

середовища людського тіла. Тому результати випробувань в розчині Рінгера пар тертя, призначених для використання в ендопротезах суглобів, наврядчи можна вважати такими, що реально характеризують трибологічні властивості імплантованої пари.

З наведеного матеріалу можна зробити наступні висновки:

- іонно-плазмове термоциклічне азотування є ефективним методом підвищення функціональних характеристик титанових деталей в парі тертя ВТ 1-0/хирулен;
- функціональні характеристики пари тертя азотований ВТ 1-0/хирулен значно кращі, ніж пари Со-Сг-Мо/хирулен: коефіцієнт тертя як в середовищі плазми крові, так і в середовищі розчину Рінгера приблизно на 25 % нижче, інтенсивність зносу контртіла з хирулену менше в середньому вдвічі.

Література

1. М.В. Полулях // Эндопротезирование тазобедренного сустава. – Режим доступу: <http://rheumatology.com.ua/blog/articles/735>.
2. С. А. Ягников, В. Н. Митин, Н. С. Гаврюшенко // Исследование пары трения эндопротезов тазобедренного сустава для собак, представленных на отечественном рынке. – Режим доступу: <http://www.biocontrol.ru/issledovanie-pary-treniya-endoprotezov-tazobedrennogo-sustava-dlya-sobak-predstavlennyyh-na-otechestvennom-rynke.html>.
3. Дорожкин С. В. Биоматериалы: обзор рынка / С. В. Дорожкин, Симеон Агатопоулус // Химия и жизнь. – 2002. – № 2. – С. 8– 10.
4. Charnley J. Arthroplasty of the hip. A new operation / J. Charnley // lancet. – 1961. – № II. – P. 54– 56.
5. Amit Roychowdhury Wear studies of frequently used implant materials / Amit Roychowdhury, Sanjay Gupta, P. E. C. Vidyasagara, Subrata Pal // Trends Biomater. Artif. Organs. – 2004. – Vol.17, № 2. – Pp. 135-140.
6. Ortega-saenz J. A. Comparison of wear processes of biomaterials used in hip joint implants / Ortega-saenz J. A., Kalbarczyk M., Michalczewski R., Piekoszewski W., Szczerek R // Scientific problems of machines operation and maintenance. – 2008. – № 4. – P. 156.
7. Травматология и ортопедия: [в 3 т.] / под ред. Ю. Г. Шапошника. – М.: Медицина, 1997. – (Руководство для врачей).
8. Вегера И. Биосовместимость титановых сплавов/ И. Вегера, А. Гордиенко, Д. Рабуха [и др.] // Научно-практический журнал «Наука и инновации». – 2009. – № 2 (79). – С. 35 – 41.
9. Федірко В. М. Азотування титану та його сплавів / В. М. Федірко, І.М. Погрелюк. – К.: Наукова думка, 1995. – 220 с.
10. Белый А. В. Структура и триботехнические свойства субмикроструктурного титана, модифицированного ионами азота / А. В. Белый, В. А. Кукареко, А. Г. Кононов [и др.] // Трение и износ. – 2008. – т. 29. – № 6. – С. 571-577.
11. Ермаков С. Ф. Трибофизика жидких кристаллов / С. Ф. Ермаков. – Гомель: ИММС НАН Беларуси. – 232 с.

Надійшла 24.7.2011 р.

УДК 621.22

Л.Г. КОЗЛОВ, К.Т.Н., Я.В. ШАМАТІЄНКО, А.І. КОВАЛЬЧУК, В.М. ЧЕРНІЮК

Вінницький національний технічний університет

СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ ПРИ ЗНАКОЗМІННОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Представлено нову систему керування гідроприводом, чутливим до знакозмінного навантаження. Розроблено його нелінійну математичну модель, на основі дослідження якої визначено, що на стійкість гідропривода, чутливого до знакозмінного навантаження, впливають конструктивні параметри системи його керування. Знайдені співвідношення конструктивних параметрів системи керування, що забезпечують стійку роботу гідропривода, чутливого до знакозмінного навантаження в усьому діапазоні його роботи.

A new hydraulic control system, responsive to the alternating load. A nonlinear mathematical model of it based on a study which, it appears that resistance to hydraulic drives, alternate load-sensitive structural parameters affecting the system it controls. Found the ratio of design data management system to ensure stable operation of hydraulic actuator, sensitive to the alternating load in the entire range of his work.

Ключові слова: гідропривод чутливий до навантаження, система керування, математична модель.

Постановка проблеми. Неповноповоротні екскаватори, що випускають в Україні, Білорусії та Росії, оснащують гідросистемами на базі нерегульованих насосів та гідророзподільників релейного типу. Ці гідросистеми розроблені в 60-х роках і до теперішнього часу не зазнали кардинальних змін. Вони відрізняються надійністю, невисокою вартістю, але разом з тим не дозволяють регулювати характеристики руху робочих органів машини в широких діапазонах, і не можуть забезпечити оптимального протікання робочих процесів. Робочий цикл екскаватора характеризується також періодичною зміною напрямку дії

встановлений клапан тиску 8. Клапан тиску 8 з робочим вікном 19, золотником 9 та пружиною 10, пов'язаний зливною гідролінією 21 з баком 11. Насос 1 має керуючі поршні 15, 16 регулятор 12 з робочим вікном 20, золотником 13 та пружиною 14, дроселем 18.

Працює гідропривод таким чином. Робоча рідина від насоса 1 надходить через гідролінію 2, регульований дросель 3, гідролінію 4 до гідроциліндра 5 та приводить поршень 6 до руху. На поршень 6 може діяти як зустрічне, так і попутне навантаження N . Величина витрати Q_{dr} , що надходить від насоса 1 через дросель 3 до гідроциліндра 5 і визначає швидкість V його руху, залежить від площі f_{dr} дроселя 3 та настройки регулятора 12. Злив робочої рідини із гідроциліндра 5 регулюється робочим вікном 19 клапана тиску 8. Регулятор 12, робоче вікно якого підключене до напірної гідролінії 2, змінює величину тиску p_0 , що діє на плунжер 15 таким чином, що величина витрати Q_n пропорційна величині площі f_{dr} дроселя 3. При зустрічному навантаженні величини тисків p_c та p_n пропорційній величині навантаження N , робоче вікно 19 клапана тиску 8 відкрите на максимальну величину і створює мінімальний опір рідині, що зливається із гідроциліндра 5 в бак 11. Величина швидкості V руху поршня гідроциліндра буде залежати від витрати Q_{dr} через дросель 3 та площі F_c гідроциліндра. При зміні величини навантаження N зростають величини тисків p_c та p_n та витрата Q_z через робоче вікно регулятора 12, рівновага золотника 13 порушується і він переміститься, змінивши площу робочого вікна 12 таким чином, що відновиться налаштоване значення величини витрати Q_{dr} через дросель 3, а, отже, і величина швидкості V поршня гідроциліндра.

При попутному навантаженні величина тиску p_p зростає, а тиск p_c зменшується до величини $(3...4) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, яка визначається пружиною 10 клапана тиску 8. Тиск p_n на виході насоса 1 буде визначатись значенням тиску p_c та перепадом тиску Δp_{dr} на дроселі 3, який складає $(14...17) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Таким чином, при попутному навантаженні тиск p_n на виході насоса 1 мінімізується, зменшуючи втрати тиску в гідроциліндрі, клапан тиску 8 буде змінювати тиск p_p на виході гідроциліндра 5 таким чином, що величина тиску p_c на вході в гідроциліндр 5 буде підтримуватись постійною, а швидкість V руху поршня 6 як і при зустрічному навантаженні буде визначатись площею f_{dr} дроселя 3 та настройкою регулятора 12 насоса 1.

При зміні величини попутного навантаження N будуть змінюватись величини тисків p_c та p_n , величина витрати Q_{dr} через дросель 3, а, отже, і величина V швидкості поршня 6. Золотник 9 при цьому буде переміщуватись, змінюючи площу відкриття робочого вікна 19 і відновлюючи настроєне значення тиску p_c , витрати Q_{dr} , а, отже, величини швидкості V поршня 6.

Таким чином, як при зустрічному, так і при попутному навантаженні гідросистема забезпечує незалежність швидкості руху V від величини навантаження N , при пропорційності швидкості V площі f_{dr} дроселя 3, яка задається оператором відповідно до робочого циклу машини.

Для дослідження робочих процесів в гідросистемі розроблена нелінійна математична модель. Математична модель включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній, що з'єднують насос 1 з дроселем 3 та регулятором 12 (рівняння 1), дросель 3 з гідроциліндром 5 (рівняння 2), гідроциліндр 5 з клапаном тиску 8 (рівняння 3), регулятор 12 з плунжером 15 та дроселем 18 (рівняння 4), рівняння моментів що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 5), а також рівняння сил, що діють на поршень 6 (рівняння 6), на золотник 9 (рівняння 7), і золотник (рівняння 8).

Математична модель складена при таких припущеннях: розглядаються зосереджені параметри гідропривода, температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси в гідросистемі не враховувались, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи гідропривода – безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, коефіцієнт податливості рідини враховувався як середня величина для розглянутого діапазону тиску, перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндрів, клапана тиску не враховувалось.

Математична модель гідросистеми має такий вигляд:

$$Q_n = \mu \cdot f_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} + \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_0)}{\rho}} + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\mu \cdot f_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} = F_c \cdot V + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \quad (2)$$

$$F_p \cdot V = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2p_p}{\rho}} + \beta \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (3)$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_0)}{\rho}} = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$J \cdot \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - b_\gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} - M_c; \quad (5)$$

$$m_c \cdot \frac{dV}{dt} = p_c \cdot F_c - p_p \cdot F_p \pm N - b_c \cdot V - T_c \cdot \text{sing } V; \quad (6)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = p_c \cdot f_3 - b_3 \cdot \frac{dy}{dt} - c_3(H_3 + y) - T_3 \cdot \text{sing } \frac{dy}{dt}; \quad (7)$$

$$m_p \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = p_n \cdot f_p - b_p \cdot \frac{dz}{dt} - c_p \cdot f_p - T_p \cdot \sin \frac{dz}{dt}; \quad (8)$$

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma;$$

$$M_c = 26,41 - 3,17 \left(\frac{p_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right)$$

В математичній моделі прийняті такі позначення:

Q_n – витрата насоса;

M_c – момент опору на планшайбі насоса;

μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;

ρ – густина робочої рідини;

β – коефіцієнт стискання рідини;

d_7 – діаметр поршня насоса;

d_8 – діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою;

k – кількість поршнів в насосі;

n – число обертів вала насоса;

d_3 – діаметр золотника 9;

f_{dr}, f_o – площі дроселів 3 та 18;

W_n, W_c, W_p, W_o – об'єми гідролінії 2, 4, 7, 17;

m_c, m_3, m_p – маси поршня 6, золотників 9 та 13;

C_p, C_3 – жорсткості пружин 14 та 10;

Z_p, H_3 – попередні стиснення пружин 14 та 10;

b_γ, b_c, b_3, b_p – коефіцієнти демпфування планшайби насоса 1, поршня 6, золотників 13 та 9;

N – величина навантаження на гідроциліндрі;

k_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора 12;

F_c, F_p – площі поршня 6;

F_4, F_5 – площі плунжерів 15 та 16;

J – момент інерції планшайби насоса 1;

T_c, T_3, T_p – сили тертя поршня 6, золотників 9 та 13;

f_3, f_p – площі золотників 9 та 13;

z, y – координати положення золотників 13 та 9;

V – швидкість руху поршня 6;

p_n, p_c, p_p, p_o – величини тисків в гідролініях 2, 4, 7, 17;

γ – кут повороту планшайби насоса 1.

Дослідження проводили при таких початкових значеннях змінних стану гідросистеми:

$z(0) = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м; $y(0) = 4 \cdot 10^{-3}$ м; $V(0) = 0$; $p_n(0) = 17 \cdot 10^5$ н/м; $p_c(0) = 4 \cdot 10^5$ н/м; $p_p(0) = 1 \cdot 10^5$ н/м; $p_o(0) = 6 \cdot 10^5$ н/м; $\gamma(0) = 0,03$ рад.

Основні параметри гідросистеми мають такі значення: $\mu = 0,67$; $\rho = 900$ кг/м³; $\beta = 10^{-10}$ м²/н; $W_n = 3 \cdot 10^{-3}$ м; $W_c = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $W_p = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $W_o = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м; $m_c = 1600$ кг; $m_3 = 0,05$ кг; $m_p = 0,02$ кг; $C_p = 1 \cdot 10^4$ н/м; $C_3 = 1 \cdot 10^4$ н/м; $Z_p = 6 \cdot 10^{-3}$ м; $H_3 = 48 \cdot 10^{-3}$ м; $b_c = 3000$ н·с/м; $F_c = 50 \cdot 10^{-4}$ м²; $F_p = 30 \cdot 10^{-4}$ м²; $F_4 = 4,2 \cdot 10^{-4}$ м²; $F_5 = 2 \cdot 10^{-4}$ м²; $J = 0,2$ кг·м²; $T_c = 350$ Н; $T_3 = 8$ Н; $T_p = 3$ Н; $f_3 = 3,2 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_p = 0,5 \cdot 10^{-4}$ м².

Для розв'язання нелінійних рівнянь математичної моделі використано модуль Simulink програмного пакета MATLAB. В процесі розрахунків знаходились значення змінних, що описують стан гідропривода в перехідних режимах при ступінчастому законі зміни зустрічного або попутного навантаження на гідроциліндрі. Стійкість роботи гідропривода визначалась за видом перехідного процесу. Стійким вважається процес, при якому невпинно зменшується амплітуда коливань стану гідропривода.

В процесі досліджень визначено границі стійкості гідросистеми та вплив на них конструктивних параметрів регуляторів. Дослідження проведені при максимальному значенні приведеної до штока маси виконавчого механізму машини, максимального значення навантаження на гідроциліндрі та мінімальних значень величини витрати потоку до споживача розглянутих діапазонів.

При зустрічному навантаженні клапана тиску під дією тиску p_c знаходиться в крайньому правому положенні, робоче вікно відкрите на максимальну величину, а процес регулювання забезпечується взаємодією насоса з регулятором і гідроциліндра. Визначено вплив конструктивних параметрів коефіцієнта підсилення робочого вікна k_z , площа дроселя f_o та коефіцієнт демпфування b_p регулятора насоса на межі стійкості гідросистеми (рис 2). Величина площі дроселя f_o в регуляторі насоса визначає величину витрати, яка відбирається від витрати, що подається насосом до гідроциліндра і витрачається на збереження роботи системи керування насосом. Для покращення енергетичних характеристик величина f_o повинна вибиратись мінімальною, але зменшення величини f_o звуває зону стійкості роботи гідропривода. Тому значення f_o обмежується величиною $0,8 \cdot 10^{-6}$ м². Забезпечити стійкість роботи гідропривода при мінімальних значеннях f_o можливо за рахунок зменшення коефіцієнту підсилення k_z золотника до значень $(1,5...2) \cdot 10^{-3}$ м. Кращі умови роботи гідропривода з точки зору забезпечення його стійкості забезпечується при мінімальних

значеннях коефіцієнта демпфування золотника 13.

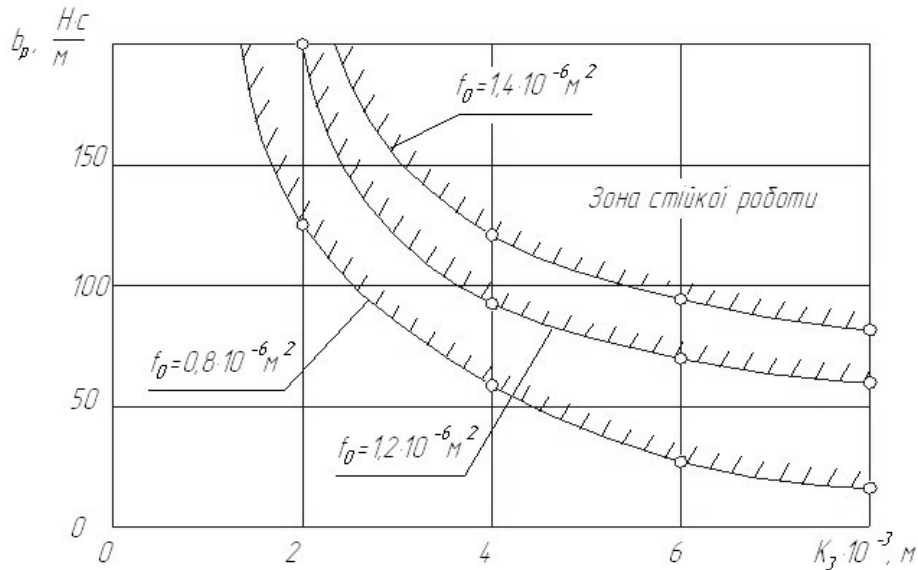


Рис. 2. Вплив параметрів регулятора на стійкість гідропривода при зустрічному навантаженні

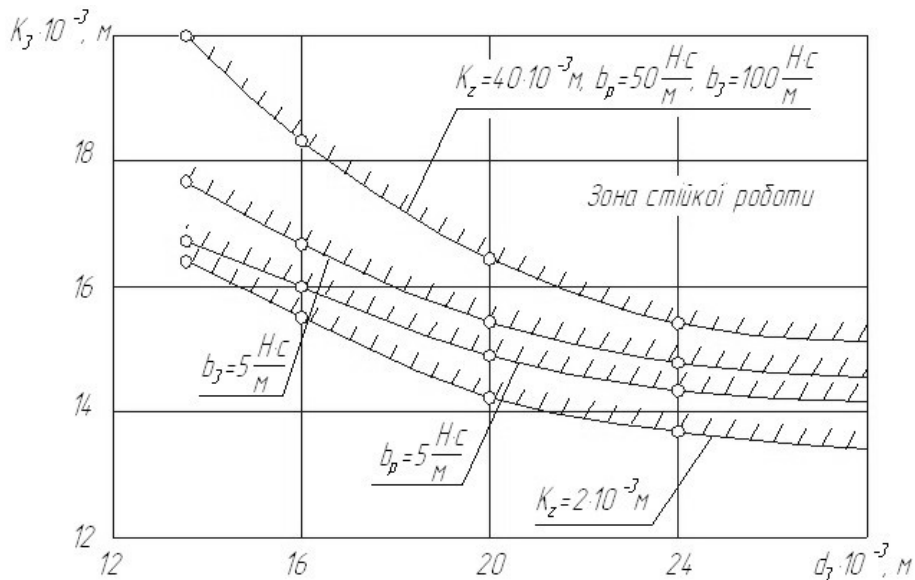


Рис. 3. Вплив конструктивних параметрів на зону стійкості системи при зустрічному навантаженні

При попутному навантаженні стабілізація руху поршня забезпечується взаємодією насоса з регулятором 12 та регулятором тиску 8. На рис. 3 представлено межі стійкості гідропривода та вплив на них коефіцієнта підсилення k_3 діаметра d_3 золотника 9 та коефіцієнта демпфування b_3 . В досліджених діапазонах зміни вказаних параметрів найкращі умови з точки зору забезпечення стійкості створюються при значеннях $k_3 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та значеннях діаметра клапана $d_3 = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, величина коефіцієнта демпфування b_3 при цьому повинна мінімізуватись. Зменшення коефіцієнта демпфування b_p золотника 13 регулятора насоса та коефіцієнта підсилення k_z робочого вікна золотника 13 розширює зону стійкої роботи гідропривода.

Висновки

Стійкість гідропривода, що забезпечує регулювання та стабілізацію швидкості руху поршня гідроциліндру як при зустрічному, так і при попутному навантаженні в діапазонах зміни режимів роботи $p_c = (1,0 \dots 200) \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, $Q_n = (0,06 \dots 1,33) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при максимальному значенні приведеної маси робочого органа $m = 1600 \text{ кг}$ забезпечується за рахунок мінімізації коефіцієнтів демпфування золотника регулятора насоса b_p , та золотника регулятора тиску b_3 . Рекомендоване значення коефіцієнтів підсилення робочих вікон золотника регулятора насоса $k_z = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, золотника регулятора тиску $k_3 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, площа дроселя в системі керування насосом $f_0 = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Література

1. Не зависящие от загрузки пропорциональные распределители PVG32: каталог. – М. : ЗАО

«Данфос», 2002. – 40 с.

2. Pedersen P., Munzer Marc E. Strategies for Stabilization of Flow Control System with Counter Balance Valves // Proceedings of 2001 Drives and Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power. – London. March. 2001 – P. 32–39.

3. Andersen Torben O, Hansen Michael R. Evaluation of Velocity Control Concepts Involving Counter Balance Valves in Mobile Cranes // Conference of Fluid Power Transmission and Control. – Hangzhou (China), 2001.

4. Козлов Л. Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LC-регулюванням : дис. на здобуття наук. ступ. канд. наук : 26.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000 – 320 с.

5. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / Черных И. В. – М. : Диалог, 2003. – 236 с.

Надійшла 21.7.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, Г.І. КОНЬКОВ, О.Ю. ОЛІЙНИК

Київський національний університет технологій та дизайну

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Представлено результати досліджень з удосконалення методу проектування механізму відтяжки полотна в'язальних машин. Запропоновано метод кінематичного аналізу механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини. Наведено приклад розрахунку кінематичних параметрів механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини типу КО.

The results of researches are presented from the improvement of method of planning of mechanism of vidtyazhki of linen of knittings machines. The method of kinematics analysis of mechanism of vidtyazhki of linen of kruglov'yazal'noy machine is offered. The example of calculation of kinematics parameters of mechanism of vidtyazhki of linen of machine is resulted of KO type.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм відтяжки полотна, кінематика механізму відтяжки полотна, трикотаже полотно.

Вступ

Аналіз існуючих методів проектування механізмів відтяжки круглого трикотажного полотна показує, що існуючі методи недосконалі і не дають можливості комплексно вирішувати питання вибору раціональних кінематичних параметрів механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин [1-3]. Недосконалість наукових основ та інженерних методів проектування механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин знижує ефективність їх використання [4]. Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого удосконалення методу проектування механізму відтяжки полотна, зокрема його кінематичного аналізу.

Об'єктом досліджень обрано механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини та метод його кінематичного аналізу.

При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії опору матеріалів та наукових основах теоретичної механіки.

Завданням досліджень стала розробка більш досконалого методу кінематичного аналізу механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин.

Основний розділ

Механізм відтяжки полотна сучасної круглов'язальної машини, схема якого представлена на рис. 1, містить ведучий 1 та два ведені 2, 3 відтяжні валики, які за допомогою циліндричних шестерень 4, 5, 6 кінематично зв'язані між собою. Ведучий 1 та ведені 2, 3 відтяжні валики розміщені в рамі 7. Механізм відтяжки полотна містить також привід відтяжних валиків, що містить храпові механізми 8, 9, кільце 10 з гірками 11 та два, розташовані діаметрально протилежно, важелі 12, 13, один кінець кожного з яких з'єднаний з відповідним храповим механізмом, а другий має ролик 14 (15), який знаходиться у взаємодії з кільцем 10.

Принцип роботи механізму відтяжки полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини рама 7 з відтяжними валиками 1, 2, 3 починає обертатися. При цьому ролик 14, 15 набігають поперемінно на гірки 11 нерухомого кільця 10 і змушують важелі 12, 13 здійснювати коливальний рух, який за допомогою храпових механізмів 8, 9 приводить в обертальний рух ведучий відтяжний валик 1. Ведучий відтяжний валик за допомогою циліндричних шестерень 4, 5, 6 приводить в обертальний рух ведені відтяжні валики 2, 3. Обертальний рух відтяжних валиків зумовлює відтяжку полотна 16, заправленого між ними.

Враховуючи конструктивні особливості механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО (сила відтяжки полотна створюється за рахунок його пружних властивостей) [2, 5], умовою його працездатності є: