

Я. М. Новіцький, В. Р. Пасіка

Національний університет "Львівська політехніка",  
кафедра технічної механіки та динаміки машин

## ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ УРУХОМНИКА В УДОСКОНАЛЕНИХ КОЛОДОПИЛЬНИХ РАМАХ

© Новіцький Я. М., Пасіка В. Р., 2019

Розроблено структурну та конструктивну схеми урухомника корбово-поковзневого механізму, в якому точка, що з'єднує корбу і гонок, рухається по колу, центр якого зміщений відносно точки обертання корби. Урухомник складається з двох зубчастих коліс, одне з яких нерухоме, і з міжосьовою відстанню, що дорівнює половині ходу поковзня. Урухомчу точку гонка прикріплено до рухомого колеса на заданій відстані від осі обертання. Це уможливиює заміну в урухомнику кулачкової пари на зубчасту.

**Ключові слова:** корбово-поковзневий механізм, рівняння кола, ексцентрик, планетарний механізм.

Ya. Novitskyi, V. Pasika

## JUSTIFICATION OF DRIVE DESIGN PARAMETERS IN IMPROVED OF SAWMILL FRAMES

The structural and constructive scheme of the drive of the slider-crank mechanism in which the drive point of the coupler moves in a circle is developed. Center of the circle is shifted relative to the point of rotation of the crank. The drive consists of two toothed wheels, one of which is fixed. Interaxial distance equal to half the slider movement. The driving point of the coupler is attached to the moving wheel at a given distance from the axis of rotation. This makes it possible to replace the cam mechanism to the gear wheel mechanism.

**Key words:** slider-crank mechanism, circle equation, eccentric and planetary gear

**Вступ.** Колодопильні рами широко застосовують під час первинного оброблення деревини. Головним механізмом рам є аксіальний корбово-поковзневий механізм (КПМ), з поковзнем якого пов'язана пилкова рамка. Ці механізми надійні, їх ремонтпридатність і продуктивність високі. Основною їхньою вадою вважають неможливість зрівноважити незрівноважену масу поковзня без значного ускладнення усього механізму, особливо у високоінерційних машинах, до яких належать і двоверхові колодопильні рами. У таких рамах сили корисного опору в десятки разів менші від інерційних навантажень. Питання зрівноваженості виникають і в інших машинах, де застосовують КПМ.

**Аналіз стану проблеми та формулювання завдання.** Ця праця є продовженням робіт [1–3], в яких запропоновано структурну схему КПМ зі зрівноваженим поковзнем; проведено дослідження і конструювання компенсуючих пружин; обчислено сили взаємодії між ланками удосконаленого механізму; доведено, що для зрівноваження поковзня необхідно, щоб точка приєднання корби до гонка рухалась по колу, центр якого зміщений відносно осі обертання корби по осі руху поковзня на задану величину. Лише у такому випадку сили інерції та сили пружності пружин урівноважуються. У відомій структурній схемі це забезпечується нерухомим кулачком, що може бути вузьким місцем під час конкретного проектування важконавантажених КПМ. У

пропонованій роботі колову траєкторію точки  $A$ , що з'єднає корбу і гонок, запропоновано забезпечити планетарним механізмом, який містить пару зубчастих коліс  $0$  і  $2$ , які зображені початковими колами однакових діаметрів  $d_{w_0}$  і  $d_{w_2}$ .

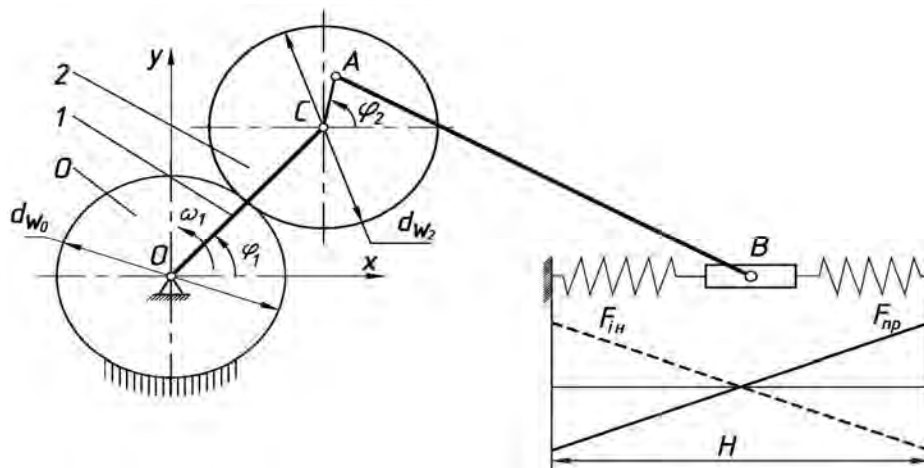


Рис. 1. Структурна схема удосконаленого урухомника КПМ з коловою траєкторією точки  $A$

Корба  $1$  обертається навколо осі вала  $O$ . Нерухоме зубчасте колесо  $0$  своїм геометричним центром теж посаджене на вісь вала  $O$ . Довжина корби  $OC$  дорівнює половині ходу поковзня  $H$ . Зубчасте колесо  $2$  посаджене на кінці корби у точці  $C$ . Міжосьова віддаль зубчастих коліс дорівнює довжині корби. До зубчастого колеса  $2$  на віддалі  $AC$  у точці  $A$  прикріплено гонок  $AB$ . Під час обертання корби точка  $A$  описуватиме певну траєкторію.

Завдання праці – розроблення такої структурної та конструктивної схеми механізму урухомлення КПМ, у якій точка  $A$  рухатиметься по колу, центр якого зміщений відносно центра  $O$  на задану величину.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Визначимо траєкторію руху точки  $A$  у параметричному вигляді. Для цього запишемо координати точки у системі координат  $xOy$

$$\begin{aligned} x: \quad x_A &= r_1 \cos(j_1) + d \cos(j_2), \\ y: \quad y_A &= r_1 \sin(j_1) + d \sin(j_2), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $r_1 = r_{w_0} + r_{w_2}$ ,  $d = AC$ .

Щоб отримати рівняння траєкторії у явному вигляді, піднімаємо обидві частини рівнянь до квадрата і підсумуємо. Після нескладних перетворень отримуємо таке рівняння

$$x_A^2 + y_A^2 - 2dx_A - 2d^2 \cos(j_2 - j_1) - r_1^2 - d^2 = 0. \quad (2)$$

У загальному випадку, коли радіуси нерухомого колеса  $r_{w_0}$  і сателіта  $r_{w_2}$  неоднакові, точка  $A$  описує епіциклоїду. Проте за однакових радіусів числові дослідження показують, що траєкторією точки  $A$  є крива, дуже подібна до кола зі зміщеним центром. Тому завдання роботи – довести або спростувати цю гіпотезу.

Ураховуємо, що  $d^2$  набагато менше від  $r_1^2$  і тому доданком  $2d^2 \cos(j_2 - j_1)$  у (2) можна знехтувати.

Загальне рівняння кривої  $II$  порядку має вигляд [4]

$$ax^2 + 2bxy + cy^2 + 2dx + 2ey + f = 0.$$

Це рівняння описуватиме коло лише у випадку, коли  $b=0$ ,  $a=c$ . У рівнянні (2)  $b=0$ ,  $a=c=1$ ,  $d=-d$ ,  $e=0$ ,  $f=-r_1^2-d^2$ , радіус кола  $R=\sqrt{d^2-f}=\sqrt{2d^2+r_1^2}$ . Рівняння (2) з останніми зауваженнями зводимо до такого вигляду

$$(x_A - d)^2 + y_A^2 = 2d^2 + r_1^2 \approx r_1^2. \quad (3)$$

Тут радіус кола дорівнює  $r_1$ , його центр лежить на осі абсцис і зміщений відносно осі ординат на відстань  $d$  управо, максимальна похибка під час обчислення радіуса не перевищує 1% і спостерігається на кутах повороту корби  $j_1 \approx 75^\circ - 105^\circ$  і  $j_1 \approx 255^\circ - 285^\circ$ .

Отже, доведено, що за однакових радіусів зубчастих коліс планетарної передачі траєкторією довільної точки на сателіті є коло, радіус якого дорівнює міжосьовій відстані передачі, а центр зміщений відносно центра нерухомого колеса на віддалі, що дорівнює відстані від центра сателіта до точки, повинна справджуватись умова  $2\delta^2 \ll r_1^2$ .

Конструктивну схему урухомника подано на рис. 2, а. До його складу входять розділені косозубі передачі ( $i=5$ ), урухомчий вал 10 яких із шестернями 9 ( $z=40$ ,  $m_n=4$ ,  $\beta=30^\circ$ ) закріплено у корпусі (на рисунку не показано) на радіальних підшипниках із короткими циліндричними роликами (NU 2313 ESP), що дає можливість шестерням самовстановлюватись із правим та лівим нарізанням зубців відносно двох (одне умовно знято) нерухомих (в осьовому напрямі) зубчастих коліс 8 (шевронна передача). Колеса 8 ( $z=200$ ,  $m_n=4$ ,  $\beta=30^\circ$ ) встановлено на маточини кронштейнів 1 та з'єднано шпонками.

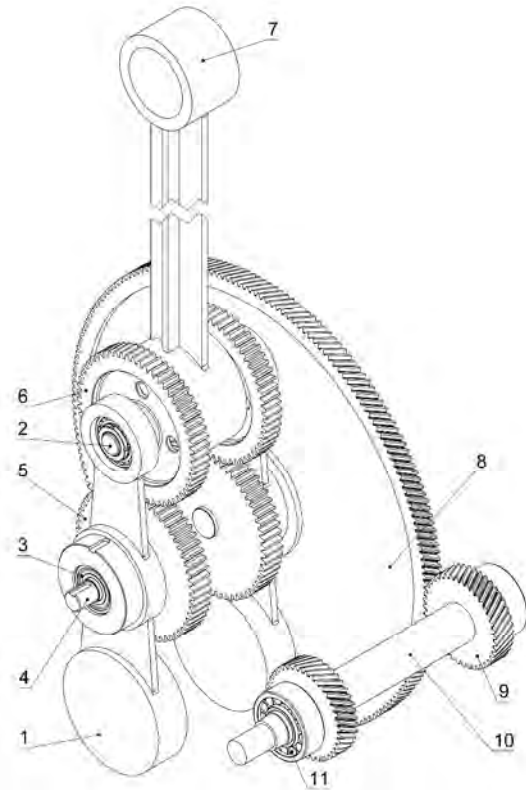


Рис. 2, а. Конструктивна схема урухомника КІМ зі зрівноваженим поковзнем (ліве колесо та корпус умовно знято)

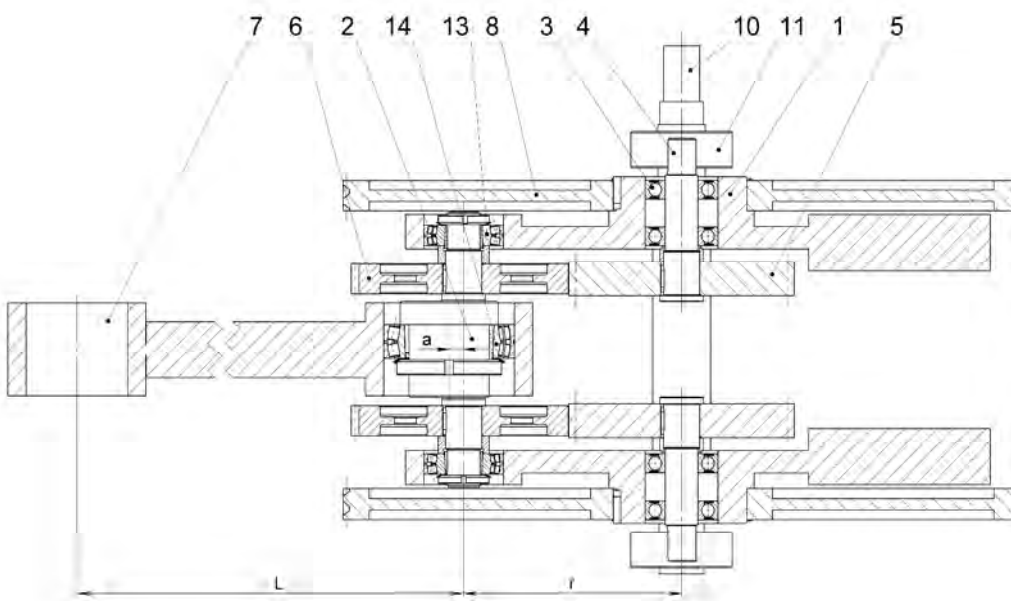


Рис. 2, б. Переріз урухомника

Усередині маточин кронштейнів 1 на підшипниках 6309 2RS1 встановлено осі 4, які нерухомо закріплені у корпусі за допомогою шпонок (рис. 2, б). Отже, зубчасті колеса 8 обертаються від урухомчого вала 10 разом із кронштейнами 1 на підшипниках 3, які встановлені на нерухомих осях 4. Отже, зубчасті колеса 8 обертаються від урухомчого вала 10 разом із кронштейнами 1 на підшипниках 3, які встановлені на нерухомих осях 4. На цих самих осях встановлено нерухомі прямозубі зубчасті колеса 5 ( $m=5, z=60$ ), з якими спряжені такі ж колеса 6, які встановлено на ексцентричному валу 2 і з'єднано із ним шпонками. Ексцентричний вал 2 встановлено на сферичних підшипниках 13 (21310 ЕК) в отворах кронштейнів 1. Тобто кронштейни 1 разом із валом 2 утворюють уявну корбу із колесами-сателітами 6, що обкочують нерухомі центральні колеса 5. Оскільки зубчасті колеса 5 та 6 однакові, то за один оберт сателітів ексцентрик вала 2 теж робить один оберт, що утворює траєкторію центра ексцентрик-коло радіусом  $r_1$  (рис. 1), центр якого зміщено відносно центра обертання сателітів  $O$  на величину  $d = AC$  (на рис. 2, б розмір  $a = \delta$ ).

Отже, конструкційна схема, подана на рис. 2, а, б, повністю відповідає структурній схемі урухомника, варіанти якої подано на рис. 1.

Якщо ж на ексцентрик 2 встановити гонок 7 (через підшипник 23024 ССК поз. 14, рис. 2, б), отримаємо урухомник, в якому урухомча точка  $A$  рухатиметься по колу, центр якого зміщено відносно центра обертання на деяку величину  $d$  (рис. 1). Тобто відстань  $OA$  (рис. 1) буде змінною величиною.

Очікуваний ресурс зубчастих передач урухомника 30 тис. год, що відповідає вимогам до ресурсу технологічного обладнання такого типу, ресурс підшипників 15 тис. год, що передбачає їхню заміну.

Косозубу передачу необхідно виконати закритою ( $v = 14$  м/с), мащення картерне, що вимагатиме розроблення спеціального кожуха-ущільнення для картера. Підшипники краще вибирати закритими із пластичним мастилом, що дасть змогу без проблем експлуатувати урухомник в умовах тривалих простоїв, що характерно для такого обладнання.

Оскільки зведений момент інерції усього КПМ змінний і його значення для двоповерхової колододопильної рами типу 2Р63-1(2) змінюється від 30 до 60 кгм<sup>2</sup>, а також враховуючи той факт, що пили ріжуть в один бік (зверху дотолу), необхідне дослідження динаміки урухомника, щоб визначити необхідне мінімальне значення моменту інерції маховика для забезпечення заданої величини нерівномірності руху.

**Висновки.** Обґрунтовано доцільність застосування планетарної передачі як урухомника в удосконалених колододопильних рамах для динамічного зрівноваження пилкової рамки. Доведено, що за однакових радіусів зубчастих коліс планетарної передачі траєкторією довільної точки на сателіті є коло, радіус якого дорівнює міжосьовій відстані передачі, а центр зміщений відносно центра нерухомого колеса на віддаль, що дорівнює відстані від центра сателіта до точки. Наведено конструктивну схему урухомника та її основні конструктивні характеристики. Намічено подальші дослідження.

1. Пасіка В. Р. *Матеріали Всеукраїнської наук.-техн. конф. "Механіка машин – основа складової прикладної механіки"* / В. Р. Пасіка, Є. В. Харченко, Н. О. Гембара // *Національна металургійна академія України, Дніпро, 11–13 квітня, 2017.* – С. 142–144. 2. Пасіка В. Р. *Удосконалення головного механізму лісопилних рам* / В. Р. Пасіка // *Науковий вісник НЛТУ України, 2013.* – Вип. 23.4 – С. 114–117. 3. Пасіка В. Р. *Порівняльний аналіз динамічного зрівноваження вихідного і удосконаленого корбово-поковзневого механізму* / В. Р. Пасіка // *Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка". Серія "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів".* – 2017. – № 866. – С. 78–83. 4. *Бронштейн И. Н. Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев.* – 1957. – 608 с.