

ВЗАЄМОДІЯ КАРЕТКИ ІЗ КОЛИВНИМ ЧОВНИКОМ В МЕХАНІЗМАХ ПРИВОДУ ІЗ ПРИСКОРЮВАЧЕМ

Проведені дослідження в напрямку визначення характерних режимів взаємодії каретки та човника в механізмах коливного типу. Визначенні характерні режими взаємодії основних елементів механізму. Отримані аналітичні співвідношення для визначення величини ударних навантажень.

Ключові слова: каретка, коливний човник, механізм приводу

P.H. KAPUSTENSKIY, E.A. MANZIUK

Khmelnytskyi National University, Khmelnytskyi, Ukraine

INTERACTION OSCILLATING SHUTTLE WITH CARRIAGE DRIVE MECHANISM WITH ACCELERATOR

Abstract - The research towards the definition of characteristic modes of interaction between the carriage and the shuttle in the mechanisms of oscillating type. Determining the characteristic modes of interaction between the basic elements of the mechanism. The resulting equations for the determination of the shock.

The proposed approach makes it possible to establish the characteristic modes of interaction between the shuttle and the carriage that arise in the design of the shuttle drive mechanism and to determine the impact energy. Also important is to set the angle of rotation of the carriage where the shuttle picks gap. To exit the needle thread on the shuttle after its contours need to know where the value of the angle of rotation of the carriage created for smooth clearance of its output.

Keywords: carriage, oscillating shuttle, drive mechanism

Постановка проблеми

Відомий цілий ряд конструкцій механізмів приводів човника, які використовуються в швейному обладнанні. Найбільш широке використання знайшли найбільш надійні та невимогливі до умов експлуатації конструкційні рішення. Хоча все більше поширення знаходять ротаційні човникові комплекти, швейні машини із коливними човниками займають надійне місце в широкому парку швейного обладнання. Тому важливим є розробка конструкційних рішень, які б дозволили поліпшити умови експлуатації та надійності роботи цього обладнання. Незважаючи на широкий спектр конструкційних рішень можна виділити ряд спільних технічних підходів, які реалізуються в конструкційних рішеннях як складових елементах механізмів приводів човникових пристроїв з широким застосуванням.

Зміна виробничої бази виготовлення конструкційних елементів швейних машин дозволяє в значній мірі спростити проектні вимоги до розробки та послабити умови щодо технологічності виготовлення. Широке застосування полімерних та композитних матеріалів значно спрощує та прискорює процес виготовлення та дозволяє застосовувати нові проектні рішення в розробці швейних машин.

Виходячи з цих міркувань було запропоновано технічне рішення, яке висвітлено в роботах [1, 2], а саме використання секторального зубчатого прискорювача швейної машини. Пропонується використовувати механізм приводу та бази зубчатої передачі із внутрішнім зачепленням.

Застосування механізмів приводів з коливним човниковим комплектом не дозволяє використовувати високошвидкісні режими роботи, що пов'язано із значними динамічними навантаженнями які діють на елементи механізмів. Крім того наявність зазорів при зміні напрямку руху призводить до значних ударних навантажень. Слід зауважити, що момент утворення цих зазорів має важливий технологічний характер. Вивід голкової нитки після обводу навколо човника.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Взаємодія каретки та човника під час роботи швейної машини характеризується ударними навантаженнями. Розглядати причини та умови виникнення цих навантажень слід разом із механізмом приводу каретки. Так як механізм приводу і встановлює

визначальний вплив на їх взаємодію.

Методи та підходи до розрахунків навантажень та несучої здатності деталей машин дозволяють значно розширити спектр обладнання, а сучасні конструкційні матеріали дозволяють реалізувати нові тенденції в проектуванні механізмів та їх складових частин. Це є важливим, особливо з врахуванням того,

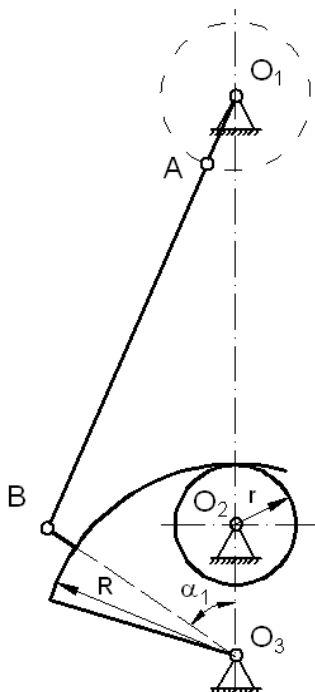


Рис. 1. Кінематична схема приводу човникового пристрою з використанням зубчатої передачі внутрішнього зачеплення

що механізм проводу дозволяє забезпечити зворотно-поворотний рух. При цих обставинах на елементи конструкції діють значні динамічні навантаження. На сьогоднішній день відомо ряд конструкцій прискорювачів в тому числі з використанням зубчатих передач. Хоча для швейних машин з коливальними човниковими комплектами (які здійснюють зворотно поворотні рухи) найбільш часто використовують кулісні механізми прискорювачів [3-6]. Пропонується нові рішення на базі зубчатих передач [7]. Авторами запропоновано використовувати механізм привода для коливальних човникових комплектів на базі секторальної зубчатої передачі із внутрішнім зачепленням рис. 1 [2]. Використання запропонованої конструкції привода човникового валу дозволяє зменшити габарити механізму привода та динамічні навантаження на елементи зубчатої передачі за рахунок збільшення площі контактування, зменшити масу елементів. Таке рішення забезпечує виконання технологічних операцій, є простим з урахуванням того, що елементи конструкцій можуть бути виготовлені з неметалічних матеріалів.

Застосування зубчатої передачі з внутрішнім зачепленням дозволяє збільшити площу контактування зубців, а тим самим забезпечити підвищення навантаження на передачу та відповідні вимоги до матеріалів з яких буде виготовлено ці елементи. Крім того, важливим є можливість проектування з необхідними габаритними розмірами прискорювачів та наявність широких можливостей у зміні передаточного відношення. Також, конструкція має мінімальну кількість елементів та характеризуються простотою як виготовлення так і експлуатації при задовільному виконанні функціонального призначення. Тому як привід візьмемо конструкційне рішення запропоновано в роботі [1] з відповідними розрахунковими співвідношеннями.

Формулювання цілі статті

Визначення основних характерних режимів взаємодії каретки та коливного човника в механізмах привода із прискорювачами та розробка аналітичної моделі їх встановлення. Встановлення основних залежностей для розрахунку сили співудару елементів човника та каретки.

Виклад основного матеріалу

Одне із крайніх положень зображено на рис. 1 (кривошип і шатун розташовані на прямій лінії).

З ΔO_1BO_3 визначимо як змінюється кут α .

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2, \quad (1)$$

де α_1 – значення кута α в крайньому лівому положенні механізму;

α_2 – значення кута α в крайньому правому положенні механізму

$$(l_1 + r_1)^2 = l^2 + r_3^2 - 2lr_3 \cos \alpha_1. \quad (2)$$

Звідки

$$\cos \alpha_1 = \frac{l^2 + r_3^2 - (l_1 + r_1)^2}{2lr_3}, \quad (3)$$

де $r_1 = O_1A$; $r_3 = BO_3$; $l = O_1O_3$; $l_1 = AB$.

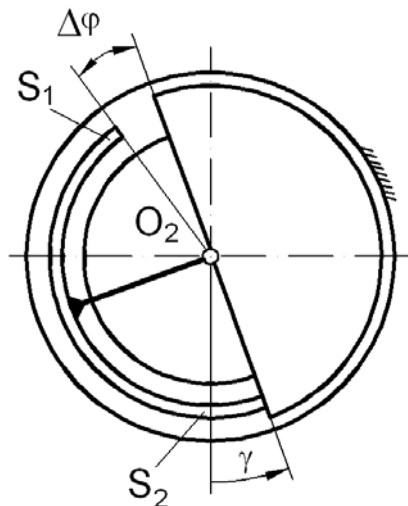


Рис. 2 Схема початкового розташування човника та каретки в кругових направляючих

Таким же чином знайдемо значення кута α_2

$$(l_1 - r_1)^2 = l^2 + r_3^2 - 2lr_3 \cos \alpha_2; \quad (4)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{l^2 + r_3^2 - (l_1 - r_1)^2}{2lr_3}.$$

Кут на який повертається зубчатий сектор буде відповідати куту коливання α . Кут коливання човникового валу з врахування передаточного відношення зубчатого зачеплення

$$\varphi = ai, \quad (5)$$

де i – передаточне відношення секторального зубчатого зачеплення.

Кут коливання човникового валу складає $206-210^\circ$ [3], що може забезпечити конструкція привода.

На одному валу із зубчатым колесом розташована каретка, яка за допомогою упорів S_1 та S_2 впливає на човник, завдяки чому він здійснює зворотно-поворотні рухи в кругових направляючих. Для виходу голкової нитки з човника після його обводу між упорами каретки та човником передбачений зазор $\Delta\varphi$. Під час зворотнього руху цей зазор вибирається, що призводить до виникнення ударів, величина яких в значній мірі визначає працездатність механізму. Таким чином важливою є необхідність визначення сили цього удару та режими роботи системи.

Розглянемо рух човника при вибранні зазору $\Delta\varphi$. На початковому етапі човник рухається разом із кареткою. При певному куті повороту створюються умови при яких човник відривається від каретки.

Каретка прискорюється до максимального значення та сповільнюється в декілька етапів до повної зупинки досягнувши крайніх станів положення. Відрив човника від каретки визначається виконанням умови

$$M < I\varepsilon + M_{\text{тр}}, \quad (6)$$

де M – рушійний момент;
 I – момент інерції човника відносно осі обертання;
 ε – кутове прискорення човника;
 $M_{\text{тр}}$ – момент тертя човника в направляючих.

Момент тертя

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}R, \quad (7)$$

де R – радіус направляючих.

Сила тертя визначається на базі відцентрової сили та сили ваги. Для наближених обчислень та визначення максимального значення діючих сил прийmemo силу ваги як константу.

$$F_{\text{тр}} = (mg + m\omega^2R)\mu, \quad (8)$$

де μ – коефіцієнт тертя;
 m – маса човника;
 ω – кутова швидкість руху човника.

Якщо не враховувати тертя, момент відриву човника відповідав би моменту при якому каретка досягла точки перегину функції прискорення на графіку переміщення каретки $\varepsilon_{\text{п}}$

$$\varepsilon_{\text{к}} = \varepsilon_{\text{п}}. \quad (9)$$

З врахуванням тертя прискорення човника в момент відриву буде характеризуватися виразом

$$I\varepsilon = I\varepsilon_{\text{п}} - M_{\text{тр}} = I\varepsilon_{\text{п}} - mR\mu(g - \omega^2R). \quad (10)$$

На базі синтезу кривошипно-коромислового механізму можемо одержати залежності переміщення, кутової швидкості та прискорення кінцевої ланки механізму – каретки. Застосуємо до одержаних залежностей вираз (10), що дасть можливість отримати значення кута повороту, значення кутової швидкості та прискорення каретки при яких човник відривається. З моменту відриву каретка та човник рухаються за різними законами. Можливий випадок при якому човник повернеться на кут зазору і вони співударяються.

Рух човника після відриву сповільнюється завдяки дії сил тертя і характер руху можна вважати рівномірно-сповільненим. Прискорення такого руху визначимо із залежності (10) як різниця прискорення каретки в точці перегину функції прискорення та прискорення при якому відбувся відрив човника, саме такий спад прискорення спричинює дія сили тертя

$$\varepsilon_{\text{ч}} = \varepsilon_{\text{п}} - \varepsilon. \quad (11)$$

Початкова швидкість човника рівна швидкості каретки в момент відриву

$$\omega_0 = \omega_{\text{ч}} = \omega_{\text{к}}. \quad (12)$$

Визначимо енергію удару як різницю енергій каретки та човника в момент удару

$$E_{\text{у}} = \frac{I\omega_{\text{чк}}^2}{2} - \frac{I_{\text{к}}\omega_{\text{кк}}^2}{2}, \quad (13)$$

де $I_{\text{к}}$ – приведений момент інерції каретки;

$\omega_{\text{кк}}$ – кутова швидкість каретки в момент контакту з човником визначається на базі графіків одержаних внаслідок синтезу механізму приводу каретки за кутовим положенням каретки.

Кутове значення положення каретки визначається як сума кутового положення каретки в момент відриву човника та шляху (рад), який пройшла каретка за час поки човник долав шлях зазору.

Шлях який пройшла каретка

$$\varphi_{\text{к}} = \omega_0 t - \frac{\varepsilon_{\text{к}} t^2}{2}, \quad (14)$$

де ω_0 – швидкість каретки та човника в момент відриву човника, яка є однаковою як для човника так і для каретки.

Шлях який пройшов човник

$$\varphi_{\text{ч}} = \omega_0 t - \frac{\varepsilon_{\text{ч}} t^2}{2} = \varphi_{\text{к}} + \Delta\varphi. \quad (15)$$

Підставивши вираз (14) в (15) одержимо

$$\Delta\varphi = (\varepsilon_{\text{к}} - \varepsilon_{\text{ч}}) \frac{t^2}{2}. \quad (16)$$

З виразу (16) одержимо час за який каретка та човник пройшли шлях до контакту, тобто до удару.

Відповідно можна одержати швидкість, яку має човник в момент контакту з кареткою при рівномірному сповільненню русі.

$$\begin{aligned}\omega_{кч} &= \omega_0 - \varepsilon_{ч} t; \\ \omega_{кк} &= \omega_0 - \varepsilon_{к} t.\end{aligned}\quad (17)$$

Таким чином одержали необхідні параметри для визначення енергії удару. Однак аналіз залежностей (10) та (16) дає можливість визначити характер взаємодії каретки та човника і стверджувати, що існують характерні режими взаємодії каретки та човника. Виникнення таких режимів залежить від спроектованої конструкції каретки, приводу та човника так і від технологічних режимів роботи швейної машини. Співвідношення конструкційних та динамічних параметрів механічної системи можуть створити умови при яких човник не буде відриватися від каретки при її русі. А вибір зазору буде здійснюватися кареткою при її зворотньому русі.

Якщо існують умови при яких човник все ж таки відривається від каретки під час її руху, можливі такі чотири характерних режими подальшої взаємодії каретки та човника.

1. Човник відірвався від каретки, вибирає зазор та ударяється в каретку під час її прямого ходу.

2. Човник відірвався від каретки, вибирає зазор та ударяється в каретку в момент коли каретка зупинилась. Виникнення таких умов є скоріше теоретичним.

3. Човник відірвався від каретки, вибирає зазор та ударяється в каретку під час зворотнього її ходу. Такий характер найбільш небажаний тому, що енергія удару при такій взаємодії є найбільшою.

4. Човник відірвався від каретки, але каретка наздогнала човника і надала човнику ударний імпульс.

Визначення характерних режимів роботи є важливим, так як дає можливість на етапі проектування спрогнозувати взаємодію каретки та човника, створити умови безперешкодного виходу нитки. Найбільш важливим є те, що на етапі проектування визначається умови найбільш небажаної взаємодії із значними ударними навантаженнями на елементи каретки та човника.

Висновки

Запропонований підхід дає можливість встановити характерні режими взаємодії човника та каретки, які виникають при проектуванні механізму приводу човника та визначити енергію удару. Також важливим є встановлення значення кута повороту каретки при якому човник вибирає зазор. Для виходу голкової нитки з човника після його обводу необхідно знати при якому значенні кута повороту каретки утворюється зазор для безперешкодного її виводу.

Література

1. Капустенський П.Г. Розрахунок механізму секторального прискорювача швейної машини / П.Г.Капустенський, Е.А.Манзюк. - Вісник ХНУ, № 2, 2011 - С. 42-45.
2. Пат. 44995 Україна, МПК D05B 23/00 Механізм приводу човникового вала / Манзюк Е.А., Капустенський П.Г.; Хмельницький національний університет. – № U200904125; заявл. 27.04.09; опуб. 26.10.2009. Бюл. № 20. 2009.
3. Вальщиков Н.М. Расчет и проектирование машин швейного производства / Вальщиков Н.М., Зайцев Б.А., Вальщиков Ю.Н. – Л.: Машиностроение, 1973. – 344с.
4. Горбарук В. П. Расчёт и конструирование челночных швейных машин / Горбарук В. П. – Л.: Машиностроение, 1977. – 230с.
5. Комисаров А. И. Проектирование и расчёт машин обувных и швейных производств / Комисаров А. И., Жуков В. В., Никифоров В. М. – М.: Машиностроение, 1978. – 431с.
6. Червяков Ф.И. Швейные машины / Червяков Ф.И., Николаенко А.А.. – М.: Машиностроение. – 1976. – 415с.
7. Пат. 74694 CPP, МПК D05B 23/00 Mecanism de actionare a apucătorului rotativ-oscilant de la masina de cusut simplu / Barbu Andrei; Interprinderea mecanică. – № 87983; заявл. 12.10.76; опубл. 30.08.80.

References

1. P.G.Kapustenskiy, E.A.Manzyuk Rozrakhunok mekhanizmu sektoralnogo priskoryuvacha shveynoi mashini. - Visnik KHNU, № 2, 2011 - S. 42-45.
2. Pat. 44995 Ukraina, MPK D05B 23/00 Mekhanizm privoda chovnikovogo vala / Manzyuk E.A., Kapustenskiy P.G.; Khmelniyskiy natsionalniy universitet. – № U200904125; zayavl. 27.04.09; opub. 26.10.2009. byul. № 20. 2009.
3. Valschikov N.M., Zaytsev B.A., Valschikov YU.N. Raschet i proyektirovaniye mashin shveynogo proiz-vodstva. – L.: Mashinostroyeniye, 1973. – 344s.
4. Gorbaruk V. P. Raschet i konstruirovaniye chelnochnykh shveynykh mashin. – L.: Mashinostroyeniye, 1977. – 230s.
5. Komisarov A. I., Zhukov V. V., Nikiforov V. M. Proyektirovaniye i raschet mashin obuvnykh i shveynykh proizvodstv. – M.: Mashinostroyeniye, 1978. – 431s.
6. Chervyakov F.I., Nikolayenko A.A. Shveynyye mashiny. – M.: Mashinostroyeniye. – 1976. – 415s.
7. Pat. 74694 SRR, MPK D05B 23/00 Mecanism de actionare a apucătorului rotativ-oscilant de la masina de cusut simplu / Barbu Andrei; Interprinderea mecanică. – № 87983; zayavl. 12.10.76; opubl. 30.08.80.

Рецензія/Peer review : 08.03.2014 р.

Надрукована/Printed : 13.7.2014 р.

Рецензент: д. т. н., проф. Сорокатиї Р.В.