  дорівнює часу пуску машини  $t_1$ .

Умовою динамічної рівноваги привода буде:

$$J\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_3, \quad (3.16)$$

де  $J$  - сумарний момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції ведучого шківу пасової передачі  $J_1$  та обертальних мас механізмів основов'язальної машини  $J_3$  (тут і надалі приведені величини),  $J = J_1 + J_3$ ;

$\varphi_1$  - кут повороту ротора електродвигуна;

$T_3$  - момент сил опору механізмів машини.

Враховуючи прийняті припущення та нехтуючи коливанням мас приводу під час пуску машини, маємо:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{\omega}{t_1}; \quad T_1 = 0,5T_n, \quad (3.17)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість ротора в період сталого руху.

Підставляючи (3.17) в (3.26), знаходимо:

$$J \frac{\omega}{t_1} = 0,5T_n - T_3. \quad (3.18)$$

Розв'язуючи рівняння (3.18) відносно  $t_1$ , знаходимо:

$$t_1 = \frac{J\omega}{0,5T_n - T_3}. \quad (3.19)$$

Умова динамічної рівноваги статора має вигляд:

$$J_2\ddot{\varphi}_2 + T_4 = T_2, \quad (3.20)$$

де  $J_2$  - момент інерції статора (корпуса) електродвигуна з урахуванням моменту інерції важеля 8, жорстко прикріпленого до корпусу (рис. 3.9);

$\varphi_2$  - кут повороту статора;

$T_4$  - момент сили пружини стиску,

$$T_4 = Fl; \quad (3.21)$$

$F$  - сила пружини;

$l$  - плече важеля.

Як відомо 
$$F = Ch, \quad (3.22)$$

де  $C$  - жорсткість пружини;

$h$  - стиск пружини при повороті статора.

Враховуючи, що  $h = l \operatorname{tg} \varphi_2$ , та прийнявши до уваги (3.22), рівняння (3.21) набуває вигляду:

$$T_4 = Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2. \quad (3.23)$$

Підставивши в рівняння (3.20)  $\ddot{\varphi}_2 = \frac{2\varphi_2}{t_2^2}$  та (3.23), одержимо:

$$2J_2 \frac{\varphi_2}{t_2^2} + Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{T_n}{2}. \quad (3.24)$$

З рівняння (3.24) знаходимо:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2J_2 \varphi_2}{0,5T_n - Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2}}. \quad (3.25)$$

Враховуючи умову, що  $t_1 = t_2$ , маємо:

$$\frac{J^2 \omega^2}{(0,5T_n - T_3)^2} = \frac{2J_2 \varphi_2}{0,5T_n - Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2},$$

Звідки знаходимо необхідну жорсткість пружини:

$$C = \frac{1}{l^2 \operatorname{tg} \varphi_2} \left[ 0,5T_n - \frac{2J_2 \varphi_2 (0,5T_n - T_3)^2}{J^2 \omega^2} \right]. \quad (3.26)$$

Розглянемо можливість реалізації вказаних параметрів привода при використанні його у складі машини Кокетт-2 (модель 5219).

Прийнявши конструктивно  $\varphi_2 = 30^\circ (0,523 \text{ рад})$ ;  $l = 250 \text{ мм}$  та враховуючи параметри привода основ'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219) [163]:  $T_n = 158 \text{ Нм}$ ;  $T_3 = 50 \text{ Нм}$ ;  $J = 0,375 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,55 \text{ кгм}^2$  (одержано з урахуванням маси статора електродвигуна, важеля та їх розмірів);  $\omega = 149,75 \text{ с}^{-1}$ , із рівняння (3.26) знаходимо:

$$C = \frac{1}{0,25^2 \operatorname{tg} 30^\circ} \left[ 0,5 \cdot 158 - \frac{2 \cdot 0,55 \cdot 0,523 (0,5 \cdot 158 - 50)^2}{0,375^2 \cdot 149,75^2} \right] = 2185,08 \text{ Н/м}.$$

Необхідну силу пружини стиску знаходимо із умови:

$$F = \frac{T_2}{l} = \frac{0,5T_n}{l} = \frac{0,5 \cdot 158 \cdot 10^3}{250} = 316 \text{ Н}.$$

Враховуючи необхідні жорсткість та силу пружини, вибираємо циліндричну пружину стиску № 38 ГОСТ 13768-68 [173] з параметрами: діаметр дроту  $d = 4,0 \text{ мм}$ ; зовнішній діаметр  $D = 38 \text{ мм}$ ; жорсткість одного витка  $C_1 = 65,15 \text{ Н/мм}$ ; число робочих витків  $n = \frac{C_1}{C} = \frac{65,15}{2185,08 \cdot 10^{-3}} = 29,8$ ;

крок пружини  $p = 9,5 \text{ мм}$ ; робоча довжина пружини  $L = (n - 1)p = (29,8 - 1) \cdot 9,5 = 273,6 \text{ мм}$ .

Як бачимо існує реальна можливість використання запропонованої конструкції привода в складі основов'язальної машини.

### **3.9. Привід основов'язальної машини з конусним фрикційним варіатором**

Задача підвищення ефективності роботи основов'язальної машини може бути вирішена тим, що її привід додатково обладнаний конусним фрикційним варіатором, ведучий конус якого жорстко закріплений на валу електродвигуна, а передача з гнучкою в'яззю виконана ланцюговою, причому конусний фрикційний варіатор містить засіб реактивного притиску конусів та засіб переміщення ведучого конуса, встановлений під кутом до осі вала електродвигуна, що дорівнює куту конусності ведучого конуса.

Додаткове обладнання привода основов'язальної машини конусним фрикційним варіатором дозволяє здійснювати вибір оптимальної швидкості роботи привода основов'язальної машини, що забезпечує підвищення надійності та довговічності його роботи.

Запропонований авторами привід основов'язальної машини [174], схема якого представлена на рис. 3. 10, містить електродвигун 1, головний вал 2, ланцюгову передачу, що містить ведучу зірочку 3, ведену зірочку 4 і ланцюг 5, що їх охоплює, та конусний фрикційний варіатор 6, ведучий конус 7 якого жорстко закріплений на валу електродвигуна 1, а ведений конус 8 жорстко закріплений на проміжному валу 9. Конусний фрикційний варіатор 6 містить засіб реактивного притиску 10 ведучого 7 та веденого 8 конусів та засіб переміщення 11 ведучого конуса 7 (електродвигуна), встановлений під кутом до осі вала електродвигуна 1, що дорівнює куту конусності ведучого конуса 7. Засіб реактивного притиску 10 конусів містить циліндричну зубчасту передачу, шестерня 12 якої встановлена співвісно веденому конусу 8 на проміжному валу 9, а зубчасте колесо 13 встановлене на веденому валу 14. Ведучий 7 та ведений 8 конуси мають внутрішній дотик, проміжний вал 9 встановлено на кронштейнах 15, 16 з можливістю коливального руху навколо осі веденого вала 14. Засіб переміщення 11 ведучого конуса 7 виконаний таким чином, що

електродвигун 1 разом з ведучим конусом 7 має можливість плоскопаралельного руху вздовж осі (вісь X – X), розташованій паралельно утворюючій поверхні ведучого 7 конуса. Ведуча зірочка 3 жорстко встановлена на веденому валу 14, а ведена зірочка 4 жорстко встановлена на головному валу 2.

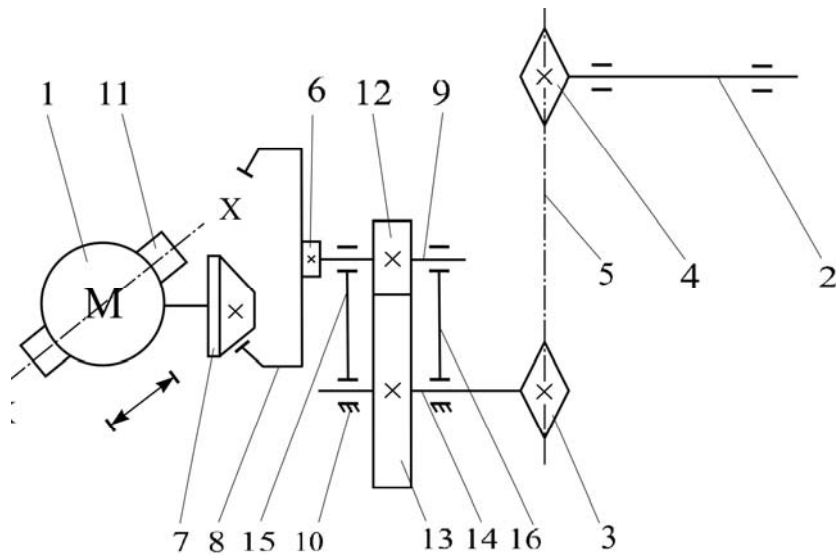


Рис. 3.10. Кінематична схема привода основ'язальної машини з конусним фрикційним варіатором

Принцип роботи привода такий. При вмиканні привода вал електродвигуна 1 з жорстко закріпленим на ньому ведучим конусом 7 починає обертатися. Взаємодія ведучого конуса 7 з веденим конусом 8, зумовлена початковим їх притиском (створюється вагою коливальної системи ведений конус 8 – проміжний вал 9 – шестерня 12 – кронштейни 15, 16), приводить в обертальний рух проміжний вал 9 та шестерню 12, закріплену на ньому. Реактивний момент, що виникає в зубчастому зачепленні шестерні 12 з зубчастим колесом 13, остаточно притискує ведений конус 8 до ведучого конуса 7, забезпечуючи передачу потужності від ведучого вала (вал електродвигуна 1) веденому валу 14. Обертальний рух веденого вала 14 за допомогою ланцюгової передачі 3..5 передається головному валу 2 та механізмам, кінематично з ним з'єднаним (на рис. 3.10 не показані), що необхідно для роботи основ'язальної машини.

Регулювання швидкості обертання головного вала 2 (швидкість роботи основ'язальної машини) досягається шляхом переміщення електродвигуна 1 з жорстко закріпленим на його валу ведучим конусом 7

вздовж осі X – X, розташованій паралельно утворюючій поверхні конусів, за допомогою засобу переміщення 11 ведучого конуса.

### 3.10. Привід основов'язальної машини з плоскою спіральною пружиною

Задача ефективного зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальних машин, як показують дослідження [163], може бути розв'язана шляхом додаткового обладнання привода плоскою спіральною пружиною, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний з валом електродвигуна, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з ведучим шківом клинопасової передачі.

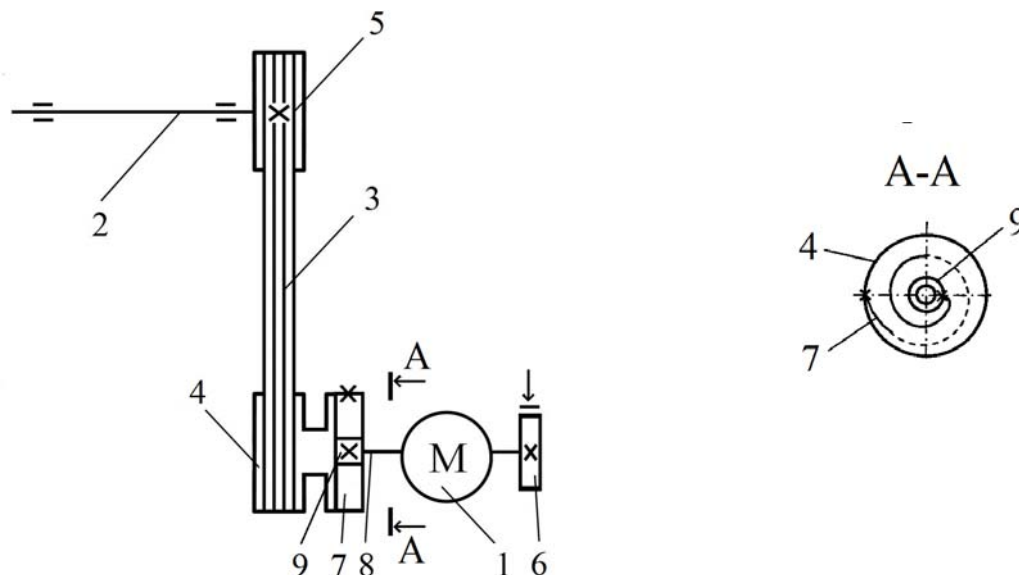


Рис. 3.11. Кінематична схема привода основов'язальної машини з плоскою спіральною пружиною

Додаткове обладнання привода основов'язальної машини плоскою спіральною пружиною дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини з попередньо напруженими пружними в'язями привода, що знижує динамічні навантаження і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Запропонований авторами привід основов'язальної машини [175], кінематична схема якого представлена на рис. 3.11, містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 встановлено на

головному валу 2, гальмо 6, встановлене на валу електродвигуна 1 з протилежного від ведучого шківів 4 кінця, та плоску спіральну пружину 7, внутрішній кінець якої жорстко з'єднаний з кінцем вала 8 електродвигуна 1 за допомогою втулки 9, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з ведучим шківом 4 клинопасової передачі 3.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 одночасно з ним вимикається нормально замкнене гальмо 6, звільнюючи електродвигун 1 та даючи йому можливість обертатися. Обертальний рух вала 8 електродвигуна 1 за допомогою втулки 9 закручує плоску спіральну пружину 7. Крутий момент, що виникає при цьому призводить до передачі обертального руху вала 8 електродвигуна 1 ведучому 4 та веденому 5 шківам клинопасової передачі 3. Обертальний рух веденого шківів 5 передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини (на рис. 3.11 не показані), що необхідно для її роботи – в'язання полотна. Наявність плоскої спіральної пружини 7 зумовлює попереднє, перед остаточним пуском основов'язальної машини, напруження пружних в'язей привода (паси клинопасової передачі, вали і ін.) та вибір зазорів в кінематичних ланках привода, що призводить до зниження динамічних навантажень і, таким чином, до підвищення надійності та довговічності роботи привода. При зупинці основов'язальної машини спрацьовує нормально замкнене гальмо 6, гальмуючи електродвигун 1, що не дозволяє розкрутитися плоскій спіральній пружині 7 і зняти попереднє напруження пружних в'язей привода, необхідне для подальшого його вмикання.

### **3.11. Привід основов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з радіальними пакетами плоских пружин**

На рис. 3.12 представлена запропонована авторами [176] конструкція привода, здатна підвищити ефективність роботи основов'язальної машини за рахунок зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску. На відміну від існуючих конструкцій приводів основов'язальних машин [5, 157-160] новий привід додатково обладнаний демпфіруючим пристроєм з пружними елементами, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний



з ведучим шківом клинопасової передачі.

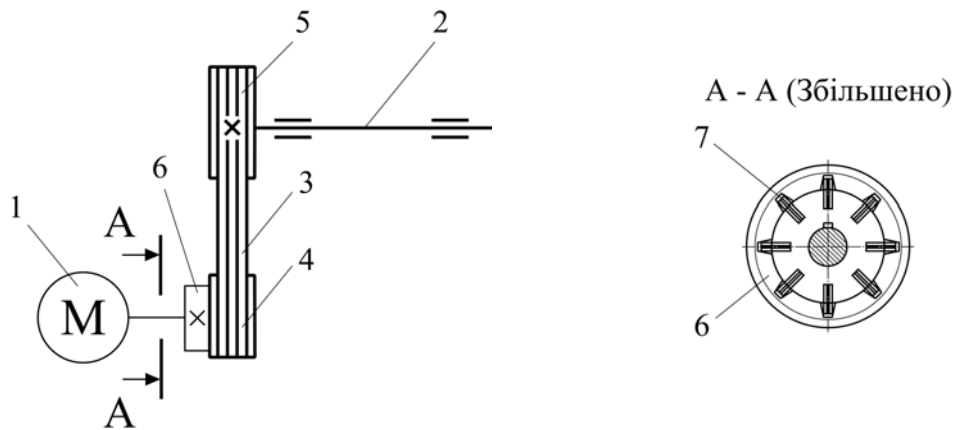


Рис. 3.12. Кінематична схема привода основ'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з радіальними пакетами плоских пружин

Обладнання приводу основ'язальної машини демпфіруючим пристроєм з пружними елементами, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, дозволяє здійснювати пуск основ'язальної машини при зниженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і основ'язальної машини в цілому.

Привід основ'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 встановлено на головному валу 2, та демпфіруючий пристрій 6 з пружними елементами 7, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, за допомогою яких вал електродвигуна 1 з'єднаний з ведучим шківом 4.

Принцип роботи привода основ'язальної машини такий. При пуску основ'язальної машини пусковий момент електродвигуна 1, знижений деформацією пружних елементів 7 демпфіруючого пристрою 6, передається ведучому шківу 4. За допомогою пружних елементів 7, що з'єднують вал електродвигуна 1 з ведучим шківом 4, та клинопасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основ'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.12 не показані). Завдяки зниженню демпфіруючим пристроєм 6 пускового моменту електродвигуна 1

досягається зниження динамічних навантажень привода основов'язальної машини, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

### **3.12. Привід основов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою та ланцюговою передачею**

Недоліком відомих приводів основов'язальних машин [5, 157-160] є відсутність у їх складі засобу для зниження пускового моменту електродвигуна, що не дозволяє ефективно знижувати динамічні навантаження, які виникають під час пуску основов'язальних машин, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода.

Недоліком приводів основов'язальних машин є також і те, що кінематичний зв'язок електродвигуна з головним валом виконано у вигляді клинопасової передачі, що вимагає здійснювати установку веденого її шківів на одному із кінців головного валу машини (необхідна умова для заміни клинових пасів), що негативно впливає на динаміку привода, зумовлену несиметричним розподілом потужності, що передається електродвигуном головному валу, що також негативно впливає на довговічність привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів, новим їх виконанням та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі основов'язальної машини передача з гнучкою в'яззю виконана ланцюговою, ведена зірочка якої жорстко закріплена посередині головного вала, ведуча зірочка встановлена на валу електродвигуна, а ланцюг виконано переважно зубчастим, причому відцентрова фрикційна муфта розташована у ведучій зірочці співвісно з нею [177].

Виконання передачі з гнучкою в'яззю ланцюговою, ведена зірочка якої жорстко закріплена посередині головного вала, ведуча зірочка встановлена на валу електродвигуна, а ланцюг виконано переважно зубчастим, причому відцентрова фрикційна муфта розташована у ведучій зірочці співвісно з нею, дозволяє вирішити проблему симетричного

розподілу потужності (одна із умов зниження динамічних навантажень привода), що передається електродвигуном головному валу, та підвищити надійність роботи передачі з гнучкою в'яззю (заміна гнучкої в'язі зубчастим ланцюгом), що, в свою чергу призводить до підвищення довговічності роботи привода.

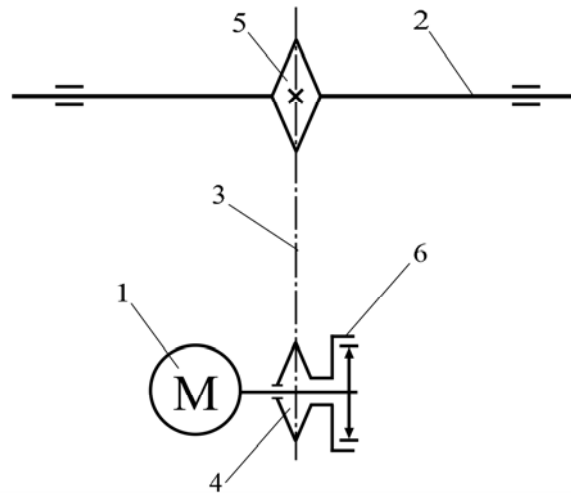


Рис. 3.13. Кінематична схема привода основ'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою та ланцюговою передачею

Запропонований привід основ'язальної машини кінематична схема якого представлена на рис. 3.13, містить електродвигун 1, головний вал 2, ланцюгову передачу 3, ведуча зірочка 4 якої вільно встановлено на валу електродвигуна 1, а ведена зірочка 5 жорстко закріплена посередині головного вала 2, та відцентрову фрикційну муфт 6, жорстко встановлену на валу електродвигуна 1 та з'єднану з ведучою зірочкою 4. З метою підвищення довговічності роботи привода ланцюг ланцюгової передачі 3 виконано зубчастим.

Принцип роботи привода основ'язальної машини такий. При пуску основ'язальної машини пусковий момент електродвигуна 1, обмежений відцентровою фрикційною муфтою 6, передається ведучій зірочці 4. За допомогою відцентрової фрикційної муфти 6 та ланцюгової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основ'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.13 не показані). Ведена зірочка 5 жорстко закріплена посередині головного вала 2, що дозволяє розподілити потужність, що передається електродвигуном 1 головному валу 2 та механізмам машини, на два потоки

симетрично між ділянками головного вала і, відповідно, механізмами машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

### **3.13. Привід основов'язальної машини зі зчіпною муфтою, гальмом та ланцюговою передачею**

В основу досліджень покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів, новим їх виконанням та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що у приводі основов'язальної машини, що містить електродвигун, головний вал, з'єднаний з електродвигуном за допомогою передачі з гнучкою в'яззю, зчіпну муфту та гальмо, встановлені на головному валу, передача з гнучкою в'яззю виконана ланцюговою, ведена зірочка якої вільно встановлена посередині головного вала та з'єднана з однією із півмуфт зчіпної муфти, друга півмуфта якої жорстко з'єднана з головним валом та гальмом, а ланцюг виконано переважно зубчастим [178].

Виконання передачі з гнучкою в'яззю ланцюговою, ведена зірочка якої вільно встановлена посередині головного вала та з'єднана з однією із півмуфт зчіпної муфти, друга півмуфта якої жорстко з'єднана з головним валом та гальмом, а ланцюг виконано переважно зубчастим, дозволяє вирішити проблему симетричного розподілу потужності, що передається електродвигуном головному валу (одна із умов зниження динамічних навантажень привода), та підвищити надійність роботи передачі з гнучкою в'яззю (використання в якості гнучкої в'язі зубчастого ланцюга), що, в свою чергу, призводить до підвищення довговічності роботи привода.

На рис. 3.14 представлена кінематична схема привода основов'язальної машини.

Привід основов'язальної машини (рис. 3.14) містить електродвигун 1, головний вал 2, з'єднаний з електродвигуном за допомогою ланцюгової передачі 3, зчіпну муфту 4 та гальмо 5, встановлені на головному валу 2. Ведуча зірочка 6 ланцюгової передачі 3 жорстко закріплена на валу електродвигуна 1, ведена зірочка 7 вільно встановлена посередині

головного вала 1 та з'єднана із півмуфтою 8 зчірної муфти 4, друга півмуфта 9 якої жорстко з'єднана з головним валом 2 та гальмом 5. Ланцюг ланцюгової передачі 3 виконано зубчастим.

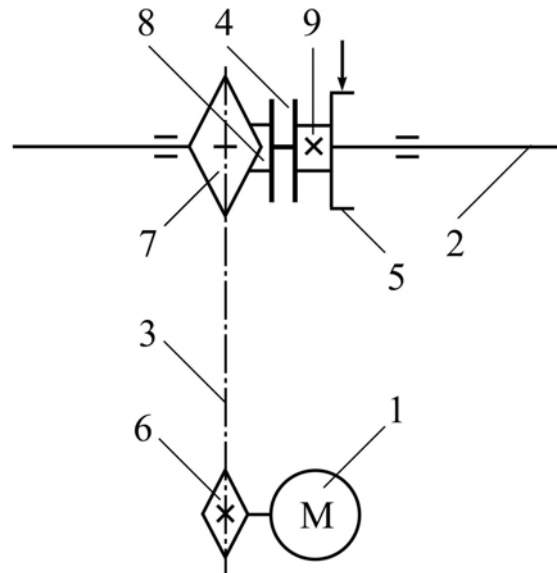


Рис. 3.14. Кінематична схема привода основов'язальної машини зі зчірною муфтою, гальмом та ланцюговою передачею

Принцип роботи привода такий. Електрична схема управління привода (на рис. 3.14 не показана) виконана таким чином, що при вмиканні електродвигуна 1 зчірна муфта 4 вмикається з деякою затримкою в часі (час вибирається таким, щоб забезпечити електродвигуну перехід із режиму пуску в стаціонарний режим роботи), а гальмо 5 вмикається і навпаки - при вимиканні електродвигуна 1 одночасно з ним вмикається зчірна муфта 4 та вмикається гальмо 5. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається ведучій 6 та веденій 7 зірочкам ланцюгової передачі 3. Далі за допомогою зчеплення півмуфт 8, 9 зчірної муфти 4 обертальний рух веденої зірочки 7 передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.14 не показані). Завдяки затримки в часі вмикання зчірної муфти 4 досягається зниження пускових динамічних навантажень в приводі та інших механізмах основов'язальної машини і, як наслідок, підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

При зупинці основов'язальної машини (вимикаються електродвигун 1 і зчіпна муфта 4, вмикається гальмо 5) основні інерційні обертальні маси привода (ротор електродвигуна, та ланцюгова передача) відокремлюються від головного вала 2 та, відповідно, механізмів основов'язальної машини, що скорочує час гальмування машини, необхідний для запобігання одержання бракованого трикотажного полотна. Процесу гальмування машини сприяє також одночасне з вимиканням зчіпної муфти 4 вмикання гальма 5. Зменшення під час зупинки машини кількості обертальних мас привода, що кінематично з'єднані з головним валом 2, призводить також до зниження динамічних навантажень привода і, відповідно, до підвищення довговічності його роботи.

### **3.14. Привід основов'язальної машини з трьома гальмами**

Специфіка конструкції приводів основов'язальних машин зумовлює значний час вибігу машин при зупинці, що негативно впливає на якість полотна. Крім того, виконання передачі привода з гнучкою в'яззю клинопасовою вимагає здійснювати установку веденого її шківів на одному із кінців головного валу (необхідна умова для заміни клинових пасів), що негативно впливає на динаміку привода, зумовлену несиметричним розподілом потужності, що передається електродвигуном головному валу, та призводить до зниження довговічності роботи привода основов'язальної машини.

Таким чином в основу досліджень покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів, новим їх виконанням та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини, що містить електродвигун та головний вал, з'єднаний з електродвигуном за допомогою передачі з гнучкою в'яззю, додатково обладнаний трьома гальмами, одне з яких встановлене на валу електродвигуна, а два інших закріплені на кінцях головного вала, причому передача з гнучкою в'яззю виконана ланцюговою, ведена зірочка якої встановлена посередині головного вала [179].

Обладнання привода основов'язальної машини трьома гальмами, одне з яких встановлене на валу електродвигуна, а два інші закріплені на кінцях головного вала, та виконання передачі з гнучкою в'яззю ланцюговою, ведена зірочка якої встановлена посередині головного вала, дозволяє зменшити час вибігу машини при зупинці, що позитивно впливає на якість полотна, та вирішити проблему симетричного розподілу потужності, що передається електродвигуном головному валу (одна із умов зниження динамічних навантажень привода), що призводить до підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

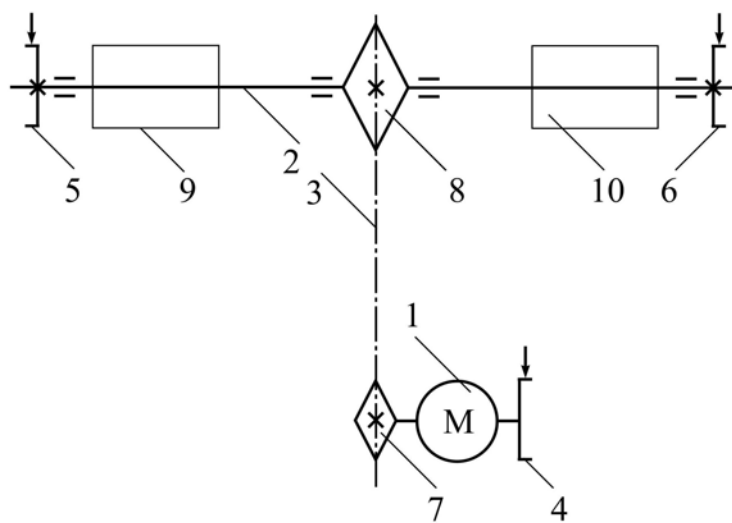


Рис. 3.15. Кінематична схема привода основов'язальної машини з трьома гальмами

Привід основов'язальної машини (рис. 3.15) містить електродвигун 1, головний вал 2, з'єднаний з електродвигуном 1 за допомогою ланцюгової передачі 3, та три гальма 4, 5, 6. Гальмо 4 встановлене на валу електродвигуна 1, а гальма 5, 6 закріплені на кінцях головного вала 2. Ланцюгова передача 3 містить ведучу 7 та ведену 8 зірочки, причому ведуча зірочка 7 жорстко закріплена на валу електродвигуна 1, а ведена зірочка 8 встановлена посередині головного вала 2 між механізмами 9, 10 основов'язальної машини (на рис. 3.15 показані умовно).

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 (електрична схема управління приводом виконана таким чином, що одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вимикаються гальма 4, 5, 6)

обертальний рух його вала передається ведучій 7 та веденій 8 зірочкам ланцюгової передачі 3. Далі обертальний рух веденої зірочки 8 передається головному валу 2 та механізмам 9, 10 основов'язальної машини, що необхідно для в'язання полотна. Завдяки встановленню веденої зірочки 8 посередині головного вала 2 потужність електродвигуна 1 розподіляється між механізмами 9, 10 основов'язальної машини симетрично, що призводить до зниження динамічних навантажень привода та підвищення довговічності його роботи.

При зупинці основов'язальної машини (вимикаються електродвигун 1 і вмикаються гальма 4, 5, 6) завдяки гальмівним моментам гальм 4, 5, 6 час вибігу машини зменшується, що позитивно впливає на підвищення якості полотна.

### **3.15. Привід основов'язальної машини з маховиком з механізмом регулювання його моменту інерції**

Відомий привід основов'язальної машини [171] містить маховик, з'єднаний за допомогою електромагнітної фрикційної муфти з валом електродвигуна. Виконання маховика у вигляді жорсткої конструкції (зазвичай диска) не дозволяє здійснювати регулювання величини його моменту інерції в залежності від зміни режиму роботи машини, зумовленою зміною сировини, що переробляється, та переплетення основов'язального полотна, що не дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження і, таким чином, підвищити довговічність роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому, введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини додатково обладнаний механізмом регулювання моменту інерції маховика, причому механізм зміни моменту інерції маховика являє собою відцентровий пристрій, який містить декілька (не менше двох), розташованих рівномірно між собою вантажів, шарнірно за допомогою важелів з'єднаних з гайками нагвинченими на гвинт, при цьому гайки і



відповідні їм ділянки гвинта мають праву та ліву різьби [180].

Оснащення маховика механізмом регулювання моменту інерції маховика, що являє собою відцентровий пристрій, який містить декілька (не менше двох), розташованих рівномірно між собою вантажів, шарнірно за допомогою важелів з'єднаних з гайками нагвинченими на гвинт, при цьому гайки і відповідні їм ділянки гвинта мають різьби з різним напрямком гвинтової лінії (права та ліва різьби) дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика в залежності від зміни режиму роботи основов'язальної машини, зумовленою зміною сировини, що переробляється та зміною переплетення основов'язального полотна, що дозволяє знизити динамічні навантаження на всьому протязі експлуатації основов'язальної машини і, таким чином, підвищити довговічність роботи привода.

Запропонований авторами привід основов'язальної машини, кінематична схема якого представлена на рис. 3.16, містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 встановлено на головному валу 2, маховик 6, встановлений на валу електродвигуна 1 і з'єднаний з ним за допомогою електромагнітної фрикційної муфти 7, та механізм 8 регулювання моменту інерції маховика, що містить декілька (не менше двох), розташованих рівномірно між собою вантажів 9, шарнірно за допомогою важелів 10, 11 з'єднаних з гайками 12, 13, нагвинченими на гвинт 14. При цьому гайки 12, 13 і відповідні їм ділянки гвинта 14 мають різьби з різним напрямком гвинтової лінії (права та ліва різьби).

Привід працює таким чином. Спочатку вмикається електромагнітна фрикційна муфта 7, з'єднуючи маховик 6 з електродвигуном 1, а потім вмикається електродвигун 1.

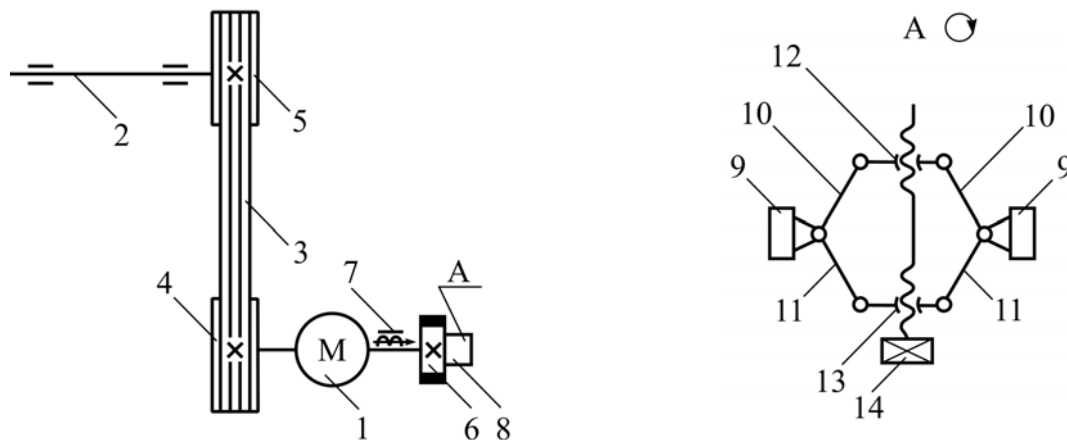


Рис. 3.16. Кінематична схема привода основов'язальної машини з маховиком з механізмом регулювання його моменту інерції

При цьому пусковий момент електродвигуна розгалужується на два потоки: один поступає на маховик 6, інший на привід, що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в приводі і, як результат, до підвищення довговічності його роботи. Обертальний рух електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 3 передається головному валу 2 та механізмам, кінематично з ним з'єднаним (на рис. 3.16 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини. Оснащення маховика 6 механізмом 8 регулювання його моменту інерції дозволяє здійснювати регулювання величини моменту інерції маховика 6 в залежності від зміни режиму роботи основов'язальної машини, що забезпечує зниження динамічних навантажень привода на протязі всього періоду експлуатації основов'язальної машини. Регулювання величини моменту інерції маховика 6 здійснюється таким чином. При обертанні гвинта 14 гайки 12, 13 переміщуються вздовж його осі назустріч одна одній або в протилежні сторони (в залежності від напрямку обертання гвинта 14). При цьому вантажі 9 за допомогою важелів 10, 11, шарнірно з'єднаних з гайками 12, 13, віддаляються від осі гвинта 14 або приближаються до неї (в залежності від напрямку обертання гвинта), що призводить до збільшення або зменшення величини моменту інерції маховика 6. При стаціонарному режимі роботи привода електромагнітна фрикційна муфта 7 відключає маховик 6 від привода, зберігаючи затрати його енергії.

### **3.16. Привід основов'язальної машини з двома електродвигунами та двома клинопасовими передачами**

Відомий привід основов'язальної машини [163], в якому з'єднання електродвигуна з кінцем головного валу призводить до нерівномірного розподілу потужності електродвигуна між механізмами основов'язальної машини, що зумовлює нерівномірність деформації кручення головного валу (довжина головного валу сучасних основов'язальних машин перевищує 2 метри) і, як наслідок, зниження якості продукції та довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення якості продукції та довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини, що містить електродвигун, головний вал та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на кінці головного валу, додатково обладнаний другим електродвигуном та другою клинопасовою передачею, ведучий шків, якої встановлено на валу другого електродвигуна, а ведений шків встановлено на другому кінці головного валу.

Обладнання приводу основов'язальної машини другим електродвигуном та другою клинопасовою передачею, ведучий шків, якої встановлено на валу другого електродвигуна, а ведений шків встановлено на другому кінці головного валу, дозволяє рівномірно розподілити потужність електродвигунів між механізмами основов'язальної машини і, таким чином, досягти рівномірності деформації кручення головного валу, що призводить до підвищення якості продукції (завдяки підвищенню точності синхронізації роботи механізмів основов'язальної машини) та довговічності роботи привода.

Запропонований привід основов'язальної машини (рис. 3.17) містить два електродвигуни 1, 2, головний вал 3, на якому встановлені шарнірно-важільні механізми 4-9, кінематично зв'язані з механізмами петлетворення

(на кресленні не показані), та дві клинопасові передачі 10, 11, ведучі шківів 12, 13 яких встановлені на валах електродвигунів 1, 2 відповідно, а ведені шківів 14, 15 встановлені на відповідних кінцях головного валу 3.

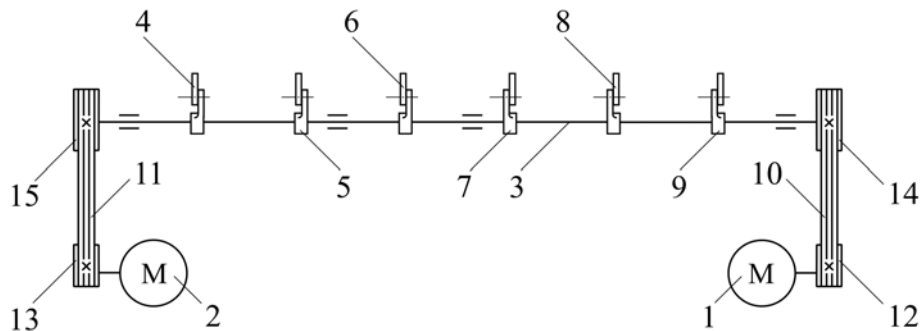


Рис. 3.17. Кінематична схема привода основов'язальної машини з двома електродвигунами та двома клинопасовими передачами

Принцип роботи привода такий. Одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вмикається електродвигун 2. Обертальний синхронний рух ведучих шківів 12, 13 за допомогою клинових пасів клинопасових передач 10, 11 передається веденим шківам 14, 15 та головному валу 3, кінематично зв'язаному з механізмами петлетворення, що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

### 3.17. Привід основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з електромагнітом

Відомий привід основов'язальної машини, що містить електродвигун, головний вал та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на головному валу [163]. Натяг пасів клинопасової передачі здійснюється за допомогою салазок, на яких встановлено електродвигун з ведучим шківом, що зумовлює постійний кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі, та є причиною передачі механізмам машини в період пуску значного пускового моменту електродвигуна, і, таким чином, зумовлює значні динамічні перевантаження привода та інших механізмів машини, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів покладена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини, що містить електродвигун, головний вал та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на головному валу, додатково оснащений засобом натягу пасів клинопасової передачі, що містить електромагніт, з'єднаний з електродвигуном, та повзун, на якому встановлений електродвигун [181].

Додаткове оснащення привода основов'язальної машини засобом натягу пасів клинопасової передачі, що містить електромагніт, з'єднаний з електродвигуном, та повзун, на якому встановлений електродвигун, дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після попереднього пуску електродвигуна, що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам та деталям основов'язальної машини в період його пуску, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Кінематична схема запропонованого авторами привода основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з електромагнітом представлена на рис. 3.18.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, що містить ведучий шків 4, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 5, встановлений на головному валу 2, та паси 6, електромагніт 7, з'єднаний з електродвигуном 1, та повзун 8, на якому встановлений електродвигун. До електродвигуна 1 з протилежної від електромагніту 7 сторони прикріплено пружину розтягу 9.

Принцип роботи привода такий (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна).

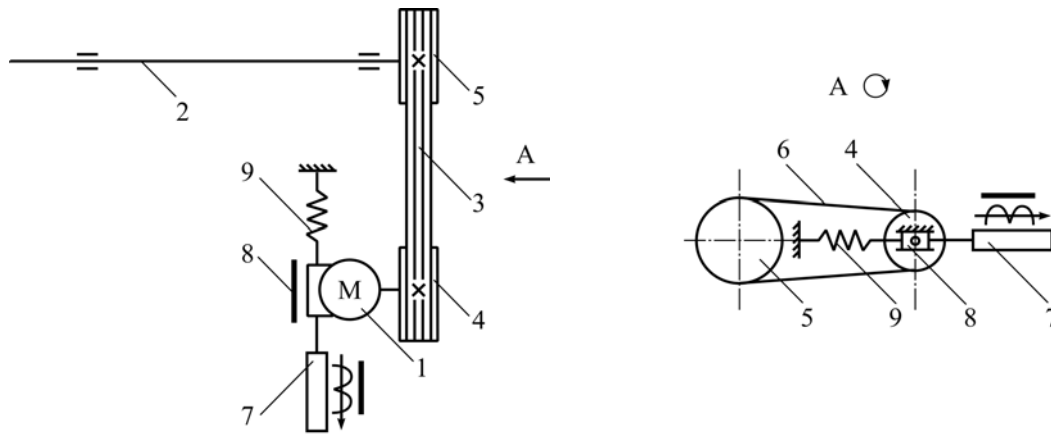


Рис. 3.18. Кінематична схема привода основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з електромагнітом

При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін ротора та ведучого шківa 4, оскільки під дією пружини розтягу 9 електродвигун 1 і, відповідно, ведучий шків 4 знаходяться у вихідному положенні зліва (згідно з рис. 3.18), що усуває натяг пасів 6 і, таким чином, унеможливорює передачу пускового моменту електродвигуна від ведучого шківa 4 веденому шківу 5, тобто механізмам основов'язальної машини. Після заздалегідь заданої витримки часу вмикається електромагніт 7, який, долаючи зусилля пружини розтягу 9 та сили опору повзуна 8, переміщує електродвигун 1 вправо (згідно з рис. 3.18), натягуючи паси 6. При цьому здійснюється кінематичний зв'язок ведучого шківa 4 з веденим шківом 5. Обертальний рух ведучого шківa 4 передається веденому шківу 5 і головному валу 2. Обертальний рух головного вала 2 передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому (на рис. 3.18 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання основов'язального полотна. Механізми машини та деталі передач привода при цьому приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода основов'язальної машини.

### **3.18. Привід основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з двома електромагнітами**

Поставлена задача удосконалення привода основов'язальної машини вирішена тим, що привід, що містить електродвигун, головний вал та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на головному валу, додатково оснащений двома електромагнітами, кулачком, упором, та повзуном, причому один з електромагнітів та кулачок з'єднані з електродвигуном, електродвигун встановлений на повзуні, а другий електромагніт встановлений над кулачком та з'єднаний з упором [182].

Додаткове оснащення привода основов'язальної машини двома електромагнітами, кулачком, упором, та повзуном, причому один з електромагнітів та кулачок з'єднані з електродвигуном, електродвигун встановлений на повзуні, а другий електромагніт встановлений над кулачком та з'єднаний з упором, дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після пуску електродвигуна, що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам та окремим деталям основов'язальної машини в період його пуску, що призводить до підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

Привід основов'язальної машини (рис. 3.19) містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, що містить ведучий шків 4, встановлений на валу електродвигуна 1, ведений шків 5, встановлений на головному валу 2, та паси 6, два електромагніти 7, 8, фіксатор 9 з кулачком 10 і упором 11, та повзун 12. Електромагніт 7 та кулачок 10 з'єднані з електродвигуном 1, встановленим на повзуні 12. До електродвигуна 1 з протилежної від електромагніту 7 сторони прикріплено пружину розтягу 13.

Принцип роботи привода такий (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту 7 здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна). При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін

ротора та ведучого шківів 4, оскільки під дією пружини розтягу 13 електродвигун 1 і, відповідно, ведучий шків 4 знаходяться у вихідному положенні зліва (згідно з рис. 3.19), що усуває натяг пасів 6 і, таким чином, унеможливорює передачу пускового моменту електродвигуна від ведучого шківів 4 веденому шківу 5, тобто механізмам основов'язальної машини.

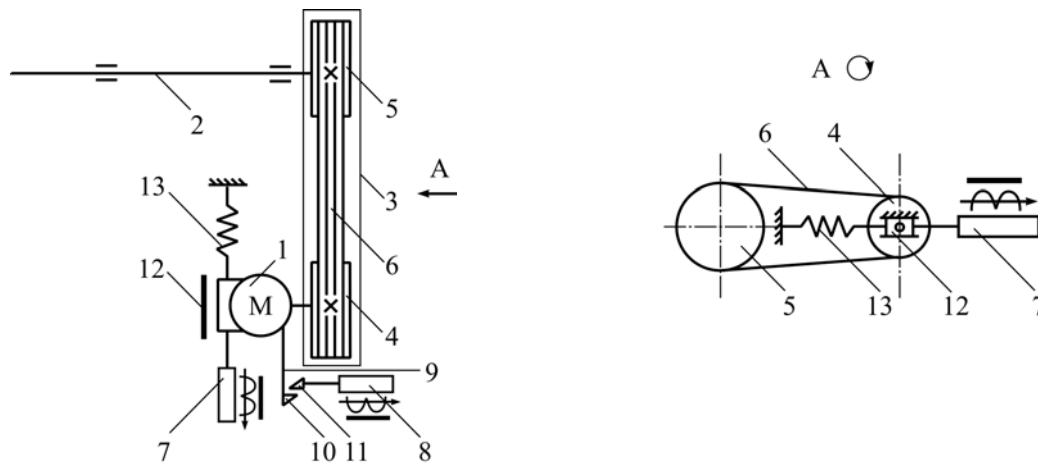


Рис. 3.19. Кінематична схема привода основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з двома електромагнітами

Після заздалегідь заданої витримки часу вмикається електромагніт 7, який, долаючи зусилля пружини розтягу 13 та сили опору повзуна 12, переміщує електродвигун 1 вправо (згідно з рис. 3.19), натягуючи паси 6 і, таким чином, здійснюючи кінематичний зв'язок ведучого шківів 4 з веденим шківом 5. Одночасно з цим кулачок 10 заходить під упор 11, фіксуючи робоче положення електродвигуна 1, що дає можливість з метою збереження електроенергії вимкнути електромагніт 7. Далі обертальний рух ведучого шківів 4 передається веденому шківу 5 і головному валу 2. Обертальний рух головного вала 2 передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому (на рис. 3.19 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання основов'язального полотна. Механізми машини та деталі передач привода при цьому приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини. При зупинці машини одночасно з вимкненням електродвигуна 1 вмикається електромагніт 8, звільняючи фіксатор 9, що дає змогу під дією пружини



розтягу 13 переміститися електродвигуну 1 разом з ведучим шківом 4 вліво (згідно з рис. 3.19), усуваючи натяг пасів 6, що призводить до розриву кінематичного зв'язку ведучого 4 та веденого 5 шківів (вихідне положення при пуску машини). Після звільнення фіксатора 9 електромагніт 8 вимикається.

### **3.19. Привід основов'язальної машини з пружною муфтою з циліндричними пружинами стиску**

Відсутність у складі привода основов'язальної машини засобу для зниження пускового моменту електродвигуна призводить до значних динамічних навантажень, які виникають під час пуску, що знижує надійності та довговічності роботи привода [5, 157-160].

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, головний вал та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на головному валу, додатково обладнаний пружною муфтою з циліндричними пружинами стиску, встановленою на валу електродвигуна та з'єднаною з ведучим шківом клинопасової передачі [183].

Обладнання приводу основов'язальної машини пружною муфтою з циліндричними пружинами стиску, встановленою на валу електродвигуна та з'єднаною з ведучим шківом, дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при зниженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

Привід основов'язальної машини, кінематична схема якого представлена на рис. 3.20, містить електродвигун 1 з валом 2, головний вал 3, клинопасову передачу 4, ведучий шків 5 якої встановлено на валу 2

електродвигуна 1, а ведений шків 6 встановлено на головному валу 3, та пружну муфту 7 з циліндричними пружинами стиску 8, встановлену на валу електродвигуна 1 та з'єднану з ведучим шківом 5 за допомогою циліндричних пружин стиску 8.

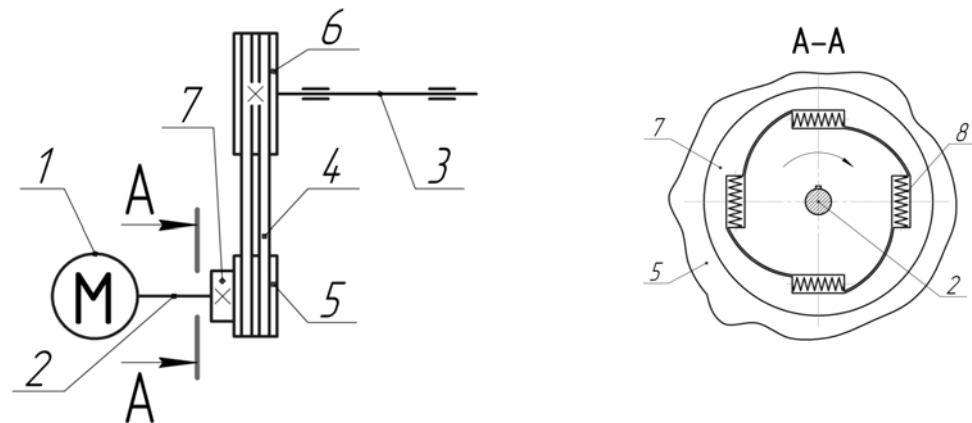


Рис. 3.20. Кінематична схема привода основов'язальної машини з пружною муфтою з циліндричними пружинами стиску

Принцип роботи привода основов'язальної машини полягає в наступному. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна 1, знижений деформацією циліндричних пружин стиску 8, передається ведучому шківу 5 клинопасової передачі 4. За допомогою циліндричних пружин стиску 8, що з'єднують вал 2 електродвигуна 1 з ведучим шківом 5, та клинопасової передачі 4 обертальний рух вала 2 електродвигуна 1 далі передається головному валу 3 та механізмам основов'язальної машини, з ним зв'язаними (на рис. 3.20 не показані). Завдяки зниженню пружною муфтою 7 пускового моменту електродвигуна 1 досягається зниження динамічних навантажень привода основов'язальної машини, що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

### 3.20. Привід основов'язальної машини з пружною муфтою з циліндричною пружиною кручення

Відсутність у складі відомих приводів основов'язальних машин [5, 157-160] засобу для зниження пускового моменту електродвигуна призводить до значних динамічних навантажень, які виникають під час пуску, що знижує довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини, що містить електродвигун з валом, головний вал та клинопасову передачу, ведучий шків якої встановлено на валу електродвигуна, а ведений шків встановлено на головному валу, додатково обладнаний пружною муфтою з двома півмуфтами та циліндричною пружиною кручення, встановленою на валу електродвигуна, причому одна із півмуфт виконана у вигляді втулки, жорстко закріпленої на валу електродвигуна, друга півмуфта у вигляді ведучого шківів, а пружина кручення з'єднує півмуфти між собою.

Обладнання приводу основов'язальної машини пружною муфтою з двома півмуфтами та циліндричною пружиною кручення, встановленою на валу електродвигуна, причому одна із півмуфт виконана у вигляді втулки, жорстко закріпленої на валу електродвигуна, друга півмуфта у вигляді ведучого шківів, а пружина кручення з'єднує півмуфти між собою, дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при зниженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

Запропонований авторами привід основов'язальної машини [184], кінематична схема якого представлена на рис. 3.21, містить електродвигун 1 з валом 2, головний вал 3, клинопасову передачу 4, ведучий шків 5 якої встановлено на валу 2 електродвигуна 1, а ведений шків 6 встановлено на головному валу 3, та пружну муфту 7. Пружна муфта містить півмуфту, виконану у вигляді втулки 8, другу півмуфту виконану у вигляді ведучого шківів 5, та циліндричну пружину кручення 9, кінець 10 якої з'єднаний з втулкою 8, а другий кінець 11 з'єднаний з ведучим шківом 5. Втулка 8 встановлена на валу 2 електродвигуна та жорстко закріплена на ньому за допомогою шпонки 12. Обмеження осьового переміщення пружної муфти забезпечують шайба 13 та гвинт 14.

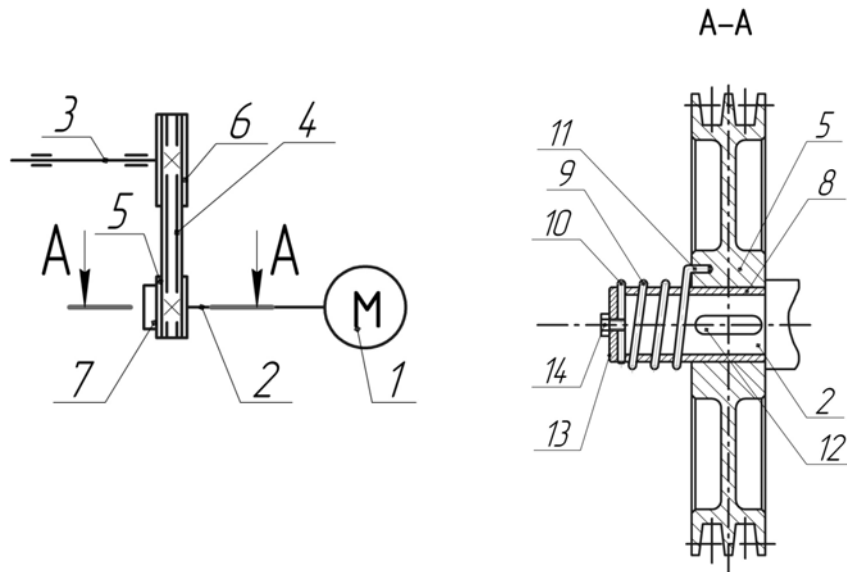


Рис. 3.21. Кінематична схема привода основов'язальної машини з пружною муфтою з циліндричною пружиною кручення

Принцип роботи привода основов'язальної машини полягає в наступному. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна 1, знижений деформацією циліндричної пружини кручення 9, передається ведучому шківу 5 клинопасової передачі 4. За допомогою циліндричної пружини кручення 9, що з'єднує вал 2 електродвигуна 1 з ведучим шківом 5, та клинопасової передачі 4 обертальний рух вала 2 електродвигуна 1 далі передається головному валу 3 та механізмам основов'язальної машини (на рис. 21 не показані), що необхідно для в'язання основов'язального полотна. Завдяки зниженню пружною муфтою 7 пускового моменту електродвигуна 1 досягається зниження динамічних навантажень привода основов'язальної машини, що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

При зміні режиму роботи основов'язальної машини, зумовленій як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна жорсткості пружної муфти 7 досягається заміною циліндричної пружини кручення 9 на іншу циліндричну пружину кручення з необхідною для даного режиму роботи жорсткістю.

### **3.21. Привід основов'язальної машини з пружною муфтою з шістьма циліндричними пружинами кручення**

Недоліком відомих приводів основов'язальних машин [5, 157-160, 163] є відсутність у них ефективного засобу для зниження пускового моменту електродвигуна, що призводить до значних динамічних навантажень, які виникають під час пуску, що знижує довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини, що містить електродвигун з валом та головний вал, кінематично з'єднані між собою за допомогою клинопасової передачі з ведучим та веденим шківками, додатково обладнаний проміжним валом, розташованим співвісно з валом електродвигуна, та пружною муфтою з двома півмуфтами та щонайменше шістьма циліндричними пружинами кручення, причому ведучий шків встановлений на проміжному валу, одна півмуфта жорстко закріплена на проміжному валу, друга на валу електродвигуна та з'єднані між собою за допомогою циліндричних пружин кручення.

Обладнання приводу основов'язальної машини проміжним валом, розташованим співвісно з валом електродвигуна, та пружною муфтою з двома півмуфтами та щонайменше шістьма циліндричними пружинами кручення, причому ведучий шків встановлений на проміжному валу, одна півмуфта жорстко закріплена на проміжному валу, друга на валу електродвигуна та з'єднані між собою за допомогою циліндричних пружин кручення, дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при зниженому пусковому моменті електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

На рис. 3.22 представлена кінематична схема запропонованого авторами приводу основов'язальної машини [186].

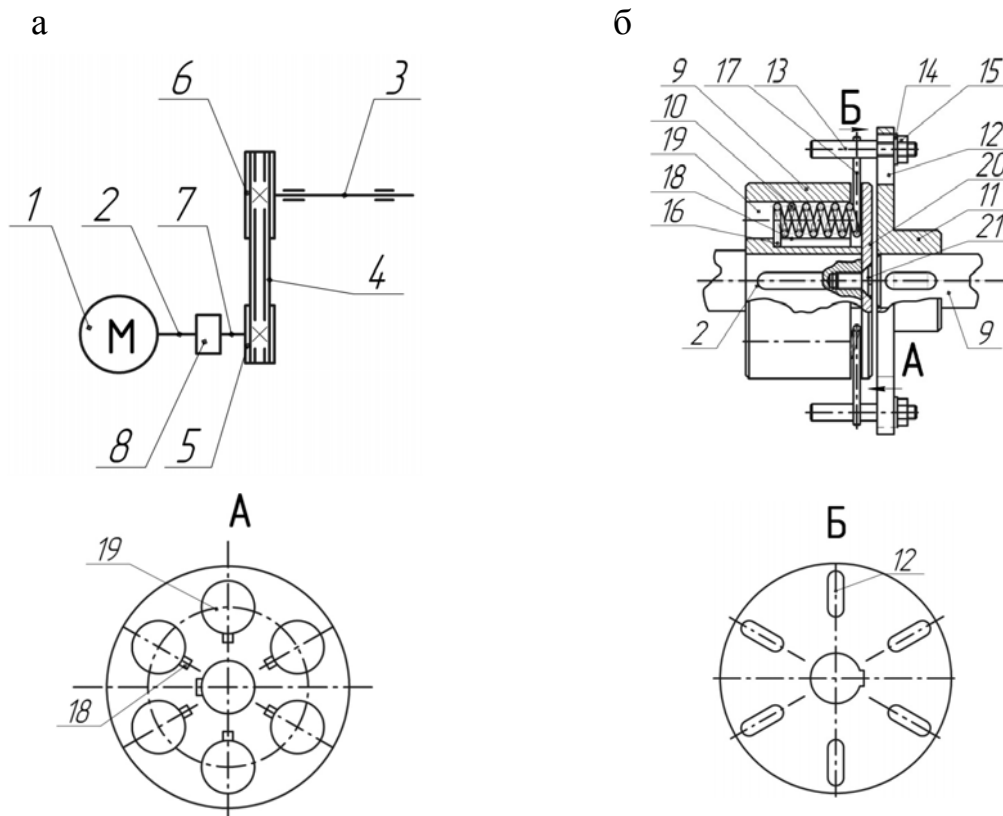


Рис. 3.22. Кінематична схема привода основ'язальної машини з пружною муфтою з шістьма циліндричними пружинами кручення: а – схема привода; б – засіб зниження динамічних навантажень (муфта)

Привід основ'язальної машини містить електродвигун 1 з валом 2, головний вал 3, кінематично з'єднані між собою за допомогою клинопасової передачі 4 з ведучим 5 та веденим 6 шківками, проміжний вал 7, розташований співвісно з валом електродвигуна, та пружну муфту 8. Пружна муфта містить півмуфту 9 з рівномірно закріпленими по колу циліндричними пружинами кручення 10 та півмуфту 11 з рівномірно закріпленими в отворах 12 по колу пальцями 13, необхідних для взаємодії їх з циліндричними пружинами кручення 10. Осі циліндричних пружин кручення розташовані паралельно осі півмуфти 9, а отвори 12 виконані у вигляді радіально розташованих пазів. Кріплення пальців 13 в отворах 12 здійснюється за допомогою шайб 14 та гайок 15. Півмуфти 9, 11 жорстко встановлені на валу 2 електродвигуна та проміжному валу 7 відповідно. Для забезпечення взаємодії циліндричних пружин кручення 10 з пальцями 11, що необхідно для з'єднання півмуфт між собою, кінці 16, 17

циліндричних пружин кручення виконані прямими. При цьому кінець 16 розташований в пазу 18 півмуфти 9, а кінець 17 вільно виступає за її межі та має можливість взаємодії з пальцями 13. Циліндричні пружини кручення 10 розташовані в отворах 19 півмуфти 9. Для надійної орієнтації кінців 17 відносно півмуфти 9 передбачена шайба 20, жорстко прикріплена до вала електродвигуна гвинтом 21.

Принцип роботи привода основов'язальної машини полягає в наступному. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна 1, знижений деформацією циліндричних пружин кручення 10, передається ведучому шківу 5 клинопасової передачі 4. За допомогою циліндричних пружин кручення, що з'єднують півмуфти 9, 11 між собою, обертальний рух вала електродвигуна за допомогою клинопасової передачі 4 передається головному валу 3 та механізмам основов'язальної машини (на рис. 3.22 не показані), що необхідно для в'язання основов'язального полотна. Завдяки зниженню пружною муфтою 8 пускового моменту електродвигуна досягається зниження динамічних навантажень привода основов'язальної машини, що призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи.

При перевантаженні пружної муфти, зумовленого тими чи іншими обставинами, циліндричні пружини кручення 10, деформуючись, дають можливість кінцям 17 проскакувати під пальцями 13, внаслідок чого відбувається захист приводу від перевантаження. Пройшовши пальці 13 кінці 17 займають початкове положення і, при усуненні перевантаження, входять у зачеплення з пальцями. Якщо перевантаження не усунулось, відбувається багатоциклове спрацювання муфти як запобіжної.

При зміні режиму роботи основов'язальної машини, зумовленій як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна жорсткості пружної муфти досягається заміною циліндричних пружин кручення 10 іншими циліндричними пружинами кручення з необхідною для даного режиму роботи жорсткістю.

### **3.22. Привід основов'язальної машини з мотор-редуктором, запобіжною та обгінною муфтами**

Відсутність у приводі основов'язальної машини [163] можливості зниження пускового моменту електродвигуна призводить до значних динамічних навантажень, які виникають під час пуску, що знижує довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити такий привід основов'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини додатково обладнаний мотор-редуктором, запобіжною та обгінною муфтами, розташованими співвісно з електродвигуном та послідовно з'єднаними між собою та з електродвигуном.

Обладнання приводу основов'язальної машини мотор-редуктором, запобіжною та обгінною муфтами, дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини в два етапи: в перший етап пуску вмикається мотор-редуктор, здійснюючи попереднє напруження пружних в'язей привода; в другий етап вмикається електродвигун. Такий поетапний пуск призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи основов'язальної машини.

На рис. 2.23 представлена кінематична схема привода основов'язальної машини, запропонованого авторами.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1 з валом 2, головний вал 3, клинопасову передачу 4, ведучий шків 5 якої встановлено на валу 2 електродвигуна 1, а ведений шків 6 встановлено на головному валу 3, мотор-редуктор 7, запобіжну 8 з циліндричною пружиною стиску 9 та обгінну муфту 10, розташовані співвісно з електродвигуном та послідовно з'єднаними між собою та з електродвигуном.

Принцип роботи привода полягає в наступному. Перед пуском основов'язальної машини спочатку вмикається мотор-редуктор 7. Створюваний ним крутний момент за допомогою запобіжної муфти 8, обгінної муфти 10 через електродвигун 1 передається клинопасовій



передачі 4, головному валу 3 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.23 не показані).

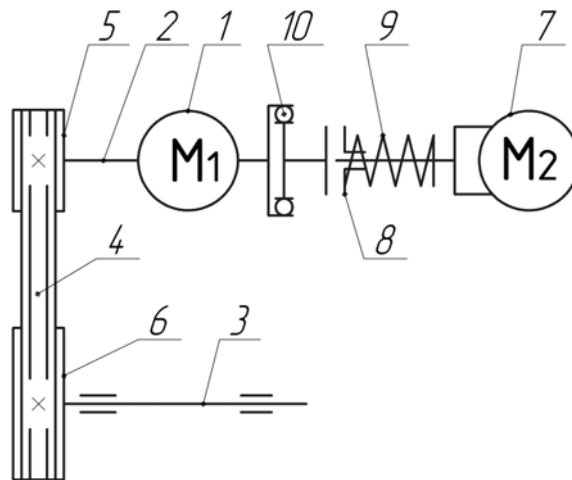


Рис. 3.23. Кінематична схема привода основов'язальної машини з мотор-редуктором, запобіжною та обгінною муфтами

Граничний момент, що передається запобіжною муфтою 8, за допомогою циліндричної пружини стиску 9 вибирається на 5...10% меншим, від статичного моменту сил опору механізмів основов'язальної машини. Це дозволяє створити оптимальний режим напруження передач привода перед вмиканням електродвигуна 1. Після того як пружні в'язі привода напружаться вмикається електродвигун 1. Виникаючі при цьому пускові динамічні навантаження в результаті попереднього напруження передач привода знижуються, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода основов'язальної машини.

Таким чином пуск основов'язальної машини здійснюється в два етапи: в перший етап пуску вмикається мотор-редуктор, здійснюючи попереднє напруження пружних в'язей привода; в другий етап вмикається електродвигун, приводячи остаточно механізми основов'язальної машини в робочий режим роботи – в'язання основов'язального полотна.

При вмиканні електродвигуна 1 мотор-редуктор 7 та запобіжна муфта 8 за допомогою обгінної муфти 10 автоматично відключається від привода як такі, що непотрібні для роботи основов'язальної машини. При цьому відбувається також зменшення інерційності привода, що необхідно для подальшої зупинки основов'язальної машини.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Миркин М.С., Симин С.Х. Кругловязальные машины для верхнего трикотажа. - М.: Ростехиздат, 1962. – 308 с.
2. Коган Л.П., Кесслер Ю.В. Однофонтурные кругловязальные машины. – М: Легкая индустрия, 1968. – 108 с.
3. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
4. Сердюк В.П. Расчет приводов машин легкой промышленности. – К.: Техніка, 1978, 232 с.
5. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
6. Присяжнюк П.А. Технология и кругловязальное оборудование в производстве изделий верхнего трикотажа. – Минск: Высшая школа, 1982, 319 с
7. Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техніка, 1983. – 111с.
8. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
9. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
10. Мойсеенко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
11. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
12. Пипа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи та інженерні методи проектування). – К.: КНУТД, 2015. – 280 с.

13. Пат. Российской Федерации № 1818378 А 1. МПК D 04 В 15/94. Привод кругловязальной машины /С.В. Семкин, Б.Ф. Пипа, М.И. Безнос; Опубл. 30.05.93, Бюл. № 20, 4 с.
14. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Деталі машин. – К: КНУТД, 2011. – 358 с.
15. Пат. Российской Федерации № 1818379 А 1. МПК D 04 В 15/94. Привод кругловязальной машины /Б.Ф. Пипа, О.А. Тлеуов, Н.Н. Молодик (Украина). - № 4940384; Опубл. 30.05.93, Бюл. № 20, 3 с.
16. Пат. України № 48640 А. МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Пипа, Г.І. Павленко, П.М. Чайка; Опубл. 15.08.2002, Бюл. № 8, 3 с.
17. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин. К.: Техніка, 1966. – 500 с.
18. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2003. – 208 с.
19. Ганулич А.А. Пневмоавтоматика и пневмопривод швейного оборудования. М.: Легпромбытиздат, 1986. – 152 с.
20. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями.- К.: Изд-во АН УССР, 1961.- 190 с.
21. Пат. України № 60052 А, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Пипа, С.О. Ловейкіна, В.В. Чабан; Опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9, 2 с.
22. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
23. Пипа Б.Ф., Набулси А.С.-А. К вопросу снижения динамических нагрузок в кругловязальной машине. – К.: ГАЛПУ, 1994. – 14 с. Деп. В ГНТБ Украины 20.04.94, № 782-Ук 94.
24. Пипа Б.Ф., Ловейкіна С.О. Поляничко О.Л. Реалізація пуску круглов'язальної машини в режимі попереднього напруження пружних в'язей привода //Вісник Технологічного університету Поділля. - 2002.- №3.- С. 250-252.

25. Пат. України № 62212 А, МПК D 04 В 15/94. Привід кругло-в'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, А.І. Марченко; Опубл. 15.12.2003, Бюл. № 12, 2 с.
26. Рабинович Е.З. Гидравлика. - М.: «Недра», 1974.- 296 с.
27. Піпа Б.Ф., Павленко Г.І. Підвищення ефективності роботи системи гальмування круглов'язальних машин //Вісник Технологічного університету Поділля. - 2001.- № 3.- С. 189-191.
28. Пат. України № 74723, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, Г.І. Павленко; Опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1, 2 с.
29. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
30. Піпа Б.Ф., Пономаренко Н.О. К определению износа опоры игольного цилиндра кругловязальной машины.- КТИЛП, Киев, 1989, 11 с. Деп. в ЦНИИТЭИлегпром 16.05.89, № 2794-лп.
31. Піпа Б.Ф., Пономаренко Н.О. Влияние износа опоры игольного цилиндра кругловязальной машины на качество трикотажного полотна.- КТИЛП, Киев, 1989, 11 с. Деп. в ЦНИИТЭИлегпром 16.05.89, № 2799-лп.
32. Пат. України на корисну модель № 14087, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко; Опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5, 2 с.
33. Сигов І.В. Планетарні редуктори. – К.: Техніка, 1964. – 172 с.
34. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.
35. Пат. України на корисну модель № 15416, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, Г.І. Павленко; Опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7, 3 с.
36. Пат. України на корисну модель № 15660, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Ю.Д. Федоров, Г.І. Павленко; Опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7, 3 с.

37. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
38. Піпа Б.Ф., Марченко А.І. Підвищення ефективності роботи приводу круглов'язальних машин // Вісник КНУТД. - 2004. - № 6 (20). – С. 12-16.
39. Пат. України на корисну модель № 14101, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5, 3 с.
40. Пат. України на корисну модель № 16568, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко; Опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8, 2 с.
41. Пат. України на корисну модель № 16570, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко; Опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8, 2 с.
42. Воронов И.М. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1964. – 596 с.
43. Пат. України на корисну модель № 16539, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8, 2 с.
44. Піпа Б.Ф., Ловейкіна С.О. Вплив конструктивних параметрів приводу круглов'язальних машин на динамічні навантаження // Вісник КНУТД. -2004. - № 6 (20). – С. 5-11. 33.
45. Піпа Б.Ф., Ловейкіна С.О. Вибір раціонального місця розміщення приводу круглов'язальної машини // Проблемы легкой и текстильной промышленности Украины. – 2003. - №1(7). С. 80-84.
46. Пат. України на корисну модель № 19245, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, А.І. Марченко; Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12, 2 с.
47. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машгиз, 1948. – 156 с.
48. Пат. України на корисну модель № 24190, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.06.2007, Бюл. № 6, 2 с.

49. Пат. України на корисну модель № 24987, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.07.2007, Бюл. № 7, 3 с.
50. Пат. України № 19969 А, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.С. Набулси; Опубл. 25.12.1997, Бюл. № 7, 2 с.
51. Пат. України № 68873 А, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко; Опубл. 16.08.2004, Бюл. № 8, 2 с.
52. Пат. України на корисну модель № 25387, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко; Опубл. 10.08.2007, Бюл. № 8, 2 с.
53. Піпа Б.Ф., Коньков Г.І., Ловейкіна С.О. Вплив параметрів привода круглов'язальних машин типу КО на величину пускових навантажень //Вісник КНУТД. -2005. - № 1 (21). – С. 12-15. 1.52.
54. Пат. України на корисну модель № 94320, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Г.І. Коньков, Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко, О.О. Ващенко; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
55. Пат. України на корисну модель № 102931, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22, 3 с. 1.55.
56. Пат. України на корисну модель № 98417, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.Г. Здоренко, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
57. Піпа Б.Ф., Ковальов Ю.А., Кущинский О.А. Динамічні навантаження круглов'язальних машин типу КО та їх зниження //Вісник КНУТД. - 2014. - № 3. – С. 198-202.
58. Самохвалов Я.А. и др. Справочник конструктора. – К.: Техніка, 1978, 592 с.
59. Пат. України на корисну модель № 89065, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, В.Г. Здоренко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7, 3 с.

60. Піпа Б.Ф., Здоренко В.Г., Марченко А.І. Зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальної машини. Вісник КНУТД № 5 (73), 2013, с. 27- 32.
61. Пат. України на корисну модель № 14272, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Ю.Д. Федоров, Г.І. Павленко; Опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5, 3 с.
62. Пат. України на корисну модель № 33003, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко; Опубл. 10.06.2006, Бюл. № 6, 3 с.
63. Пат. України на корисну модель № 33802, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.07.2008, Бюл. № 7, 3 с.
64. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). – М.: Машиностроение, 1967. – 404 с.
65. Пат. України на корисну модель № 34418, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Ю.Д. Федоров, Г.І. Павленко; Опубл. 11.08.2008, Бюл. № 8, 3 с.
66. Пат. України на корисну модель № 37781, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.12.2008, Бюл. № 12, 3 с.
67. Пат. України на корисну модель № 40728, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 4, 3 с.
68. Пат. України на корисну модель № 51302, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко; Опубл. 15.11.2009, Бюл. № 11, 3 с.
69. Пат. України на корисну модель № 37780, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко; Опубл. 10.12.2008, Бюл. № 12, 3 с.
70. Пат. України на корисну модель № 15540, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко; Опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7, 3 с.

71. Пат. України на корисну модель № 40068, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.03.2009, Бюл. № 3, 3 с.
72. Пат. України на корисну модель № 40727, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 4, 3 с.
73. Пат. України на корисну модель № 40726, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 4, 3 с.
74. Пат. України на корисну модель № 40726, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 4, 3 с.
75. Пат. України на корисну модель № 45088, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 26.10.2009, Бюл. № 10, 3 с.
76. Пат. України на корисну модель № 45443, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.11.2009, Бюл. № 11, 3 с.
77. Пат. України на корисну модель № 49237, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 26.04.2010, Бюл. № 4, 3 с.
78. Пат. України на корисну модель № 49474, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 26.04.2010, Бюл. № 4, 3 с.
79. Пат. України на корисну модель № 51938, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко; Опубл. 10.08.2010, Бюл. № 8, 3 с.
80. Пат. України на корисну модель № 51939, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.08.2010, Бюл. № 8, 3 с.
81. Пат. України на корисну модель № 52021, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.08.2010, Бюл. № 8, 3 с.



82. Пат. України на корисну модель № 60503, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.06.2011, Бюл. № 6, 3 с.
83. Пат. України на корисну модель № 53491, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 11.10.2010, Бюл. № 10, 3 с.
84. Пат. України на корисну модель № 54359, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.11.2010, Бюл. № 11, 3 с.
85. Пат. України на корисну модель № 62311, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, Г.І. Павленко; Опубл. 25.08.2011, Бюл. № 8, 3 с.
86. Пат. України на корисну модель № 57149, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.02.2011, Бюл. № 2, 3 с.
87. Пат. України на корисну модель № 59608, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.05.2011, Бюл. № 5, 3 с.
88. Пат. України на корисну модель № 60511, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.06.2011, Бюл. № 6, 3 с.
89. Пат. України на корисну модель № 61172, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 11.07.2011, Бюл. № 7, 3 с.
90. Пат. України на корисну модель № 62675, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 12.09.2011, Бюл. № 9, 3 с.
91. Пат. України на корисну модель № 62383, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.08.2011, Бюл. № 9, 3 с.
92. Пат. України на корисну модель № 62690, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 12.09.2011, Бюл. № 9, 3 с.

93. Пат. України на корисну модель № 67785, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 12.03.2012, Бюл. № 3, 3 с.
94. Пат. України на корисну модель № 64471, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 11.11.2011, Бюл. № 11, 3 с.
95. Пат. України на корисну модель № 63915, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, М.М. Рубанка, Г.І. Павленко; Опубл. 25.10.2011, Бюл. № 10, 3 с.
96. Пат. України на корисну модель № 65723, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 12.12.2011, Бюл. № 12, 3 с.
97. Гуліа Н.В. Маховичные двигатели. – М.: Машиностроение, 1976. – 276 с.
98. Гуліа Н.В. Накопители энергии. – М.: Наука, 1980. – 312 с.
99. Пат. України на корисну модель № 69372, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко, Д.М. Полосьмак; Опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8, 3 с.
100. Пат. України на корисну модель № 70416, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 11.06.2012, Бюл. № 11, 3 с.
101. Пат. України на корисну модель № 72520, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16, 3 с.
102. Пат. України на корисну модель № 70438, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 11.06.2012, Бюл. № 11, 3 с.
103. Пат. України на корисну модель № 71023, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.П. Місяць, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12, 3 с.
104. Пат. України на корисну модель № 72802, МПК D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16, 3 с.

105. Пат. України на корисну модель № 73886, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19, 3 с.
106. Пат. України на корисну модель № 74361, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.10.2012, Бюл. № 20, 3 с.
107. Пат. України на корисну модель № 72881, МПК D 04 В 15/94. Круглов'язальна машина /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16, 3 с.
108. Пат. України на корисну модель № 81246, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, А.І. Марченко; Опубл. 25.06.2013, Бюл. № 12, 3 с.
109. Пат. України на корисну модель № 82282, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14, 3 с.
110. Пат. України на корисну модель № 82281, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, В.Г. Здоренко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14, 3 с.
111. Пат. України на корисну модель № 892161, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /В.П. Місяць, Б.Ф. Піпа, В.Г. Здоренко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7, 3 с.
112. Пат. України на корисну модель № 85106, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, В.Г. Здоренко, Г.І. Павленко; Опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21, 3 с.
113. Пат. України на корисну модель № 89219, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Г.І. Коньков, Б.Ф. Піпа, А.І., Г.І. Павленко, О.О. Ващенко; Опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21, 3 с.
114. Пат. України на корисну модель № 90032, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.Г. Здоренко, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 12.05.2014, Бюл. № 9, 3 с.
115. Пат. України на корисну модель № 92622, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /В.П. Місяць, Б.Ф. Піпа, А.І., Г.І. Павленко; Опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16, 3 с.

116. Пат. України на корисну модель № 94320, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Г.І. Коньков, Б.Ф. Піпа, А.І., Г.І. Павленко, О.О. Ващенко; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
117. Пат. України на корисну модель № 94408, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
118. Пат. України на корисну модель № 98252, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
119. Пат. України на корисну модель № 98326, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
120. Пат. України на корисну модель № 98416, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
121. Пат. України на корисну модель № 102268, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.Г. Здоренко, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20, 3 с.
122. Пат. України на корисну модель № 101169, МПК D 04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16, 3 с.
123. Пат. України на корисну модель № 93983, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, Г.І. Павленко; Опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20, 3 с.
124. Піпа Б.Ф., Чабан О.В. Ефективність використання маховика для зниження динамічних навантажень в приводі рукавичного автомата //Вісник ХНУ. -2014. - № 2. – С. 38-42.
125. Радайда Джахад Салех, Хомяк О.Н., Федоров Ю.Д. Динамические нагрузки, возникающие в перчаточном автомате типа ПА в период пуска.– К.: ГАЛПУ, 1996, 21 с. Деп. в ГНТБ Украины 02.04.96, № 896–Ук 96.

126. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Муфти. З'єднання деталей з валами (нові розробки та елементи розрахунків). – К: КНУТД, 2011. – 166 с.
127. Радайда Джехад Салех, Хомяк О.Н., Федоров Ю.Д. Анализ влияния параметров привода на динамические нагрузки, возникающие при пуске перчаточного автомата типа ПА.– К.: ГАЛПУ, 1996, 13 с. Деп. в ГНТБ Украины 12.06.96, № 1401 – Ук 96.
128. Пат. України на корисну модель № 94406, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/94. Пристрій в'язальних машин /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
129. Пат. України на корисну модель № 94413, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
130. Пат. України на корисну модель № 94299, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
131. Присяжнюк П.А. Наладка и эксплуатация плосковязальных трикотажных машин.– К.: Техніка, 1983, 136 с.
132. Шляхова Э.Н., Иванов Н.А., Исопенко Р.Н. Новое оборудование перчаточного производства.–Л.: Легкая индустрия, 1978, 96 с.
133. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
134. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
135. Пат. України на корисну модель № 98327, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, О.В. Чабан, Г.І. Павленко; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
136. Автомат перчаточный марки ПА–8–33. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.– Черновцы: 1987, 89 с.

137. Пат. України на корисну модель № 94319, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
138. Пат. України на корисну модель № 95880, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 12.01.2015, Бюл. № 1, 3 с.
139. Пат. України на корисну модель № 92543, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, Г.І. Павленко; Опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16, 3 с.
140. Пат. України на корисну модель № 93924, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20, 3 с.
141. Пат. України на корисну модель № 92621, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16, 3 с.
142. Пат. України на корисну модель № 94412, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
143. Пат. України на корисну модель № 101146, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16, 3 с.
144. Пат. України на корисну модель № 101147, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин, О.В. Чабан, Г.І. Павленко; Опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16, 3 с.
145. Пат. України на корисну модель № 102212, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20, 3 с.
146. Пат. України на корисну модель № 102273, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20, 3 с.

147. Пат. України на корисну модель № 102298, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /О.В. Чабан, С.В. Музичишин, Б.Ф. Піпа; Опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20, 3 с.
148. Пат. України на корисну модель № 102966, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22, 3 с.
149. Пат. України на корисну модель № 102966, МПК: D04 В 15/96, D04 В 15/96. Привід плосков'язальної машини /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16, 3 с.
150. Пат. України на корисну модель № 102966, МПК: D04 В 15/96, D04 В 15/96. Привід в'язальної каретки рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20, 3 с.
151. Пат. України на корисну модель № 94303, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21, 3 с.
152. Пат. України на корисну модель № 98249, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
153. Пат. України на корисну модель № 102873, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22, 3 с.
154. Пат. України на корисну модель № 98535, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
155. Пат. України на корисну модель № 102929, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин; Опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22, 3 с.
156. Пат. України на корисну модель № 93984, МПК: D04 В 15/96, D04 В 15/96. Привід в'язальної каретки рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан; Опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20, 3 с.
157. Симин С.Х., Быстроходные основовязальные машины. – М.: Гизлегпром, 1955. – 159 с.

158. Потемкин Д.М., Развитие и усовершенствование основовязальных машин. – М.: Ростехиздат, 1963. – 100 с.
159. Каценеленбоген А.М., Галанина О.Д. Машины и технология осново-вязального производства. – М.: Легкая индустрия, 1966. – 432 с.
160. Каценеленбоген А.М., Верховинина Л.Д. Устройство, работа и обслуживание основовязальных машин, М., Легкая и пищевая промышленность, 1982, 248 с.
161. Пат. України на корисну модель № 66998, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 25.01.2012, Бюл. № 1, 3 с.
162. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М.: Машгиз, 1959. – 306 с.
163. Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
164. Пат. України на корисну модель № 67000, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан; Опубл. 25.01.2012, Бюл. № 1, 3 с.
165. Піпа Б.Ф., Музичишин С.В. Муфти приводів. – К.: КНУТД, 2015 - 55 с.
166. Чабан В.В. Експериментальні дослідження впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження в приводі основов'язальної машини //Вісник КНУТД. – 2012. – № 5.– С.40-47.
167. Пат. України на корисну модель № 70837, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12, 3 с.
168. Пат. України на корисну модель № 73126, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 10.09.2012, Бюл. № 17, 3 с.
169. Пат. України на корисну модель № 73179, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 10.09.2012, Бюл. № 17, 3 с.



170. Пат. України на корисну модель № 76076, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко; Опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24, 3 с.
171. Пат. України на корисну модель № 77655, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 25.02.2013, Бюл. № 4, 3 с.
172. Пат. України на корисну модель № 79636, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /Б.Ф. Піпа, В.В. Чабан; Опубл. 25.04.2013, Бюл. № 8, 3 с.
173. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1979. Т. 3.
174. Пат. України на корисну модель № 81711, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 10.07.2013, Бюл. № 13, 3 с.
175. Пат. України на корисну модель № 84560, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко; Опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20, 3 с.
176. Пат. України на корисну модель № 85103, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21, 3 с.
177. Пат. України на корисну модель № 84758, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, Г.І. Павленко; Опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20, 3 с.
178. Пат. України на корисну модель № 90034, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 12.05.2014, Бюл. № 9, 3 с.
179. Пат. України на корисну модель № 90033, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 12.05.2014, Бюл. № 9, 3 с.
180. Пат. України на корисну модель № 89262, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7, 3 с.

181. Пат. України на корисну модель № 92547, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16, 3 с.
182. Пат. України на корисну модель № 92916, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа; Опубл. 10.09.2014, Бюл. № 17, 3 с.
183. Пат. України на корисну модель № 98415, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8, 3 с.
184. Пат. України на корисну модель № 102965, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин; Опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22, 3 с.
185. Пат. України на корисну модель № 103901, МПК: D04 В 15/16, D04 В 15/96. Привід рукавичного автомата /Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан, С.В. Музичишин, Г.І. Павленко; Опубл. 12.01.2016, Бюл. № 1, 3 с.
186. Пат. України на корисну модель № 103937, МПК D04B23/00. Привід основов'язальної машини /В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, С.В. Музичишин; Опубл. 12.01.2016, Бюл. № 1, 3 с.

## ЗМІСТ

	С.
ВСТУП .....	3
РОЗДІЛ 1. ПРИВОДИ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН .....	5
1.1. Двопоточний привід круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею .....	5
1.2. Привід круглов'язальної машини з обгінною муфтою, вставленою в ведучий шків клинопасової передачі .....	14
1.3. Привід круглов'язальної машини ведений шків клинопасової передачі якого виконано у вигляді двох конічних дисків .....	16
1.4. Привід круглов'язальної машини, шківни клинопасової передачі якого виконано у вигляді двох конічних дисків..	19
1.5. Привід круглов'язальної машини з двома водилами, з'єднаними з голковим циліндром за допомогою конічних пальців .....	22
1.6. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з радіальними пакетами плоских пружин .....	27
1.7. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з циліндричними пружинами стиску .....	30
1.8. Привід круглов'язальної машини з двошвидкісним електродвигуном .....	32
1.9. Привід круглов'язальної машини, система гальмування якого містить два пневмо-камерні гальма .....	36
1.10. Привід круглов'язальної машини з фрикційною муфтою з регульованим крутним моментом .....	40
1.11. Привід круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею .....	43
1.12. Привід круглов'язальної машини з запобіжним засобом..	46
1.13. Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм, що містить пружні елементи у вигляді пакетів гільзових пружин .....	49

1.14.	Привід круглов'язальної машини з фрикційною передачею з засобом автоматичного притиску котків .....	58
1.15.	Привід круглов'язальної машини з запобіжною фрикційною муфтою з регульованим моментом .....	61
1.16.	Привід круглов'язальної машини з пристроєм тихого ходу .....	64
1.17.	Привід круглов'язальної машини з засобом автоматичного натягу пасів клинопасової передачі та пневматичним демпфером .....	66
1.18.	Двопоточний привід круглов'язальної машини з черв'ячними передачами .....	72
1.19.	Привід круглов'язальної машини з двопоточним лобовим варіатором .....	75
1.20.	Двопоточний привід круглов'язальної з циліндричними косозубими шестернями .....	78
1.21.	Привід круглов'язальної машини з черв'ячною передачею та обгінною муфтою .....	80
1.22.	Привід круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором .....	84
1.23.	Привід круглов'язальної машини з лобовим варіатором, робоча поверхня диску якого виконана криволінійною ...	86
1.24.	Привід круглов'язальної машини з двопоточним варіатором з криволінійною робочою поверхнею дисків..	91
1.25.	Привід круглов'язальної машини з передачею крутного моменту зубчастому колесу голкового циліндра двома потоками .....	95
1.26.	Привід круглов'язальної машини з редуктором та ланцюговою передачею .....	100
1.27.	Привід круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором .....	102
1.28.	Привід круглов'язальної машини з гальмом та електромагнітною фрикційною муфтою .....	105

1.29.	Привід круглов'язальної машини з компенсатором радіальних навантажень голкового циліндра .....	107
1.30.	Привід круглов'язальної машини з пристроєм регулювання натягу пасів клинопасової передачі .....	113
1.31.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітом, з'єднаним з котком лобового фрикційного варіатора .....	116
1.32.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою, що з'єднує електродвигун з вертикальним приводним валом .....	118
1.33.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою з початковим моментом .....	121
1.34.	Двopotочний привід круглов'язальної машини .....	131
1.35.	Двopotочний привід круглов'язальної машини з черв'ячною передачею з двома черв'яками .....	133
1.36.	Двopotочний привід круглов'язальної машини з двома черв'ячними передачами .....	136
1.37.	Привід круглов'язальної машини з двома вертикальними валами з фрикційними муфтами .....	139
1.38.	Привід круглов'язальної машини з двома водилами, що з'єднують механізми в'язання та товароприйому .....	145
1.39.	Привід круглов'язальної машини з маховиком, жорстко прикріпленним до статора, встановленого в поворотних опорах .....	148
1.40.	Привід круглов'язальної машини з шестернями з гільзовими пружинами .....	149
1.41.	Привід круглов'язальної машини зі спіральною пружиною та двома гальмами .....	152
1.42.	Привід круглов'язальної машини з шестернею з двох частин з можливістю їх взаємного кутового повороту ....	159
1.43.	Привід круглов'язальної машини з пакетами плоских пружин, що з'єднують зубчасте колесо з голковим циліндром .....	162

1.44.	Привід круглов'язальної машини з маховиком, встановленим на проміжному валу .....	164
1.45.	Привід круглов'язальної машини з ланцюговою передачею .....	167
1.46.	Привід круглов'язальної машини з плоскою спіральною пружиною .....	172
1.47.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою, встановленою на приводному валу .....	175
1.48.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою та гальмом, встановленими на приводному валу	178
1.49.	Привід, електродвигун якого з'єднаний з приводним валом за допомогою відцентрової фрикційної муфти .....	180
1.50.	Привід круглов'язальної машини з шестернею, встановленою з можливістю кутового повороту відносно вала .....	187
1.51.	Привід круглов'язальної машини з пакетами плоских пружин, що з'єднують зубчасте колесо з вертикальним приводним валом .....	190
1.52.	Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм, розташованим в шестерні вертикального приводного вала .....	192
1.53.	Привід круглов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою з пружним елементом у вигляді шини .....	195
1.54.	Привід круглов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм, розташованим в зубчастому колесі вертикального приводного вала .....	203
1.55.	Привід круглов'язальної машини з веденим валом, розташованим співвісно голковому циліндру та мотор- редуктором .....	206
1.56.	Привід круглов'язальної машини з пристроєм регулювання кута повороту корпусу електродвигуна .....	208

1.57.	Привід круглов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою з постійним моментом .....	210
1.58.	Привід круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею .....	216
1.59.	Привід круглов'язальної машини з конусним фрикційним варіатором .....	218
1.60.	Привід круглов'язальної машини з засобом натягу пасів з електромагнітом .....	221
1.61.	Привід круглов'язальної машини з маховиком та механізмом зміни його моменту інерції .....	223
1.62.	Привід круглов'язальної машини з запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу .....	229
1.63.	Привід круглов'язальної машини з двома електромагнітами .....	231
1.64.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітною фрикційною муфтою, встановленою на валу електродвигуна .....	234
1.65.	Привід круглов'язальної машини з двома обгінними муфтами та пружинами кручення на вертикальному приводному валу .....	237
1.66.	Привід круглов'язальної машини з засобом натягу пасів з двома електромагнітами .....	245
1.67.	Привід круглов'язальної машини з запобіжною муфтою з елементом, що руйнується, встановленою на вертикальному приводному валу .....	248
1.68.	Привід круглов'язальної машини з електромагнітною муфтою та маховиком з механізмом зміни моменту інерції .....	250
1.69.	Привід круглов'язальної машини з пружною запобіжною муфтою, встановленою на вертикальному приводному валу .....	254
1.70.	Привід круглов'язальної машини з ланцюговою	

	передачею та електромагнітною фрикційною муфтою ...	259
1.71.	Привід круглов'язальної машини з електродвигуном, встановленим з можливістю обмеження його повороту ...	262
1.72.	Привід круглов'язальної машини з пружною муфтою, що з'єднує зубчасте колесо з приводним валом .....	264
1.73.	Привід круглов'язальної машини з циліндричною пружиною кручення, що з'єднує електродвигун з ведучим шківом .....	267
1.74.	Привід круглов'язальної машини з циліндричними пружинами стиску, що з'єднують вал електродвигуна з ведучим шківом .....	271
1.75.	Привід круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружними елементами .....	274
1.76.	Привід круглов'язальної машини з фрикційною муфтою з регульованим моментом .....	277
1.77.	Привід круглов'язальної машини з мотор-редуктором ...	280
1.78.	Привід круглов'язальної машини з дротяною спіральною пружиною, встановленою в ведучий шків .....	283
1.79.	Привід круглов'язальної машини з дротяною спіральною пружиною, встановленою в зубчасте колесо .....	286
РОЗДІЛ 2.	<b>ПРИВОДИ ПЛОСКОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ТА РУКАВИЧНИХ АВТОМАТІВ .....</b>	<b>289</b>
2.1.	Привід рукавичного автомата з маховиком та електромагнітною фрикційною муфтою .....	289
2.2.	Привід рукавичного автомата з маховиком з регульованим моментом інерції та електромагнітною фрикційною муфтою .....	294
2.3.	Привід рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень зі спіральною плоскою пружиною та обгінною муфтою .....	296
2.4.	Привід рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень з дротяною спіральною пружиною...	302



2.5.	Привід рукавичного автомата з пристроєм зниження динамічних навантажень з радіальними плоскими пружинами .....	307
2.6.	Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту .....	312
2.7.	Привід рукавичного автомата з мотор-редуктором .....	314
2.8.	Привід рукавичного автомата з мотор-редуктором, обгінною та фрикційною муфтами .....	316
2.9.	Привід рукавичного автомата з двосекційною електромагнітною фрикційною муфтою .....	317
2.10.	Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту .....	322
2.11.	Привід рукавичного автомата з ланцюговою передачею .....	324
2.12.	Привід рукавичного автомата з електромагнітною муфтою, ведена півмуфта якої закріплена нерухомо .....	326
2.13.	Привід рукавичного автомата з варіатором .....	329
2.14.	Привід рукавичного автомата з циліндричними пружинами стиску, встановленими в зірочці приводного вала .....	331
2.15.	Привід рукавичного автомата з запобіжною муфтою, встановленою на приводному валу .....	333
2.16.	Привід рукавичного автомата з ПЗДН з плоскими пластинчатими пружинами з регульованою жорсткістю .....	335
2.17.	Привід рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою з пружними елементами .....	339
2.18.	Привід рукавичного автомата з пружно-запобіжною муфтою з плоскими пластинчатими пружинами .....	341
2.19.	Привід рукавичного автомата з електромагнітною фрикційною муфтою з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями .....	344
2.20.	Привід плосков'язальної машини з передачею гвинт-гайка ...	347
2.21.	Привід в'язальної каретки рукавичного автомата з демпфіруючим елементом .....	351

2.22.	Привід рукавичного автомата з демпфіруючими елементами та зубчастими передачами .....	352
2.23.	Привід рукавичного автомата з ПЗДН з двома пружинами стиску .....	354
2.24.	Привід рукавичного автомата з ПЗДН з двома пружинами стиску та засобом регулювання їх жорсткості .....	358
2.25.	Привід рукавичного автомата з ПЗДН з пружинами розтягу та стиску .....	360
2.26.	Привід рукавичного автомата з відключенням в'язальної каретки в зоні криволінійної траєкторії руху тягового ланцюга .....	366
2.27.	Привід в'язальної каретки рукавичного автомата з блоком реверсування та упорами .....	368
2.28.	Привід в'язальної каретки рукавичного автомата з кулісою та двома пружинами стиску .....	371
РОЗДІЛ 3.	ПРИВОДИ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН .....	373
3.1.	Привід основов'язальної машини з обгінною муфтою та мотор-редуктором .....	373
3.2.	Привід основов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою .....	375
3.3.	Привід основов'язальної машини зі зчіпною муфтою та гальмом .....	377
3.4.	Привід основов'язальної машини з електромагнітною дисковою фрикційною муфтою з початковим моментом..	379
3.5.	Привід основов'язальної машини з електромагнітною фрикційною дисковою муфтою з електромагнітом з двома секціями обмотки .....	385
3.6.	Привід основов'язальної машини з гальмом, встановленим на валу електродвигуна .....	389
3.7.	Привід основов'язальної машини з маховиком та електромагнітною муфтою .....	390
3.8.	Привід основов'язальної машини з електродвигуном,	

	встановленим в поворотних опорах .....	392
3.9.	Привід основов'язальної машини з конусним фрикційним варіатором .....	396
3.10.	Привід основов'язальної машини з плоскою спіральною пружиною .....	398
3.11.	Привід основов'язальної машини з демпфіруючим пристроєм з радіальними пакетами плоских пружин .....	399
3.12.	Привід основов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою та ланцюговою передачею .....	401
3.13.	Привід основов'язальної машини зі зчіпною муфтою, гальмом та ланцюговою передачею .....	403
3.14.	Привід основов'язальної машини з трьома гальмами .....	405
3.15.	Привід основов'язальної машини з маховиком з механізмом регулювання його моменту інерції .....	407
3.16.	Привід основов'язальної машини з двома електро- двигунами та двома клинопасовими передачами.....	410
3.17.	Привід основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з електромагнітом .....	411
3.18.	Привід основов'язальної машини з засобом натягу пасів клинопасової передачі з двома електромагнітами .....	414
3.19.	Привід основов'язальної машини з пружною муфтою з циліндричними пружинами стиску .....	416
3.20.	Привід основов'язальної машини з пружною муфтою з циліндричною пружиною кручення .....	417
3.21.	Привід основов'язальної машини з пружною муфтою з шістьма циліндричними пружинами кручення .....	420
3.22.	Привід основов'язальної машини з мотор-редуктором, запобіжною та обгінною муфтами .....	423
ЛІТЕРАТУРА .....		425

*Наукове видання*

*Чабан Віталій Васильович*

*Піпа Борис Федорович*

*Чабан Олексій Віталійович*

## **ПРИВОДИ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

(нові розробки та елементи розрахунків)

Монографія

Редактор Л. Л. Овечкіна

Відповідальний за поліграфічне видання Т. А. Назаревич

Коректор Н. П. Біланюк

Дизайнерське оформлення обкладинки А. Г. Шаповал

Підп. до друку xx.xx.2016 р. Формат 60x84 1/16.

Ум. друк арк. xx,xx. Облік.-вид. арк. xx,xx. Тираж 300 пр. Зам. xxx

Облік.-вид.арк. xx,xx. Тираж 300. Зам. xxx.

Видавець і виготовлювач Київський національний університет технологій та дизайну,  
вул.Немировича-Данченка, 2, м. Київ-11, 01601.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 993 від 24.07.2002 р.