

ДИНАМІЧНЕ АНАЛІЗУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

В'ячеслав Пасіка¹, д. т. н., Петро Коруняк², к. т. н.,
Володимир Зохнюк¹, Дмитро Роман¹

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна,

e-mail: paswr@meta.ua, volodymyr.zokhniuk.mb.2019@lpnu.ua, dmytro.roman.mb.2019@lpnu.ua

²Львівський національний аграрний університет,

вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,

e-mail: petrokoruniak@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2021.25.042>

Пасіка В., Коруняк П., Зохнюк В., Роман Д. Динамічне аналізування механізму довбального верстата

Кінематичні характеристики ланок і окремих точок механізму визначені методом замкнутих геометричних контурів та методом проектування планів. Сили взаємодії між ланками механізму визначені методом кінетостатики, а зрівноважувальний момент – розглядом динамічної рівноваги корби. Також зрівноважувальний момент визначений методом балансу потужностей. Похибка не перевищує 10^{-12} %, що вказує на коректність проведеного аналізування. Отримані аналітичні залежності готові до програмування.

Результати досліджень подані у вигляді графічних залежностей кінематичних параметрів різця, зрівноважувального моменту, зведених до урухомчої ланки моменту сил опору та моменту інерції, реакції між стояком і поковзнем від кута обертання корби. В обертальних кінематичних парах побудовані годографи реакцій.

Наведена динамічна і математична модель руху механізму і визначені її параметри. Показано технологію визначення потужності електродвигуна на прикладі механізму довбального верстата, де момент рушійних сил залежить від кутової швидкості, а момент інерції – різко нелінійна функція. Стійку ділянку роботи електродвигуна апроксимовано прямою лінією, а момент сил опору – вектором значень.

Для забезпечення руху різця з квазінульовою швидкістю у середині кінематичного циклу запропоновано: застосувати механізм, в якому довжину корби потрібно змінювати за заданою програмою залежно від кута повороту корби; синтезувати новий або використати відомий закон зміни довжини корби, за якого рух різця відбуватиметься без м'яких ударів із ділянкою квазінульової швидкості різця у середині кінематичного циклу.

Ключові слова: важільні механізми, механізм довбального верстата, кінематичні і кінетостатичні характеристики важільних механізмів.

Pasika V., Koruniak P., Zokhniuk V., Roman D. Dynamic analysis of the slotting machine mechanism

The article studies the kinematic characteristics of the links and individual points of the mechanism by using the method of closed geometric contours and the method of designing plans. The forces of interaction between the links of the mechanism are determined by the method of kinetostatics, and the balancing moment – by considering the dynamic equilibrium of the crank. Moreover, the balancing moment is determined by the method of power balance. The error does not exceed 10^{-12} %, which indicates the correctness of the analysis. The obtained analytical dependencies are ready for programming.

The research results are presented in the form of graphical dependencies of the cutter kinematic parameters, the balancing torque, the torque of resistance forces, reduced to the moving link and the moment of inertia, the reaction force between the riser and the slide on the angle of rotation. Hodographs of reactions forces were created for rotating kinematic pairs.

The dynamic and mathematical models of the mechanism motion are shown and their parameters are determined. The technology of determining the power of the electric motor is shown on the example of the slotting machine mechanism, where the torque of driving forces depends on the angular velocity, and the moment of inertia is a sharply nonlinear function. The stable part of the motor operation is approximated to a straight line, and the torque of resistance forces - to the vector of values.

To ensure the movement of the cutter with a quasi-zero speed in the middle of the kinematic cycle, it is proposed: to apply a mechanism in which the length of the crank must be changed according to a given program depending on the rotation of the crank; to synthesize a new law of change in the length of the crank or use a known one, under which the cutter moves without soft shocks and with a quasi-zero speed section in the middle of the kinematic cycle.

Key words: lever mechanisms, slotting machine mechanism, kinematic and kinetostatic characteristics of lever mechanisms.

Постановка проблеми. Довбальні верстати застосовують як у серійному виробництві, так і в ремонтних майстернях для одержання канавок, плоских і фасонних поверхонь невеликої висоти, але значних поперечних розмірів, наскрізних і глухих отворів та порожнин. Основним механізмом довбальних верстатів є кулісний з приєднаною до нього двовідковою групою, поковзень якої рухається у вертикальній площині. Продуктивність верстата обмежена швидкістю стругання (70–80 м/хв), через вертально-поступні рухи поковзня, з яким жорстко з'єднаний різець. Рух різця на робочому ході не є рівномірним, що погіршує якість поверхні стругання, довговічність роботи різця. Наявність на краях кінематичного циклу стрибків пришвидшення різця спричинює м'які удари, що погіршує динамічний стан механізму в цілому і, як наслідок, додатково погіршує якість поверхні стругання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Праці, в яких було б проведено аналітичні й динамічні дослідження механізму довбального верстата, авторам невідомі. Аналітичні методи дослідження важільних механізмів наведені, наприклад, в [1; 3–7; 9]. У працях [3–5] кінематичне аналізування проведено методом векторних контурів в аналогах, а кінетостатичне – методом проєктування планів. Оскільки більшість кінематичних і кінетостатичних параметрів є векторними величинами, то доцільно було б визначити й кути нахилу векторів. Деякі структурні групи подані не в найбільш загальному вигляді. Для структурної групи II виду, коли позиція поковзня буде в іншому квадранті, кути нахилу гонка без додаткових обчислень визначити неможливо. У роботах [1; 3] наведено базові алгоритми кінематичного і кінетостатичного аналізів, які зашиті в комп'ютерні програми на алгоритмічній мові Фортран, яку на сьогодні практично не застосовують. Автори використовують аналітичні залежності, отримані в роботах [6; 7; 9], в яких аналітичні вирази для обчислення кінематичних і кінетостатичних характеристик важільних механізмів другого класу подані в найбільш загальному вигляді, придатному для програмування.

Постановка завдання. Перед авторами стояло завдання:

- визначити кінематичні характеристики ланок механізму і сил взаємодії між ними;
- побудувати математичну модель руху механізму і визначити її параметри;

– намітити напрями поліпшення динамічного стану механізму і забезпечити рух різця з квазісталою швидкістю у середині кінематичного циклу.

Виклад основного матеріалу. Структурна схема механізму показана на рис. 1 і містить: корбу $OA - 1$, кулісний камінь – 2, кулісу $ABC - 3$, гонок $CD - 4$ і поковзень $DD_1 - 5$, до якого перпендикулярно прикріплений різець і на який діє сила стругання F_p . Аналізування проводимо на основі структурної кваліфікації механізмів за Ассуром, згідно з якою структурна формула побудови механізму така:

$$I(0-1) \rightarrow II(2-3) \rightarrow II(4-5). \quad (1)$$

Кінематичне аналізування проводимо з початку структурної формули за залежностями, отриманими у [7–9]. З центром обертання корби пов'язуємо праву систему координат xOy . Уважаємо відомими: частоту обертання корби, геометричні та інерційні характеристики ланок, залежність сили стругання F_p від переміщення різця (рис. 2).

Визначення кінематичних характеристик механізму проводимо погрупно з початку структурної формули (1).

Корба OA

$$v_A = \omega l_{OA}, \quad \gamma_a = \varphi_1 - \pi, \quad a_a = \omega^2 l_{OA}, \quad \psi_a = \varphi_1 + \pi,$$

де v_A і γ_a – модуль і кут нахилу вектора швидкості \vec{v}_A до осі абсцис, a_a і ψ_a – модуль і кут нахилу вектора пришвидшення \vec{a}_A до осі абсцис.

Структурна група ABC

$$x_B = l_{OB}; \quad y_B = 0; \quad l_{AB} = \sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2},$$

$$\varphi_3 = \arctg\left(\frac{y_A - y_B}{x_A - x_B}\right),$$

$$\omega_3 = v_A \sin(\gamma_A - \varphi_3) / l_{AB}, \quad v_{A_3A} = -v_A \cos(\gamma_A - \gamma_3),$$

$$\varepsilon_3 = [a_A \sin(\psi_A - \varphi_3) + 2\omega_3 v_{A_3A}] / l_{AB},$$

$$a_{A_3A} = -a_A \cos(\psi_A - \varphi_3) - \omega_3^2 l_{AB}.$$

Кінематичні характеристики кінематичної пари (KII) C:

$$x_C = x_B + l_{BC} \cos(\varphi_3 + \pi), \quad y_C = y_B + l_{BC} \sin(\varphi_3 + \pi),$$

$$l_C = \sqrt{x_C^2 + y_C^2}, \quad \varphi_C = \arctg(y_C / x_C),$$

$$v_C = l_{BC} |\omega_3|, \quad \gamma_C = \varphi_3 + \pi + 0,5\pi \operatorname{sign}(\varphi_3),$$

$$a_C = l_{BC} \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}, \quad \psi_C = \varphi_3 - \arctg(\varepsilon_3 / \omega_3^2).$$

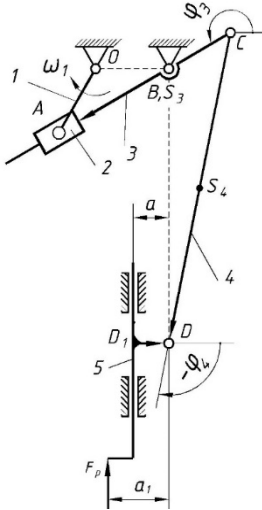


Рис. 1. Структурна схема механізму
Fig. 1. Block diagram of the mechanism

Структурна група CD

ξ □ кут нахилу напрямної 5 до осі абсцис,
 $x_E=1, y_E=0, z_E=\text{sign}\{\text{sign}[y_E \cos(\xi)]-\text{sign}[x_E \sin(\xi)]\},$

$$\varphi_4 = \arcsin[eze + a - l_C \sin(\varphi_C - \xi)] / l_4 + \xi, \quad e = l_{OB} - a,$$

$$y_D = l_C \sin(\varphi_C) + l_4 \sin(\varphi_4) - a, \quad s_D = y_D (1 - y_D),$$

$$\omega_4 = \frac{v_C \sin(\xi - \gamma_C)}{l_4 \cos(\varphi_4 - \xi)}, \quad v_D = \frac{v_C \cos(\varphi_4 - \gamma_C)}{\cos(\varphi_4 - \xi)},$$

$$a_D = \frac{a_C \cos(\psi_C - \varphi_4) - \omega_4^2 l_4}{\cos(\varphi_4 - \xi)},$$

$$\varepsilon_4 = \frac{-a_C \sin(\psi_C - \xi) + \omega_4^2 l_4 \sin(\varphi_4 - \xi)}{l_4 \cos(\varphi_4 - \xi)},$$

$$\gamma_D = \xi + \frac{\pi[1 - \text{sign}(v_D)]}{2}, \quad \psi_D = \xi + \frac{\pi[1 - \text{sign}(a_D)]}{2}.$$

Кінематичні характеристики вектора пришвидшення центра ваги S_4 гонка CD:

$$a_{S_4} = y_{a_{S_4}} / \sin(\psi_{S_4}), \quad \psi_{S_4} = \arctg(y_{a_{S_4}} / x_{a_{S_4}}),$$

де

$$y_{a_{S_4}} = a_C \sin(\psi_C) - \omega_4^2 l_{CS_4} \sin(\varphi_4) + \varepsilon_4 l_{CS_4} \cos(\varphi_4),$$

$$x_{a_{S_4}} = a_C \cos(\psi_C) - \omega_4^2 l_{CS_4} \cos(\varphi_4) - \varepsilon_4 l_{CS_4} \sin(\varphi_4).$$

Аналізування проведено для таких даних механізму:

$$n_1 = 120 \text{ об/хв}, l_{O_1} = 0,12 \text{ м}, l_{OB} = 0,04 \text{ м}, a = 0,03 \text{ м};$$

$$a_1 = l_{BC} = 0,08 \text{ м}, l_{CD} = 0,35 \text{ м}, l_{CS_4} = l_{CD} / 2;$$

$$l_{DS_4} = l_{CS_4}, \varphi_{S_0} = \pi / 2; \varphi_5 = 0; m_2 = 0 \text{ кг}; m_1 = 5 \text{ кг};$$

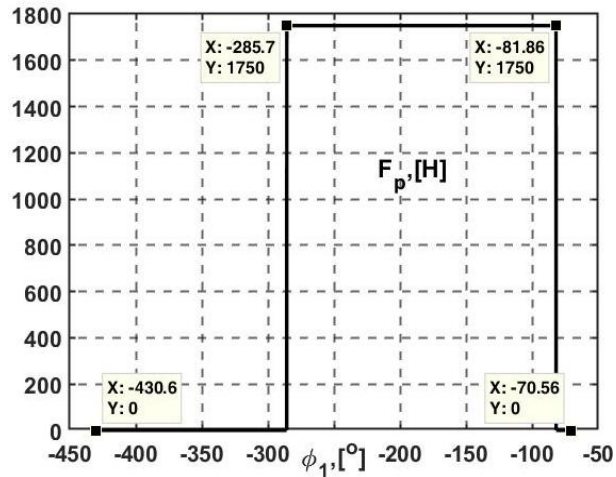


Рис. 2. Сила стругання
Fig. 2. Planing force

$$m_3 = 22 \text{ кг}; m_4 = 6 \text{ кг}; m_5 = 34 \text{ кг};$$

$$I_{S_1} = 0,2 \text{ кгм}; I_{S_3} = 0,25 \text{ кгм}; I_{S_4} = 0,07 \text{ кгм};$$

$$F_p = 1500 \text{ Н}; g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Кінематичні характеристики різця показані на рис. 3.

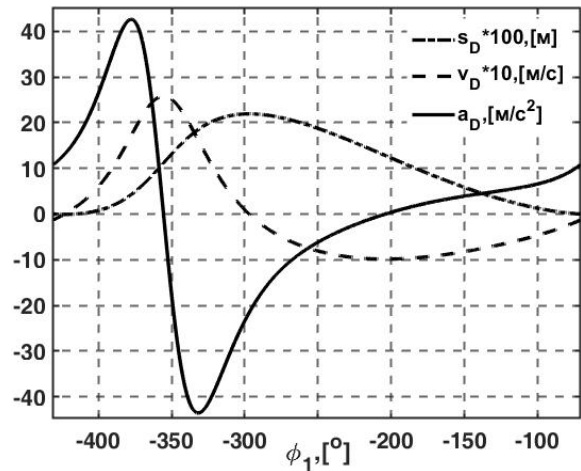


Рис. 3. Кінематичні характеристики поковзця (різця)

Fig. 3. Kinematic characteristics of the slider (cutter)

Результати аналізування підтверджують той факт, що важільні механізми не забезпечують руху урухомної ланки з ділянкою квазісталої швидкості. Початок і кінець процесу стругання відбувається зі стрибка пришвидшення a_D , що викликає ефект м'якого удару і призводить до погіршення динамічного стану верстата і його продуктивності. Щоб уникнути небажаних явищ, необхідно:

- синтезувати або використати відомі закони періодичного руху [8], в яких відсутні м'які удари, а у середині кінематичного циклу спостерігаємо ділянку квазісталості швидкості;

- для забезпечення руху різця за синтезованим або вибраним законом корбу сталої довжини замінити корбою змінної довжини [10]. У такому разі задачу зводять до синтезу такої змінної довжини корби, за якої різець рухатиметься за синтезованим або вибраним законом.

Кінетостатичне аналізування проводимо по-групуно з кінця структурної формули (1) за залежностями, отриманими у [6; 7].

Обчислюємо інерційне навантаження ланок механізму.

Сили ваги ланок визначаємо за очевидною залежністю $G_i = m_i g$, де m_i – маса i ланки.

Вектори сил інерції ланок CD :

$$F_{S_4} = m_4 a_{S_4}; \quad \alpha_{S_4} = \psi_{S_4} + \pi; \quad \text{поковзня } D:$$

$$x_{43} = \left[\frac{-\frac{\sin(\xi)}{l_4} \sum M_{D4v} - \cos(\varphi_4) \cdot \cos(\xi) (\sum F_{4xv} + \sum F_{5xv}) - \cos(\varphi_4) \sin(\xi) (\sum F_{4yv} + \sum F_{5yv})}{\cos(\varphi_4 - \xi)} \right];$$

$$y_{43} = \left[\frac{\frac{\cos(\xi)}{l_4} \sum M_{D4v} - \sin(\varphi_4) \cdot \cos(\xi) (\sum F_{4xv} + \sum F_{5xv}) - \sin(\varphi_4) \sin(\xi) (\sum F_{4yv} + \sum F_{5yv})}{\cos(\varphi_4 - \xi)} \right],$$

де $\sum M_{D4v} = G_4 l_{DS_4} \cos(\varphi_4) - F_{S_4} l_{DS_4} \sin(\alpha_{S_4} - \varphi_4) + M_{S_4}$, $\sum F_{4xv} = F_{S_4} \cos(\alpha_{S_4})$, $\sum F_{4yv} = F_{S_4} \sin(\alpha_{S_4}) - G_4$.

Визначаємо реакцію \bar{R}_{45} у КП D – дію на гонок 4 поковзня 5:

$$R_{45} = \sqrt{x_{45}^2 + y_{45}^2}; \quad \alpha_{45} = \arctan(y_{45}/x_{45}),$$

де $x_{45} = -x_{43} - \sum F_{4xv}$, $y_{45} = -y_{43} - \sum F_{4yv}$,

$$\sum F_{4xv} = F_{S_4} \cos(\alpha_{S_4}), \quad \sum F_{4yv} = F_{S_4} \sin(\alpha_{S_4}) - G_4.$$

Плече реакції R_{50} відносно КП D :

$$h_{54} = -\sum M_{D5v} / R_{50},$$

де $\sum M_{D5v} = G_5 l_5 \sin(\pi/2 - \varphi_5) - l_5 F_p \sin(\alpha_{Fp} - \varphi_5) + l_5 F_{S_5} \sin(\alpha_{S_5} - \varphi_5)$.

За величиною плеча визначають коефіцієнт корисної дії поступальної КП.

Структурна група ABC

Визначаємо реакцію \bar{R}_{32} – дію на кулісу 3 поковзня 2:

$$R_{32} = -\sum M_{B3v} l_{AB},$$

$$\alpha_{32} = \varphi_3 + \frac{\pi}{2} \text{sign}(R_{32}),$$

$F_5 = m_5 a_D$, $\alpha_{S_5} = \psi_D + \pi$, де α_{S_i} – кут нахилу вектора сил інерції i ланки до осі абсцис.

Моменти сил інерції ланок:

$$M_{S_3} = -\varepsilon_3 I_{S_3}, \quad M_{S_4} = -\varepsilon_4 I_{S_4}.$$

Структурна група CD

Реакція напрямної на поковзень 5:

$$R_{50} = \left[-\sum M_{D4v} / l_4 + \sin(\varphi_4) (\sum F_{4xv} + \sum F_{5xv}) - \right. \\ \left. - \cos(\varphi_4) (\sum F_{4yv} + \sum F_{5yv}) \right] / \cos(\varphi_4 - \xi) \bar{R}_{43},$$

$$\alpha_{50} = \xi + 0,5\pi \text{sign}(R_{50}),$$

де $\sum F_{4xv} = F_{S_4} \cos(\alpha_{S_4})$, $\sum F_{4yv} = F_{S_4} \sin(\alpha_{S_4}) - G_4$,

$$\sum F_{5xv} = 0, \quad \sum F_{5yv} = -G_5 + F_{S_5} \sin(\alpha_{S_5}) + F_p \sin(\alpha_p),$$

$$\sum M_{D4v} = G_4 l_{DS_4} \cos(\varphi_4) - F_{S_4} l_{DS_4} \sin(\alpha_{S_4} - \varphi_4) + M_{S_4},$$

F_p, α_p – модуль і кут нахилу сили стругання.

Визначаємо реакцію у КП C – дію на гонок 4 куліси 3:

де $\sum M_{B3v} = M_{S_3} - l_{BC} R_{34} \sin(\alpha_{34} - \varphi_3)$,

$$R_{34} = |R_{43}|, \quad \alpha_{34} = \alpha_{43} + \pi.$$

Оскільки масою кулісного каменя нехтуємо ($m_2 = 0$), то $R_{12} = |R_{32}|$, $\alpha_{12} = \alpha_{32}$.

Визначаємо реакцію \bar{R}_{30} – дію на кулісу 3 опори B :

$$R_{30} = \sqrt{x_{30}^2 + y_{30}^2}, \quad \alpha_{30} = \arctan(y_{30}/x_{30}),$$

де $x_{30} = -\sum F_{3xv} - |R_{32}| \cos(\alpha_{32})$,

$$y_{30} = -\sum F_{3yv} - |R_{32}| \sin(\alpha_{32}),$$

$$\sum F_{3xv} = R_{34} \cos(\alpha_{34}), \quad \sum F_{3yv} = R_{34} \sin(\alpha_{34}) - G_3.$$

З кінетостатичної рівноваги корби визначаємо реакцію \bar{R}_{10} – дію на корбу 1 опори O та зрівноважувальний момент M_{3p} :

$$R_{10} = \sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2}, \quad \alpha_{10} = \arctg(y_{10}/x_{10}),$$

$$M_{3p} = -l_{OA} R_{12} \sin(\alpha_{12} - \varphi_1), \quad \alpha_{12} = \alpha_{21} + \pi,$$

де $x_{10} = -R_{12} \cos(\alpha_{12})$, $y_{10} = -R_{12} \sin(\alpha_{12})$.

Ілюстрації деяких кінетостатичних величин наведені на рис. 4, 5.

Для перевірки правильності проведених досліджень визначено зрівноважувальний момент методом балансу потужності:

$$M_{зр6} = (P_G + P_M + P_{FS} + P_{Fp}) / \omega_1,$$

де $P_G = G_4 v_{S_4} \cos(270 - \gamma_{S_4}) + G_5 |v_D| \cos(270 - \gamma_D)$ –

потужність сил ваги, $P_M = M_{S_3} \omega_3 + M_{S_4} \omega_4$ –

потужність моментів сил інерції,

$P_{FS} = |F_{S_4} v_{S_4}| \cos(\alpha_{S_4} - \gamma_{S_4}) + |F_{S_5} v_D| \cos(\alpha_{S_5} - \gamma_D)$ –

потужність сил інерції, $P_{Fp} = |F_p v_D| \cos(\alpha_p - \gamma_D)$ –

потужність сили стругання.

Похибка між зрівноважувальними моментами не перебільшує 10^{-12} %, що підтверджує правильність проведених досліджень.

Динамічну модель механізму зобразимо у вигляді ланки зведення корби OA (рис. 6).

Оскільки момент інерції важільних механізмів, особливо кулісних, не є сталим, а урухомлювачем технологічних машин є електродвигуни (ЕД), то математичну модель руху механізму подаємо у формі [12]:

$$I^*(\varphi_1) \frac{d\omega}{dt} + \frac{dI^*(\varphi_1)}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2} = M_{ед}^*(\omega) - M_o^*(\varphi_1), \quad (2)$$

де $I^* = I_m^* + I_{ед}^* + I_{ред}^*$ – зведений до корби момент інерції механізму, електродвигуна і редуктора;

$M_{ед}^*$ – зведений до корби момент ЕД,

$M_o^* = \frac{P_G + P_{Fp}}{\omega_1}$ – зведений до корби моменти сил

опору механізму (рис. 7, а).

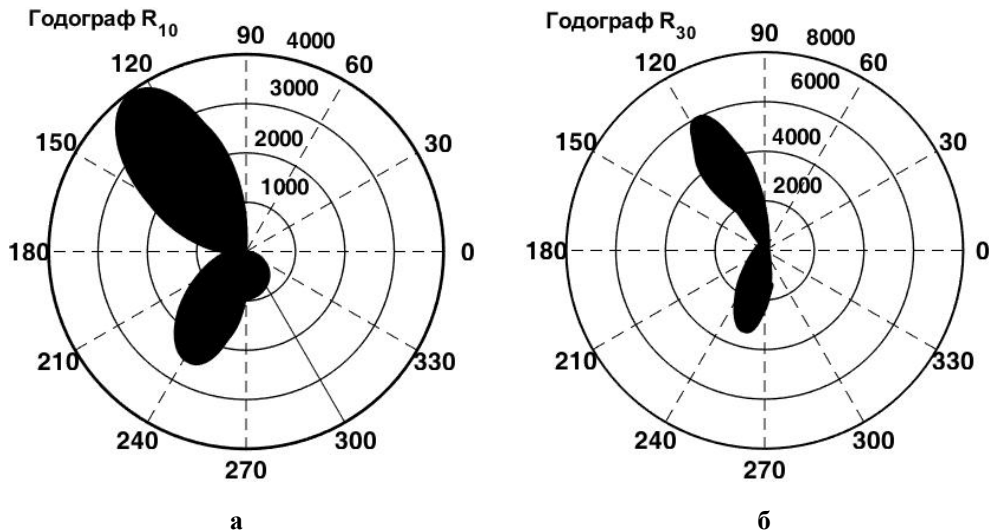


Рис. 4. Годографи реакцій у кінематичних парах О (а) і В (б)
Fig. 4. Hodographs of reactions in kinematic pairs O (a) and B (б)

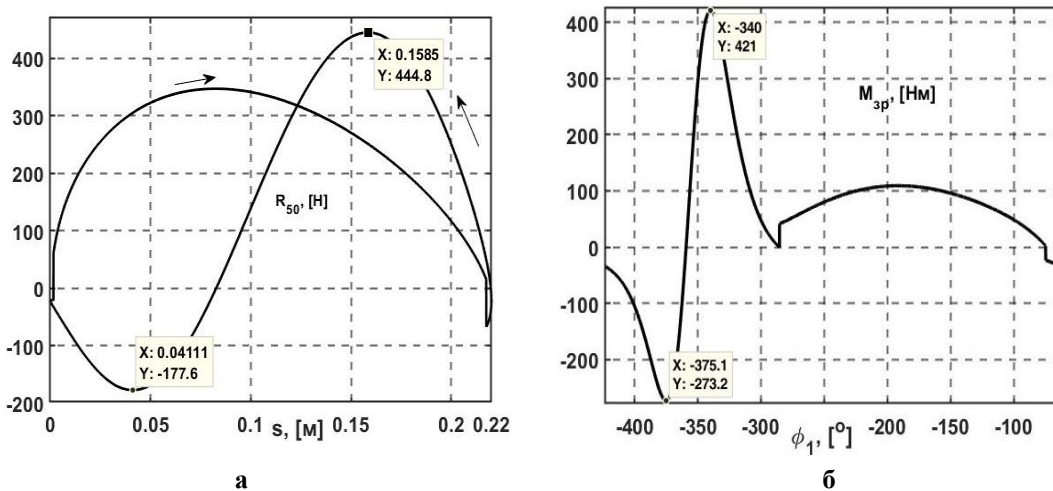


Рис. 5. Реакція стояка на поковзень (а) та зрівноважувальний момент (б)
Fig. 5. Response of the riser to the slide (а) and balancing torque (б)

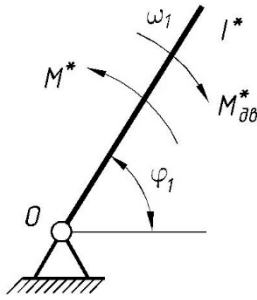


Рис. 6. Динамічна модель механізму
Fig. 6. Dynamic model of the mechanism

Зведений до корби момент інерції механізму (рис. 7, б) визначаємо з умови рівності кінетичної енергії ланки зведення і механізму:

$$I_m^* = I_{S_1} + I_{S_3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{v_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{v_D}{\omega_1} \right)^2. \quad (3)$$

Зведений момент інерції електродвигуна $I_{ед}^* = I_{ед} i^2$, де $I_{ед}$ – момент інерції ротора ЕД, i – передавальне число редуктора, які визначають за паспортними даними.

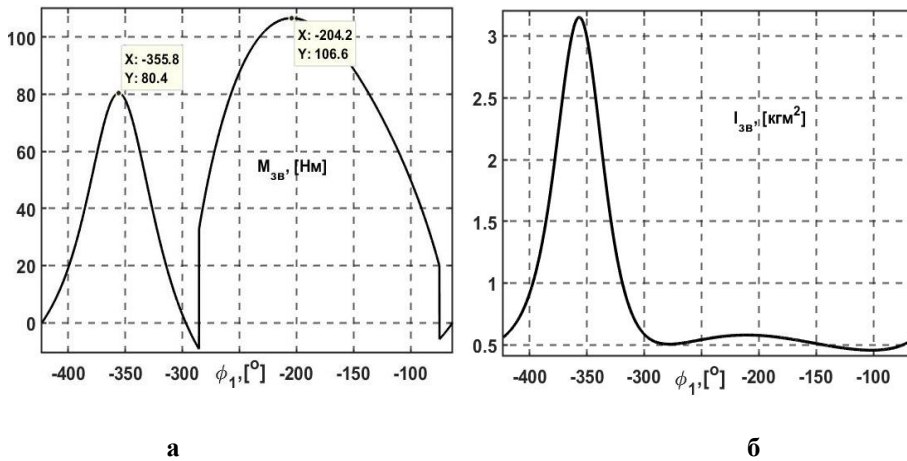


Рис. 7. Зведений до корби момент сил опору (а) та момент інерції механізму (б)
Fig. 7. Reduced torque of resistance forces (a) and inertia moment of the mechanism (б)

Щоб обчислити зведений момент інерції редуктора, необхідно знати кількість проміжних валів. Наведемо приклад визначення моментів інерції для редукторів з одним проміжним валом, які є найпоширенішими. У таких редукторах є вхідний і вихідний валі, які з'єднані між собою проміжним валом через циліндричні зубчасті колеса. Зведений до корби момент інерції такого редуктора визначаємо з рівності кінетичних енергій редуктора і ланки зведення:

$$I_{ред}^* = I_{1p} \left(\frac{\omega_{ед}}{\omega_1} \right)^2 + I_{2p} \left(\frac{\omega_{2p}}{\omega_1} \right)^2 + I_{3p}, \quad (4)$$

де I_{1p}, I_{2p}, I_{3p} – моменти інерції вхідного, проміжного і вихідного валів редуктора, ω_{2p} – кутова швидкість проміжного вала.

За паспортними даними редукторів можна наближено оцінити момент інерції редуктора. Коли редуктор проєктують, то моменти інерції валів визначають точно САД програмами, в яких проведено проєктування.

Вибір потужності електродвигуна

За урахування приймаємо асинхронний електродвигун, механічна характеристика якого

показана на рис. 8. Стійку частину HC механічної характеристики роботи електродвигуна наближено апроксимуємо прямою лінією:

$$M_{ед} = A\omega + B,$$

де коефіцієнти $A = \frac{M_H}{\omega_H - \omega_c}$ і $B = -A\omega_c$ визначаємо за

очевидними умовами: для $\omega = \omega_H \rightarrow M_{ед} = M_H$, $\omega = \omega_c \rightarrow M_{ед} = 0$, ω_H і ω_c – номінальна і синхронна кутові швидкості ЕД.

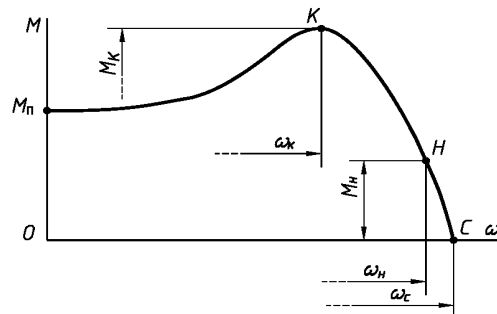


Рис. 8. Механічна характеристика асинхронного електродвигуна

Fig. 8. Mechanical characteristics of the induction motor

Момент електродвигуна зведений до корби:

$$M_{ед}^* = i \cdot (A\omega + B). \quad (5)$$

Конкретний *ЕД* вибираємо за максимальною величиною моменту сил опору $M_{о\max} \approx 106,6 \text{ Нм}$ (див. рис. 7, а), який створює на валу корби потужність $P_1 = M_{о\max} \omega_1 = 1,34 \text{ кВт}$, де $\omega_1 = 12,57 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання корби. Оскільки між валами корби і *ЕД* є редуктор, то розрахункова потужність на валу *ЕД* з урахуванням коефіцієнта корисної дії редуктора буде $P_{едр} = P_1 / \eta \approx 1,45 \text{ кВт}$, де $\eta = 0,92$ – коефіцієнт двосхідчастого циліндричного редуктора з двома парами прямокутних і косозубих коліс. Зі стандартного ряду [11] вибираємо *ЕД* 4АМ80А2 з такими характеристиками:

$$P_n = 1,5 \text{ кВт}, n_c = 3000 \text{ об/хв}, \omega_c = 298,3 \text{ с}^{-1},$$

$$n_n = 2850 \text{ об/хв}, \omega_n = 314 \text{ с}^{-1},$$

$$M_{\max} / M_n = 2,2, M_{\text{пуч}} / M_n = 2.$$

Обчислюємо номінальний момент *ЕД* $M_n = P_n / \omega_n = 5,03 \text{ Нм}$, коефіцієнти $A = -3,12 \text{ Нмс}$ і $B = 980,08 \text{ Нм}$. Тоді момент електродвигуна буде таким:

$$M_{ед} = -3,12\omega + 980,08 \text{ Нм}.$$

Момент сил опору, зведений до корби, заданий у вигляді вектора значень і показаний на рис. 7, а.

Таким чином, усі параметри, які входять у рівняння (2), визначені за (3) – (5) і (2) (див. пояснення). Рівняння диференціальне, нелінійне першого порядку, розв'язувати яке потрібно числовим методом.

Висновки. Проведено перший етап удосконалення головного механізму довбальних верстатів і отримано аналітичні залежності для обчислення кінематичних та динамічних характеристик. Наведено числову перевірку правильності проведених обчислень кінематичних і кінетостатичних характеристик. Похибка становить $10^{-12} \%$ для величини зрівноважувального моменту, обчисленого за методом планів і балансу потужності. Визначено параметри динамічної моделі руху механізму з урахуванням від асинхронного електродвигуна. Намічено напрями вдосконалення механізму з метою підвищення продуктивності та чистоти стругання.

Бібліографічний список

1. Белоконов И. М. Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. Киев: Вища шк., 1990. 208 с.
2. Заблонский К. И., Белоконов И. М., Щёкин Б. М. Теория механизмов и машин. Киев: Вища шк., 1989. 376 с.
3. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ: Наук. думка, 2002. 660 с.
4. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad: навч. посіб. Хмельницький: ХНУ, 2014. 295 с.
5. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навч. посіб. / Є. І. Крижанівський та ін. Івано-Франківськ, 1996. 357 с.
6. Пасіка В. Р. Аналітичний метод планів у кінетостатичному аналізі важливих механізмів II класу. *Поліграфія і видавнича справа*. 2002. № 38. С. 43–62.
7. Пасіка В. Р., Гелетій В. М. Аналітичний метод у дослідженні важливих механізмів II класу. Львів; Дрогобич: ПОСВІТ, 2019. 142 с.
8. Пасіка В. Р., Гелетій В. М., Сологуб Б. В. Кінематичне синтезування законів періодичного руху: монографія. Львів: Левада, 2021. 123 с.
9. Пасіка В. Р. Кінематика важливих механізмів з групами Ассур III-V видів. *Поліграфія і видавнича справа*. 2001. № 1. С. 36–40.
10. Пасіка В. Р., Полюдов О. М. Геометричний синтез кривошипно-повзунних механізмів за заданим переміщенням повзуна. *Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць*. Львів: УкрДЛТУ, 2002. Вип. 12.8. С. 174–179.
11. Ромасевич Ю. О., Рибалко В. М., Матухно Н. В. Вибір електродвигунів для машин і механізмів, які забезпечують виробничі процеси у сільському і лісовому господарстві. Київ, 2015. 75 с. URL: https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u132/%D0%9C%D0%B5%D1%82%D0%BE%D0%B4%D0%B8%D1%87%D0%BA%D0%B0_%D0%92%D0%B8%D0%B1%D1%96%D1%80%20%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D1%83%D0%BD%D1%96%D0%B2%20%D0%B4%D0%BB%D1%8F%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%20%D1%96%20%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%BC%D1%96%D0%B2%2C%20%D1%8F%D0%BA%D1%96%20%D0%B7%D0%B0%D0%B1%D0%B5%D0%B7%D0%BF%D0%B5%D1%87%D1%83%D1%8E%D1%82%D1%8C%20%D0%B2%D0%B8%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BD%D0%B8%D1%87%D1%96%20%D0%BF%D1%80%D0%BE%D1%86%D0%B5%D1%81%D0%B8%20%D1%83%20%D1%81%D1%96%D0%BB%D1%8C%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%BE%D0%BC%D1%83%20%D1%96%20%D0%BB%D1%96%D1%81%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%BC%D1%83%20%D0%B3%D0%BE%D1%81%D0%BF%D0%BE%D0%B4%D0%B0%D1%80%D1%81%D1%82%D0%B2%D1%96.pdf (дата звернення: 24.08.2021).
12. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. Москва: Высш. шк., 1977. 528 с.

Стаття надійшла 25.08.2021