

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ ВИХІДНОГО Й УДОСКОНАЛЕНОГО КОРБО–ПОКОВЗНЕВОГО МЕХАНІЗМУ

© Пасіка В. Р., 2017

**Зіставлено результати динамічного зрівноваження незрівноваженої маси поковзця у вихідному і удосконаленому корбо-поковзневому механізмі. Показано, що в удосконаленому корбо-поковзневому механізмі можливо повністю зрівноважити масу поковзця. Це зменшить потужність приводу, нерівномірність руху і тиск корби на опору.**

**Ключові слова:** корбо-поковзневий механізм, корба змінної довжини, закон періодичного руху, кінетостатичний аналіз.

R. Pasika

## COMPARATIVE ANALYSIS OF DYNAMICAL BALANCING OF OUTPUT AND IMPROVED SLIDER- CRANK MECHANISMS

**Comparison of the results of dynamic balancing nezrivnovazhenoyi mass moving in on weekends and improved Corbeil-pokovznevomu mechanism. Shown that improved slider-crank mechanism may fully counterbalance weight slider. This will reduce the drive power, uneven motion and force of pressure between the crank and the support.**

**Keywords:** crank mechanism, variable length of crank, law periodic motion, forse analysis.

**Вступ.** Для зрівноваження важільних механізмів довільної структури необхідно, щоб центр мас механізму під час руху постійно знаходився на стояку (був нерухомим). За рахунок поступального руху повзуна у корбо-поковзневому механізмі (КПМ) такого отримати неможливо. З літературних джерел [1] відомі різноманітні схеми, які дають змогу зрівноважити незрівноважену масу поковзця. Це так звані кососиметричні КПМ, механізми з противагами, з певно-, гідро- чи електрорегулюванням руху поковзця. Недоліком цих механізмів є громіздкість, необхідність додаткового джерела енергії. Оскільки КПМ є головними механізмами багатьох технологічних машин, то питання зрівноваження – це питання підвищення їх продуктивності.

**Аналіз стану проблеми та формулювання завдання.** Зацікавленість науковців проблемою зрівноваження поступальної маси поковзця у КПМ не зникає зі сторінок журналів і сьогодні – як у нас [2,3], так і за кордоном [4–6].

При цьому застосовують різноманітні методи і структури. Так, у роботі [4] для зрівноваження використовують дві пружини, які одним кінцем кріпляться до пальця кінця корби, другим – до стояка. Одна з них паралельна до напрямної поковзця, друга – перпендикулярна. Проведені дослідження показали, що у такому випадку зменшити величину горизонтальної складової незрівноваженої сили можна на 71 %, а вертикальної – на 92 %.

У роботі [5] зрівноваження механізмів з обертальними і зворотно-поступальними ланками забезпечується додатковими масами, двома рухомими кулачками і пружиною.

У роботі [6] використано не властивий для механіків генетичний алгоритм, за допомогою якого інерційні навантаження зведені до мінімуму. Декларується про отримання кращих результатів порівняно з існуючими.

У результаті огляду зарубіжних джерел можна стверджувати, що повністю або в рази зменшити інерційне навантаження не вдається.

У роботах [2,3] показано, що незрівноважену масу поковзця можна звести до нуля за допомогою нерухомого кулачка і пружин, які підпружинюють поковзень паралельно до його ходу. Ахіллесовою п'ятою у такому механізмі є кулачкова пара, яка сприймає інерційне навантаження гонка і передає далі на фундамент. Силкові характеристики таких механізмів сьогодні не досліджують.

У цій праці на прикладі головного механізму (КПМ) двоповерхової колодопильчої рами визначаємо силкові навантаження в кінематичних парах і проводимо порівняльний аналіз зрівноважувального моменту і реакції на корінному валу корби для вихідного і удосконаленого механізмів.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Структурну схему комбінованого КПМ із паралельними пружинами наведено на рис. 1. У роботі [3] синтезовано такий профіль нерухомого кулачка, за якого рух поковзця 3 відбувається за косинусоїдним законом. У такому разі залежність пришвидшення від переміщення поковзця є лінійною. До того ж сила інерції поковзця і сила пружності пружин завжди знаходяться у протифазі, що і забезпечує повне зрівноваження маси поковзця. Синтезований в роботі [3] профіль кулачка з великою ймовірністю є колом, центр  $O$  якого зміщений від осі обертання корби ліворуч на величину  $a = 0,0365 \cdot S$ , а діаметр дорівнює ходу  $S$  (рис. 2).

Спочатку з'ясуємо, наскільки синтезований профіль кулачка забезпечує косинусоїдний закон руху поковзця 3. Для цього визначаємо за рис. 2 радіус-вектор кулачка

$$r = -a \cos(j_1) + \sqrt{l_1^2 - [a \sin(j_1)]^2}, \quad (1)$$

де  $l_1$  – початкова довжина корби.

За результатами робіт [7, 8] визначаємо кінематичні характеристики поковзця 3:

$$s = l_1 + l_2 - r \cos(j_1) - l_{2s} \cos(j_2), \quad a_B = \frac{-a_A \cos(j_1 - j_2) - w_2^2 l_{2s}}{\sin(j_2)}, \quad (2)$$

де  $l_2$  і  $l_{2s}$  – початкова і синтезована довжина гонка;  $j_2 = \arcsin\left[\frac{-r \sin(j_1)}{l_{2s}}\right]$ ,

$a_A = w_1^2 \sqrt{r^2 + 4a^2 - 2r \cdot 2a}$ ,  $w_2 = \frac{-v_A \cos(j_1)}{l_{2s} \cos(j_2)}$ . Тут  $\& = a \sin(j_1) - \frac{a^2 \sin(j_1) \cos(j_1)}{\sqrt{l_1^2 - [a \sin(j_1)]^2}}$  – перша похідна

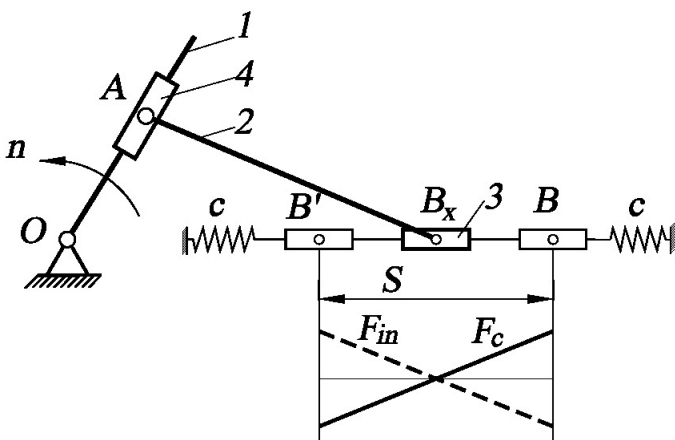


Рис. 1. Структурна схема комбінованого КПМ з паралельними пружинами

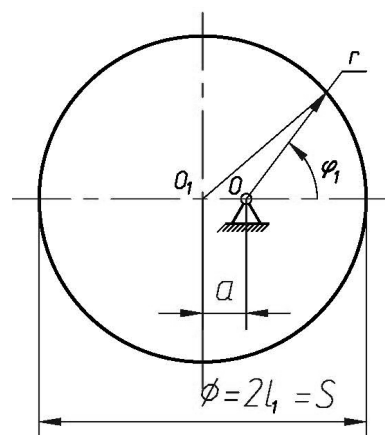


Рис. 2. До визначення радіус-вектора кулачка

за кутом повороту корби,  $\mathcal{K} = a \cos(j_1) - \frac{a^2 \cos(2j_1) [l_1^2 - a^2 \sin(j_1)^2] + 0,25a^4 \sin(2j_1)^2}{[l_1^2 - a^2 \sin(j_1)^2]^{1,5}}$  – друга

похідна,  $v_A = w_1 \sqrt{r^2 + \mathcal{K}}$ .

На рис. 3 наведено відносну похибку між синтезованим пришвидшенням поковзця  $a_B$ , отриманим за (2) і вихідним косинусоїдним законом. Як бачимо, похибка не перевищує одного відсотка, що вказує на коректність проведеного синтезу та аналізу.

Отже, радіус-вектор нерухомого кулачка, який обчислюємо за (1), забезпечує косинусоїдний ЗПР поковзця 3.

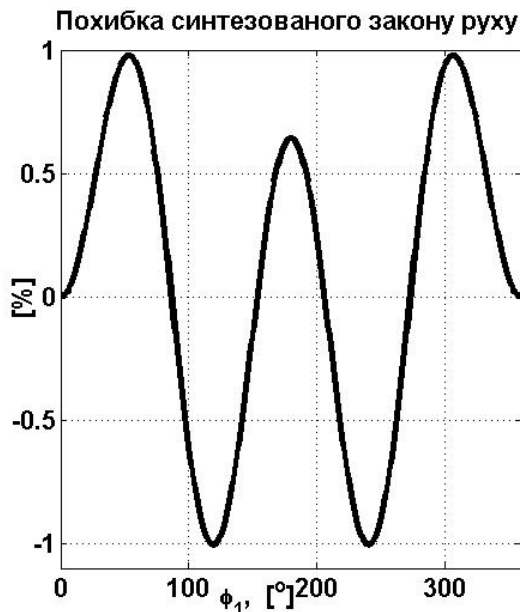


Рис. 3. Відносна похибка між синтезованим законом руху поковзця і вихідним косинусоїдним

Реакція між гонком і поковзнем 2

$$R_{24} = \sqrt{x_{24}^2 + y_{24}^2},$$

$$a_{24} = \text{atan}(y_{24} / x_{24}), \quad (3)$$

$$x_{24} = -\Sigma F_{x_{\text{в}}} - |R_{30}| \cos(a_{30}), \quad y_{24} = -\Sigma F_{y_{\text{в}}} - |R_{30}| \sin(a_{30}),$$

$$\Sigma F_{x_{\text{в}}} = F_{S_2} \cos(a_{S_2}) + F_{S_3} \cos(a_{S_3}) - F_C,$$

$$\Sigma F_{y_{\text{в}}} = F_{S_2} \sin(a_{S_2}) - G_2 - G_3 + F_{S_3} \sin(a_{S_3}).$$

На рис. 4 наведено схему навантаження тягової ланки (куліси 1) з кулісним каменем 4 до якого шарнірно приєднаний ролик. Останній обкочує нерухомий кулачок 0.

Розглянемо кінетостатичну рівновагу блока кулісного каменя з роликом. Невідомі реакції  $R_{41}$  і  $R_{40}$  визначаємо з векторного рівняння

$$\vec{R}_{42} + \vec{R}_{41} + \vec{R}_{40} = 0,$$

де  $R_{41}$  – реакція, яка діє на кулісний камінь 4 з боку куліси 1,  $R_{40}$  – реакція, яка діє на ролик з боку нерухомого кулачка;  $\vec{R}_{42} = -\vec{R}_{24}$  – ця реакція уже визначена (3).

Спроектувавши векторне рівняння на осі координат

$x_1 A y_1$ , отримуємо систему алгебраїчних рівнянь відносно невідомих реакцій:

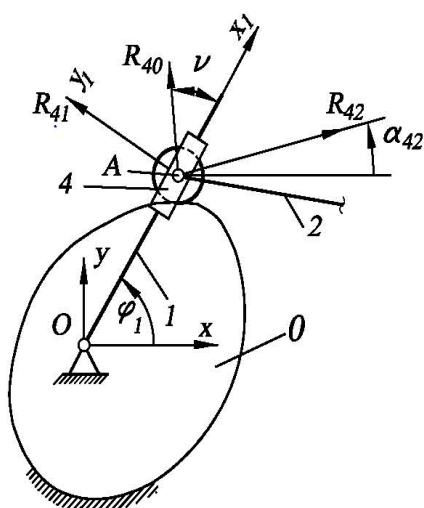


Рис. 4. Схема навантаження тягової ланки з кулісним каменем 4

$$R_{40} = -R_{42} \cos(j_1 - a_{42}) / \cos(n),$$

$$R_{41} = R_{42} \sin(j_1 - a_{42}) - R_{40} \sin(n),$$

де  $n = \arctan \frac{r}{r}$  – кут тиску в кулачковій парі (рис. 5).

Кут нахилу реакції до осі абсцис нерухомої системи координат  $xOy$  дорівнює  $a_{41} = j_1 + \frac{p}{2} \text{sign}(R_{41})$ .

Зрівноважуючий момент  $M_{зп}$  і реакцію  $R_{10}$  в опорі  $O$  визначаємо за умовою кінетостатичної рівноваги куліси 1:

$$M_{зп} = R_{14} \cdot r, \quad R_{10} = \sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2}, \quad (4)$$

де  $R_{14} = -R_{41}$ ,  $x_{10} = -F_{S_1} \cos(j_1) - R_{14} \cos(a_{14})$ ,  $y_{10} = G_1 - F_{S_1} \sin(j_1) - R_{14} \sin(a_{14})$ . Тут  $G_1$  – сила тяжіння куліси,  $F_{S_1} = m_1 w_1^2 l_{OS_1}$  – сила інерції куліси.

Коректність проведених досліджень перевіримо, обчисливши зрівноважений момент методом балансу потужностей

$$M_{зп6} = \frac{1}{w_1} \left[ G_2 v_{S_2} \sin(g_{S_2}) - F_{S_2} v_{S_2} \cos(a_{S_2} - g_{S_2}) + G_3 v_B \sin(g_B) - F_{S_3} v_B \cos(a_{S_3} - g_B) + e_2 I_{S_2} + F_C v_B \right], \quad (5)$$

де  $g_{S_2} = \frac{v_A \cos(g_A) - w_2 l_{AS_2} \sin(j_2)}{v_A \sin(g_A) + w_2 l_{AS_2} \cos(j_2)}$  і  $v_{S_2} = \frac{v_A \cos(g_A) - w_2 l_{AS_2} \sin(j_2)}{\cos(j_2)}$  – кут нахилу і модуль

вектора швидкості точки  $S_2$ ,  $v_B = \frac{v_A \cos(j_2 - g_A)}{\cos(j_2)}$  і  $g_B = \frac{p}{2} [1 - \text{sign}(v_B)]$  – швидкість і кут нахилу

вектора швидкості поковзня  $B$ ,  $e_2 = \frac{a \sin(j_1) + w_2 l_{AS_2} \sin(j_2)}{l_2 \cos(j_2)}$  – кутове пришвидження гонка.

Наведені вище аналітичні кінематичні залежності визначаємо за [8].

Порівняльний аналіз проведемо для головного механізму двоверхової колодопильчої рами типу 2Р63-1(2) із такими характеристиками:

$$n_k = 320 \text{ хв}^{-1}, \quad l_1 = 0,3 \text{ м}, \quad l_2 = 2 \text{ м},$$

$$m_{ш} = 150 \text{ кг}, \quad m_{п} = 600 \text{ кг}, \quad I_{S_2} = 0,5 \text{ кгм}^2.$$

За результатами проведеного синтезу отримано синтезовану довжину гонка  $l_{2s} = 2,0219 \text{ м}$ . Ця довжина гонка і круг як профіль нерухомого кулачка забезпечують косинусоїдний закон руху поковзня 3, з яким жорстко з'єднана пилкова рамка.

На рис. 6, а наведено зміну зрівноважуючого моменту на валу корби для двох механізмів протягом одного циклу. Як бачимо, амплітуда коливань суттєво зменшилась, і для чотирьох екстремумів зрівноважуючого моменту коефіцієнт динамічності становить  $n_d = [6,2 \ 7,55 \ 8,13 \ 6,42]$ . Якщо взяти відношення за модулем середніх значень, то “середній” коефіцієнт динамічності  $k_d = 6,77$ . Можна стверджувати, що нерівномірність руху головного вала в удосконаленому механізмі буде значно меншою. Зменшиться в рази і потужність приводу. Однак про величину зменшення можна буде з впевненістю говорити лише після проведення динамічного синтезу і визначення закону руху корби з приводом від електродвигуна.

Кут тиску теоретичного профілю кулачка

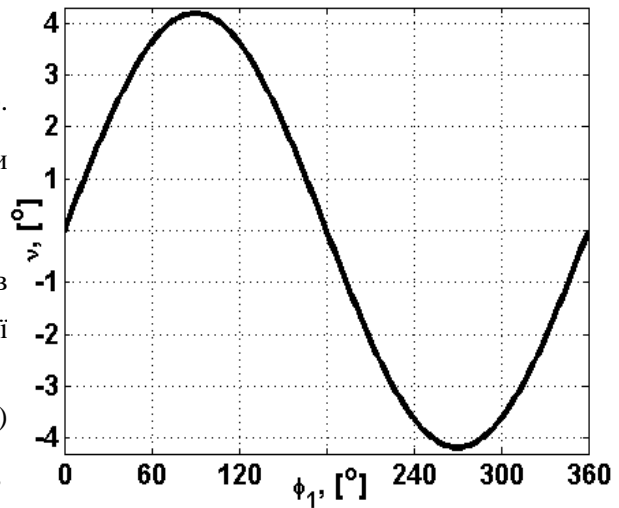
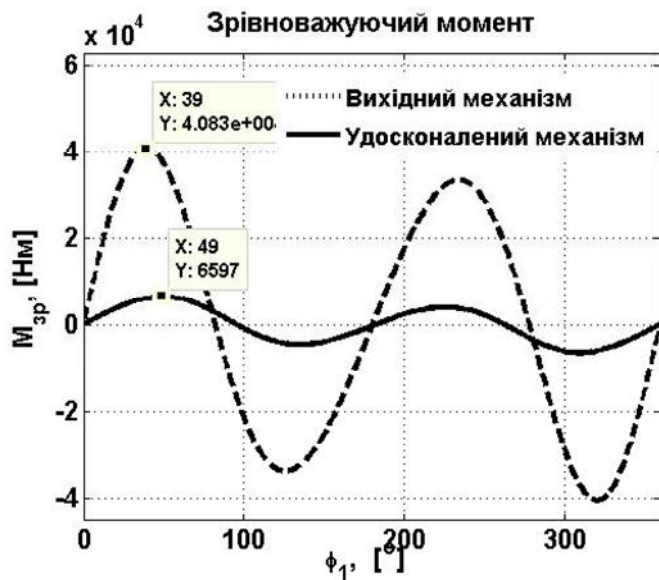
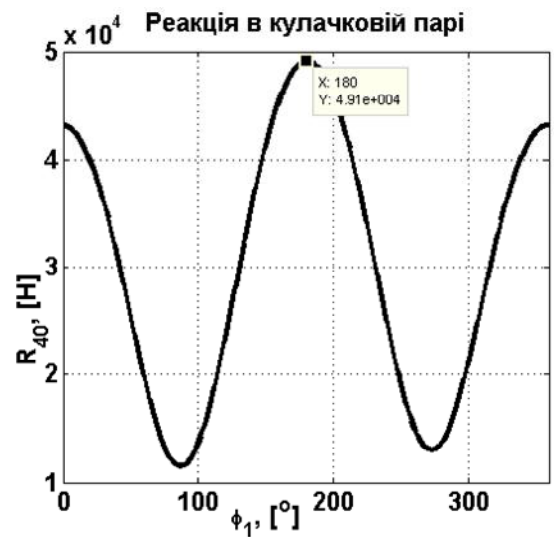


Рис. 5. Кут тиску в кулачковій парі

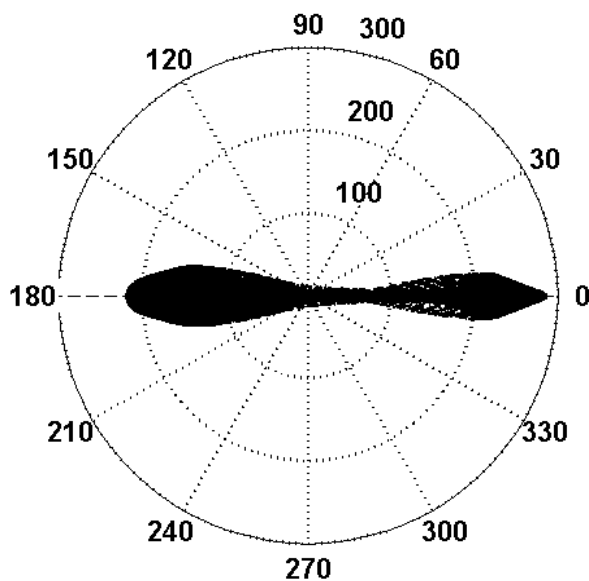


a

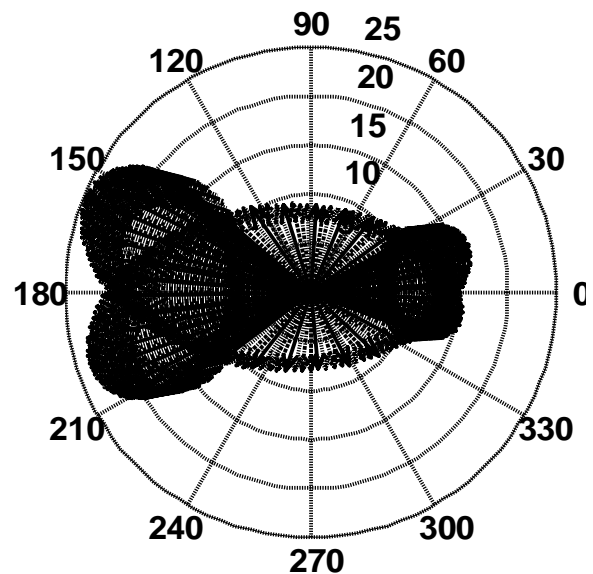


б

Рис. 6. а – порівняння зрівноважуючих моментів;  
б – реакція в кулачковій парі



a



б

Рис. 7. Годограф реакції в опорі  $O$  [кН]: а – у відомому механізмі;  
б – в удосконаленому механізмі

Реакцію, яка передається на кулачок від ролика, наведено на рис. 6, б. Ця сила діє як в опорі  $O$ , так і в пальці  $A$ . На перший погляд це значна сила (досягає майже 5 тс). Проте попередні консультації зі спеціалістами у сфері конструювання кулачкових механізмів показують, що при синтезованих розмірах кулачка існує реальна можливість сконструювати працездатну кулачкову пару із отриманим навантаженням.

Годограф реакції в опорі  $O$  наведено на рис. 7. Очевидно, що в удосконаленому механізмі максимальна реакція в  $\sim 12$  разів менша, ніж у відомому. Це позитивний момент, оскільки зменшується маса фундаменту, звукове навантаження на доквілля.

Основний негативний вплив спричиняє сила інерції маси гонка, яка за один цикл має три екстремуми і змінюється в границях 25–54 кН.

**Висновки.** Уведення в корбо-поковзневий механізм механічної зрівноважувальної системи уможливило:

- зменшити середній коефіцієнт динамічності у 6,77 разу, що призведе до суттєвого зменшення потужність приводу;
- зменшити силу тиску корби на фундамент і тим самим зменшити масо-габаритні розміри як фундаменту так і корби;
- зменшити вібраційно-акустичний вплив на довкілля.

1. Щепетильников В. А. Уравновешивание механизмов. – М.: Машиностроение, 1982. –256 с.
2. Пасіка В. Р. Удосконалення головного механізму лісопилних рам / В.Р.Пасіка // Науковий вісник. – Львів: НЛТУ, 2013. – Вип. 23.04. –С. 114–119.
3. Пасіка В. Р. Динамічне зрівноваження маси поковзня у корбо-поковзневому механізмі / В. Р. Пасіка, Є. В. Харченко, Н. О. Гембара // Матеріали Всеукраїнської н/т конференції “Механіка машин – основна складова прикладної механіки”. – Дніпро-2017, 11–13 квітня, частина 1. – С. 142–144.
4. Doru Groza1, Csaba Antonya. Dynamically spring balanced slider-crank mechanism for reciprocating machines. *International Journal of Mechanical Engineering (SSRG-IJME)* – volume 2 Issue 6–June 2015, p. 48–52.
5. Vigen Arakelian, Sébastien Briot. Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms. *Mechanics Research Communications*. – Vol. 37, Issue 2, March 2010, p. 265–269.
6. Kailash Chaudhary, Himanshu Chaudhary. Optimum Balancing of Slider-crank Mechanism Using Equipomental System of Point-masses. *Procedia Technology*. – Vol. 14, 2014, p. 35–42.
7. Пасіка В. Р. Кінематика кривошипів змінної довжини / В. Р. Пасіка // Наукові записки УАД. –2002. – Вип. 5. – С. 22–25.
8. Пасіка В. Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура I і II видів / В. Р. Пасіка // Наукові записки. – 2001. – Вип. 3. – С. 12–16.
9. Пасіка В. Р. Аналітичний метод планів у кінестатичному аналізі важільних механізмів II класу / В. Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. – 2002. – № 38. – С. 43–62.