

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РЕВЕРСУВАННЯ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗА ПРИСКОРЕННЯМ ЧЕТВЕРТОГО ПОРЯДКУ

***В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***К. І. Почка, кандидат технічних наук
Київський національний університет будівництва і
архітектури
e-mail: shanovniy@ukr.net***

Анотація. *З метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розраховано оптимальний режим зворотно-поступального руху формувального візка з реверсуванням за прискоренням четвертого порядку. Розраховано кінематичні характеристики формувального візка при оптимальному режимі реверсування за прискоренням четвертого порядку. Запропоновано конструкцію приводу установки у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення оптимального режиму зворотно-поступального руху формувального візка з реверсуванням за прискоренням четвертого порядку.*

В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розраховано оптимальний режим реверсування формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

Розраховано кінематичні характеристики формувального візка при оптимальному режимі реверсування за прискоренням четвертого порядку.

Запропоновано конструкцію приводу установки у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення оптимального режиму реверсування формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації. Також результати роботи можуть бути корисними при проектуванні або удосконаленні механізмів із зворотно-поступальним рухом виконавчих елементів.

Ключові слова: *роликова формувальна установка, режим руху, кулачковий механізм, привод*

Постановка проблеми. В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1–6]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1–3], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз останніх досліджень. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [1–6]. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликової формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

Мета досліджень полягає в удосконаленні конструкції приводного механізму роликової формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

Результати досліджень. Для роликової формувальної установки при ущільненні бетонної суміші бажано мати постійну швидкість зворотно-поступального руху формувального візка на всій ділянці, що позитивно вплинуло б на якість готового виробу. Однак на практиці такий режим руху здійснити неможливо, оскільки в ньому відсутні ділянки розгону та гальмування, без яких не може бути циклічного руху. Тому пропонується реалізувати такий режим руху формувального візка при його переміщенні, у якому були б ділянки реверсування з мінімальними динамічними навантаженнями та ділянки руху з постійною швидкістю.

Для плавного процесу реверсування формувального візка запропоновано здійснювати його за оптимальним режимом руху за

прискоренням четвертого порядку [7]. При цьому швидкість, прискорення, прискорення другого порядку (ривок) та прискорення третього порядку (відчуття) формувального візка змінюються плавно, не створюючи значних динамічних навантажень в установці, що в свою чергу позитивно впливає на її довговічність.

Критеріями режиму руху механізмів і машин можуть бути коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності [7].

В даній роботі в якості критерію режиму руху використана критеріальна дія, яка являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, що виражає міру руху або дію системи.

Для оптимального режиму реверсування за прискоренням четвертого порядку критерій оптимальності руху матимемо у вигляді:

$$I_Q = \int_0^{t_p} Q dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

де: t – час; t_p – тривалість реверсування; Q – енергія прискорень четвертого порядку:

$$Q = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \overset{v}{x}^2, \quad (2)$$

де: m – маса формувального візка; $\overset{v}{x}$ – прискорення четвертого порядку.

Умовою мінімуму критерію (1) є рівняння Пуассона:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial Q}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial Q}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial Q}{\partial \overset{IV}{x}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial Q}{\partial \overset{IV}{x}} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial Q}{\partial \overset{V}{x}} = 0, \quad (3)$$

де: x , $\dot{x}$, $\ddot{x}$, $\overset{IV}{x}$ – координата переміщення, швидкість, прискорення, прискорення другого порядку (ривок) та прискорення третього порядку (відчуття) візка відповідно.

З виразу (3) можна записати:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{\partial Q}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial Q}{\partial \ddot{x}} = \frac{\partial Q}{\partial \overset{IV}{x}} = 0; \quad \frac{\partial Q}{\partial \overset{V}{x}} = m \cdot \overset{V}{x}; \quad \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial Q}{\partial \overset{V}{x}} = m \cdot \overset{x}{x} = 0. \quad (4)$$

З останнього рівняння (4) отримуємо диференціальне рівняння та його розв'язки:

$$\overset{x}{x} = 0; \quad \overset{IX}{x} = C_1; \quad \overset{VIII}{x} = C_1 \cdot t + C_2; \quad \overset{VII}{x} = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot t^2 + C_2 \cdot t + C_3;$$

$$\overset{VI}{x} = \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot t^2 + C_3 \cdot t + C_4; \quad \overset{V}{x} = \frac{1}{24} \cdot C_1 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_2 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_3 \cdot t^2 + C_4 \cdot t + C_5;$$

$$\overset{IV}{x} = \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t^2 + C_5 \cdot t + C_6;$$

$$\ddot{\ddot{x}} = \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_5 \cdot t^2 + C_6 \cdot t + C_7;$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x} &= \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_5 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_6 \cdot t^2 + C_7 \cdot t + C_8; \\
\dot{x} &= \frac{1}{40320} \cdot C_1 \cdot t^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_2 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_3 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_4 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_5 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_6 \cdot t^3 + \\
&+ \frac{1}{2} \cdot C_7 \cdot t^2 + C_8 \cdot t + C_9; \\
x &= \frac{1}{362880} \cdot C_1 \cdot t^9 + \frac{1}{40320} \cdot C_2 \cdot t^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_3 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_4 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_5 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_6 \cdot t^4 + \\
&+ \frac{1}{6} \cdot C_7 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_8 \cdot t^2 + C_9 \cdot t + C_{10},
\end{aligned} \tag{5}$$

де: $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9, C_{10}$ – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов.

Розділимо процес реверсування на два етапи: гальмування та пуск. При гальмуванні початковими умовами є: $t=0$: $x=-x_1$; $\dot{x}=\dot{x}_0$; $\ddot{x}=0$; $\ddot{\ddot{x}}=0$; $\overset{IV}{x}=0$. Кінцеві умови при гальмуванні: $t=t_d$: $x=0$; $\dot{x}=0$; $\ddot{x}=0$; $\ddot{\ddot{x}}=0$; $\overset{IV}{x}=0$. Тут x_1 – координата початку процесу гальмування; $\dot{x}_0$ – швидкість руху візка на усталеному режимі до початку гальмування.

При пуску початковими умовами є: $t=0$: $x=0$; $\dot{x}=0$; $\ddot{x}=0$; $\ddot{\ddot{x}}=0$; $\overset{IV}{x}=0$. Кінцеві умови при пуску: $t=t_i$: $x=-x_1$; $\dot{x}=-\dot{x}_0$; $\ddot{x}=0$; $\ddot{\ddot{x}}=0$; $\overset{IV}{x}=0$.

Розглянемо процес гальмування. Підставивши крайові умови гальмування у рівняння (5), отримуємо:

$$\begin{aligned}
t=0: \quad & C_{10}=-x_1; \quad C_9=\dot{x}_y; \quad C_8=0; \quad C_7=0; \quad C_6=0; \tag{6} \\
t=t_d: \quad & \begin{cases} \frac{1}{362880} \cdot C_1 \cdot t_d^9 + \frac{1}{40320} \cdot C_2 \cdot t_d^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_3 \cdot t_d^7 + \frac{1}{720} \cdot C_4 \cdot t_d^6 + \frac{1}{120} \cdot C_5 \cdot t_d^5 + \\ + \dot{x}_y \cdot t_d - x_1 = 0; \\ \frac{1}{40320} \cdot C_1 \cdot t_d^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_2 \cdot t_d^7 + \frac{1}{720} \cdot C_3 \cdot t_d^6 + \frac{1}{120} \cdot C_4 \cdot t_d^5 + \frac{1}{24} \cdot C_5 \cdot t_d^4 + \dot{x}_y = 0; \\ \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t_d^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t_d^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t_d^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t_d^4 + \frac{1}{6} \cdot C_5 \cdot t_d^3 = 0; \\ \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t_d^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t_d^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t_d^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t_d^3 + \frac{1}{2} \cdot C_5 \cdot t_d^2 = 0; \\ \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t_d^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t_d^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t_d^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t_d^2 + C_5 \cdot t_d = 0. \end{cases} \tag{7}
\end{aligned}$$

Розв'язавши систему рівнянь (7), отримуємо постійні інтегрування C_1, C_2, C_3, C_4 та C_5 :

$$\begin{aligned}
C_1 &= 12700800 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_d^9} - \frac{\dot{x}_y}{t_d^8} \right); \quad C_2 = 201600 \cdot \left(32 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_d^7} - 63 \cdot \frac{x_1}{t_d^8} \right); \quad C_5 = 1680 \cdot \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_d^5} - 5 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_d^4} \right); \\
C_3 &= 100800 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_d^7} - 14 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_d^6} \right); \quad C_4 = 20160 \cdot \left(8 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_d^5} - 15 \cdot \frac{x_1}{t_d^6} \right). \tag{8}
\end{aligned}$$

Після підстановки визначених постійних інтегрування (6) та (8)

у систему (5) отримаємо функцію зміни прискорення четвертого порядку формувального візка в процесі гальмування від усталеної швидкості $\dot{x}_y$ до повної зупинки:

$$\begin{aligned} \frac{v}{x} = & 529200 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^4}{t_z^8} + 33600 \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \frac{t^3}{t_z^7} + \\ & + 50400 \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_z^6} + 20160 \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \frac{t}{t_z^5} + 1680 \cdot \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{1}{t_z^4} \end{aligned} \quad (9)$$

або

$$\frac{v}{x} = \frac{1680}{t_z^4} \cdot \left[3150 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^4}{t_z^4} + 20 \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \frac{t^3}{t_z^3} + \right. \\ \left. + 30 \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_z^2} + 12 \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \frac{t}{t_z} + \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \right] \cdot (10)$$

Після цього критерій оптимальності руху в процесі гальмування з урахуванням виразів (2) та (10) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} I_{Qz} = & \frac{m}{2} \cdot \int_0^{t_z} \dot{x}^2 dt = \frac{1411200 \cdot m}{t_z^8} \cdot \int_0^{t_z} \left[3150 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^4}{t_z^4} + 20 \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \frac{t^3}{t_z^3} + \right. \\ & \left. + 30 \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_z^2} + 12 \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \frac{t}{t_z} + \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \right]^2 dt = \\ = & \frac{1411200 \cdot m}{t_z^8} \cdot \int_0^{t_z} \left[99225 \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right)^2 \frac{t^8}{t_z^8} + 400 \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right)^2 \frac{t^6}{t_z^6} + \right. \\ & + 900 \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \frac{t^4}{t_z^4} + 144 \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right)^2 \frac{t^2}{t_z^2} + \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + \\ & + 12600 \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \frac{t^7}{t_z^7} + 18900 \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \frac{t^6}{t_z^6} + \\ & + 7560 \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \frac{t^5}{t_z^5} + 630 \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \frac{t^4}{t_z^4} + \\ & + 1200 \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \frac{t^5}{t_z^5} + 480 \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \frac{t^4}{t_z^4} + \\ & + 40 \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \frac{t^3}{t_z^3} + 720 \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \frac{t^3}{t_z^3} + \\ & \left. + 60 \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \frac{t^2}{t_z^2} + 24 \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) \frac{t}{t_z} \right] dt = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1411200 \cdot m}{t_z^7} \cdot \left[\begin{aligned}
&11025 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right)^2 + \frac{400}{7} \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right)^2 + \\
&+ 180 \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + 48 \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right)^2 + \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + \\
&+ 1575 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) + 2700 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) + \\
&+ 1260 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) + 126 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_z} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) + \\
&+ 200 \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) + 96 \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) + \\
&+ 10 \cdot \left(32 \cdot \dot{x}_y - 63 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) + 180 \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) + \\
&+ 20 \cdot \left(27 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 14 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right) + 12 \cdot \left(8 \cdot \dot{x}_y - 15 \cdot \frac{x_1}{t_z} \right) \cdot \left(9 \cdot \frac{x_1}{t_z} - 5 \cdot \dot{x}_y \right)
\end{aligned} \right] = \\
&= \frac{1411200 \cdot m}{t_z^7} \cdot \left[9 \cdot \frac{x_1^2}{t_z^2} - 9 \cdot \frac{x_1}{t_z} \cdot \dot{x}_y + \frac{16}{7} \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \quad (11)
\end{aligned}$$

Розглянемо процес пуску. Підставивши крайові умови пуску у рівняння (5), отримуємо:

$$t = 0: C_6 = 0; C_7 = 0; C_8 = 0; C_9 = 0; C_{10} = 0; \quad (12)$$

$$t = t_n: \begin{cases} \frac{1}{362880} \cdot C_1 \cdot t_n^9 + \frac{1}{40320} \cdot C_2 \cdot t_n^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_3 \cdot t_n^7 + \frac{1}{720} \cdot C_4 \cdot t_n^6 + \frac{1}{120} \cdot C_5 \cdot t_n^5 = -x_1; \\ \frac{1}{40320} \cdot C_1 \cdot t_n^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_2 \cdot t_n^7 + \frac{1}{720} \cdot C_3 \cdot t_n^6 + \frac{1}{120} \cdot C_4 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_5 \cdot t_n^4 = -\dot{x}_y; \\ \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t_n^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t_n^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t_n^4 + \frac{1}{6} \cdot C_5 \cdot t_n^3 = 0; \\ \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t_n^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t_n^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t_n^3 + \frac{1}{2} \cdot C_5 \cdot t_n^2 = 0; \\ \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t_n^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t_n^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t_n^2 + C_5 \cdot t_n = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Розв'язавши систему рівнянь (13), отримуємо постійні інтегрування C_1 , C_2 , C_3 , C_4 та C_5 :

$$\begin{aligned}
C_1 &= 12700800 \cdot \left(\frac{\dot{x}_y}{t_n^8} - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n^9} \right); \quad C_2 = 201600 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n^8} - 31 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^7} \right); \quad C_5 = 1680 \cdot \left(4 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^4} - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n^5} \right); \\
C_3 &= 100800 \cdot \left(13 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^6} - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n^7} \right); \quad C_4 = 20160 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n^6} - 7 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^5} \right). \quad (14)
\end{aligned}$$

Після підстановки визначених постійних інтегрування (12) та (14) у систему (5) отримаємо функцію зміни прискорення четвертого порядку формувального візка в процесі пуску від нерухомого стану до руху з усталеною швидкістю $\dot{x}_y$:

$$\begin{aligned} \dot{x}^v = & 529200 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^4}{t_n^8} + 33600 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^7} + \\ & + 50400 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^6} + 20160 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n^5} + 1680 \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{1}{t_n^4} \end{aligned} \quad (15)$$

або

$$\dot{x}^v = \frac{1680}{t_n^4} \cdot \left[315 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + 20 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + \right. \\ \left. + 30 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + 12 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \right] \cdot (16)$$

Після цього критерій оптимальності руху в процесі пуску з урахуванням виразів (2) та (16) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} I_{Qn} = & \frac{m}{2} \cdot \int_0^{t_n} \dot{x}^2 dt = \frac{1411200 \cdot m}{t_n^8} \cdot \int_0^{t_n} \left[315 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + 20 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + \right. \\ & \left. + 30 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + 12 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \right]^2 dt = \\ & = \frac{1411200 \cdot m}{t_n^8} \cdot \int_0^{t_n} \left[99225 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 \cdot \frac{t^8}{t_n^8} + 400 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \cdot \frac{t^6}{t_n^6} + \right. \\ & + 900 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + 144 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + \\ & + 12600 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^7}{t_n^7} + 18900 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^6}{t_n^6} + \\ & + 7560 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^5}{t_n^5} + 630 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + \\ & + 1200 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^5}{t_n^5} + 480 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + \\ & + 40 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + 720 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + \\ & + 60 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + 24 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t}{t_n} \left. \right] dt = \\ & = \frac{1411200 \cdot m}{t_n^7} \cdot \left[11025 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + \frac{400}{7} \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + \right. \\ & + 180 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + 48 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + \\ & + 1575 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) + 2700 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + \\ & + 1260 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) + 126 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + \\ & + 200 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + 96 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) + \\ & + 10 \cdot \left(63 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 31 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + 180 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) + \\ & + 20 \cdot \left(13 \cdot \dot{x}_y - 27 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + 12 \cdot \left(15 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 7 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(4 \cdot \dot{x}_y - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \left. \right] = \\ & = \frac{1411200 \cdot m}{t_n^7} \cdot \left[9 \cdot \frac{x_1^2}{t_n^2} - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \cdot \dot{x}_y + \frac{16}{7} \cdot \dot{x}_y^2 \right] \end{aligned} \quad (17)$$

Загальний критерій оптимальності руху в процесі реверсування з урахуванням виразів (11) та (17) буде визначатися наступним виразом:

$$I_Q = I_{Q_2} + I_{Q_n} = \frac{1411200 \cdot m}{t_z^7} \cdot \left[9 \cdot \frac{x_1^2}{t_z^2} - 9 \cdot \frac{x_1}{t_z} \cdot \dot{x}_y + \frac{16}{7} \cdot \dot{x}_y^2 \right] + \frac{1411200 \cdot m}{t_n^7} \cdot \left[9 \cdot \frac{x_1^2}{t_n^2} - 9 \cdot \frac{x_1}{t_n} \cdot \dot{x}_y + \frac{16}{7} \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \quad (18)$$

Прийнявши рівність часу гальмування візка та його пуску $t_z = t_n = t_1$, вираз (18) можна подати у наступному вигляді:

$$I_Q = \frac{2822400 \cdot m}{t_1^7} \cdot \left[9 \cdot \frac{x_1^2}{t_1^2} - 9 \cdot \frac{x_1}{t_1} \cdot \dot{x}_y + \frac{16}{7} \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \quad (19)$$

Для забезпечення виконання нерівності (1) необхідно виконати умову:

$$\frac{\partial I_Q}{\partial x_1} = \frac{2822400 \cdot m}{t_1^7} \cdot \left[18 \cdot \frac{x_1}{t_1^2} - 9 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1} \right] = \frac{25401600 \cdot m}{t_1^8} \cdot \left[2 \cdot \frac{x_1}{t_1} - \dot{x}_y \right] = 0. \quad (20)$$

Із виразу (20) можна отримати:

$$2 \cdot \frac{x_1}{t_1} - \dot{x}_y = 0 \quad \Rightarrow \quad x_1 = \frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot t_1. \quad (21)$$

Підставивши другий вираз (21) у рівності (6) та (8) отримано постійні інтегрування в процесі гальмування формувального візка:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = 100800 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^7}; \quad C_3 = -50400 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^6}; \quad C_4 = 10080 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^5}; \quad C_5 = -840 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^4};$$

$$C_6 = 0; \quad C_7 = 0; \quad C_8 = 0; \quad C_9 = \dot{x}_y; \quad C_{10} = -\frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot t_1. \quad (22)$$

Після цього з урахуванням постійних інтегрування (22) отримано функції зміни переміщення, швидкості, прискорення, прискорення другого порядку (ривка), прискорення третього порядку (відчуття) та прискорення четвертого порядку формувального візка в процесі гальмування:

$$x = \frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot \left(5 \cdot \frac{t^8}{t_1^7} - 20 \cdot \frac{t^7}{t_1^6} + 28 \cdot \frac{t^6}{t_1^5} - 14 \cdot \frac{t^5}{t_1^4} + 2 \cdot t - t_1 \right); \quad \dot{x} = \dot{x}_y \cdot \left(20 \cdot \frac{t^7}{t_1^7} - 70 \cdot \frac{t^6}{t_1^6} + 84 \cdot \frac{t^5}{t_1^5} - 35 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} + 1 \right);$$

$$\ddot{x} = 140 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^6}{t_1^7} - 3 \cdot \frac{t^5}{t_1^6} + 3 \cdot \frac{t^4}{t_1^5} - \frac{t^3}{t_1^4} \right); \quad \ddot{\ddot{x}} = 420 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t^5}{t_1^7} - 5 \cdot \frac{t^4}{t_1^6} + 4 \cdot \frac{t^3}{t_1^5} - \frac{t^2}{t_1^4} \right);$$

$$\overset{IV}{x} = 840 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(5 \cdot \frac{t^4}{t_1^7} - 10 \cdot \frac{t^3}{t_1^6} + 6 \cdot \frac{t^2}{t_1^5} - \frac{t}{t_1^4} \right); \quad \overset{V}{x} = 840 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(20 \cdot \frac{t^3}{t_1^7} - 30 \cdot \frac{t^2}{t_1^6} + 12 \cdot \frac{t}{t_1^5} - \frac{1}{t_1^4} \right). \quad (23)$$

Підставивши другий вираз (21) у рівності (12) та (14) отримано постійні інтегрування в процесі пуску формувального візка:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = 100800 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^7}; \quad C_3 = -50400 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^6}; \quad C_4 = 10080 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^5}; \quad C_5 = -840 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^4};$$

$$C_6 = 0; \quad C_7 = 0; \quad C_8 = 0; \quad C_9 = 0; \quad C_{10} = 0. \quad (24)$$

Після цього з урахуванням постійних інтегрування (24) отримано функції зміни переміщення, швидкості, прискорення, прискорення другого порядку (ривка), прискорення третього порядку (відчуття) та прискорення четвертого порядку формувального візка в

процесі пуску:

$$\begin{aligned} x &= \frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot \left(5 \cdot \frac{t^8}{t_1^7} - 20 \cdot \frac{t^7}{t_1^6} + 28 \cdot \frac{t^6}{t_1^5} - 14 \cdot \frac{t^5}{t_1^4} \right); \quad \dot{x} = \dot{x}_y \cdot \left(20 \cdot \frac{t^7}{t_1^7} - 70 \cdot \frac{t^6}{t_1^6} + 84 \cdot \frac{t^5}{t_1^5} - 35 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} \right); \\ \ddot{x} &= 140 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^6}{t_1^7} - 3 \cdot \frac{t^5}{t_1^6} + 3 \cdot \frac{t^4}{t_1^5} - \frac{t^3}{t_1^4} \right); \quad \ddot{\ddot{x}} = 420 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t^5}{t_1^7} - 5 \cdot \frac{t^4}{t_1^6} + 4 \cdot \frac{t^3}{t_1^5} - \frac{t^2}{t_1^4} \right); \\ {}^{IV}x &= 840 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(5 \cdot \frac{t^4}{t_1^7} - 10 \cdot \frac{t^3}{t_1^6} + 6 \cdot \frac{t^2}{t_1^5} - \frac{t}{t_1^4} \right); \quad {}^Vx = 840 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(20 \cdot \frac{t^3}{t_1^7} - 30 \cdot \frac{t^2}{t_1^6} + 12 \cdot \frac{t}{t_1^5} - \frac{1}{t_1^4} \right). \end{aligned} \quad (25)$$

На усталеному режимі руху формувального візка координата переміщення, швидкості, прискорення та ривка його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$x = x_{0y} + \frac{(x_{1y} - x_{0y}) \cdot t}{t_y}; \quad \dot{x} = \frac{(x_{1y} - x_{0y})}{t_y} = const; \quad \ddot{x} = 0; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0, \quad (26)$$

де: x_{0y} та x_{1y} – координати початкового та кінцевого положень центра мас візка при усталеному русі; t_y – тривалість усталеного руху.

У виразах (26) координату початкового положення центра мас візка при усталеному русі x_{0y} приймаємо рівною x_1 . Тоді, прийнявши амплітуду переміщення візка від одного крайнього положення в інше Δx , кінцеву координату положення центра мас візка при усталеному русі можна визначити $x_{1y} = \Delta x - x_1$.

Підставивши отримані координати x_{0y} та x_{1y} у другий вираз (26) отримано залежність для визначення швидкості руху візка на усталеному режимі $\dot{x}_y$:

$$\dot{x}_y = \frac{\Delta x - 2 \cdot x_1}{t_y} = \frac{\Delta x - \dot{x}_y \cdot t_1}{t_y} \Rightarrow \dot{x}_y = \frac{\Delta x}{t_y + t_1}. \quad (27)$$

Прийнявши загальний час руху формувального візка з одного крайнього положення в інше t_s , його можна розділити на три частини: час пуску – t_n ; час усталеного руху – t_y ; час гальмування – t_z . Для забезпечення ущільнення бетонної суміші формувальним візком з постійною швидкістю руху на більшості його робочого ходу приймемо час усталеного руху, наприклад, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_s$, тоді, задаючись умовою рівності часу розгону та гальмування, їх можна визначити відповідними виразами: $t_n = t_z = t_1 = \frac{1}{6} \cdot t_s$.

Після цього вирази швидкості руху візка на усталеному режимі та координати x_1 матимуть вигляд:

$$\dot{x}_y = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_s}; \quad x_1 = \frac{\Delta x}{10}. \quad (28)$$

Розглядаючи рух формувального візка від одного крайнього положення в інше та підставивши вирази (28) у рівності (23), (25) та

(26), отримуємо функції зміни переміщення, швидкості, прискорення, прискорення другого порядку (ривка), прискорення третього порядку (відчуття) та прискорення четвертого порядку візка

– на ділянці пуску:

$$\begin{aligned} x &= -\frac{7776\Delta x}{5} \left(540 \frac{t^3}{t_3^3} - 360 \frac{t^2}{t_3^2} + 84 \frac{t}{t_3} - 7 \right) \frac{t^5}{t_3^5}; \quad \dot{x} = -\frac{7776\Delta x}{5} \left(4320 \frac{t^3}{t_3^3} - 2520 \frac{t^2}{t_3^2} + 504 \frac{t}{t_3} - 35 \right) \frac{t^4}{t_3^4}; \\ \ddot{x} &= -217728 \cdot \Delta x \left(216 \frac{t^3}{t_3^3} - 108 \frac{t^2}{t_3^2} + 18 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{t^3}{t_3^3}; \quad \ddot{\ddot{x}} = -653184 \cdot \Delta x \cdot \left(432 \frac{t^3}{t_3^3} - 180 \frac{t^2}{t_3^2} + 24 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{t^2}{t_3^2}; \\ {}^{IV}x &= -1306368 \cdot \Delta x \left(1080 \frac{t^3}{t_3^3} - 360 \frac{t^2}{t_3^2} + 36 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{t}{t_3}; \quad {}^Vx = -1306368 \cdot \Delta x \left(4320 \frac{t^3}{t_3^3} - 1080 \frac{t^2}{t_3^2} + 72 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{1}{t_3^5}; \end{aligned} \quad (29)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$x = \frac{\Delta x}{10} \cdot \left(1 + 12 \cdot \frac{t}{t_3} \right); \quad \dot{x} = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3} = const; \quad \ddot{x} = 0; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0; \quad {}^{IV}x = 0; \quad {}^Vx = 0; \quad (30)$$

– на ділянці гальмування:

$$\begin{aligned} x &= \Delta x + \frac{3 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(1399680 \cdot \frac{t^8}{t_3^8} - 933120 \cdot \frac{t^7}{t_3^7} + 217728 \cdot \frac{t^6}{t_3^6} - 18144 \cdot \frac{t^5}{t_3^5} + 2 \cdot \frac{t}{t_3} - \frac{1}{6} \right); \\ \dot{x} &= \frac{6 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(5598720 \cdot \frac{t^7}{t_3^8} - 3265920 \cdot \frac{t^6}{t_3^7} + 653184 \cdot \frac{t^5}{t_3^6} - 45360 \cdot \frac{t^4}{t_3^5} + \frac{1}{t_3} \right); \\ \ddot{x} &= 217728 \cdot \Delta x \left(216 \frac{t^3}{t_3^3} - 108 \frac{t^2}{t_3^2} + 18 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{t^3}{t_3^3}; \quad \ddot{\ddot{x}} = 653184 \cdot \Delta x \cdot \left(432 \frac{t^3}{t_3^3} - 180 \frac{t^2}{t_3^2} + 24 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{t^2}{t_3^2}; \\ {}^{IV}x &= 1306368 \cdot \Delta x \left(1080 \frac{t^3}{t_3^3} - 360 \frac{t^2}{t_3^2} + 36 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{t}{t_3^5}; \quad {}^Vx = 1306368 \cdot \Delta x \left(4320 \frac{t^3}{t_3^3} - 1080 \frac{t^2}{t_3^2} + 72 \frac{t}{t_3} - 1 \right) \frac{1}{t_3^5}. \end{aligned} \quad (31)$$

Задавшись амплітудою переміщення формувального візка $\Delta x = 0,4_m$ та загальним часом його руху від одного крайнього положення в інше $t_3 = 3c$, за виразами (29)–(31) було розраховано кінематичні характеристики та побудовано графіки зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 1, в) прискорення другого порядку (ривка) (рис. 1, г), прискорення третього порядку (відчуття) (рис. 1, д) та прискорення четвертого порядку (рис. 1, е) при русі формувального візка з одного крайнього положення в інше та у зворотному напрямку з оптимальним режимом реверсування за прискоренням четвертого порядку.

Перетворивши перші рівняння виразів (29)–(31) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення формувального візка, отримуємо:

– на ділянці пуску:

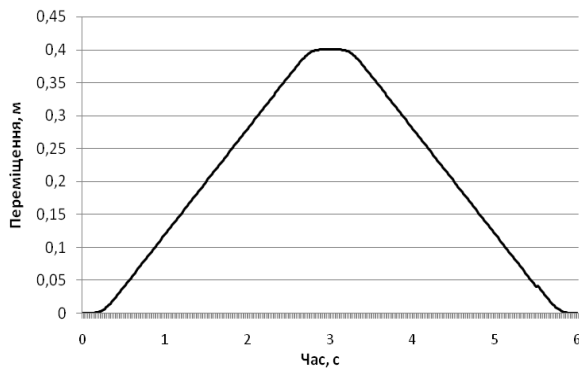
$$x = -\frac{7776 \cdot \Delta x}{5} \left(540 \cdot \frac{t^3}{t_3^3} - 360 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} + 84 \cdot \frac{t}{t_3} - 7 \right) \cdot \frac{t^5}{t_3^5} - \frac{\Delta x}{2}; \quad (32)$$

– на ділянці усталеного руху:

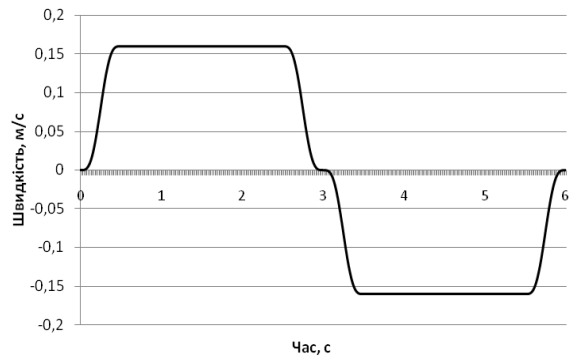
$$x = \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(3 \cdot \frac{t}{t_3} - 1 \right); \quad (33)$$

– на ділянці гальмування:

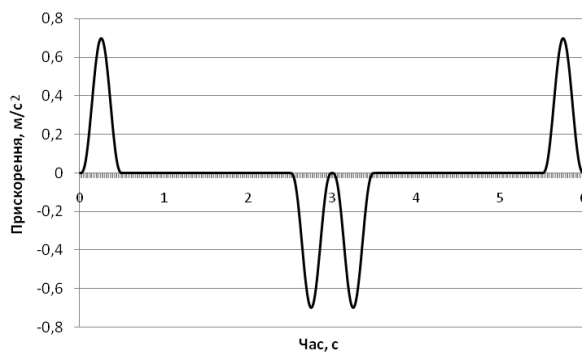
$$x = \frac{\Delta x}{2} + \frac{3 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(1399680 \cdot \frac{t^8}{t_3^8} - 933120 \cdot \frac{t^7}{t_3^7} + 217728 \cdot \frac{t^6}{t_3^6} - 18144 \cdot \frac{t^5}{t_3^5} + 2 \cdot \frac{t}{t_3} - \frac{1}{6} \right). \quad (34)$$



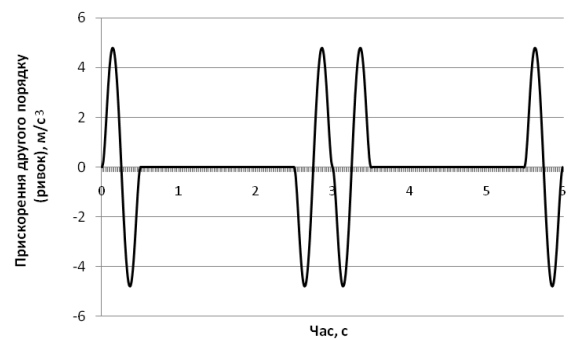
а



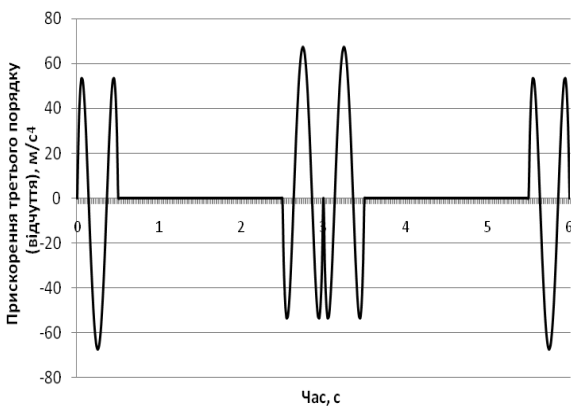
б



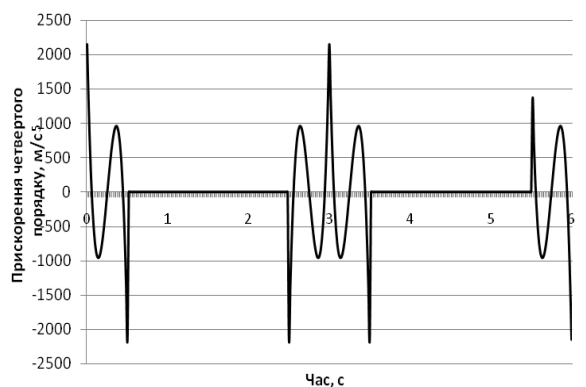
в



г



д



е

Рис. 1. Графіки зміни переміщення – а, швидкості – б, прискорення – в, прискорення другого порядку (ривка) – г, прискорення третього порядку (відчуття) – д та прискорення четвертого порядку – е при русі формувального візка з оптимальним режимом реверсування за прискоренням четвертого порядку

Закон руху візка, описаний рівняннями (32)-(34), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку

здійснюється за рахунок повороту кулачка 1 на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка.

Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка. Згідно з цим перемінний радіус кулачка визначається залежностями:

– на ділянці пуску:

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{7776 \cdot \Delta x}{5} \left(540 \cdot \frac{t^3}{t_3^3} - 360 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} + 84 \cdot \frac{t}{t_3} - 7 \right) \cdot \frac{t^5}{t_3^5} - \frac{\Delta x}{2}; \quad (35)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(3 \cdot \frac{t}{t_3} - 1 \right); \quad (36)$$

– на ділянці гальмування:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} + \frac{3 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(1399680 \cdot \frac{t^8}{t_3^8} - 933120 \cdot \frac{t^7}{t_3^7} + 217728 \cdot \frac{t^6}{t_3^6} - 18144 \cdot \frac{t^5}{t_3^5} + 2 \cdot \frac{t}{t_3} - \frac{1}{6} \right), \quad (37)$$

де b – відстань між штовхачами 2 (рис. 2).

Час t можна виключити із залежностей (35)–(37), оскільки $t = \varphi / \omega$, а $t_3 = \pi / \omega$. Тут φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість обертання кулачка. Оскільки час пуску формувального візка визначається залежністю $t_n = \frac{1}{6} \cdot t_3$, то процес пуску буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi/6$; час усталеного руху – $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, тоді усталений рух візка буде забезпечуватись поворотом кулачка на кут в межах від $\varphi = \pi/6$ до $\varphi = 5\pi/6$; час гальмування – $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$, тоді процес гальмування буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 5\pi/6$ до $\varphi = \pi$. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступними виразами:

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{7776 \cdot \Delta x}{5} \left(540 \cdot \frac{\varphi^3}{\pi^3} - 360 \cdot \frac{\varphi^2}{\pi^2} + 84 \cdot \frac{\varphi}{\pi} - 7 \right) \cdot \frac{\varphi^5}{\pi^5} - \frac{\Delta x}{2}, \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{6}; \quad (38)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left[3 \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} - 1 \right], \quad \frac{\pi}{6} < \varphi < \frac{5\pi}{6}; \quad (39)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} + \frac{3 \cdot \Delta x}{5} \left[1399680 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^8 \frac{1}{\pi^8} - 933120 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^7 \frac{1}{\pi^7} + \right. \\ \left. + 217728 \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^6 \frac{1}{\pi^6} - 18144 \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^5 \frac{1}{\pi^5} + 2 \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right) \frac{1}{\pi} - \frac{1}{6} \right], \quad (40)$$

$$\frac{5\pi}{6} < \varphi \leq \pi.$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від π до 2π , який описується радіусом, що змінюється залежностями:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{7776 \cdot \Delta x}{5} \left(540 \cdot \frac{(\varphi - \pi)^3}{\pi^3} - 360 \cdot \frac{(\varphi - \pi)^2}{\pi^2} + 84 \cdot \frac{(\varphi - \pi)}{\pi} - 7 \right) \cdot \frac{(\varphi - \pi)^5}{\pi^5} + \frac{\Delta x}{2}, \quad ; (41)$$

$$\pi \leq \varphi \leq \frac{7\pi}{6}$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left[3 \cdot \left(\varphi - \frac{7\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} - 1 \right], \quad \frac{7\pi}{6} < \varphi < \frac{11\pi}{6}; \quad (42)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{2} - \frac{3 \cdot \Delta x}{5} \left[1399680 \cdot \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^8 \frac{1}{\pi^8} - 933120 \cdot \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^7 \frac{1}{\pi^7} + \right. \\ \left. + 217728 \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^6 \frac{1}{\pi^6} - 18144 \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^5 \frac{1}{\pi^5} + 2 \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right) \frac{1}{\pi} - \frac{1}{6} \right], \quad (43)$$

$$\frac{11\pi}{6} < \varphi \leq 2\pi.$$

Для унеможливлення ударів кулачка об штовхачі при зміні напрямку руху візка описаний рівняннями (38)–(43) профіль кулачка (рис. 3) має такий вид, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і рівна відстані між штовхачами b ($d = b$).

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з приводним механізмом для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка з оптимальним режимом реверсування за прискоренням четвертого порядку (рис. 4). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановлених на порталі кулачкових механізмів, що контактують з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка.

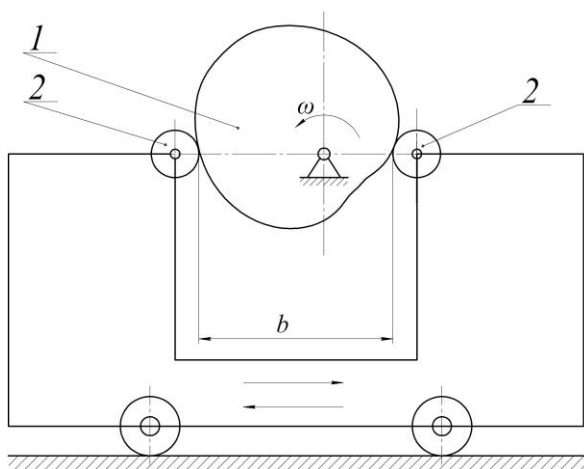


Рис. 2. Схема механізму з кулачковим приводом зворотно-поступального руху візка.

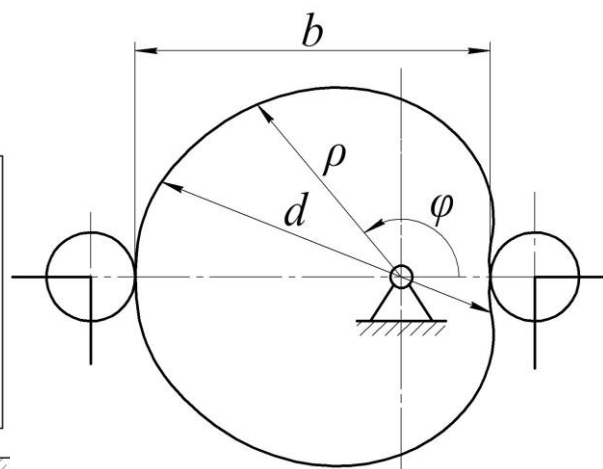


Рис. 3. Профіль кулачка, що реалізує комбінований режим руху формувального візка.

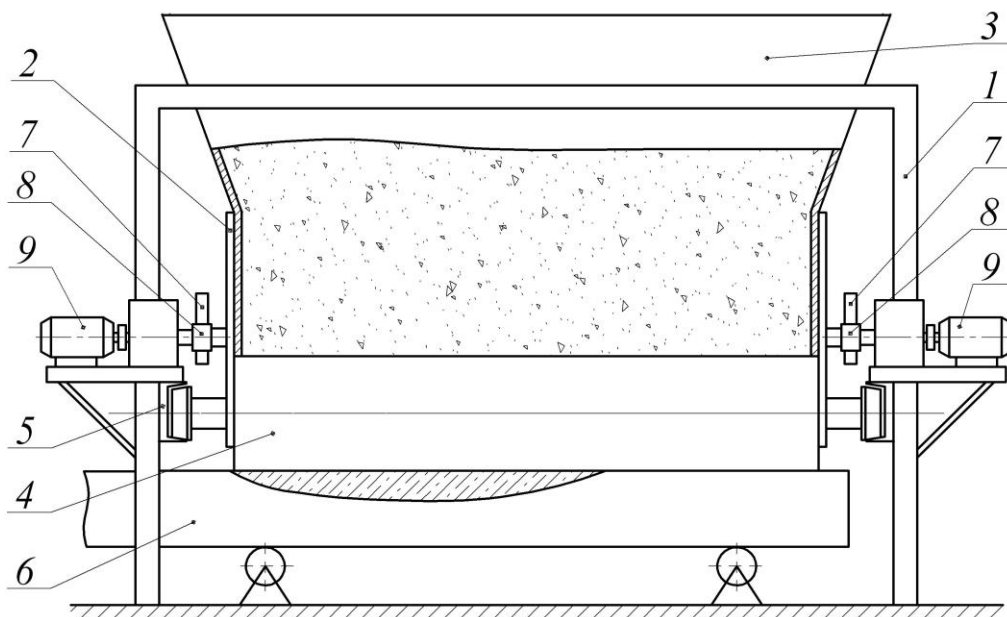


Рис. 4. Роликова формувальна установка з кулачковим приводним механізмом.

Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, що вміщує подавальний бункер 3 та уковувальні ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою двох приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при його прямому і зворотному ході.

При застосуванні в установці кулачкового приводного механізму з кожного боку формувального візка унеможливується його осьове перекошування, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

Висновки

В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розраховано оптимальний режим реверсування формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

Розраховано кінематичні характеристики формувального візка при оптимальному режимі реверсування за прискоренням четвертого порядку.

Запропоновано конструкцію приводу установки у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення оптимального режиму реверсування формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації. Також результати роботи можуть бути корисними при проектуванні або удосконаленні механізмів із зворотно-поступальним рухом виконавчих елементів.

Список літератури

1. *Гарнець В. М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. Київ. 1991. 144 с.
2. *Кузин В. Н.* Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва. 1981. 20 с.
3. *Рюшин В. Т.* Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Киев. 1986. 196 с.
4. *Ловеїкін В. С., Почка К. І.* Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин (DSR AM-I): I Міжнародна науково-технічна конференція, м. Тернопіль: тези конференції. Тернопіль. 2004. С. 507—514.
5. *Ловеїкін В. С., Почка К. І.* Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. № 59. Т. 1. С. 465—474.
6. *Ловеїкін В. С., Почка К. І.* Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Львів. 2007. № 41. С. 127—34.
7. *Ловеїкін В. С.* Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учебное пособие. Киев. 1990. 168 с.

References

1. *Garnets V. M.* (1991). Progressive betonform aggregates and complexes. Kiev. 144.
2. *Kuzin V. N.* (1981). Technology of roller forming of flat products made from fine-grained concrete: abstract of thesis on competition of a scientific degree of candidate of technical sciences. Moscow. 20.
3. *Ryushin V. T.* (1986). Research of working process and development of methodology for calculating machines, roller forming of concrete mixtures: dissertation on competition of scientific degree of candidate of technical sciences. Kiev. 196.
4. *Loveykin V. S., Pochka K. I.* (2004). Dynamic analysis of roller formovochno installing recuperation drive. Dynamics, durability and reliability of agricultural machinery (DSR AM-I): I International Scientific and Technical Conference, Ternopil: Thesis for the conference. Ternopil. 507-514.

5. Loveykin V. S., Pochka K. I. (2007). Results of experimental researches of the modes of motion of the molding roller installing recuperation drive. Bulletin of Kharkov National University of Agriculture after Petro Vasilenko. Kharkov. No. 59. Vol. 1. 465-474.
6. Loveykin V. S., Pochka K. I. (2007). Determination of optimum values of the offset angle of the cranks roller molding installing recuperation drive. Automation of production processes in machine building and instrument making. Lviv. No. 41. 127-34.
7. Loveykin V. S. (1990). Calculation of optimum modes of movement of construction machinery: textbook. Kiev. 168.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РЕВЕРСИРОВАНИЯ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ ПО УСКОРЕНИЮ ЧЕТВЕРТОГО ПОРЯДКА

В. С. Ловеikin, К. И. Почка

Аннотация. С целью повышения надёжности и долговечности роликовой формовочной установки рассчитан оптимальный режим возвратно-поступательного движения формовочной тележки с реверсированием по ускорению четвёртого порядка. Рассчитаны кинематические характеристики формовочной тележки при оптимальном режиме реверсирования по ускорению четвёртого порядка. Предложена конструкция привода установки в виде кулачкового механизма и построен профиль кулачка для обеспечения оптимального режима возвратно-поступательного движения формовочной тележки с реверсированием по ускорению четвёртого порядка.

В результате проведенных исследований с целью повышения надёжности и долговечности роликовой формовочной установки рассчитан оптимальный режим реверсирования формовочного тележки с ускорением четвертого порядка.

Рассчитаны кинематические характеристики формовочного тележки при оптимальном режиме реверсирования с ускорением четвертого порядка.

Предложена конструкция привода установки в виде кулачкового механизма и построен профиль кулачка для обеспечения оптимального режима реверсирования формовочного тележки с ускорением четвертого порядка.

Результаты работы могут в дальнейшем быть полезными для уточнения и усовершенствования существующих инженерных методов расчета приводных механизмов машин роликового формования как на стадиях проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации. Также результаты работы могут быть полезными при проектировании или усовершенствовании механизмов с возвратно-поступательным движением исполнительных элементов.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, режим движения, кулачковый механизм, привод

OPTIMIZATION OF MODE OF REVERSAL OF ROLLER FORMING INSTALLATION ON ACCELERATION OF FOURTH ORDER

V. S. Loveykin, K. I. Pochka

Abstract. *For the purpose of increase in reliability and durability of roller forming installation the optimum mode of back and forth motion of the forming cart with a reversal on acceleration of the fourth order is calculated. Kinematic characteristics of the forming cart at the optimum mode of a reversal on acceleration of the fourth order are calculated. The design of the drive of installation in a type of the cam mechanism is offered and the cam profile for providing the optimum mode of back and forth motion of the forming cart with a reversal on acceleration of the fourth order is constructed.*

In studies conducted with the aim of increasing the reliability and durability of roller molding set the calculated optimal mode of reversal of the molding truck with the acceleration of the fourth order.

Calculated the kinematic characteristics of the moulding of the bogie when the optimal mode of reversal with the acceleration of the fourth order.

The proposed design of the actuator installation in the form of a Cam mechanism and the Cam profile is built to ensure the optimal mode of reversal of the molding truck with the acceleration of the fourth order.

The results can further be useful to clarify and improve the existing engineering methods of calculation of the drive mechanisms of machines roller forming both the stages of design/construction and in modes of real operation. Also the results can be useful in the design or improvement of mechanisms with reciprocating actuators.

Key words: *roller forming installation, movement mode, cam mechanism, drive*

УДК 531.32

АНАЛІЗ РУХУ ЧАСТИНКИ ПО РАДІАЛЬНІЙ ЛОПАТЦІ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА З УРАХУВАННЯМ ОПОРУ СЕРЕДОВИЩА

Г. А. Голуб, доктор технічних наук

О. А. Марус, кандидат технічних наук

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

Я. Д. Ярош, кандидат технічних наук

Житомирський національний агроекологічний університет

e-mail: gagolub@mail.ru

© Г. А. Голуб, О. А. Марус, Я. Д. Ярош, 2017

OPTIMIZATION OF MODE OF REVERSAL OF ROLLER FORMING INSTALLATION ON ACCELERATION OF FOURTH ORDER

V. S. Loveykin, K. I. Pochka

Abstract. *For the purpose of increase in reliability and durability of roller forming installation the optimum mode of back and forth motion of the forming cart with a reversal on acceleration of the fourth order is calculated. Kinematic characteristics of the forming cart at the optimum mode of a reversal on acceleration of the fourth order are calculated. The design of the drive of installation in a type of the cam mechanism is offered and the cam profile for providing the optimum mode of back and forth motion of the forming cart with a reversal on acceleration of the fourth order is constructed.*

In studies conducted with the aim of increasing the reliability and durability of roller molding set the calculated optimal mode of reversal of the molding truck with the acceleration of the fourth order.

Calculated the kinematic characteristics of the moulding of the bogie when the optimal mode of reversal with the acceleration of the fourth order.

The proposed design of the actuator installation in the form of a Cam mechanism and the Cam profile is built to ensure the optimal mode of reversal of the molding truck with the acceleration of the fourth order.

The results can further be useful to clarify and improve the existing engineering methods of calculation of the drive mechanisms of machines roller forming both the stages of design/construction and in modes of real operation. Also the results can be useful in the design or improvement of mechanisms with reciprocating actuators.

Key words: *roller forming installation, movement mode, cam mechanism, drive*

УДК 531.32

АНАЛІЗ РУХУ ЧАСТИНКИ ПО РАДІАЛЬНІЙ ЛОПАТЦІ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА З УРАХУВАННЯМ ОПОРУ СЕРЕДОВИЩА

Г. А. Голуб, доктор технічних наук

О. А. Марус, кандидат технічних наук

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

Я. Д. Ярош, кандидат технічних наук

Житомирський національний агроекологічний університет

e-mail: gagolub@mail.ru

© Г. А. Голуб, О. А. Марус, Я. Д. Ярош, 2017

Анотація. Пристрої для перемішування на основі обертових барабанів мають високі показники якості при перемішуванні і тому знаходить все більше поширення при розробці процесів сушіння сільськогосподарських продуктів та матеріалів, біотехнологічних процесів ферментації біомаси в аеробних та анаеробних умовах. Підвищення ефективності роботи обертових барабанів шляхом обґрунтування методів визначення параметрів відцентрового руху частинок по радіальній лопатці в обертовому барабані, які дозволять встановити раціональні значення кутової швидкості та конструктивні параметри обертових барабанів, потребує подальшого удосконалення.

Для узагальнення проведених досліджень доцільно отримати розв'язок диференційного рівняння, яке описує рух частинок по радіальних лопатках обертового барабана з урахуванням опору середовища. У цьому випадку на частинку діють відцентрова сила інерції, коріолісова сила інерції, сила тяжіння, сила тертя завдяки опору повітря, що притискує частинку до лопатки, а також сила опору повітря, яка протидіє руху частинки в радіальному напрямі. При цьому коефіцієнт пропорційності, який визначає силу опору середовища, яка направлена протилежно напрямку швидкості руху частинок і пропорційна швидкості руху частинки в першій степені, прийнято для випадку, коли повітря обтікає частинки ламінарним потоком при числах Рейнольдса менших 5.

Отриманий розв'язок диференційного рівняння, що визначає параметри руху частинки по радіальній лопатці обертового барабана з урахуванням опору середовища дозволяє встановити радіальне переміщення та відносну швидкість руху частинки по лопатці, а також значення постійних величин диференційного рівняння.

Ключові слова: барабан, радіальна лопатка, рух частинки

Постановка проблеми. Пристрої для перемішування на основі обертових барабанів знаходить все більше поширення при розробці біотехнологічних процесів ферментації, а тому підвищення ефективності їх роботи шляхом обґрунтування методів визначення параметрів руху частинок по радіальній лопатці в обертовому барабані, які дозволять встановити раціональні значення кутової швидкості та конструктивні параметри обертових барабанів, потребує подальшого удосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Основи аналізу руху матеріальних частинок по робочих органах з горизонтальною та вертикальною віссю обертання були закладені у відомій праці академіка П. М. Василенка [1]. Значний обсяг досліджень щодо визначення відносної швидкості руху матеріальної точки по робочих

органах з горизонтальною віссю обертання був проведений також у роботах [2, 3, 4] з метою визначення параметрів робочих органів для розпушування компостів та внесення органічних добрив. Встановлено також рішення диференційного рівняння та параметри руху частинок [5, 6, 7] стосовно руху матеріальної частинки по радіальних лопатках в обертовому барабані без урахування опору середовища.

Для узагальнення проведених досліджень доцільно отримати розв'язок диференційного рівняння, яке описує рух частинок по радіальних лопатках обертового барабана з урахуванням опору середовища.

Мета досліджень. Отримати узагальнений розв'язок диференційного рівняння, яке описує рух частинки з урахуванням опору середовища.

Результати досліджень. Для визначення відносної швидкості руху частинки по радіальній лопатці обертового барабана з урахуванням опору середовища, який пропорційний швидкості руху, скористаємося схемою дії сил на частинку, що знаходиться на лопатці обертового барабана, приведену на рис. 1. В цьому випадку диференціальне рівняння руху матиме наступний вигляд [1, 9]:

$$m \frac{dv_R}{dt} = m \frac{d^2 r}{dt^2} = mrw^2 - mfk_1 wr - 2fmw \frac{dr}{dt} - mk_1 \frac{dr}{dt} - mg[f \cos(B + wt) + \sin(B + wt)], \quad (1)$$

де: m – маса частинки, кг; w – кутова швидкість обертання барабана, рад/с; r – поточний радіус положення частинки на лопатці, м; g – прискорення земного тяжіння, м/с²; f – коефіцієнт тертя частинки по матеріалу лопатки, відн. од.; B – початковий кут повороту лопатки барабана, рад.; t – час повороту барабана, с; v_R – відносна швидкість руху частинки по лопатці, м/с; mrw^2 – відцентрова сила інерції, Н; $2mw \frac{dr}{dt}$ – коріолісова сила інерції, Н; mg – сила тяжіння, Н; mfk_1rw – сила тертя завдяки опору повітря, що притискує частинку до лопатки, Н; $mk_1 \frac{dr}{dt}$ – сила опору повітря, яка протидіє руху частинки в радіальному напрямі, Н; k_1 – коефіцієнт пропорційності при ламінарному обтіканні частинки повітрям, с⁻¹.

Коефіцієнт пропорційності k_1 визначає силу опору середовища, яка направлена протилежно напрямку швидкості руху частинок і пропорційна швидкості руху частинки в першій степені, коли повітря обтікає частинки ламінарним потоком при числах Рейнольдса

менших 5 [10]. Виходячи з цього можемо записати:

$$k_1 = \frac{3\pi\eta d_E}{m} = \frac{3\pi\eta d_E}{\rho V} = \frac{18\eta}{\rho d_E^2} \quad (2)$$

де: η – динамічна в'язкість середовища, Н с/м²; d_E – розміри частинки через діаметр еквівалентного шару, м; ρ – щільність матеріалу частинки, кг/м³; V – об'єм частинки, м³.

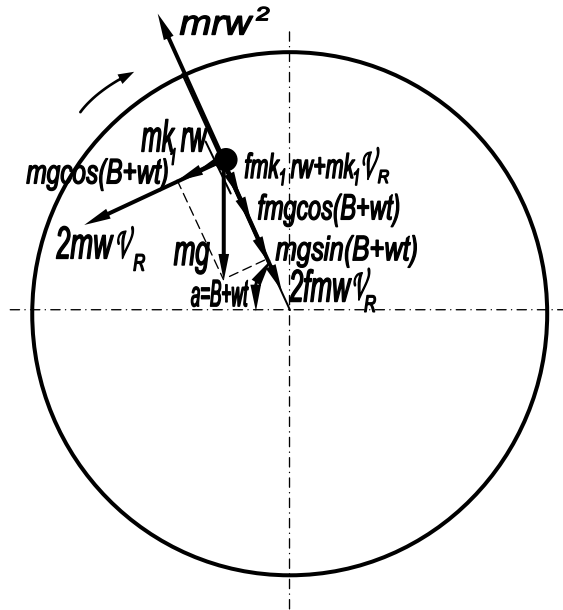


Рис. 1. Схема дії сил на частинку, що рухається по радіальній лопатці обертового барабана з урахуванням сил опору середовища.

На основі рівняння (1) можемо записати:

$$r'' + (2fw + k_1)r' - (w^2 - fk_1w)r = -g[f \cos(B + wt) + \sin(B + wt)]. \quad (3)$$

Дане рівняння є лінійними рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами та правою частиною у вигляді тригонометричного поліному [6]. Загальновідомо, що відповідне йому однорідне диференціальне рівняння матиме вигляд:

$$r'' + (2fw + k_1)r' - (w^2 - fk_1w)r = 0, \quad (4)$$

а його корені:

$$\lambda_1 = -\left(fw + \frac{k_1}{2}\right) + \sqrt{w^2(1 + f^2) + \frac{k_1^2}{4}}; \quad (5)$$

$$\lambda_2 = -\left(fw + \frac{k_1}{2}\right) - \sqrt{w^2(1 + f^2) + \frac{k_1^2}{4}}, \quad (6)$$

де: λ_1, λ_2 – корені характеристичного рівняння, с⁻¹.

Загальне рішення диференційного рівняння матиме вигляд [6]:

$$r = C_1 \exp(\lambda_1 t) + C_2 \exp(\lambda_2 t) + r_{\text{цр}}. \quad (7)$$

Часткове рішення неоднорідного диференційного рівняння знаходимо у вигляді тригонометричного полінома [8]:

$$r_{qp} = M \cos(B + wt) + N \sin(B + wt). \quad (8)$$

де: r_{qp} – часткове рішення неоднорідного диференційного рівняння, м.

Підставивши часткове рішення, а також його першу $r'_{qp} = -M\omega \sin(B + wt) + N\omega \cos(B + wt)$ й другу похідну $r''_{qp} = -M\omega^2 \cos(B + wt) - N\omega^2 \sin(B + wt)$ у вихідне диференційне рівняння, отримаємо:

$$\begin{aligned} & -M\omega^2 \cos(B + wt) - N\omega^2 \sin(B + wt) + \\ & + (2fw + k_1)(-M\omega \sin(B + wt) + N\omega \cos(B + wt)) - \\ & - (w^2 - fk_1w)(M \cos(B + wt) + N \sin(B + wt)) = -fg \cos(B + wt) - g \sin(B + wt); \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} & -M\omega^2 \cos(B + wt) - N\omega^2 \sin(B + wt) - \\ & - (2fw^2 + k_1w)M \sin(B + wt) + (2fw^2 + k_1w)N \cos(B + wt) - \\ & - (w^2 - fk_1w)M \cos(B + wt) - (w^2 - fk_1w)N \sin(B + wt) = -fg \cos(B + wt) - g \sin(B + wt); \end{aligned}$$

Звідки маємо:

$$\begin{cases} (-2\omega^2 + fk_1\omega)M \cos(B + wt) + (2fw^2 + k_1\omega)N \cos(B + wt) = -fg \cos(B + wt) \\ (-2\omega^2 + fk_1w)N \sin(B + wt) - (2fw^2 + k_1w)M \sin(B + wt) = -g \sin(B + wt). \end{cases} \quad (9)$$

Значення коефіцієнтів даного тригонометричного полінома визначимо із системи рівнянь:

$$\begin{cases} (-2w^2 + fk_1w)M + (2fw^2 + k_1w)N = -gf \\ (-2fw^2 - k_1w)M + (-2w^2 + fk_1w)N = -g \end{cases}; \quad (10)$$

Визначник якої становить:

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} -2w^2 + fk_1w & 2fw^2 + k_1w \\ -2fw^2 - k_1w & -2w^2 + fk_1w \end{vmatrix} = 4w^4 - 2w^3fk_1 - 2w^3fk_1 + w^2f^2k_1^2 + \\ & + 4f^2w^4 + 2w^3fk_1 + 2w^3fk_1 + k_1^2w^2 = 4w^4 + f^2k_1^2w^2 + \\ & + 4f^2w^4 + k_1^2w^2 = 4w^4(1 + f^2) + k_1^2w^2(1 + f^2) = w^2(4w^2 + k_1^2)(1 + f^2). \end{aligned}$$

Значення коефіцієнтів становитимуть:

$$\begin{aligned} N &= \frac{\begin{vmatrix} -2w^2 + fk_1w & -gf \\ -2fw^2 - k_1w & -g \end{vmatrix}}{\Delta} = \frac{2gw^2 - fk_1wg - 2f^2gw^2 - fk_1wg}{w^2(4w^2 + k_1^2)(1 + f^2)} = \\ &= \frac{2g[w(1 - f^2) - fk_1]}{w(4w^2 + k_1^2)(1 + f^2)}; \end{aligned}$$

$$M = \frac{\begin{vmatrix} -gf & 2fw^2 + k_1w \\ -g & -2w^2 + fk_1w \end{vmatrix}}{\Delta} = \frac{2gfw^2 - f^2k_1wg + 2fw^2g + k_1wg}{(4w^4 + k_1^2w^2)(1 + f^2)} =$$

$$= \frac{g[4fw + k_1(1 - f^2)]}{w(4w^2 + k_1^2)(1 + f^2)}.$$

Тоді часткове рішення неоднорідного диференційного рівняння матиме вигляд:

$$r_{qp} = \frac{g[4fw + k_1(1 - f^2)]}{w(4w^2 + k_1^2)(1 + f^2)} \cos(B + wt) + \frac{2g[w(1 - f^2) - fk_1]}{w(4w^2 + k_1^2)(1 + f^2)} \sin(B + wt). \quad (11)$$

Для часткового рішення рівняння (11) можна записати:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{gw[4fw + k_1(1 - f^2)]}{2gw[w(1 - f^2) - fk_1]} = \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}; \quad \varphi = \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]},$$

а також:

$$c = \sqrt{\frac{g^2[4fw + k_1(1 - f^2)]^2}{w^2(4w^2 + k_1^2)^2(1 + f^2)^2} + \frac{4g^2[w(1 - f^2) - fk_1]^2}{w^2(4w^2 + k_1^2)^2(1 + f^2)^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{g^2\{[4fw + k_1(1 - f^2)]^2 + 4[w(1 - f^2) - fk_1]^2\}}{w^2(4w^2 + k_1^2)^2(1 + f^2)^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{g^2[16f^2w^2 + k_1^2(1 - f^2)^2 + 4w^2(1 - f^2)^2 + 4f^2k_1^2]}{w^2(4w^2 + k_1^2)^2(1 + f^2)^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{g^2[4w^2(4f^2 + (1 - f^2)^2) + k_1^2(4f^2 + (1 - f^2)^2)]}{w^2(4w^2 + k_1^2)^2(1 + f^2)^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{g^2(1 + f^2)^2(4w^2 + k_1^2)}{w^2(4w^2 + k_1^2)^2(1 + f^2)^2}} = \sqrt{\frac{g^2}{w^2(4w^2 + k_1^2)}} = \frac{g}{w\sqrt{4w^2 + k_1^2}}.$$

Тоді повне рішення неоднорідного диференційного рівняння (1), як сума загального та часткового рішень матиме вигляд:

$$r = C_1 \exp(\lambda_1 t) + C_2 \exp(\lambda_2 t) +$$

$$+ \frac{g}{w\sqrt{4w^2 + k_1^2}} \sin\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} + wt\right). \quad (12)$$

Відносна швидкість руху частинки по лопатці становитиме:

$$v_R = \frac{dr}{dt} = \lambda_1 C_1 \exp(\lambda_1 t) + \lambda_2 C_2 \exp(\lambda_2 t) + \frac{g}{\sqrt{4w^2 + k_1^2}} \cos \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} + wt \right). \quad (13)$$

Прийнявши початкові умови:

$$t = 0; \quad r = R_{II} = R - 0,5d_E; \quad v_R = v_{RII} = 0, \quad (14)$$

система рівнянь для визначення постійних величин диференційного рівняння (1) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} C_1 + C_2 = R_{II} - \frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} \right) \\ \lambda_1 C_1 + \lambda_2 C_2 = - \frac{g}{\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} \right). \end{cases} \quad (15)$$

Визначник даної системи рівнянь становить:

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ \lambda_1 & \lambda_2 \end{vmatrix} = \lambda_2 - \lambda_1.$$

Значення постійних величин диференційного рівняння (1) становитимуть:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{\begin{vmatrix} R_{II} - \frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} \right) & 1 \\ - \frac{g}{\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} \right) & \lambda_2 \end{vmatrix}}{\Delta} = \\ &= \frac{\lambda_2 R_{II} - \frac{\lambda_2 g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} \right)}{\lambda_2 - \lambda_1} + \\ &+ \frac{\frac{g}{\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} \right)}{\lambda_2 - \lambda_1}; \end{aligned}$$

$$C_2 = \frac{\begin{vmatrix} 1 & R_{II} - \frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right) \\ \lambda_1 & -\frac{g}{\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right) \end{vmatrix}}{\Delta} =$$

$$-\frac{\frac{g}{\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right)}{\lambda_2 - \lambda_1} -$$

$$-\frac{\lambda_1 R_{II} - \frac{\lambda_1 g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right)}{\lambda_2 - \lambda_1}.$$

або

$$C_1 = \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[R_{II} - \frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{g}{\lambda_2 \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right) \right];$$

$$C_2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[\frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sin\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{g}{\lambda_1 \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \cos\left(B + \operatorname{arctg} \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]}\right) - R_{II} \right].$$

Для значень постійних величин диференціальних рівнянь можна записати:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{g}{\lambda_2 \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} : \left(-\frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \right) = -\frac{w}{\lambda_2};$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = -\frac{g}{\lambda_1 \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} : \frac{g}{w\sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} = -\frac{w}{\lambda_1}$$

$$\varphi_1 = -\operatorname{arctg} \frac{w}{\lambda_2}; \quad \varphi_2 = -\operatorname{arctg} \frac{w}{\lambda_1}$$

$$\begin{aligned}
c_1 &= \sqrt{\frac{g^2}{w^2(4w^2 + k_1^2)} + \frac{g^2}{\lambda_2^2(4w^2 + k_1^2)}} = \sqrt{\frac{g^2 \lambda_2^2 + g^2 w^2}{\lambda_2^2 w^2 (4w^2 + k_1^2)}} = \\
&= \sqrt{\frac{g^2 (\lambda_2^2 + w^2)}{\lambda_2^2 w^2 (4w^2 + k_1^2)}} = \frac{g}{w \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sqrt{1 + \frac{w^2}{\lambda_2^2}}; \\
c_2 &= \sqrt{\frac{g^2}{w^2(4w^2 + k_1^2)} + \frac{g^2}{\lambda_1^2(4w^2 + k_1^2)}} = \sqrt{\frac{g^2 \lambda_1^2 + g^2 w^2}{\lambda_1^2 w^2 (4w^2 + k_1^2)}} = \\
&= \sqrt{\frac{g^2 (\lambda_1^2 + w^2)}{\lambda_1^2 w^2 (4w^2 + k_1^2)}} = \frac{g}{w \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sqrt{1 + \frac{w^2}{\lambda_1^2}};
\end{aligned}$$

З урахуванням цього, значення постійних величин диференційного рівняння (1) матимуть значення:

$$C_1 = \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[R_{II} - \frac{g}{w \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sqrt{1 + \frac{w^2}{\lambda_2^2}} \times \sin \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} - \arctg \frac{w}{\lambda_2} \right) \right], \quad (16)$$

$$\begin{aligned}
C_2 &= \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[\frac{g}{w \sqrt{(4w^2 + k_1^2)}} \sqrt{1 + \frac{w^2}{\lambda_1^2}} \times \right. \\
&\quad \left. \times \sin \left(B + \arctg \frac{4fw + k_1(1 - f^2)}{2[w(1 - f^2) - fk_1]} - \arctg \frac{w}{\lambda_1} \right) - R_{II} \right]. \quad (17)
\end{aligned}$$

Висновок. Отримане рішення диференційного рівняння дозволяє встановити параметри руху матеріальних частинок по радіальній лопатці обертового барабана з урахуванням опору середовища.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев. 1960. 284 с.
2. Марченко Н. М., Личман Г. И., Шебалкин А. Е. Механизация внесения органических удобрений. Москва. 1990. 207 с.
3. Якубаускас В. И. Технологические основы механизированного внесения удобрений. Москва. 1973. 231 с.
4. Голуб Г. А. Агропромислове виробництво їстівних грибів. Механіко-технологічні основи. Київ. 2007. 332 с.
5. Голуб Г. А., Марус О. А. Аналіз рівнянь руху матеріальної частинки по радіальній лопатці обертового барабана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 43—53.
6. Голуб Г. А., Марус О. А. Аналіз рівнянь руху матеріальної частинки по радіальній лопатці обертового барабана. Науковий вісник Національного

університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 43—53.

7. Голуб Г. А., Марус О. А. Визначення мінімальної граничної кутової швидкості для забезпечення відцентрового руху частинки по радіальній лопатці обертового барабана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 37—44.

8. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. Москва. 1959. 783 с.

9. Голуб Г. А. Радіальна швидкість руху компосту в барабанно-пальцевому розпушувачі. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2003. Вип. 21. С. 484—491.

10. Зельдович Я. Б., Яглом И. М. Высшая математика для начинающих физиков и техников. Москва. 1982. 512 с.

References

1. Vasilenko P. M. (1960) Teoriya dvizheniya chastitsy po sherokhovatym poverkhnostyam sel'skokhozyaystvennykh mashin [The theory of particle motion on rough surfaces of agricultural machinery]. Kiev. 284.

2. Marchenko N. M., Lichman G. I., Shebalkin A. E. (1990). Mekhanizatsiya vneseniya organicheskikh udobreniy [Mechanization of organic fertilizer]. Moscow. 207.

3. Yakubauskas V. I. (1973). Tekhnologicheskie osnovy mekhanizirovannogo vneseniya udobreniy [Technological bases mechanized fertilizer application]. Moscow. 231.

4. Golub G. A. (2007). Agropromislove virobnytstvo yistivnikh gribiv [Agro-industrial production of edible mushrooms]. Mekhaniko-tehnologichni osnovi. Kiev. 332.

5. Golub G. A. Marus O. A. (2016). Analiz rivnyan' rukhu material'noyi chastinki po radial'niy lopattsi obertovogo barabana [The analysis of the equations of motion of a particle on radial blade rotating drum]. Naukoviy visnik Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodo koristuvannya Ukraini. Seriya: tekhnika ta energetika APK. Kiev. Vip. 251. 43-53.

6. Golub G. A. Marus O. A. (2016). Analiz rivnyan' rukhu material'noyi chastinki po radial'niy lopattsi obertovogo barabana [The analysis of the equations of motion of a particle on radial blade rotating drum]. Naukoviy visnik Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodo koristuvannya Ukraini. Seriya: tekhnika ta energetika APK. Kiev. Vip. 251. 43-53.

7. Golub G. A. Marus O. A. (2016). Vznachennya minimal'noyi granichnoyi kutovoyi shvidkosti dlya zabezpechennya vidtsentrovogo rukhu chastinki po radial'niy lopattsi obertovogo barabana [Determining the minimum limit for the angular velocity of a particle in a centrifugal radial blade rotating drum]. Naukoviy visnik Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodo koristuvannya Ukraini. Seriya: tekhnika ta energetika APK. Kiev. Vip. 254. 37-44.

8. Vygodskiy M. Ya. (1959). Spravochnik po vysshey matematike [Handbook of higher mathematics]. 4-e izdanie, stereotipnoe. Moscow. 783.

9. Golub G. A. (2003). Radial'na shvidkist' rukhu kompostu v barabanno-pal'tsevomu rozpushuvachi [The radial velocity of the compost in a drum-pallavam baking powder]. Visnik Kharkivs'kogo derzhavnogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva "Mekhanizatsiya sil's'kogospodars'kogo virobnytstva". Kharkiv. Vip. 21. 484-491.

10. Zel'dovich Ya. B., Yaglom I. M. (1982). Vysshaya matematika dlya

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ПО РАДИАЛЬНОЙ ЛОПАТКЕ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ БАРАБАНА С УЧЕТОМ СОПРОТИВЛЕНИЯ СРЕДЫ

Г. А. Голуб, О. А. Марус, Я. Д. Ярош

Аннотация. Устройства для перемешивания на основе вращающихся барабанов имеют высокие показатели качества при перемешивании, и поэтому находят все большее распространение при разработке процессов сушки сельскохозяйственных продуктов и материалов, биотехнологических процессов ферментации биомассы в аэробных и анаэробных условиях. Повышение эффективности работы вращающихся барабанов путем обоснования методов для определения параметров центробежного движения частиц по радиальной лопатке во вращающемся барабане, которые позволят установить рациональные значения угловой скорости и конструктивные параметры вращающихся барабанов, требует дальнейшего совершенствования.

Для обобщения проведенных исследований целесообразно получить решение дифференциального уравнения, описывающего движение частиц по радиальным лопастям вращающегося барабана с учетом сопротивления среды. В этом случае на частицу действуют центробежная сила инерции, кориолисова сила инерции, сила тяжести, сила трения из-за сопротивлению воздуха, которая прижимает частицу к лопатке, а также сила сопротивления воздуха, которая противодействует движению частицы в радиальном направлении. При этом коэффициент пропорциональности, определяющий силу сопротивления среды, которая направлена противоположно направлению скорости движения частиц и пропорциональна скорости движения частицы в первой степени, принят для случая, когда воздух обтекает частицы ламинарным потоком при числах Рейнольдса меньше 5.

Полученное решение дифференциального уравнения, определяет параметры движения частицы по радиальной лопатке вращающегося барабана с учетом сопротивления среды, позволяет установить радиальное перемещение и относительную скорость движения частицы по лопатке, а также значения постоянных величин дифференциального уравнения.

Ключевые слова: барабан, радиальная лопатка, движение частицы

ANALYSIS IN PARTICLE MOTION RADYALNYM BLADES VRASCHAYUSCHEHOSYA DRUM C RESISTANCE ACCOUNTING ENVIRONMENT

G. A. Golub, O. A. Marus, Ya. D. Yarosh

Abstract. *Devices for mixing through rotating drum with high quality and so stirring is becoming more common in the development process of drying of agricultural products and materials, biotechnology fermentation of biomass under aerobic and anaerobic conditions. Increasing efficiency by rotating drums grounding methods for determining the parameters of centrifugal movement of particles along the radial blade in rotating drum that will establish rational values of angular velocity and design parameters of rotating drums needs further improvement.*

To summarize the studies expedient to obtain the solution of differential equations describing the motion of particles in radial blades rotating drum support given environment. In this case, a piece of acting centrifugal force of inertia, Coriolis force of inertia, gravity, friction due to air resistance, which presses the piece to the blade, and the force of air resistance which counteracts the movement of particles in the radial direction. The coefficient of proportionality, which determines the resistance of medium, which is directed opposite direction and velocity of particle is proportional to velocity of particle in first degree, accepted case when air flows around particles laminar flow in smaller Reynolds numbers 5.

The resulting solution of differential equations defining the parameters of a particle on radial blade rotating drum considering to set the resistance of the medium radial displacement and relative velocity of the particle on the blade, and the importance of constant values of differential equations.

Key words: *drum, radial blade, movement of particles*

УДК 620.92

ВИРОБНИЦТВО ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА ІЗ ЗЕРНОВОГО ВОРОХУ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР

Г. А. Голуб, доктор технічних наук
М. Ю. Павленко, В. В. Чуба, кандидати технічних наук
e-mail: maxim_pavlenko@i.ua

Анотація. *Розглянуто питання оцінки сировинної бази для виробництва дизельного біопалива із зернового вороху. Оцінено*

© Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко, В. В. Чуба, 2017

ВИМОГИ ДО ВИРОБНИЦТВА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННИЦТВА

**О. А. Марус, кандидат технічних наук
Г. А. Голуб, доктор технічних наук
e-mail: marus_o@ukr.net**

Анотація. В роботі наведена актуальність і важливість виробництва екологічно безпечної продукції. Аналіз вимог виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва дозволив сформулювати перелік головних вимог, які є невід'ємною складовою такого виробництва, до них відносяться: раціональне використання природних ресурсів; збільшення площ під посів зелених добрив; відновлення та підтримання системи лісосмуг; правильний підбір культур в залежності від якості ґрунтів; планування сівозміни з урахуванням родючості ґрунтів; використання підстилкового ґною із забезпеченням бездефіцитного балансу поживних речовин у ґрунті; попередження та моніторинг хвороб та шкідників; використання посівний матеріал лише вирощений методами органічного землеробства; підбір садивного матеріалу, який є стійким до хвороб та шкідників; здійснювати утилізацію відходів в ході виробництва продукції. До заборон при виробництві відповідної продукції відносять: використання ГМО; виключення застосування різних стимуляторів; виключення обробки іонізуючим випромінюванням сировини; застосування гідропонного виробництва; використання мінеральних азотних добрив; зберігання хімічних засобів захисту рослин. Запропоновані технології виробництва екологічно безпечної продукції з поєднанням в єдину систему сучасних розробок та пропозицій в галузі рослинництва.

Ключові слова: екологічно безпечна продукція, рослинництво, ентомологічний препарат трихограми, мікропрепарат, біодобриво

Постановка проблеми. Останнім часом підвищення врожайності сільськогосподарських культур забезпечується використанням нових сортів та завдяки широкому застосуванню мінеральних добрив, пестицидів, гербіцидів, стимуляторів росту, збільшенню інтенсивності обробітку ґрунту. Це призводить до падіння родючості ґрунтів та вимагає періодичного перегляду і збільшення значень нормативних показників, які характеризують безпечність продуктів харчування.

© О. А. Марус, Г. А. Голуб, 2017

Підвищення урожайності сільськогосподарських культур для фермерських господарств – це головна задача, тому, зрозуміло, що екологічна чистота і безпечність продукції відходить на другорядний план. Виробництво екологічно безпечної продукції може собі дозволити лише господарство, яке має як рослинництво так і тваринництво. Ще одна складова виробництва такої продукції – це відповідний ринок збуту, а саме виробники, насамперед, дитячого харчування і відповідні підрозділи в санаторних зонах.

Проблема зводиться до того, що при переході на виробництво екологічно безпечної продукції необхідно, в першу чергу, відмовлятися від мінеральних і використовувати органічні добрива, в той час, як більшість господарств припинило виробляти продукції тваринництва і перейшло на виробництво лише продукції рослинництва. При виробництві екологічно безпечної продукції, за рахунок збільшення виробничих витрат, зростає також собівартість виробництва.

Аналіз останніх досліджень. При переході на виробництво екологічно безпечної продукції неможливо різко відмовитись від використання хімічних препаратів – це може призвести до значних втрат врожаю, тому що постійне використання хімічних препаратів призводить до повного або часткового знищення ентомофагів та мікроорганізмів, які необхідні при органічному виробництві. Тому потрібен певний період для відтворення необхідної мікрофлори, у зв'язку з цим виконується підбір та оптимізація технологій під обраний курс на біологізацію в залежності від стану ґрунтів. Перехід від інтенсивного виробництва до біологічного повинен бути чітко розпланований і поетапно розписаний на декілька років, в залежності від використовуваних технологій та стану агроєкосистеми.

Згідно з вимогами до виробництва екологічно безпечної продукції постає ряд таких проблем, як: зниження урожайності сільськогосподарських культур до 30 % від можливого потенціалу; збільшення витрат на робочу силу внаслідок додаткового обслуговування техніки з механічного контролю за бур'янами, вирощування проміжних культур та сидератів; збільшення витрат на придбання якісного та природного насінневого матеріалу [1].

Значний внесок у дослідження та обґрунтування технологій виробництва екологічно безпечної продукції зробив відомий вчений професор М. К. Шидула зі своєю науковою школою. Їх роботи були направлені на дослідження ґрунтозахисних технологій виробництва продукції рослинництва. Технологію обробітку ґрунту вони розглядали, у першу чергу, без оранки, застосування якої призводить до стресового стану ґрунтових мікроорганізмів. Тобто в

основі їх ґрунтообробних технологій було застосування мінімального обробітку ґрунту із використанням природніх біологічних законів, які виробила природа та землеробських законів мінімуму і повернення для досягнення закону оптимуму, при якому рослини у найбільшій мірі забезпечуються умовами життя і розвитку [2].

У напрямку виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва виконано ряд наукових досліджень, які спрямовані на виробництво та використання мікробіологічних препаратів. Так робота Теслюка В. В. охоплює питання обробки зерна мікобіологічними препаратами, виготовленими на основі полісахаридів хітину та глюканів трутовика справжнього, а також біотехнології вилучення полісахаридів із клітинної стінки гриба. Ефективність дії препарату після обробки зерна пшениці озимої проти кореневої гнилі становила 73,6 %, а обприскування рослин у період вегетації дозволило затримати розвиток лептоспірозу на 28,6 %, борошнистої роси – на 14,1 % [3].

В роботах Таргоні В. С. пропонується інтегроване використання в сільськогосподарському виробництві альтернативних біотехнологічних операцій як складових сільськогосподарських біоконверсних комплексів. Біоконверсний комплекс базується на використанні інтегрованих у виробничі процеси спеціалізованих техноценозів для максимально можливої з екологічної точки зору біотехнологічної переробки всієї органічної нетоварної біомаси для подальшого повного або часткового повернення перетвореної сировини у виробничі процеси з метою зменшення енергетичних витрат виробництва, повного або часткового усунення негативної дії виробництва на довкілля, санації та відновлення родючості ґрунтів, можливості отримання біологічної продукції [4].

На сьогодні у біологічному захисті рослин проти шкідників застосовується широкий вибір ентомофагів та акарифагів із класу комах. До них відноситься і ентомофаг трихограма. Нами проведені дослідження по покращенню якісних показників ентомологічного препарату трихограми, шляхом визначення оптимальних конструкційно-технологічних параметрів калібратора яєць зернової молі, які призвели до підвищення на 31 % ймовірності добору крупних яєць для подальшого розведення [5]. Ентомологічний біопрепарат трихограми виду *Trichogramma evanescens* Westw., одержаний за допомогою біотехнологічного процесу з використанням пневматичного калібратора яєць зернової молі всі сім поколінь мав І-й клас якості. В той час, як у базовому біотехнологічному процесі без використання пневматичного калібратора, він мав І клас якості лише до четвертого покоління [6].

Отриманий ентомологічний препарат трихограми з покращеними якісними показниками був перевірений в біологічному захисті при вирощуванні кукурудзи на зерно, що дозволило зменшити пошкодження рослин на дослідній ділянці на 48 % у порівнянні з контрольним варіантом [7].

Водночас питання врахування впливу біоенергоконверсії органічної сировини агроєкосистем на можливості забезпечення енергетичної автономності виробництва зі збереженням родючості ґрунтів та виробництвом екологічно безпечної продукції з одночасним підвищенням ефективності виробництва продукції залишається відкритим. З урахуванням загальновідомих закономірностей та результатів досліджень розроблено структурну схему та імітаційну модель диверсифікованого виробництва продукції з біологічною і енергетичною конверсією органічної сировини для 6-пільної сівозміни [8].

Результати останніх наших досліджень показали, що лише поєднання існуючих біологічних методів виробництва екологічно безпечної сільськогосподарської продукції, продукції тваринництва та переробки в єдину технологічну систему дозволить підвищити рівень біологізації продукції, покращити екологічну ситуацію та отримати часткову енергетичну незалежність аграрного виробництва. Сформована концепція виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва і тваринництва дала можливість виділити загальні вимоги до виробництва відповідної продукції. До них належать: оцінка придатності угідь до біологічного виробництва; сертифікація господарств та підприємств; оцінка якості сировини; сертифікація готової продукції; підбір відповідного рецептурного складу та матеріалів для пакування [9]. В Україні сертифікацією підприємств, що виробляють екологічно безпечну продукцію займається ТОВ «Органік стандарт», який для країн, що не є членами Європейського Союзу застосовує стандарт Міжнародних акредитованих органів сертифікації з органічного виробництва і переробки, еквівалентний Постановам Ради (ЄС) № 834/2007, № 889/2008 [10].

Метою досліджень є визначення вимог до виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва.

Результати досліджень. В напрямку виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва на Державному рівні ведеться відповідна робота. Так, 31 серпня 2016 р. була затверджена Постанова Кабінету Міністрів України № 587 «Детальні правила виробництва органічної продукції (сировини) рослинного походження». Дані правила підсилюють застосування загальних правил виробництва органічної продукції рослинництва статтею 18 Закону України «Про

виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини».

Важливою вимогою при виробництві екологічно безпечної продукції є проведення оцінки відповідності даним вимогам, яка проводиться один раз на два роки. А виробники відповідної продукції заносяться до реєстру виробників органічної продукції.

Тож до важливих складових технології виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва необхідно віднести (табл. 1): зважене використання природних ресурсів, в першу чергу тих, що не відновлюються; збільшення площ під посіви на зелене добриво; при виборі культур для посіву необхідно враховувати особливості місцевості та екологічний баланс; впровадження ґрунтоохоронних технологій, що призведе до зменшення антропогенного впливу на ґрунт – одним з таких варіантів вибору технології є застосування Strip-till або No-till; посівний матеріал обов'язково повинен бути отриманий органічним шляхом і мати відповідний сертифікат.

1. Вимоги до виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва (сировини).

Показник	Назва вимоги
Використання ресурсів	Зведення до мінімуму використання ресурсів, що не відновлюються
Біологізація землеробства	Розширення посівів багаторічних трав і використання бактеріальних препаратів
Відновлення та підтримання системи лісосмуг	Відновлення та підтримка системи полезахисних лісосмуг як засобу стабілізації агроландшафтів, що забезпечує збереження екобалансу території та поліпшує продуктивність сільськогосподарських угідь
Екологічний баланс	Урахування місцевого або регіонального екологічного балансу при виборі продукції (сировини) для виробництва
Сівозміна	Чергування культур в сівозміні, підтримання бездефіцитного балансу гумусу і поживних речовин, зниження рівня забур'яненості, запобігати захворюванню рослин та поширенню шкідників, а також захищати ґрунт від ерозії
Стимулятори	Використовувати для стимуляції компостування стійлового гною відповідні рослинні препарати або препарати мікроорганізмів
Використання підстилкового гною	Використовувати підстилковий гній ВРХ і перегній, отриманий від тваринницьких господарств, які є виробниками органічної продукції
Попередження та моніторинг хвороб і шкідників	Проводити попередження та моніторингу хвороб і шкідників, використовувати переважно природних ворогів шкідників та біодинамічних препаратів

Продовження табл. 1

Показник	Назва вимоги
Система удобрення	Система удобрення сільськогосподарських культур повинна бути спрямована на оптимізацію мінерального живлення рослин і відтворення родючості ґрунту, забезпечення бездефіцитного балансу поживних речовин у ґрунті
Впровадження ґрунтоохоронних технологій	Впровадження ґрунтоохоронних технологій вирощування сільськогосподарських культур, які запобігають виникненню у ґрунті ерозійних чи інших деградаційних процесів
Використання насіння	Використовується насіння та садивний матеріал, отримані методом органічного виробництва з відповідною сертифікацією
Стійкість до хвороб	Насіння та садивний матеріал повинні бути стійкими по відношенню до хвороб та шкідників
Добрива	Кількість внесеного з органічними добривами загального азоту не повинна перевищувати 170 кг/га на рік
Утилізація відходів	Необхідно здійснювати утилізацію відходів і побічних продуктів рослинного походження в ході виробництва рослинної продукції
Забруднення	Технології рослинництва повинні попереджати або мінімізувати забруднення навколишнього середовища
Реалізація	Реалізацію продукції потрібно проводити у спеціалізованих магазинах або відділах

2. Існуючі заборони до виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва (сировини).

Показник	Назва вимоги
Використання ГМО	Виключають використання ГМО, похідних ГМО і продуктів, вироблених з ГМО, технологічних добавок, препаратів захисту рослин та покращення ґрунту
Стимулятори	Виключають використання хімічно синтезованих речовин, консервантів, синтезованих (штучних) барвників, гормонів, антибіотиків, ароматизаторів, стабілізаторів, підсилювачів смаку, росту
Іонізуюче випромінювання	Виключають використання іонізуючого випромінювання для обробки органічної сировини або кормів, що використовуються у виробництві органічної продукції
Гідропонне виробництво	Виключають гідропонне виробництво
Добрива	Забороняється використовувати мінеральні азотні добрива
Зберігання засобів захисту рослин	На підрозділах, які займаються виробництвом екологічно безпечної продукції рослинництва, заборонено зберігати будь-які засоби захисту рослин, крім дозволених у використанні

Основні заборони, які необхідно застосовувати при виробництві екологічно безпечної продукції приведені в табл. 2.

Стати на шлях виробництва екологічно-безпечної продукції досить ризиковано і фактично для наших умов це має бути стилем життя.

Одним з варіантів співпраці з колегами є створення кооперативів, що дозволить спільно вирішувати окремо вузькогалузові проблеми з метою отримання додаткового прибутку.

Прикладом такої співпраці може бути взаємовигідне співіснування поруч господарств одні з яких виробляють продукцію рослинництва, а інші – тваринництва.

Виробництво екологічно безпечної продукції рослинництва – це не зменшення використання фунгіцидів, мінеральних добрив та гербіцидів, а повна відмова від хімічної складової та заміна її на біологічну (рис. 1).

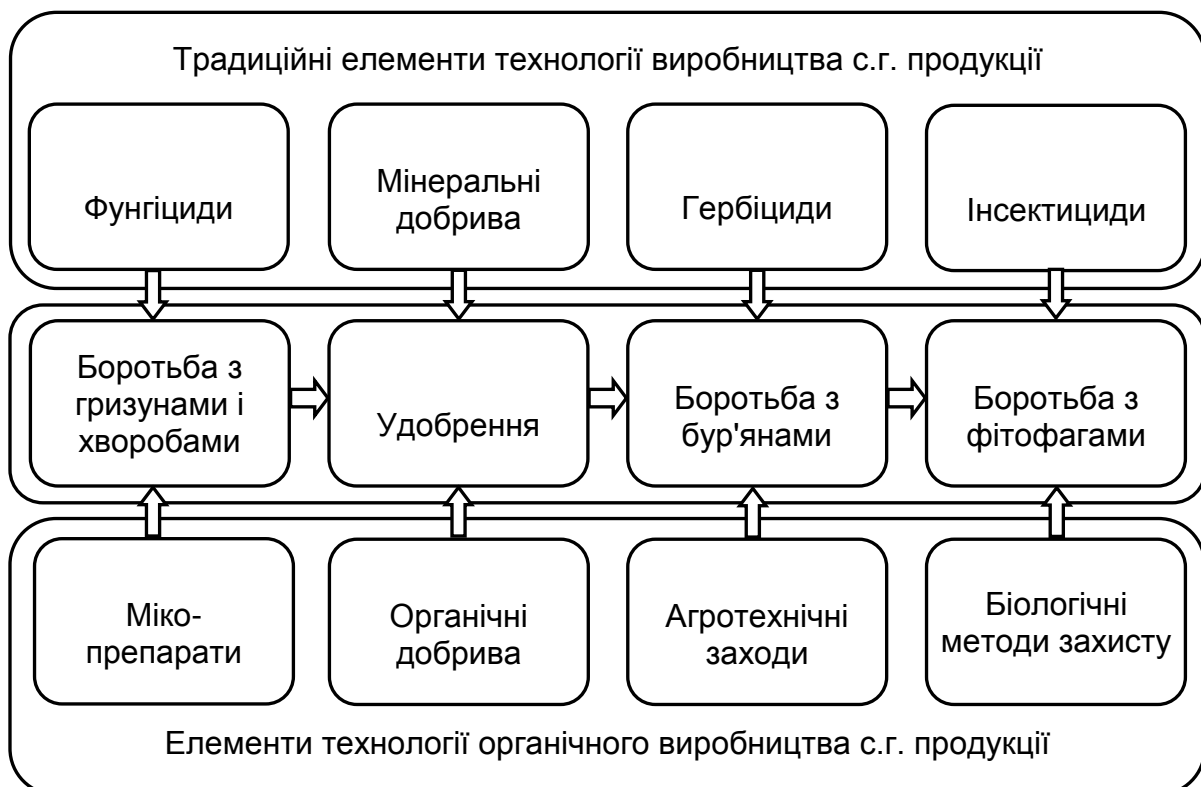


Рис. 1. Елементи технологій виробництва сільськогосподарської продукції.

Дана система охоплює елемент технології виробництва сільськогосподарської продукції в галузі рослинництва, яка дозволяє повністю відмовитись від використання мінеральних добрив та пестицидів і замінити їх на біологічні.

Таким чином фунгіциди необхідно замінити на мікропрепарати, які виготовляється з трутовика звичайного, мінеральні добрива

потрібно замінити на біодобрива, що пройшли процес бродіння в біогазовому реакторі, гербіциди можливо замінити агротехнологічними заходами, а інсектициди в боротьбі з фітофагами замінити на ентомологічні препарати (трихограму, габробракона, золотоочку та ін.).

Висновок. Поєднання існуючих біологічних методів та сучасних розробок в єдину технологічну систему виробництва екологічно безпечної сільськогосподарської продукції дозволить підвищити рівень біологізації продукції, покращити екологічну ситуацію та вийти на Світовий ринок з якісною продукцією.

Список літератури

1. Мала А. В. До питання переходу сільськогосподарських підприємств на органічний спосіб отримання продукції. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ. 2013. Вип. 283 (2). С. 222—226.
2. Шикла М. К., Антонець С. С., Балаєв А. Д. Грунтозахисна біологічна система землеробства в Україні: монографія. Київ. 2000. 388 с.
3. Теслюк В. В. Біотехнологічні основи розробки, виробництва та застосування мікобіопрепаратів для захисту сільськогосподарських культур від хвороб: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора сіл. госп. наук. 03.00.20. Київ. 2012. 40 с.
4. Таргоня В. С. Біотехнологічні основи створення сільськогосподарських біоконверсних комплексів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора сілс. госп. наук. 03.00.20. Київ. 2011. 45 с.
5. Дубровін В. О., Голуб Г. А., Марус О. А. Виробництво ентомологічного препарату трихограми. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ. 2012. Вип. 170. Ч. 2. С. 11—22.
6. Голуб Г. А., Марус О. А. Повышение качественных показателей энтомологического препарата трихограммы и определения экономической эффективности его производства. Motrol. Lublin. 2014. Т. 16. № 3. Р. 41—50.
7. Мельничук М. Д., Григорюк І. П., Ющенко Л. П., Дубровін В. О., Мироненко В. Г., Марус О. А. Основи технології біологічного захисту рослин у сучасному землеробстві. Біоресурси і природокористування. Київ. 2010. Т. 2. № 1. С. 5—11.
8. Голуб Г. А. Енергетична автономність агросистем. Вісник аграрної науки. 2010. № 3. С. 50—54.
9. Голуб Г. А., Марус О. А. Концепція виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва та тваринництва. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ. 2016. Вип. 254. С. 366—377.
10. <http://www.organicstandard.com.ua/ua/services/standards>.

References

1. Mala A. V. (2000). Do pitannya perekhodu sil's'kogospodars'kikh pidpriemstv na organichniy sposib otrimannya produktsii [On the issue of transition farms to organic method of production]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. 283/2. 222-226.
2. Shikula M. K., Antonets' S. S., Balaev A. D. (2000). Ġruntozakhisna biologichna sistema zemlerobstva v Ukraine [Soil saving biological system of agriculture in Ukraine]. Ukraine. Kiev. 388.
3. Teslyuk V. V. (2012). Biotekhnologichni osnovi rozrobki, virobnitstva ta zastosuvannya mikobiopreparativ dlya zakhistu sil's'kogospodars'kikh kul'tur vid khvorob [Biotechnological bases of development, production and application

- fungusbiodrugs to protect crops from disease]. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kiev. 40.
4. Targonya V. S. (2011). Biotehnologichni osnovi stvorenniya sil's'kogospodars'kikh biokonversnikh kompleksiv [Biotechnological basis for the creation of agricultural bioconversion systems]. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kiev. 45.
5. Dubrovin V. O., Golub G. A., Marus O. A. (2012). Virobnitstvo entomologichnogo preparatu trikhogrammy [Features of biotechnological process of production entomological preparation of trichogramma]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 170/2. 11-22.
6. Golub G. A., Marus O. A. (2014). Povyshenie kachestvennykh pokazateley entomologicheskogo preparata trikhogrammy i opredeleniya ekonomicheskoy effektivnosti ego proizvodstva [Quality indexes of drug entomological trichogramma economic and definitions effectiveness of its production]. Motrol. 16 (3). 41-50.
7. Mel'nichuk M. D., Grigoryuk I. P., Yushchenko L. P., Dubrovin V. O., Mironenko V. G., Marus O. A. (2010). Osnovi tekhnologii biologichnogo zakhistu roslin u suchasnomu zemlerobstvi [The basic technology of biological plant protection in modern agriculture]. Life and Environmental Sciences. 2 (1). 5-11.
8. Golub G. A. (2010). Energetichna avtonomnist' agrosistem [Power autonomous of agrosystems]. Journal of Agricultural Science. 3. 50-54.
9. Golub G. A., Marus O. A. (2016). Kontseptsiya virobnitstva ekologichno bezpechnoi produktsii roslinnitstva ta tvarinnitstva [The concept of environmentally sound production of livestock and crop production]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. 254. 366-377.
10. <http://www.organicstandard.com.ua/ua/services/standards>.

ТРЕБОВАНИЯ К ПРОИЗВОДСТВУ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОЙ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

О. А. Марус, Г. А. Голуб

Аннотация. В работе приведена актуальность и важность производства экологически безопасной продукции. Анализ требований производства экологически безопасной продукции растениеводства позволил сформировать перечень главных требований, которые являются неотъемлемой составляющей такого производства, к ним относятся: рациональное использование природных ресурсов; увеличение площадей под посев зеленых удобрений; восстановление и поддержание системы лесополос; правильный подбор культур в зависимости от качества почв; планирование севооборота с учетом плодородия почв; использование подстилочного навоза с обеспечением бездефицитного баланса питательных веществ в почве; предупреждение и мониторинг болезней и вредителей; использование посевного материала только выращенного методами органического земледелия; подбор посадочного материала, который является устойчивым к болезням и вредителям; осуществлять утилизацию отходов в ходе производства продукции. К запретам при производстве соответствующей продукции относятся: использование ГМО;

исключение применения различных стимуляторов; исключения обработки ионизирующим излучением сырья; применение гидропонного производства; использование минеральных азотных удобрений; хранения химических средств защиты растений. Предложенные технологии производства экологически безопасной продукции с объединением в единую систему современных разработок и предложений в области растениеводства.

Ключевые слова: экологически безопасная продукция, растениеводство, энтомологический препарат трихограммы, микропрепарат, биоудобрение

REQUIREMENTS FOR PRODUCTION ENVIRONMENTALLY SOUNDCROP PRODUCTION

O. A. Marus, G. A. Golub

Abstract. *The paper shows the relevance and importance of the production of environmentally safe products. Requirements analysis production of environmentally safe products for crop allowed to form the main requirements that are an integral part of this production, these include: the rational use of natural resources; increasing crop acreage of green fertilizers; restoring and maintaining belts; proper selection of plants depending on soil quality; Planning rotation based soil fertility; use litter manure to providing a balanced balance of nutrients in the soil; prevention and monitoring of diseases and pests; use only seed grown by organic farming; selection of plant material that is resistant to diseases and pests; implement waste management during production. To ban the production of the products include: the use of GMO; exclude the use of various stimulants; exception handling ionizing radiation raw materials; the use of hydroponic production; mineral nitrogen fertilizers; storage of chemical plant protection products. Technology production of environmentally safe products with a combination of a single system and offers modern developments in the field of horticulture is proposed.*

Key words: *environmentally safe products, plant, entomological drug Trichogramma, specimens, bio-fertilizers*

МЕТОДОЛОГІЯ ЗАСТОСУВАННЯ ДЕФЕКТОСКОПІЧНОГО КОНТРОЛЮ ДЛЯ ОЦІНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

**О. В. Войналович, М. М. Мотрич, кандидати технічних наук
e-mail: voynalov@bigmir.net**

Анотація. Запропоновано систематизацію виявлених тріщин за відносними їх розмірами у деталях колісних тракторів, що дозволило розробити методологію визначення умовної ймовірності зруйнування деталей вузлів за даними дефектоскопічного контролю.

В основу досліджень було покладено тезу, що ймовірність виходу з ладу окремих вузлів трактора визначається комплексом наявних тріщин у деталях, що накладає особливі вимоги до періодичності та ретельності проведення дефектоскопічного контролю.

Для прогнозування показників ризику експлуатації мобільних сільськогосподарських машин тривалої експлуатації за наявності дефектів у деталях їх вузлів потрібно проаналізувати алгоритми формування небезпек з врахуванням ймовірнісного характеру накопичення пошкоджень у деталях та елементах конструкцій.

Представлено алгоритм оцінювання справності мобільної сільськогосподарської техніки та порядок проведення технічного обстеження та огляду сільськогосподарської техніки із виявленням експлуатаційного пошкодження засобами дефектоскопії.

Забезпечити надійне виявлення дефектів небезпечного розміру мають портативні дефектоскопи, адаптовані для оперативного діагностування окремих деталей тракторів і ССМ під час технічного обслуговування та ремонту сільськогосподарської техніки. Застосування такого підходу дозволить не лише виявляти експлуатаційні дефекти у деталях вузлів сільськогосподарських агрегатів, а й створити карти обліку дефектності вузлів трактора чи ССМ з метою документалізації динаміки вичерпання їх експлуатаційного ресурсу та оцінювання ймовірності настання аварійних ситуацій внаслідок зруйнування деталей вузлів.

Ключові слова: механізовані процеси, сільське господарство, надійність техніки, аварійні ситуації, дефектоскопія

© О. В. Войналович, М. М. Мотрич, 2017

Поставлення проблеми. Традиційно склалося, що науки, які описують граничний стан функціонування системи «машина-людина-довкілля» (Л-М-Д), здебільшого основну увагу звертають на оцінення технічного стану машини, залишаючи поза увагою аспекти безпосередньої небезпеки для працівників-операторів на механізованих процесах [1]. Якщо ж розглядають питання безпеки працівника, то прогнозування ризику настання аварійних ситуацій, що призводять до нещасних випадків, базується, як правило, на аналізі помилкових дій оператора, без співвіднесення їх із реальним технічним станом машини [2, 3]. Зазначений підхід характерний й для наук у галузі аграрного виробництва [4], зокрема, щодо механізованих сільськогосподарських робіт.

Разом з тим експлуатація тракторів і самохідних сільськогосподарських машин з пошкодженими деталями, наявні тріщини в яких не було виявлено під час технічного огляду чи ремонтних робіт, може призвести до аварійних ситуацій з можливим травмуванням працівників [5]. Ймовірність настання аварійних ситуацій через вичерпання ресурсу роботи деталей чи вузлів сільськогосподарської машини залежить від тривалості експлуатування машини та інтенсивності силового навантаження на окремі деталі агрегату [6].

Аналіз останніх досліджень. У теорії надійності машин дослідження безвідмовності здебільшого обмежується визначенням характеристик зміни станів працездатності та непрацездатності компонентів системи і системи загалом [7]. Як доповнення до цього, у дослідженнях безпеки праці аналізують умови переходу відмов системи в аварії і визначають характеристики цього процесу [8]. Якщо на цій стадії можуть статися аварії у системі, то досліджують ризик подальшої експлуатації машини, щоб визначити наслідки цих аварій та оцінити загрозу життю і здоров'ю людей [9]. В основі таких методологічних підходів закладено тезу, що виробнича аварійна ситуація, що призводить до нещасних випадків, – це випадкова величина, а тому кількісне оцінення наслідків аварійних режимів повинно описуватися ймовірнісними математичними моделями. У той же час ймовірнісні підходи оцінення небезпеки аварійних ситуацій під час експлуатації енергонасичених сільськогосподарських машин, які теж потрібно розглядати як потенційно небезпечні об'єкти, використовували у небагатьох роботах [10, 11].

Мета досліджень. Розроблення методологічних засад кількісного оцінення ризику подальшої експлуатації тракторів та машинно-тракторних агрегатів з практично вичерпаним ресурсом з використанням даних дефектоскопії відповідальних деталей.

Результати досліджень. У більшості робіт, де розглядають питання функціонування математичної моделі системи Л-М-Д у сільськогосподарському виробництві, основний наголос зроблено на надійнісні аспекти мобільної техніки, не розглядаючи потенційні небезпеки для механізаторів та інших працівників, задіяних у виробничому процесі [12]. Разом з тим такі напрямки сучасної методології аналізу системи Л-М-Д, як надійність техніки та охорона праці під час її експлуатації, базуються на однакових ймовірнісних моделях оцінення ризику відмов чи ризику настання нещасних випадків (рис. 1). Тому для оцінення ймовірності настання аварійних ситуацій необхідно залучати розвинені методології теорії надійності, що ґрунтуються на статистиці відмов машини чи устаткування, зокрема отримані за допомогою методів дефектоскопічного контролю, що особливо актуально для прогнозування технічного стану агрегатів тривалої експлуатації.

Досліджуючи ризик настання аварійних ситуацій під час експлуатації тракторів, потрібно насамперед з'ясувати: а) можливі види аварій, зокрема їх загрозу життю і здоров'ю механізаторів чи допоміжних працівників; б) ті частини (вузли і системи) трактора, що можуть спричинити аварії та нещасні випадки; в) межі дослідження (обмежити кількість проконтрольованих деталей).

Аварії на виробництві класифікують відповідно до характеру їх наслідків: а) ті, якими можна знехтувати; б) наслідки яких перебувають на допустимій межі; в) з критичними наслідками; г) з катастрофічними наслідками. Ця класифікація аварій не є у повній мірі адекватною щодо небезпеки виконання механізованих робіт у сільському господарстві. Так, катастрофічними наслідками можуть характеризуватися пожежі під час жнив чи аварійні ситуації на дорогах за участі іншої мобільної техніки. Разом з тим, нехтування незначними дефектами у деталях сільськогосподарських мобільних машин може призвести до важких наслідків як через відсутність систем ідентифікації чи контролю небезпек на сільськогосподарській техніці, так і внаслідок специфіки виконання робіт у рослинництві чи тваринництві.

Більш прийнятною для сільського господарства є класифікація відмов за рівнями значущості:

- категорія 1 – відмови можуть призвести до ризику для людського життя;
- категорія 2 – відмови можуть призвести до невдачі, невиконання поставленої задачі;
- категорія 3 – відмови можуть призвести до невчасного виконання роботи або до втрати оперативної готовності (вкрай актуально з огляду на сезонність сільськогосподарського виробництва);

- категорія 4 – відмови призводять до додаткових робіт з технічного обслуговування.

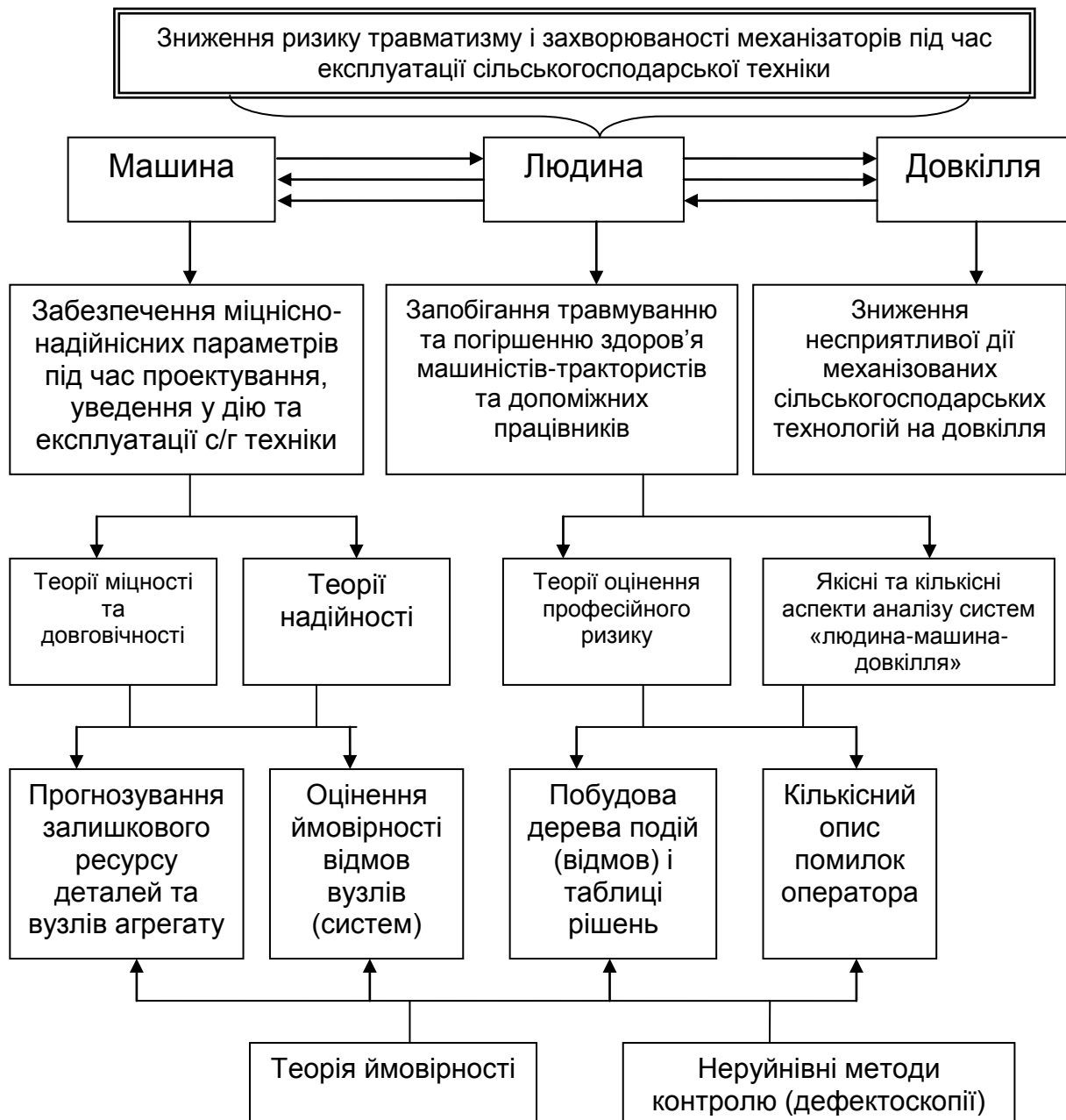


Рис. 1. Засади методології зниження ризику травматизму і захворюваності механізаторів під час експлуатації сільськогосподарської техніки.

Для виконання механізованих сільськогосподарських робіт неприйнятним є простоювання техніки через відмови під час сівби, жнив та інших сезонних робіт, які потрібно виконати у вкрай стислі терміни. Тому ремонтні роботи часто проводять у польових умовах, за відсутності спеціального інструменту, кваліфікованих ремонтників, з порушенням нормативів безпеки праці. Через це для

сільськогосподарського виробництва категорії відмов 2 і 3 теж становлять загрозу для життя і здоров'я працівників, задіяних на ремонтних роботах.

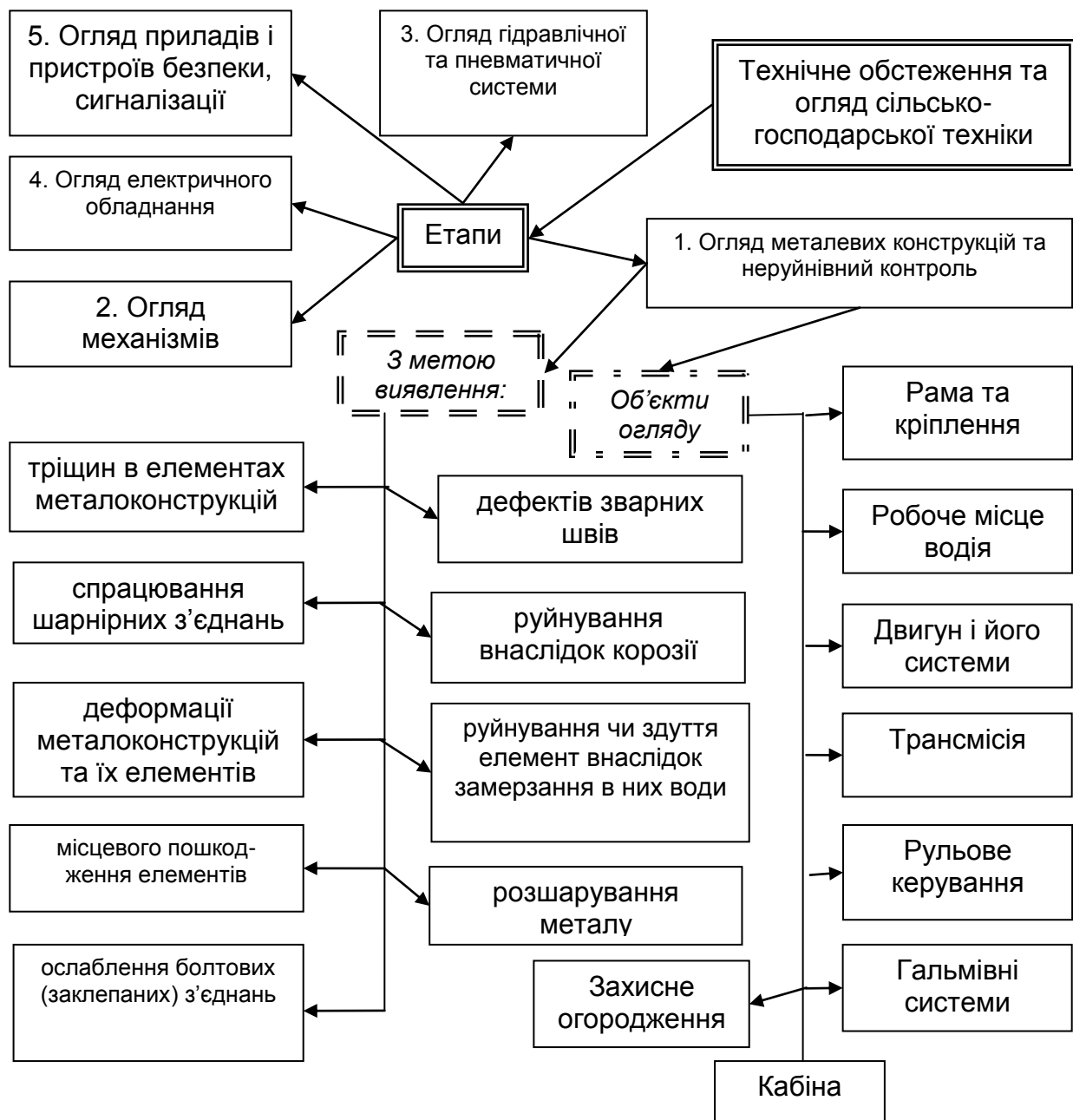


Рис. 2. Порядок проведення технічного обстеження та огляду сільськогосподарської техніки

Про це свідчить той факт, що у сільськогосподарському виробництві загальний (несмертельний) травматизм на ремонтних роботах становить майже половину від загального травматизму в галузі [13]. Із збільшенням термінів експлуатації сільськогосподарської техніки обсяг ремонтних робіт буде зростати.



Рис. 3. Блок-схема створення аварійних ситуацій через зруйнування деталей рульового керування трактора МТЗ-80.

Алгоритм проведення технічного обстеження та огляду мобільної сільськогосподарської техніки представлено на рис. 2 у вигляді блок-схеми, де особливу увагу звернуто на виявлення експлуатаційних та технологічних дефектів. В основу досліджень було покладено тезу, що ймовірність виходу з ладу окремих вузлів трактора визначається комплексом наявних тріщин у деталях, що накладає особливі вимоги до періодичності та ретельності проведення дефектоскопічного контролю. Разом з тим достовірність прогнозу безпосередньо залежить від якості отриманої інформації про наявність дефектів у відповідальних деталях та елементах конструкцій таких об'єктів. Запропонований підхід не суперечить методикам статистичного оцінення ймовірності безвідмовної роботи сільськогосподарської техніки, розроблених іншими авторами.

У даній роботі, щоб конкретизувати об'єкти дефектоскопічного контролю та звужити поле виявлення тріщин, наявні деталі окремих вузлів трактора було виокремлено на кілька категорій: 1) високонапружені деталі з високою ймовірністю зруйнування; 2) деталі, технічних стан яких зумовлено сукупною дією силових чинників з агресивними умовами докiлля; 3) деталі, що зазнають малої пошкоджуваної дії; 4) деталі, в яких пошкодження виявляють лише візуально (дрiбні, неметалеві тощо). У рамках запропонованої методології дефектоскопічного контролю сільськогосподарських машин не було враховано потенційну тріщинонебезпечність та пошкоджуваність третьої і четвертої категорії деталей: кріпильних, гумових, неметалевих тощо. Блок-схему створення аварійних ситуацій через зруйнування деталей рульового керування трактора МТЗ-80 представлено на рис. 3. На блок-схемі вказано деталі рульового керування, які підлягають дефектоскопічному контролю.

Тупінь небезпечності поширення тріщин у деталях та елементах конструкцій суттєво залежить від розмірів перерізу деталі (елемента конструкції), де виникла і розвивається тріщина. Для розрахунку ступеню небезпеки зруйнування деталі застосовують методи механіки руйнування, а для виокремлення деталей виявлених тріщин у діапазони за їх відносною довжиною у даній роботі було реалізовано наближений підхід. Згідно з ним деталі вузлів трактора МТЗ-80 розглядали як деталі малого, середнього і великого розміру.

Так, відповідно до застосованої градації до деталей малого розміру належать: сошка, поворотний важіль, серга, гайка, кульковий палець, болти клемові, стопорний штифт, вкладень ступиці, ступиця, болт, кришка гвинта, регулювальний гвинт.

До деталей середнього розміру рульового керування належать: рульова колонка (вал), корпус гідропідсилювача рульового керування, середній вал, проміжний вал, передній вал, наконечник рульової тяги, вісь регулювального гвинта, карданні шарніри, стійка, проміжна опора, шліцева втулка, штифт, права стінка стійки, черв'як, сектор, рейка, шток, поршень.

До деталей великого розміру рульового керування належать: висувна труба, кронштейни, піввісь, труба рульової колонки, рульовий вал, поворотний вал.

Забезпечити надійне виявлення дефектів небезпечного розміру мають портативні дефектоскопи, адаптовані для оперативного діагностування окремих деталей тракторів і ССМ під час технічного обслуговування та ремонту сільськогосподарської техніки. Застосування такого підходу дозволить не лише виявляти

експлуатаційні дефекти у деталях вузлів сільськогосподарських агрегатів, а й створити карти обліку дефектності вузлів трактора чи ССМ з метою документалізації динаміки вичерпання їх експлуатаційного ресурсу та оцінення ймовірності настання аварійних ситуацій внаслідок зруйнування деталей вузлів.

Разом з тим своєчасне виявлення дефектів у деталях сільськогосподарських машин є лише першим етапом оцінення небезпеки. Для прогнозування показників ризику експлуатації мобільних сільськогосподарських машин тривалої експлуатації за наявності дефектів у деталях їх вузлів потрібно проаналізувати алгоритми формування небезпек з врахуванням ймовірнісного характеру накопичення пошкоджень у деталях та елементах конструкцій.

Висновки

Запропоновано систематизацію виявлених тріщин за відносними розмірами у деталях сільськогосподарських машин, що дозволило розробити методологію визначення умовної ймовірності зруйнування деталей вузлів мобільних сільськогосподарських машин за даними дефектоскопічного контролю.

До Настанов з технічного обслуговування та проведення ремонтів мобільної сільськогосподарської техніки необхідно внести вимоги щодо інструментального (за допомогою портативних дефектоскопів) виявлення тріщин небезпечних розмірів у деталях вузлів, а візуальний контроль розглядати як недостатній.

Список літератури

1. Новицкий А. В. Исследование динамики изменения показателей надежности сложной системы «Человек – Машина». Сборник научных трудов «SWorld». 2015. Т. 6. Вып. 1 (38). С. 74—78.
2. Хенлі Е., Кумamoto Х. Надійнісне проектування технічних систем і оцінка ризику. Київ. 1987. 544 с.
3. Ткаченко И. А. Моделирование количественных характеристик неблагоприятных событий на производстве в транспортной отрасли Украины. Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Харьков. 2012. Вып. 59. С. 138—141.
4. Дубинин Е. А., Полянский А. С., Задорожня В. В., Костенко А. Ю. Повышение безопасности использования мобильных машин путём контроля предельных углов наклона. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 148. С. 449—454.
5. Voinalovych O. V., Motrich M. M. Control of the technical state of agricultural aggregates by facilities of fault detection. Mechanization in agriculture. 2015. Year LXI. Bulgaria. P. 29—31.
6. Рубльов В. І. Вплив стадій життєвого циклу на технічний стан сільгосптехніки. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. 2000. Т. IX. С. 79—83.
7. Раскин Л. Г., Мельников И. В. Методика расчета надежностных показателей гусеничных машин с учетом условий их эксплуатации. Вестник Харьковского

государственного политехнического университета. Системный анализ, управление и информационные технологии. 1999. Вып. 57. С. 50—52.

8. Зінчук М. Дослідження зміни рівня безпечності технічних засобів для сільськогосподарського виробництва в процесі експлуатації. Техніка і технології АПК. 2012. № 5 (32). С. 25—27.

9. Гнатюк О. А. Формалізація процесів, що призводять до виникнення небажаних подій (явищ) при експлуатації машинно-тракторних агрегатів (МТА) та їх логічна експертиза. Вісник Харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 59. Т. 1. С. 454—459.

10. Гнатюк О., Покутний А., Билько Т. Применение вероятностного анализа для оценки риска травмирования механизаторов агропромышленного комплекса. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszów. 2014. Vol. 16. № 3. P. 144—151.

11. Лехман С. Д. Оцінка індивідуального ризику на стадії проектування та випробування сільськогосподарської техніки. Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин. Тернопіль. 2004. С. 501—506.

12. Рябинин И. А. Соотношение свойств надежность-живучесть и аварийность-безопасность. Теория и информационная технология моделирования безопасности сложных систем. Санкт-Петербург. 1994. Вып. 4. С. 3—15.

13. Шкрабак В. С., Баранов Ю. Н., Пантюхин А. И. Прогнозирование опасности и риска травмирования работников АПК. Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. 2010. Вип. 37. С. 449—454.

References

1. Novitsky A. V. (2015). Study of the dynamics of changes in indicators of reliability of complex system "Man – Machine". Collection of scientific works "SWorld". Vol. 6. Vol. 1 (38). 74-78.

2. E. Henley, H. Kumamoto (1987). Nadinne design of technical systems and risk assessment. Kiev. 544.

3. Tkachenko S. A. (2012). Modeling of the quantitative characteristics of adverse events in manufacturing in the transport industry of Ukraine. Bulletin of Kharkov national automobile and highway University. Kharkov. Vol. 59. 138-141.

4. Dubinin E. A., Polyanskiy A. S., Zadorozhnyaya V. V., Kostenko A. Yu. (2014). Improving the security of using mobile machines by monitoring the limit angles. Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 148. 449-454.

5. Voinalovych O. V., Motrich M. M. (2015). Control of the technical state of agricultural aggregates by facilities of fault detection. Mechanization in agriculture. Year LXI. Bulgaria. 29-31.

6. Rublyov V. I. (2000). Influence of the stages of the life cycle on the technical condition of agricultural machinery. Mechanization of agricultural production. Kiev. T. IX. P. 79-83.

7. Raskin L. G., Melnikov I. V. (1999). Method of calculation of reliability indicators of tracked vehicles with regard to the conditions of their operation. Vestnik of Kharkov state Polytechnic University. System analysis, management and information technology. Vol. 57. 50-52.

8. Zinchuk N. (2012). The study of changes in the level of security of technical means for agricultural production in the process of exploitation. Equipment and technologies for agriculture. No. 5 (32). 25-27.

9. Gnatyuk A. A. (2007). Formalization of processes leading to the occurrence of undesirable events (phenomena) in the operation of machine-tractor aggregates (MTA)

and their logical expertise. Bulletin of Kharkov National technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 59. Vol. 1. 454-459.

10. Gnatyuk A., Pokutny A., Bilko T. (2014). Application of probabilistic analysis to assess the risk of injury to operators of the agro-industrial complex. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszów. Vol. 16. No. 3. 144-151.

11. Lehman S. D. (2004). Evaluation of individual risk at the design stage and testing of agricultural machinery. Dynamics, durability and reliability of agricultural machines. Ternopil. 501-506.

12. Ryabinin S. A. (1994). Correlation properties of the reliability-survivability and accident rate-safety. Theory and information technology of modelling of safety of complex systems. Saint-Petersburg. Vol. 4. 3-15.

13. Shkrabak V. S., Baranov Yu. N., Pantyukhin A. S. (2010). Prediction of hazard and risk of injury to workers in the agricultural sector. Bulletin of the Odessa state Academy of construction and architecture. Vol. 37. 449-454.

МЕТОДОЛОГИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕФЕКТОСКОПИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

А. В. Войналович, М. Н. Мотрич

Аннотация. Предложена систематизация обнаруженных трещин по относительным их размерам в деталях колесных тракторов, что позволило разработать методологию определения условной вероятности разрушения деталей узлов по данным дефектоскопического контроля.

В основу исследований был положен тезис, что вероятность выхода из строя отдельных узлов трактора определяется комплексом имеющихся трещин в деталях, что накладывает особые требования к периодичности и тщательности проведения дефектоскопического контроля.

Для прогнозирования показателей риска эксплуатации мобильных сельскохозяйственных машин длительной эксплуатации при наличии дефектов в деталях их узлов нужно проанализировать алгоритмы формирования опасностей с учетом вероятностного характера накопления повреждений в деталях и элементах конструкций.

Представлен алгоритм оценки исправности мобильной сельскохозяйственной техники и порядок проведения технического обследования и осмотра сельскохозяйственной техники с выявлением эксплуатационного повреждения средствами дефектоскопии.

Обеспечить надежное обнаружение дефектов опасного размера должны портативные дефектоскопы, адаптированные для оперативной диагностики отдельных деталей тракторов и ССМ при техническом обслуживании и ремонте

сельскохозяйственной техники. Применение такого подхода позволит не только находить эксплуатационные дефекты в деталях узлов сельскохозяйственных агрегатов, но и создать карты учета дефектности узлов трактора или ССМ с целью документализации динамики истощения их эксплуатационного ресурса и оценки вероятности аварийных ситуаций вследствие разрушения деталей узлов.

Ключевые слова: механизированные процессы, сельское хозяйство, надежность техники, аварийные ситуации, дефектоскопия

METHODOLOGY OF DEFECTOSCOPIC MONITORING FOR ASSESS DANGER OF WORKING OF WHEELED TRACTORS

O. V. Voynalovych, M. M. Motrich

Abstract. *The systematization of the detected cracks by their relative sizes in the details of wheeled tractors is proposed, which made it possible to develop a methodology for determining the conditional probability of fracture of details of units according to the data of flaw detection.*

The research was based on the thesis that the probability of failure of individual tractor units is determined by the complex of existing cracks in detail, which imposes special requirements on the frequency and thoroughness of carrying out the flaw detection.

To predict the risk indicators for the operation of mobile agricultural machines for long-term operation, in the presence of defects in the details of their nodes, it is necessary to analyze the algorithms for the formation of hazards taking into account the probabilistic nature of the accumulation of damages in parts and structural elements.

An algorithm for estimating the serviceability of mobile agricultural machinery and the procedure for carrying out technical inspection of agricultural machinery with detection of operational damage by means of flaw detection are presented.

To ensure reliable detection of dangerous size defects during maintenance and repair of agricultural machinery, it is necessary to use portable flaw detectors adapted for operational diagnostics of individual details of tractor and other mobile agricultural machines. The application of this approach will allow not only to find operational defects in the details of units of agricultural aggregates, but also create maps of the defectiveness of details with the purpose of documenting the dynamics of exhaustion of their service life and estimating the probability of emergency situations due to the destruction of parts of the nodes.

Key words: mechanized agriculture, reliability engineering, accidents, destructive testing

МЕТОДОЛОГІЯ ЗАСТОСУВАННЯ ДЕФЕКТОСКОПІЧНОГО КОНТРОЛЮ ДЛЯ ОЦІНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

**О. В. Войналович, М. М. Мотрич, кандидати технічних наук
e-mail: voynalov@bigmir.net**

Анотація. Запропоновано систематизацію виявлених тріщин за відносними їх розмірами у деталях колісних тракторів, що дозволило розробити методологію визначення умовної ймовірності зруйнування деталей вузлів за даними дефектоскопічного контролю.

В основу досліджень було покладено тезу, що ймовірність виходу з ладу окремих вузлів трактора визначається комплексом наявних тріщин у деталях, що накладає особливі вимоги до періодичності та ретельності проведення дефектоскопічного контролю.

Для прогнозування показників ризику експлуатації мобільних сільськогосподарських машин тривалої експлуатації за наявності дефектів у деталях їх вузлів потрібно проаналізувати алгоритми формування небезпек з врахуванням ймовірнісного характеру накопичення пошкоджень у деталях та елементах конструкцій.

Представлено алгоритм оцінювання справності мобільної сільськогосподарської техніки та порядок проведення технічного обстеження та огляду сільськогосподарської техніки із виявленням експлуатаційного пошкодження засобами дефектоскопії.

Забезпечити надійне виявлення дефектів небезпечного розміру мають портативні дефектоскопи, адаптовані для оперативного діагностування окремих деталей тракторів і ССМ під час технічного обслуговування та ремонту сільськогосподарської техніки. Застосування такого підходу дозволить не лише виявляти експлуатаційні дефекти у деталях вузлів сільськогосподарських агрегатів, а й створити карти обліку дефектності вузлів трактора чи ССМ з метою документалізації динаміки вичерпання їх експлуатаційного ресурсу та оцінювання ймовірності настання аварійних ситуацій внаслідок зруйнування деталей вузлів.

Ключові слова: механізовані процеси, сільське господарство, надійність техніки, аварійні ситуації, дефектоскопія

© О. В. Войналович, М. М. Мотрич, 2017

Поставлення проблеми. Традиційно склалося, що науки, які описують граничний стан функціонування системи «машина-людина-довкілля» (Л-М-Д), здебільшого основну увагу звертають на оцінення технічного стану машини, залишаючи поза увагою аспекти безпосередньої небезпеки для працівників-операторів на механізованих процесах [1]. Якщо ж розглядають питання безпеки працівника, то прогнозування ризику настання аварійних ситуацій, що призводять до нещасних випадків, базується, як правило, на аналізі помилкових дій оператора, без співвіднесення їх із реальним технічним станом машини [2, 3]. Зазначений підхід характерний й для наук у галузі аграрного виробництва [4], зокрема, щодо механізованих сільськогосподарських робіт.

Разом з тим експлуатація тракторів і самохідних сільськогосподарських машин з пошкодженими деталями, наявні тріщини в яких не було виявлено під час технічного огляду чи ремонтних робіт, може призвести до аварійних ситуацій з можливим травмуванням працівників [5]. Ймовірність настання аварійних ситуацій через вичерпання ресурсу роботи деталей чи вузлів сільськогосподарської машини залежить від тривалості експлуатування машини та інтенсивності силового навантаження на окремі деталі агрегату [6].

Аналіз останніх досліджень. У теорії надійності машин дослідження безвідмовності здебільшого обмежується визначенням характеристик зміни станів працездатності та непрацездатності компонентів системи і системи загалом [7]. Як доповнення до цього, у дослідженнях безпеки праці аналізують умови переходу відмов системи в аварії і визначають характеристики цього процесу [8]. Якщо на цій стадії можуть статися аварії у системі, то досліджують ризик подальшої експлуатації машини, щоб визначити наслідки цих аварій та оцінити загрозу життю і здоров'ю людей [9]. В основі таких методологічних підходів закладено тезу, що виробнича аварійна ситуація, що призводить до нещасних випадків, – це випадкова величина, а тому кількісне оцінення наслідків аварійних режимів повинно описуватися ймовірнісними математичними моделями. У той же час ймовірнісні підходи оцінення небезпеки аварійних ситуацій під час експлуатації енергонасичених сільськогосподарських машин, які теж потрібно розглядати як потенційно небезпечні об'єкти, використовували у небагатьох роботах [10, 11].

Мета досліджень. Розроблення методологічних засад кількісного оцінення ризику подальшої експлуатації тракторів та машинно-тракторних агрегатів з практично вичерпаним ресурсом з використанням даних дефектоскопії відповідальних деталей.

Результати досліджень. У більшості робіт, де розглядають питання функціонування математичної моделі системи Л-М-Д у сільськогосподарському виробництві, основний наголос зроблено на надійнісні аспекти мобільної техніки, не розглядаючи потенційні небезпеки для механізаторів та інших працівників, задіяних у виробничому процесі [12]. Разом з тим такі напрямки сучасної методології аналізу системи Л-М-Д, як надійність техніки та охорона праці під час її експлуатації, базуються на однакових ймовірнісних моделях оцінення ризику відмов чи ризику настання нещасних випадків (рис. 1). Тому для оцінення ймовірності настання аварійних ситуацій необхідно залучати розвинені методології теорії надійності, що ґрунтуються на статистиці відмов машини чи устаткування, зокрема отримані за допомогою методів дефектоскопічного контролю, що особливо актуально для прогнозування технічного стану агрегатів тривалої експлуатації.

Досліджуючи ризик настання аварійних ситуацій під час експлуатації тракторів, потрібно насамперед з'ясувати: а) можливі види аварій, зокрема їх загрозу життю і здоров'ю механізаторів чи допоміжних працівників; б) ті частини (вузли і системи) трактора, що можуть спричинити аварії та нещасні випадки; в) межі дослідження (обмежити кількість проконтрольованих деталей).

Аварії на виробництві класифікують відповідно до характеру їх наслідків: а) ті, якими можна знехтувати; б) наслідки яких перебувають на допустимій межі; в) з критичними наслідками; г) з катастрофічними наслідками. Ця класифікація аварій не є у повній мірі адекватною щодо небезпеки виконання механізованих робіт у сільському господарстві. Так, катастрофічними наслідками можуть характеризуватися пожежі під час жнив чи аварійні ситуації на дорогах за участі іншої мобільної техніки. Разом з тим, нехтування незначними дефектами у деталях сільськогосподарських мобільних машин може призвести до важких наслідків як через відсутність систем ідентифікації чи контролю небезпек на сільськогосподарській техніці, так і внаслідок специфіки виконання робіт у рослинництві чи тваринництві.

Більш прийнятною для сільського господарства є класифікація відмов за рівнями значущості:

- категорія 1 – відмови можуть призвести до ризику для людського життя;
- категорія 2 – відмови можуть призвести до невдачі, невиконання поставленої задачі;
- категорія 3 – відмови можуть призвести до невчасного виконання роботи або до втрати оперативної готовності (вкрай актуально з огляду на сезонність сільськогосподарського виробництва);

- категорія 4 – відмови призводять до додаткових робіт з технічного обслуговування.

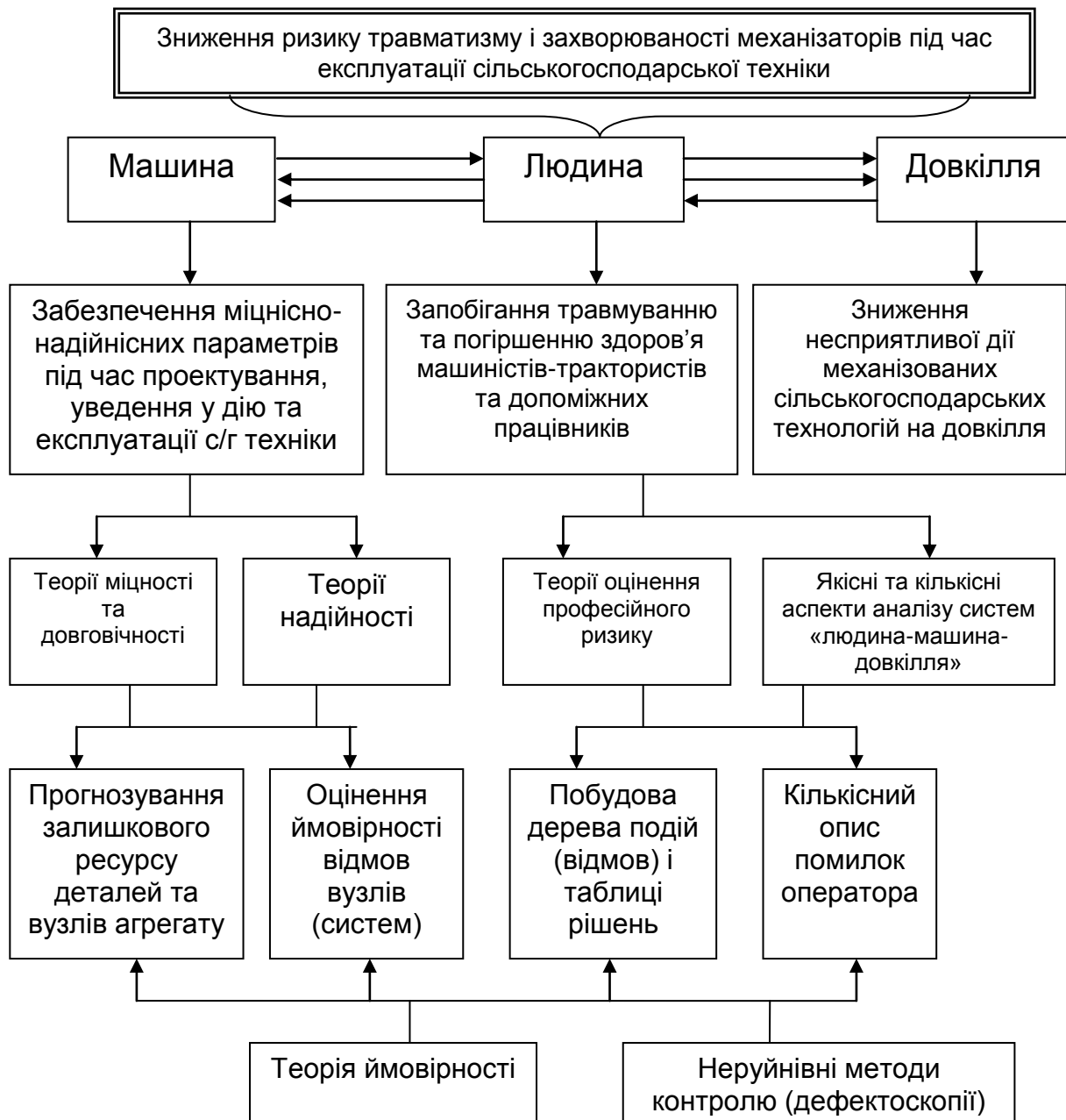


Рис. 1. Засади методології зниження ризику травматизму і захворюваності механізаторів під час експлуатації сільськогосподарської техніки.

Для виконання механізованих сільськогосподарських робіт неприйнятним є простоювання техніки через відмови під час сівби, жнив та інших сезонних робіт, які потрібно виконати у вкрай стислі терміни. Тому ремонтні роботи часто проводять у польових умовах, за відсутності спеціального інструменту, кваліфікованих ремонтників, з порушенням нормативів безпеки праці. Через це для

сільськогосподарського виробництва категорії відмов 2 і 3 теж становлять загрозу для життя і здоров'я працівників, задіяних на ремонтних роботах.

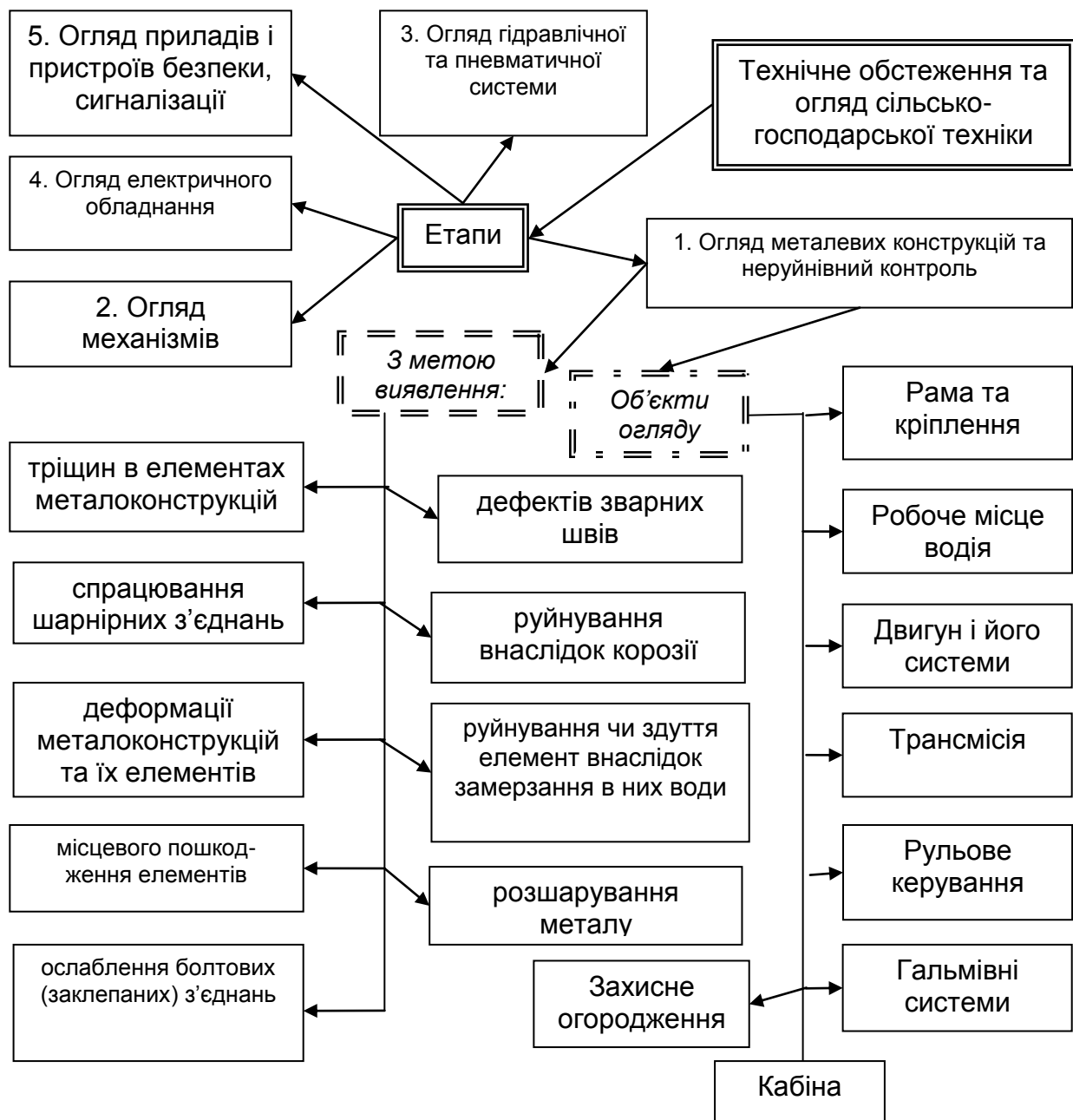


Рис. 2. Порядок проведення технічного обстеження та огляду сільськогосподарської техніки

Про це свідчить той факт, що у сільськогосподарському виробництві загальний (несмертельний) травматизм на ремонтних роботах становить майже половину від загального травматизму в галузі [13]. Із збільшенням термінів експлуатації сільськогосподарської техніки обсяг ремонтних робіт буде зростати.



Рис. 3. Блок-схема створення аварійних ситуацій через зруйнування деталей рульового керування трактора МТЗ-80.

Алгоритм проведення технічного обстеження та огляду мобільної сільськогосподарської техніки представлено на рис. 2 у вигляді блок-схеми, де особливу увагу звернуто на виявлення експлуатаційних та технологічних дефектів. В основу досліджень було покладено тезу, що ймовірність виходу з ладу окремих вузлів трактора визначається комплексом наявних тріщин у деталях, що накладає особливі вимоги до періодичності та ретельності проведення дефектоскопічного контролю. Разом з тим достовірність прогнозу безпосередньо залежить від якості отриманої інформації про наявність дефектів у відповідальних деталях та елементах конструкцій таких об'єктів. Запропонований підхід не суперечить методикам статистичного оцінення ймовірності безвідмовної роботи сільськогосподарської техніки, розроблених іншими авторами.

У даній роботі, щоб конкретизувати об'єкти дефектоскопічного контролю та звужити поле виявлення тріщин, наявні деталі окремих вузлів трактора було виокремлено на кілька категорій: 1) високонапружені деталі з високою ймовірністю зруйнування; 2) деталі, технічних стан яких зумовлено сукупною дією силових чинників з агресивними умовами довкілля; 3) деталі, що зазнають малої пошкоджуваної дії; 4) деталі, в яких пошкодження виявляють лише візуально (дрібні, неметалеві тощо). У рамках запропонованої методології дефектоскопічного контролю сільськогосподарських машин не було враховано потенційну тріщинонебезпечність та пошкоджуваність третьої і четвертої категорії деталей: кріпильних, гумових, неметалевих тощо. Блок-схему створення аварійних ситуацій через зруйнування деталей рульового керування трактора МТЗ-80 представлено на рис. 3. На блок-схемі вказано деталі рульового керування, які підлягають дефектоскопічному контролю.

Тупінь небезпечності поширення тріщин у деталях та елементах конструкцій суттєво залежить від розмірів перерізу деталі (елемента конструкції), де виникла і розвивається тріщина. Для розрахунку ступеню небезпеки зруйнування деталі застосовують методи механіки руйнування, а для виокремлення деталей виявлених тріщин у діапазони за їх відносною довжиною у даній роботі було реалізовано наближений підхід. Згідно з ним деталі вузлів трактора МТЗ-80 розглядали як деталі малого, середнього і великого розміру.

Так, відповідно до застосованої градації до деталей малого розміру належать: сошка, поворотний важіль, серга, гайка, кульковий палець, болти клемові, стопорний штифт, вкладень ступиці, ступиця, болт, кришка гвинта, регулювальний гвинт.

До деталей середнього розміру рульового керування належать: рульова колонка (вал), корпус гідропідсилювача рульового керування, середній вал, проміжний вал, передній вал, наконечник рульової тяги, вісь регулювального гвинта, карданні шарніри, стійка, проміжна опора, шліцева втулка, штифт, права стінка стійки, черв'як, сектор, рейка, шток, поршень.

До деталей великого розміру рульового керування належать: висувна труба, кронштейни, піввісь, труба рульової колонки, рульовий вал, поворотний вал.

Забезпечити надійне виявлення дефектів небезпечного розміру мають портативні дефектоскопи, адаптовані для оперативного діагностування окремих деталей тракторів і ССМ під час технічного обслуговування та ремонту сільськогосподарської техніки. Застосування такого підходу дозволить не лише виявляти

експлуатаційні дефекти у деталях вузлів сільськогосподарських агрегатів, а й створити карти обліку дефектності вузлів трактора чи ССМ з метою документалізації динаміки вичерпання їх експлуатаційного ресурсу та оцінення ймовірності настання аварійних ситуацій внаслідок зруйнування деталей вузлів.

Разом з тим своєчасне виявлення дефектів у деталях сільськогосподарських машин є лише першим етапом оцінення небезпеки. Для прогнозування показників ризику експлуатації мобільних сільськогосподарських машин тривалої експлуатації за наявності дефектів у деталях їх вузлів потрібно проаналізувати алгоритми формування небезпек з врахуванням ймовірнісного характеру накопичення пошкоджень у деталях та елементах конструкцій.

Висновки

Запропоновано систематизацію виявлених тріщин за відносними розмірами у деталях сільськогосподарських машин, що дозволило розробити методологію визначення умовної ймовірності зруйнування деталей вузлів мобільних сільськогосподарських машин за даними дефектоскопічного контролю.

До Настанов з технічного обслуговування та проведення ремонтів мобільної сільськогосподарської техніки необхідно внести вимоги щодо інструментального (за допомогою портативних дефектоскопів) виявлення тріщин небезпечних розмірів у деталях вузлів, а візуальний контроль розглядати як недостатній.

Список літератури

1. Новицкий А. В. Исследование динамики изменения показателей надежности сложной системы «Человек – Машина». Сборник научных трудов «SWorld». 2015. Т. 6. Вып. 1 (38). С. 74—78.
2. Хенлі Е., Кумамото Х. Надійнісне проектування технічних систем і оцінка ризику. Київ. 1987. 544 с.
3. Ткаченко И. А. Моделирование количественных характеристик неблагоприятных событий на производстве в транспортной отрасли Украины. Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Харьков. 2012. Вып. 59. С. 138—141.
4. Дубинин Е. А., Полянский А. С., Задорожня В. В., Костенко А. Ю. Повышение безопасности использования мобильных машин путём контроля предельных углов наклона. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 148. С. 449—454.
5. Voinalovych O. V., Motrich M. M. Control of the technical state of agricultural aggregates by facilities of fault detection. Mechanization in agriculture. 2015. Year LXI. Bulgaria. P. 29—31.
6. Рубльов В. І. Вплив стадій життєвого циклу на технічний стан сільгосптехніки. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. 2000. Т. IX. С. 79—83.
7. Раскин Л. Г., Мельников И. В. Методика расчета надежностных показателей гусеничных машин с учетом условий их эксплуатации. Вестник Харьковского

государственного политехнического университета. Системный анализ, управление и информационные технологии. 1999. Вып. 57. С. 50—52.

8. *Зінчук М.* Дослідження зміни рівня безпечності технічних засобів для сільськогосподарського виробництва в процесі експлуатації. Техніка і технології АПК. 2012. № 5 (32). С. 25—27.

9. *Гнатюк О. А.* Формалізація процесів, що призводять до виникнення небажаних подій (явищ) при експлуатації машинно-тракторних агрегатів (МТА) та їх логічна експертиза. Вісник Харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 59. Т. 1. С. 454—459.

10. *Гнатюк О., Покутний А., Билько Т.* Применение вероятностного анализа для оценки риска травмирования механизаторов агропромышленного комплекса. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszów. 2014. Vol. 16. № 3. P. 144—151.

11. *Лехман С. Д.* Оцінка індивідуального ризику на стадії проектування та випробування сільськогосподарської техніки. Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин. Тернопіль. 2004. С. 501—506.

12. *Рябинин И. А.* Соотношение свойств надежность-живучесть и аварийность-безопасность. Теория и информационная технология моделирования безопасности сложных систем. Санкт-Петербург. 1994. Вып. 4. С. 3—15.

13. *Шкрабак В. С., Баранов Ю. Н., Пантюхин А. И.* Прогнозирование опасности и риска травмирования работников АПК. Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. 2010. Вип. 37. С. 449—454.

References

1. *Novitsky A. V.* (2015). Study of the dynamics of changes in indicators of reliability of complex system "Man – Machine". Collection of scientific works "SWorld". Vol. 6. Vol. 1 (38). 74-78.

2. *E. Henley, H. Kumamoto* (1987). Nadinne design of technical systems and risk assessment. Kiev. 544.

3. *Tkachenko S. A.* (2012). Modeling of the quantitative characteristics of adverse events in manufacturing in the transport industry of Ukraine. Bulletin of Kharkov national automobile and highway University. Kharkov. Vol. 59. 138-141.

4. *Dubinin E. A., Polyanskiy A. S., Zadorozhnyaya V. V., Kostenko A. Yu.* (2014). Improving the security of using mobile machines by monitoring the limit angles. Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 148. 449-454.

5. *Voinalovych O. V., Motrich M. M.* (2015). Control of the technical state of agricultural aggregates by facilities of fault detection. Mechanization in agriculture. Year LXI. Bulgaria. 29-31.

6. *Rublyov V. I.* (2000). Influence of the stages of the life cycle on the technical condition of agricultural machinery. Mechanization of agricultural production. Kiev. T. IX. P. 79-83.

7. *Raskin L. G., Melnikov I. V.* (1999). Method of calculation of reliability indicators of tracked vehicles with regard to the conditions of their operation. Vestnik of Kharkov state Polytechnic University. System analysis, management and information technology. Vol. 57. 50-52.

8. *Zinchuk N.* (2012). The study of changes in the level of security of technical means for agricultural production in the process of exploitation. Equipment and technologies for agriculture. No. 5 (32). 25-27.

9. *Gnatyuk A. A.* (2007). Formalization of processes leading to the occurrence of undesirable events (phenomena) in the operation of machine-tractor aggregates (MTA)

and their logical expertise. Bulletin of Kharkov National technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 59. Vol. 1. 454-459.

10. Gnatyuk A., Pokutny A., Bilko T. (2014). Application of probabilistic analysis to assess the risk of injury to operators of the agro-industrial complex. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszów. Vol. 16. No. 3. 144-151.

11. Lehman S. D. (2004). Evaluation of individual risk at the design stage and testing of agricultural machinery. Dynamics, durability and reliability of agricultural machines. Ternopil. 501-506.

12. Ryabinin S. A. (1994). Correlation properties of the reliability-survivability and accident rate-safety. Theory and information technology of modelling of safety of complex systems. Saint-Petersburg. Vol. 4. 3-15.

13. Shkrabak V. S., Baranov Yu. N., Pantyukhin A. S. (2010). Prediction of hazard and risk of injury to workers in the agricultural sector. Bulletin of the Odessa state Academy of construction and architecture. Vol. 37. 449-454.

МЕТОДОЛОГИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕФЕКТОСКОПИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

А. В. Войналович, М. Н. Мотрич

Аннотация. Предложена систематизация обнаруженных трещин по относительным их размерам в деталях колесных тракторов, что позволило разработать методологию определения условной вероятности разрушения деталей узлов по данным дефектоскопического контроля.

В основу исследований был положен тезис, что вероятность выхода из строя отдельных узлов трактора определяется комплексом имеющихся трещин в деталях, что накладывает особые требования к периодичности и тщательности проведения дефектоскопического контроля.

Для прогнозирования показателей риска эксплуатации мобильных сельскохозяйственных машин длительной эксплуатации при наличии дефектов в деталях их узлов нужно проанализировать алгоритмы формирования опасностей с учетом вероятностного характера накопления повреждений в деталях и элементах конструкций.

Представлен алгоритм оценки исправности мобильной сельскохозяйственной техники и порядок проведения технического обследования и осмотра сельскохозяйственной техники с выявлением эксплуатационного повреждения средствами дефектоскопии.

Обеспечить надежное обнаружение дефектов опасного размера должны портативные дефектоскопы, адаптированные для оперативной диагностики отдельных деталей тракторов и ССМ при техническом обслуживании и ремонте

сельскохозяйственной техники. Применение такого подхода позволит не только находить эксплуатационные дефекты в деталях узлов сельскохозяйственных агрегатов, но и создать карты учета дефектности узлов трактора или ССМ с целью документализации динамики истощения их эксплуатационного ресурса и оценки вероятности аварийных ситуаций вследствие разрушения деталей узлов.

Ключевые слова: механизированные процессы, сельское хозяйство, надежность техники, аварийные ситуации, дефектоскопия

METHODOLOGY OF DEFECTOSCOPIC MONITORING FOR ASSESS DANGER OF WORKING OF WHEELED TRACTORS

O. V. Voynalovych, M. M. Motrich

Abstract. *The systematization of the detected cracks by their relative sizes in the details of wheeled tractors is proposed, which made it possible to develop a methodology for determining the conditional probability of fracture of details of units according to the data of flaw detection.*

The research was based on the thesis that the probability of failure of individual tractor units is determined by the complex of existing cracks in detail, which imposes special requirements on the frequency and thoroughness of carrying out the flaw detection.

To predict the risk indicators for the operation of mobile agricultural machines for long-term operation, in the presence of defects in the details of their nodes, it is necessary to analyze the algorithms for the formation of hazards taking into account the probabilistic nature of the accumulation of damages in parts and structural elements.

An algorithm for estimating the serviceability of mobile agricultural machinery and the procedure for carrying out technical inspection of agricultural machinery with detection of operational damage by means of flaw detection are presented.

To ensure reliable detection of dangerous size defects during maintenance and repair of agricultural machinery, it is necessary to use portable flaw detectors adapted for operational diagnostics of individual details of tractor and other mobile agricultural machines. The application of this approach will allow not only to find operational defects in the details of units of agricultural aggregates, but also create maps of the defectiveness of details with the purpose of documenting the dynamics of exhaustion of their service life and estimating the probability of emergency situations due to the destruction of parts of the nodes.

Key words: mechanized agriculture, reliability engineering, accidents, destructive testing

МІЦНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ ВІДПОВІДАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН В УМОВАХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ

О. М. Черниш, кандидат технічних наук
e-mail: *mechanics@nauu.kiev.ua*

Анотація. Проведено аналітичну оцінку надійності відповідальних елементів машини як механічної системи при короткочасних випадкових перевантаженнях. Метод базується на аналізі імовірності досягнення небезпечного стану в умовах екстремального випадкового процесу перевантаження в розрахунковому інтервалі експлуатації.

Для цього випадкові параметри навантаження та міцності робочого елемента машини були представлені у вигляді функціональних залежностей узагальненого навантаження і узагальненої міцності від часу і була розглянута взаємодія цих двох функцій випадкових параметрів від часу.

При умові, що узагальнена міцність робочого елемента в розрахунковому інтервалі експлуатації є випадковою сталою величиною, швидкість зміни функції запасу міцності повністю визначається швидкістю зміни функції узагальненого навантаження. Це дає можливість визначити інтенсивність відмов як одиничного елемента так і декількох робочих елементів механічної системи та оцінити надійність такої системи із врахуванням імовірнісних аспектів розподілу пікових параметрів випадкового навантаження та параметрів міцності в умовах короткочасних перевантажень.

Даний похід приводить до підвищення точності розрахунків при прогнозуванні надійності та збільшення ресурсу роботи машин сільськогосподарського виробництва.

Ключові слова: *запас міцності, надійність, відповідальні елементи сільськогосподарських машин, статистичний підхід, перевантаження*

Постановка проблеми. Надійність та збільшення запасу міцності і ресурсу сільськогосподарських машин є однією із пріоритетних завдань сучасного машинобудування. Але при цьому деякі динамічні явища (нестационарні навантаження, вібрації, перевантаження) обмежують продуктивність і працездатність

машин. Отже для створення сільськогосподарських машин більшої ефективності та надійності необхідно розглядати нові принципи і технології, у тому числі й методи їх розрахунків [5–7, 11]. Такі методи повинні забезпечити в першу чергу міцність і надійність деталей і робочих елементів машин у процесі виконання ними заданих функцій.

Аналіз останніх досліджень. Розрахункові методи оцінки міцності та надійності за окремими критеріями розроблюються і вдосконалюються [2–4, 8, 12–15, 17, 18, 20]. Однак бажано застосувати комплексний підхід, який буде вести до розв'язку проблеми зниження металоємності та забезпечення надійної експлуатації деталей і відповідальних робочих елементів машин сучасної сільськогосподарської техніки. При цьому в умовах дії нестационарних навантажень працездатність робочих елементів машин залежить від технологічних параметрів виробничого процесу, умов середовища, фізичних властивостей використовуваних матеріалів і особливостей конструкційного виконання [1, 3, 9, 7, 14].

Крім цього важливим фактором для таких розрахунків є врахування випадкового характеру процесу навантаження, який залежить від умов експлуатації, а також від багатьох інших параметрів [10, 16, 19].

Отже особливої уваги заслуговує використання імовірнісного аналізу при визначенні критеріїв міцності і надійності досліджуваного об'єкта – робочого елемента машини із врахуванням його конструктивних особливостей, матеріалу і факторів, які пов'язані з експлуатаційними умовами. Цей підхід для розрахунків на міцність і надійність є перспективним і доцільним.

Мета досліджень. У даній роботі досліджувалась задача оцінки надійності роботи відповідальних елементів машин, що можуть перебувати під впливом короточасних нестационарних навантажень із високим рівнем інтенсивності дії. Як правило, при таких навантаженнях питання про накопичування ушкоджень не розглядається. Отже задача полягала у відшуванні імовірності хоча б однократного досягнення небезпечного стану при реалізації екстремального випадкового процесу в розрахунковому інтервалі експлуатації T . При цьому випадкові параметри навантаження і параметри міцності робочого елемента машини треба представити вигляді функціональних залежностей узагальненого навантаження і узагальненої міцності від часу.

Результати досліджень. Для розв'язку поставленої задачі розрахункові випадкові параметри робочих елементів машин розділимо на дві групи [3].

У першу групу будуть входити параметри міцності, що відносяться до властивостей самої конструкції робочих елементів і які є узагальненою міцністю $\tilde{R}(t)$.

Другу групу будуть складати зусилля в робочих елементах від діючих навантажень. Ці параметри є узагальненим навантаженням $\tilde{F}(t)$. У загальному випадку експлуатації не тільки узагальнене навантаження $\tilde{F}(t)$, але й узагальнена міцність $\tilde{R}(t)$ являють собою випадкові функції часу t .

В результаті задача зводиться до розгляду взаємодії функцій $\tilde{F}(t)$ і $\tilde{R}(t)$ у розрахунковому часовому інтервалі експлуатації $T = T(t)$.

При відмові робочого елемента машини за період T буде справедливою нерівність:

$$\tilde{F}(t) > \tilde{R}(t). \quad (1)$$

Застосуємо випадкову функцію запасу міцності $\tilde{S}(t)$:

$$\tilde{S}(t) > \tilde{R}(t) - \tilde{F}(t). \quad (2)$$

Тоді відмовою буде вважатися отримання функцією $\tilde{S}(t)$ від'ємних значень:

$$\tilde{S}(t) < 0. \quad (3)$$

Знаючи характеристики випадкових функцій $\tilde{F}(t)$ і $\tilde{R}(t)$ – математичні очікування $m_F(t)$, $m_R(t)$ і кореляційні функції $K_F(t_1, t_2)$, $K_R(t_1, t_2)$ – можна визначити характеристики випадкової функції $\tilde{S}(t)$:

- математичне очікування $m_S(t) = m_R(t) - m_F(t)$;
- кореляційну функцію при відсутності взаємного кореляційного зв'язку $K_{FR}(t_1, t_2) = 0$, $K_S(t_1, t_2) = K_R(t_1, t_2) + K_F(t_1, t_2)$;
- дисперсію $D_S(t) = K_S(t) = D_R(t) + D_F(t)$.

Якщо вважати, що імовірність відмови при перевантаженні та пов'язана із цим втрата надійності робочого елемента машини, є досить малою, то може бути прийнята модель пуассонового виду.

Визначимо інтенсивність збурювань і функцію надійності для запасу міцності $\tilde{S}(t)$.

Оскільки збурення $\tilde{S}(t)$ відбувається у від'ємному напрямку, то середнє число від'ємних значень (за нульовим рівнем) в одиницю часу буде дорівнювати:

$$\bar{U}^-(0) = - \int_{-\infty}^0 \dot{S} \cdot p(0, \dot{S}) d\dot{S}, \quad (4)$$

де $p(0, \dot{S})$ – спільна щільність імовірностей функції запасу міцності $\tilde{S}(t)$ і її похідної $\dot{\tilde{S}}(t)$ у кожний момент часу t .

При цьому:

$$\dot{\tilde{S}}(t) = \frac{d\tilde{S}(t)}{dt} = \frac{d\tilde{R}(t)}{dt} - \frac{d\tilde{F}(t)}{dt}. \quad (5)$$

Від'ємне значення у виразі (4) означає від'ємну швидкість $\dot{\tilde{S}} < 0$ при русі вниз за нульовий рівень.

В інтервалі експлуатації робочого елемента конструкції машини будемо вважати його узагальнену міцність $\tilde{R}(t)$ випадковою сталою величиною $\tilde{R}(t) = \tilde{R}$.

Тоді запас міцності можна записати у вигляді:

$$\tilde{S}(t) = \tilde{R} - \tilde{F}(t), \quad (6)$$

і в результаті одержимо:

$$\dot{\tilde{S}}(t) = \frac{d\tilde{R}}{dt} - \frac{d\tilde{F}(t)}{dt} = -\dot{\tilde{F}}(t), \quad (7)$$

де: $\frac{d\tilde{R}}{dt} = 0$.

Це означає, що швидкість зміни функції запасу міцності повністю визначається швидкістю зміни функції узагальненого навантаження

$$\int_{-\infty}^0 \dot{S} \cdot p_{\dot{S}}(\dot{S}) d\dot{S} = \int_{\infty}^0 \dot{F} \cdot p_{\dot{F}}(\dot{F}) d\dot{F}, \quad (8)$$

Тоді інтенсивність відмов визначиться виразом:

$$\bar{U}^-(0) = -p_S(0) \int_{\infty}^0 \dot{F} \cdot p_{\dot{F}}(\dot{F}) d\dot{F}, \quad (9)$$

де: $p_S(0)$ и $p_{\dot{S}}(\dot{S})$ – відповідно щільності імовірностей функції запасу міцності і її похідної у момент часу t .

В результаті функція надійності (імовірність безвідмовної роботи робочого елемента машини як індивідуального об'єкту з урахуванням конструктивних особливостей цього об'єкту і діючих на нього навантажень за час експлуатації) буде мати вигляд

$$P(T) = [1 - H_S(0|R)] \exp \left[- \int_{\infty}^0 \bar{U}(0) dt \right], \quad (10)$$

де: $H_S(0|R)$ – умовна імовірність відмови конструкції при $t = 0$.

Вирази (1)-(10) можна використати для систем, надійність яких дорівнює надійності найбільш навантаженого робочого елемента.

Відповідно функція надійності багатоелементної системи залежить від надійності всіх її частин.

Якщо розглянути відповідальний робочий елемент машини як деяку механічну систему, що має m частин, то умовну імовірність відмови багатоелементної системи в першому наближенні можна визначити як:

$$H(t|R) \approx \sum_{k=1}^m \int_0^t \exp \left[-\frac{(\bar{r}_k - \bar{f}_k)^2}{2\sigma_{fk}^2} \right] \frac{\omega_k}{2\pi} d\tau, \quad (11)$$

де: $f_k(t)$, $r_k(t)$ – відповідно параметри узагальненого навантаження і міцності k -го елемента системи.

При цьому будемо вважати, що параметри узагальненого навантаження $f_k(t)$ являють собою стаціонарні або квазістаціонарні диференційовані нормальні процеси із математичними очікуванням $\bar{f}_k(t) \gg 0$, дисперсією $\sigma_{fk}^2(t)$ і ефективною частотою $\omega_k(t)$, які є повільно мінливими у порівнянні з реалізаціями функціями часу t . Відповідно параметри узагальненої міцності також будуть повільно мінливими нормальними процесами з математичними очікуванням $\bar{r}_k(t) \gg 0$ і дисперсією $\sigma_{rk}^2(t)$, коли:

$$\frac{\sigma_{rk}^2 f_k + \sigma_{fk}^2 r_k}{\sigma_{rk} \sigma_{fk} \sqrt{\sigma_{rk}^2 \sigma_{fk}^2}} \gg 1, \quad (12)$$

і математичне очікування числа відхилень для k -го елемента буде $\frac{\omega_k}{2\pi}$. Із урахуванням вищезгаданого вираз повної імовірності відмови буде мати наступний вигляд:

$$H(t) \approx \sum_{k=1}^m \int_0^t \frac{\sigma_{fk}}{\sqrt{\sigma_{rk}^2 + \sigma_{fk}^2}} \exp \left[-\frac{(\bar{r}_k - \bar{f}_k)^2}{2(\sigma_{rk}^2 + \sigma_{fk}^2)} \right] \frac{\omega_k}{2\pi} d\tau. \quad (13)$$

Отже надійність відповідальних елементів машини як багатоелементної механічної системи буде відповідати наступній умові:

$$H(t) \leq H_*(t), \quad [t \in (0, T_*)], \quad (14)$$

де: T_* – встановлений термін часу експлуатації, $H_*(t)$ – нормативний ризик багатоелементної системи, який у загальному випадку також залежить від часу.

Вирази (11)–(14) визначають основні співвідношення розрахунків робочих елементів машини як багатоелементної механічної системи на надійність: на ймовірність відмови залежно від статистичних характеристик навантаження і міцності, від числа елементів системи і від встановленого терміну експлуатації T_* .

Висновок. Взаємодія пікових параметрів випадкового навантаження та параметрів міцності відповідальних робочих елементів машини, як багатоелементної механічної системи, представлені у вигляді функціональних залежностей узагальненого навантаження $\tilde{F}(t)$ і узагальненої міцності $\tilde{R}(t)$ від часу. Це дозволяє оцінити надійність таких систем із врахуванням імовірнісних аспектів розподілу даних залежностей в умовах короткочасних перевантажень. Даний похід приводить до підвищення точності розрахунків при прогнозуванні надійності та збільшення ресурсу роботи відповідальних деталей і елементів машин сільськогосподарського виробництва.

Список літератури

1. Александров А. В., Потапов В. Д., Державин Б. П. Сопротивление материалов. Москва. 2003. 560 с.
2. Бобчук М., Коваль С., Погорілий В. Науково-методичні принципи забезпечення надійності вітчизняних зернозбиральних комбайнів. Техніка АПК. 2004. № 4-5. С. 8—10.
3. Болотин В. В. Ресурс машин и конструкций. Москва. 1990. 448 с.
4. Болотин В. В., Чирков В. П. Асимптотические оценки для вероятности безотказной работы по моделям типа нагрузка-сопротивление. Проблемы машиностроения и надежности машин. 1992. №6. С. 3—10.
5. Борис М. М., Черниш О. М., Яременко В. В. Створення бурякозбиральних машин сучасного технічного рівня. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха. 2013. Вип. 98. С. 515—522.
6. Булгаков В. М., Дубровін В. О., Головач І. В., Черниш О. М. Від землеробської механіки до сучасних методів механіки та теорії механізмів і машин для високотехнологічного сільського господарства. Науковий вісник Луганського нац. аграрного університету: Серія: технічні науки. № 29. Луганськ. 2011. С. 318—333.
7. Бутаков Б. Пути повышения надежности деталей машин. Motorization and power industry in agricultural. Motrol. 2007. Vol. 9A. P. 38—47.
8. Волков П. М., Баловнев Г. Г., Корешков В. И. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность. Москва. 1977. 310 с.
9. Горшков А. Г., Трошин В. Н., Шалашилин В. И. Сопротивление материалов. Москва. 2005. 544 с.
10. Гусев А. С., Светлицкий В. А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. Москва. 1984. 240 с.
11. Дубровін В. О., Булгаков В. М., Головач І. В., Черниш О. М. Перспективи розвитку сучасних механізмів і машин для агропромислового комплексу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка і енергетика АПК. Вип. 166. Ч. 1. Київ. 2011. С. 9—20.
12. Кравченко И. Н., Зорин В. А., Пучин Е. А. Основы надежности машин. Ч. 1. Москва. 2007. 224 с.
13. Кравченко И. Н., Зорин В. А., Пучин Е. А. Основы надежности машин. Ч. 2. Москва. 2007. 260 с.
14. Кулик Н. С., Кучер А. Г., Мильцов В. Е. Математические модели накопления повреждений и трещиностойкости при действии статических и циклических нагрузок. Вісник Національного аграрного університету. Київ. 2009. № 3. С. 3—23.

15. Михлин В. М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. Москва. 1984. 335 с.
16. Светлицкий В. А. Статистическая механика и теория надежности. Москва. 2004. 504 с.
17. Степнов М. Н. Новый подход к расчету коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении. Вестник машиностроения. 2004. № 11. С. 14—17.
18. Черниш О. М. Визначення запасу міцності для вуглецевих сталей при циклічному навантаженні. Праці Таврійського державного агротехнічного університету. Мелітополь. 2012. Вип. 12. Т. 1. С. 185—191.
19. Черныш О. Н. Оценка усталостной прочности рабочих элементов сельскохозяйственных машин. Zemes ukio inžinerija / Mokslo Darbai 45(3). Aleksanras stulginskis university. Kauno r., Lithuania. 2013. Mokslo Darbai 45(2). С. 51—58.
20. Яременко В. В., Черниш О. М. Надійність гідравлічних приводів зернозбиральних комбайнів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2013. Вип. 17 (31). С.332—347.

References

1. Aleksandrov A. V., Potapov V. D., Derzhavin. B. P. (2003). Mechanics of materials. Moscow. 560.
2. Babchuk N., Koval S., Pogorelov V. (2004). Methodological principles of providing of reliability of domestic combine harvesters. Machinery APK. No. 4-5. 8-10.
3. Bolotin V. V. (1990). Resource of machines and structures. Moscow. 448.
4. Bolotin V. V., Chirkov V. P. (1992). Asymptotic estimates for the probability of model type load-resistance. Problems of mechanical engineering and reliability of machines. No. 6. 3-10.
5. Boris M. M., Blackie, A. M., Yaremenko V. V. (2013). Establishment of the sugar beet machinery of the modern technological level. Mechanization and electrification of agriculture. Glevaha. Vol. 98. 515-522.
6. Bulgakov V. M., Dubrovin V. A., Golovach I. V., Chernysh, A. M. (2011). From agricultural mechanics to modern methods of mechanics and theory of mechanisms and machines for high-tech agriculture. Scientific Bulletin of Lugansk NAT. Agricultural University: Series: technical sciences. No. 29. Lugansk. 318-333.
7. Butakov B. (2007). Ways of improving the reliability of machine parts. Motorization and power industry in agricultural. Motrol. Vol. 9A. 38-47.
8. Volkov P. V., Balovnev G. G., Koreshkov V. S. (1977). Fundamentals of theory and calculation of agricultural machines for strength and reliability. Moscow. 310.
9. Gorshkov A. G., Troshin V. N., Shalashilin V. S. (2005). Mechanics of materials. Moscow. 544.
10. Gusev A. S., Svetlitsky V. A. (1984). Calculation of structures under random influences. Moscow. 240.
11. Dubrovin V. A., Bulgakov V. M., Golovach I. V., Chernysh A. M. (2011). Prospects of development of modern mechanisms and machines for use in agriculture. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Vol. 166. Part 1. Kiev. 9-20.
12. Kravchenko I. N., Zorin V. A., Puchin E. A. (2007). Bases of cars reliability. Part 1. Moscow. 224.
13. Kravchenko I. N., Zorin V. A., Puchin E. A. (2007). Bases of cars reliability. Part 2. Moscow. 260.

14. Kulik N. S., Kucher A. G., Meltsov V. E. (2009). Mathematical models of damage accumulation and fracture toughness for long-lived static and cyclic loads. Bulletin of National agrarian university. Kiev. No. 3. 3-23.
15. Mikhlin V. M. (1984). Managing the reliability of farm equipment. Moscow. 335.
16. Svetlitskiy V. A. (2004). Statistical mechanics and the theory of reliability. Moscow. 504.
17. Stepanov M. N. (2004). New approach to the calculation of factor of safety under cyclic loading. Vestnik mashinostroeniya. No. 11. 14-17.
18. Chernysh O. M. (2012). Determination of the margin of safety for carbon steels under cyclic loading. Proceedings of Tavria State Agrotechnical University. Melitopol. Vol. 12. Vol. 1. 185-191.
19. Chernysh O. M. (2013). Evaluation of fatigue strength of working elements of agricultural machines. Zemes ukio inzinerija / Mokslo Darbai 45(3). Aleksanras stulginskis university. Kauno r., Lithuania. Mokslo Darbai 45(2). 51-58.
20. Yaremenko V. V., Chernysh A. M. (2013). Reliability of hydraulic drives for harvester-threshers. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Vol. 17 (31). 332-347.

ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ОТВЕТСТВЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ ПЕРЕГРУЗОК

О. Н. Черныш

Аннотация. Проведена аналитическая оценка надежности ответственных элементов машины как механической системы при кратковременных случайных перегрузках. Метод базируется на анализе вероятности достижения опасного состояния в условиях экстремального случайного процесса перегрузки в расчетном интервале эксплуатации.

Для этого случайные параметры нагрузки и прочности рабочего элемента машины были представлены в виде функциональных зависимостей обобщенной нагрузки и обобщенной прочности от времени и было рассмотрено взаимодействие этих двух функций случайных параметров от времени.

При условии, что обобщенная прочность рабочего элемента в расчетном интервале эксплуатации является случайной постоянной величиной, скорость изменения функции запаса прочности полностью определяется скоростью изменения функции обобщенной нагрузки. Это дает возможность определить интенсивность отказов как единичного элемента так и нескольких рабочих элементов механической системы и оценить надежность такой системы с учетом вероятностных аспектов распределения пиковых параметров случайного нагружения и параметров прочности в условиях кратковременных перегрузок.

Данный подход приводит к повышению точности расчетов при прогнозировании надежности и увеличению ресурса работы машин сельскохозяйственного производства.

Ключевые слова: запас прочности, надежность, ответственные элементы сельскохозяйственных машин, статистический подход, перегрузки

DURABILITY AND RELIABILITY OF RESPONSIBLE ELEMENTS OF AGRICULTURAL MACHINES IN CONDITIONS OF OVERLOADS

O. M. Chernysh

Abstract. *The analytical estimation of reliability of responsible elements of machine is conducted as a mechanical system at brief casual overloads. A method is based on the analysis of probability of achievement of the dangerous state in the conditions of extreme casual process of overload in the calculation interval of exploitation.*

For this purpose the casual parameters of loading and durability of working element of machine were presented as functional dependences of the generalized loading and generalized durability from time and there was the considered co-operation these two functions of casual parameters from time.

On condition that the generalized durability of working element in the calculation interval of exploitation is a casual permanent size, speed of change of function of margin of safety is fully determined speed of change of function of the generalized loading. It enables to define intensity of refuses as a single element so a few workings elements of the mechanical system and to estimate reliability of such system recognition probabilistic aspects of distributing of parameters of spades of the casual loading and parameters of durability in the conditions of brief overloads.

This hike results in the increase of exactness of calculations at prognostication of reliability and increase of resource of work of machines of agricultural production.

Key words: *safety margin, reliability, responsible elements of agricultural machines, the statistical approach, overloads*

УДК 514.18

ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЙ І ПРИСКОРЕНЬ ОКРЕМИХ ТОЧОК ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ З ДОПОМОГОЮ ТРИГРАННИКА ФРЕНЕ

**С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
А. В. Чепіжний, аспірант***

Анотація. *Для визначення траєкторій руху окремих точок, які належать ланкам плоского механізму, можна застосовувати*

***Науковий керівник – доктор технічних наук С. Ф. Пилипака**

© С. Ф. Пилипака, А. В. Чепіжний, 2017

Ключевые слова: запас прочности, надежность, ответственные элементы сельскохозяйственных машин, статистический подход, перегрузки

DURABILITY AND RELIABILITY OF RESPONSIBLE ELEMENTS OF AGRICULTURAL MACHINES IN CONDITIONS OF OVERLOADS

O. M. Chernysh

Abstract. *The analytical estimation of reliability of responsible elements of machine is conducted as a mechanical system at brief casual overloads. A method is based on the analysis of probability of achievement of the dangerous state in the conditions of extreme casual process of overload in the calculation interval of exploitation.*

For this purpose the casual parameters of loading and durability of working element of machine were presented as functional dependences of the generalized loading and generalized durability from time and there was the considered co-operation these two functions of casual parameters from time.

On condition that the generalized durability of working element in the calculation interval of exploitation is a casual permanent size, speed of change of function of margin of safety is fully determined speed of change of function of the generalized loading. It enables to define intensity of refuses as a single element so a few workings elements of the mechanical system and to estimate reliability of such system recognition probabilistic aspects of distributing of parameters of spades of the casual loading and parameters of durability in the conditions of brief overloads.

This hike results in the increase of exactness of calculations at prognostication of reliability and increase of resource of work of machines of agricultural production.

Key words: *safety margin, reliability, responsible elements of agricultural machines, the statistical approach, overloads*

УДК 514.18

ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЙ І ПРИСКОРЕНЬ ОКРЕМИХ ТОЧОК ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ З ДОПОМОГОЮ ТРИГРАННИКА ФРЕНЕ

С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
А. В. Чепіжний, аспірант*

Анотація. *Для визначення траєкторій руху окремих точок, які належать ланкам плоского механізму, можна застосовувати*

***Науковий керівник – доктор технічних наук С. Ф. Пилипака**

© С. Ф. Пилипака, А. В. Чепіжний, 2017

супровідний тригранник Френе траєкторії руху кінця цієї ланки. Це дає також можливість визначати вектори прискорень цих точок під час руху. В роботі розглядається ведена ланка механізму, яка шарнірно зв'язана із ведучою – кривошипом. Спільною траєкторією руху кінців цих двох ланок є коло, по якому із постійною швидкістю рухається шарнір. Тригранник Френе розташовуємо таким чином, що його вершина збігається із шарніром, орт головної нормалі спрямований вздовж кривошипа до центра кола, а орт дотичної дотикається до кола. При обертанні кривошипа тригранник рухається вздовж кола і його головна нормаль збігається із кривошипом.

В системі супровідного тригранника кінець веденої ланки збігається із вершиною тригранника, а сама ланка складає певний кут із ортом дотичної. При роботі механізму цей кут змінюється за певним законом, тобто ведена ланка в системі тригранника обертається навколо вершини із певною кутовою швидкістю. Якщо відомий закон повороту веденої ланки в системі тригранника у функції довжини дуги кола – траєкторії шарніру, то можна за відомими формулами визначити траєкторію, швидкість та прискорення будь-якої точки веденої ланки.

В роботі на прикладі деяких механізмів показано побудову траєкторій окремих точок веденої ланки та знаходження їх прискорень. При цьому величина прискорення в залежності від повороту кривошипа може бути показана на графіку, а також безпосередньо на траєкторії у відповідній її точці вектором в масштабі. Це дає можливість візуально оцінити зміну прискорення за величиною і напрямом вздовж траєкторії руху точки.

Ключові слова: кривошип, ведена ланка, тригранник Френе, траєкторія, прискорення

Постановка проблеми. При русі ланок плоского механізму виникають прискорення, які потрібно враховувати при силовому аналізі. Сукупність елементарних сил інерції ланки може бути замінена силою інерції, прикладеною в центрі мас цієї ланки. З допомогою тригранника Френе зручно визначати прискорення ланки плоского механізму, один кінець якої рухається по колу. Для цього потрібно знати закон переміщення ланки в системі тригранника Френе, який є супровідним для кола – траєкторії руху кінця ланки.

Якщо закон руху ланки по відношенню до рухомого тригранника Френе встановлено, то можна також знаходити траєкторії руху окремих точок ланки, включаючи центр мас. Це дає можливість ставити у відповідність кожній точці траєкторії вектор

прискорення. Складові прискорення знаходяться в проекціях на орти супровідного тригранника, але при необхідності їх можна перерахувати на осі нерухомої системи координат.

Аналіз останніх досліджень. Велике значення має дослідження траєкторних кривих руху окремих складових механізмів або точок їх ланок. До задач цієї групи відноситься створення механізмів, які змогли б відтворювати наперед задані криві. Це задачі синтезу механізмів.

Вони були розв'язані академіком П. Л. Чебишевим по методу найкращого наближення функцій при умові, що шатунна крива є симетричною кривою [1]. Деякі праці із прикладної геометрії присвячені саме цій тематиці [2–4]. Відшукуванню множини траєкторних кривих, утворених за допомогою планетарних механізмів, присвячена монографія [5].

Кінематику руху відрізка у площині за заданими умовами розглянуто в праці [6]. Застосування тригранника Френе для визначення положень ланок плоского механізму показано у праці [7].

Мета досліджень є відшукування траєкторій руху окремих точок рухомих ланок плоских механізмів з допомогою тригранника і формул Френе та визначення величини прискорення в цих точках.

Результати досліджень. Матеріал статті ґрунтується на теорії складного руху точки, коли рухомою системою координат виступає рухомий тригранник Френе напрямної кривої. Такою кривою в нашому випадку розглядається коло радіуса a , тобто крива із сталою кривиною $k=1/a - const$. Обумовлено це тим, що в багатьох плоских механізмах ведучою ланкою є кривошип довжиною a , який обертається із сталою кутовою швидкістю ω навколо своєї осі. Ведена ланка одним своїм кінцем теж описує це ж саме коло, тобто це коло є спільною траєкторією руху кінців двох ланок: ведучої і веденої. Якщо закон руху ведучої ланки завжди відомий – один кінець нерухомий, а другий рухається по колу із сталою швидкістю $V=a\omega$, то рух веденої ланки має свій закон руху для кожного механізму. Один її кінець теж рухається по спільному колу із сталою швидкістю $V=a\omega$, а закон руху другого кінця залежить від призначення механізму. В загальному випадку положення веденої ланки AB в системі рухомого тригранника з ортами $\bar{\tau}$ і $\bar{n}$ і вершиною A на напрямній кривій показано на рис. 1,а. Тригранник рухається по напрямній кривій і одночасно в його системі рухається точка B , положення якої в системі тригранника визначається двома координатами: відстанню ρ і кутом φ , або ж проекціями ρ_τ і ρ_n . Якщо відомі залежності $\rho=\rho(s)$ і $\varphi=\varphi(s)$ або ж $\rho_\tau=\rho_\tau(s)$ і $\rho_n=\rho_n(s)$, де s – довжина дуги напрямної кривої, вздовж якої рухається тригранник, то це дає можливість знайти траєкторію руху точки B , її швидкість і прискорення в проекціях на орти тригранника. Траєкторія руху

знаходиться в проекціях на нерухому систему координат із врахуванням кута α повороту системи тригранника Френе по відношенню до нерухомої системи (рис. 1,а), який визначається за відомою формулою $\alpha = \int k ds = ks$ [8]:

$$\begin{aligned} x_B &= \rho_\tau \cos(ks) - \rho_n \sin(ks) + \frac{1}{k} \sin(ks); \\ y_B &= \rho_\tau \sin(ks) + \rho_n \cos(ks) - \frac{1}{k} \cos(ks). \end{aligned} \quad (1)$$

Величина швидкості залежить від перших похідних зазначених вище функцій, а прискорення – від перших і других, а також від першої похідної натурального рівняння $k=k(s)$ [8, 9].

У випадку механізму ми вважатимемо, що ланка AB прямолінійна і точка B на ній нерухома, тобто положення точки B в системі тригранника Френе визначатиметься відстанню $\rho = \text{const}$ і змінним кутом $\varphi = \varphi(s)$. Вирази проекцій прискорення точки B при $\rho = AB = \text{const}$ і $k = 1/a = \text{const}$ на орти супровідного тригранника Френе теж мають спрощений вигляд [9]:

$$\bar{w} = \frac{dV}{ds} = \bar{\tau} [V_A^2 (\rho_\tau'' - k^2 \rho_\tau - 2k\rho_n')] + \bar{n} [V_A^2 (\rho_n'' - k^2 \rho_n + 2k\rho_\tau' + k)]. \quad (2)$$

Таким чином, вирази проекцій прискорення w точки B на орти тригранника Френе запишуться:

$$\begin{aligned} w_\tau &= V_A^2 (\rho_\tau'' - k^2 \rho_\tau - 2k\rho_n'); \\ w_n &= V_A^2 (\rho_n'' - k^2 \rho_n + 2k\rho_\tau' + k). \end{aligned} \quad (3)$$

Визначення закону руху ведучої ланки OA (рис. 1,б) не викликає труднощів. Вона повертається навколо точки O на кут ψ із постійною кутовою швидкістю ω . Можна показати, що цей кут рівний кутові $\alpha = s/a$, на який повертаються орти $\bar{\tau}$ і $\bar{n}$ при русі тригранника по напрямному колі. А от рух ланки AB (на рис. 1,б позначено через ρ) має більш складний характер, поворот якої навколо точки A на кут φ в системі рухомого тригранника Френе має свій індивідуальний закон в залежності від призначення механізму.

Розглянемо відомий лямбдаподібний механізм Чебишева, який дістав свою назву за подібність в середньому положенні до грецької літери λ (рис. 2,а). Він визначається трьома незалежними параметрами – відстанями a , b і d . Він відноситься до напрямних механізмів (так званих прямил) і призначений для забезпечення ділянки траєкторії точки B , максимально наближеної до прямої лінії [1]. При цьому $AC = CB = b$ (рис. 2,а) і між величинами a , b і d мають витримуватися певні залежності в заданих межах [1].

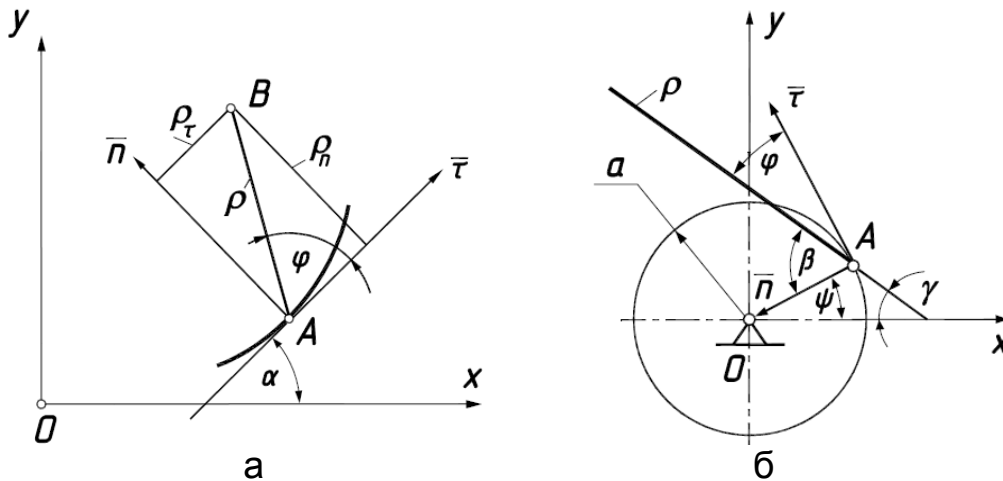


Рис. 1. Графічні ілюстрації до схеми роботи двохланкового плоского механізму: а) схема руху ланки AB в системі супровідного тригранника прямої кривої; б) ланка ρ в системі супровідного тригранника прямого кола радіуса a ($k=1/a$).

Наша задача – підібрати серед зазначених меж такі значення параметрів a , b і d , щоб ділянка траєкторії точки B була максимально наближена до відрізка прямої. Для цього нам потрібно встановити закон повороту ланки AB (на рис. 1,б вона позначена через ρ) в системі тригранника Френе. При роботі механізму змінюються кути ψ , ε (рис. 2,а) і φ , γ (рис. 1,б). Всі вони зв'язані між собою. Нам потрібно знайти залежність $\varphi=\varphi(s)$, оскільки вказаний кут є кутом між ланкою AB і ортом головної нормалі тригранника, який збігається із кривошипом OA механізму. Якщо така залежність буде знайдена, то ми зможемо записати проекції будь-якої точки ланки AB на орти рухомого тригранника:

$$\rho_\tau = \rho \cos \varphi; \quad \rho_n = \rho \sin \varphi, \quad (4)$$

де: ρ – відстань від точки A ланки AB .

Спочатку знайдемо взаємозв'язок між кутами ψ і ε (рис. 2,а). Будемо виходити із того, що ланки AB і BC мають спільну точку C (рис. 2,а). Запишемо проекції ланок OA , AC і BC на осі Ox і Oy . Проекції кінця A ланки OA запишуться через її довжину a (рис. 1,б):

$$x_A = a \cos \psi; \quad y_A = a \sin \psi. \quad (5)$$

Проекції кінця C ланки AC запишуться, виходячи із умови, що вона проходить через точку A , координати якої знайдені в (5):

$$x_C = a \cos \psi - b \cos \gamma; \quad y_C = a \sin \psi + b \sin \gamma. \quad (6)$$

З іншої сторони, запишемо проекції кінця C ланки DC , виходячи із умови, що вона проходить через точку D з координатами $\{-d, 0\}$:

$$x_C = -d + b \cos \varepsilon; \quad y_C = b \sin \varepsilon. \quad (7)$$

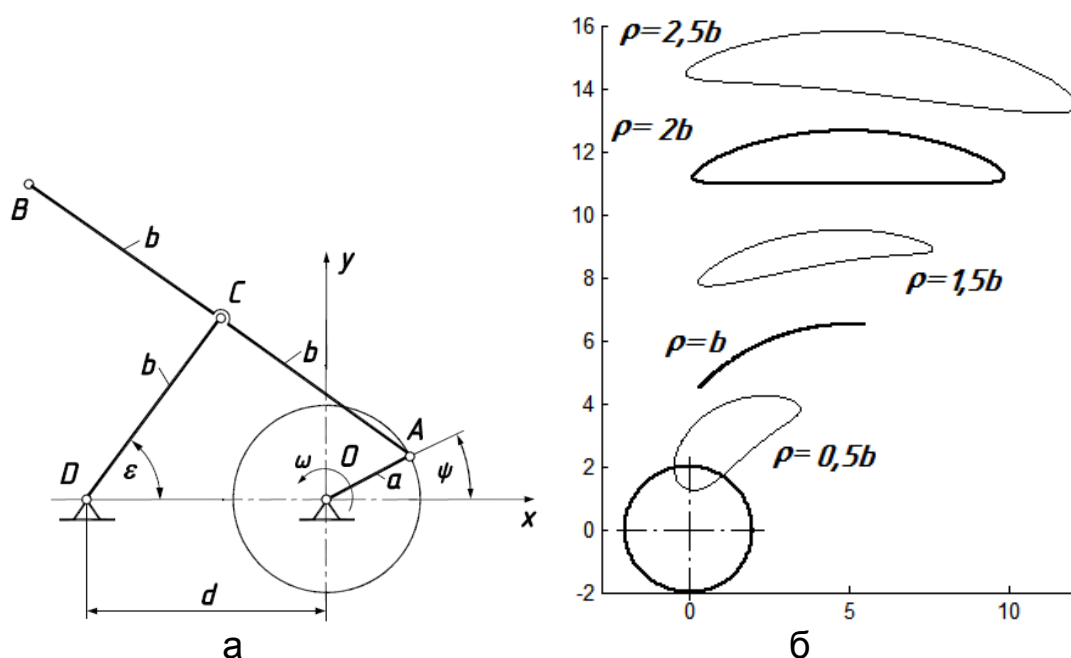


Рис. 2. Графічні ілюстрації до схеми роботи лямбдаподібного механізму Чебишева: а) схема механізму із зазначенням трьох параметрів a , b і d ; б) траєкторії окремих точок ланки AB при роботі механізму.

Прирівнявши попарно між собою координати точки C в (6) і (7), одержимо систему двох рівнянь з двома невідомими кутами ε і γ (кут ψ відомий, оскільки кривошип обертається із сталою кутовою швидкістю і кут ψ змінюється за лінійним законом: $\psi = s/a$):

$$\begin{aligned} a \cos \psi - b \cos \gamma &= -d + b \cos \varepsilon; \\ b \sin \varepsilon &= a \sin \psi + b \sin \gamma. \end{aligned} \quad (8)$$

Розв'язуємо систему (8) відносно кутів ε і γ за допомогою програмного продукту символьної математики «Mathematica». Із-за громіздкості виразів наводимо розв'язок тільки для кута γ , який нам потрібен в подальшому:

$$\gamma = \arccos \left[\frac{d^3 + a(a^2 + 3d^2)\cos \psi}{2bA} + \frac{a^2 d(2 + \cos 2\psi) + a \sin \psi \sqrt{A(4b^2 - A)}}{2bA} \right], \quad (9)$$

де: $\psi = ks$, $A = a^2 + d^2 + 2ad \cos ks$.

Тепер знайдемо вираз для кута φ . Можна показати, що кути φ , ψ і γ (рис. 1,б) зв'язані між собою залежністю:

$$\beta = \gamma + \psi = \gamma + ks. \quad (10)$$

Оскільки кути β і φ в сумі становлять 90° , то можна записати:

$$\varphi = 90^\circ - (\gamma + ks). \quad (11)$$

Таким чином, закономірність зміни кута $\varphi=\varphi(s)$ знайдена: вона визначається виразом (11) із врахуванням (9). Тепер за формулами (4) можна знайти координати будь-якої точки ланки AB в проекціях на орти тригранника під час його руху по напрямному колу радіуса a . Рівняння (4) є рівняннями відносного руху точки ланки AB на відстані ρ від точки A , тобто це є слід руху точки в стичній площині тригранника Френе. Щоб знайти абсолютну траєкторію в нерухомій системі координат, потрібно скористатися рівняннями (1). На рис. 2,б побудовано траєкторії точок на різних відстанях від точки A . Траєкторію точки B ми отримали при $\rho=2b$. Це є симетрична крива із прямолінійною ділянкою, подібною до наведеної в [1] на стор. 171, рис. 80. Її вдалося побудувати шляхом підбору параметрів $a=2$, $b=6,5$ і $d=5$ із рекомендованих співвідношень і їх меж. При $\rho=b$ отримуємо дугу кола радіуса b , що зрозуміло із принципу роботи механізму. Це свідчить про достовірність отриманих результатів. На рис. 2,б показані траєкторії інших точок ланки AB , в тому числі і коло радіуса a при $\rho=0$.

Для ланки AB симетричну траєкторію описує тільки точка B при $\rho=2b$ (не приймаючи до уваги напрямного кола). Можна прослідкувати трансформацію цієї траєкторії зміною одного із параметрів. На рис. 3,а показані шатунні криві (траєкторії точки B) при $a=2$, $d=5$ і зміні параметра b від 4 до 8 через 0,5 лінійних одиниць. На рис. 3,б показано траєкторії точок ланки AB при максимальному значенні параметра $d=11$, при якому механізм може працювати.

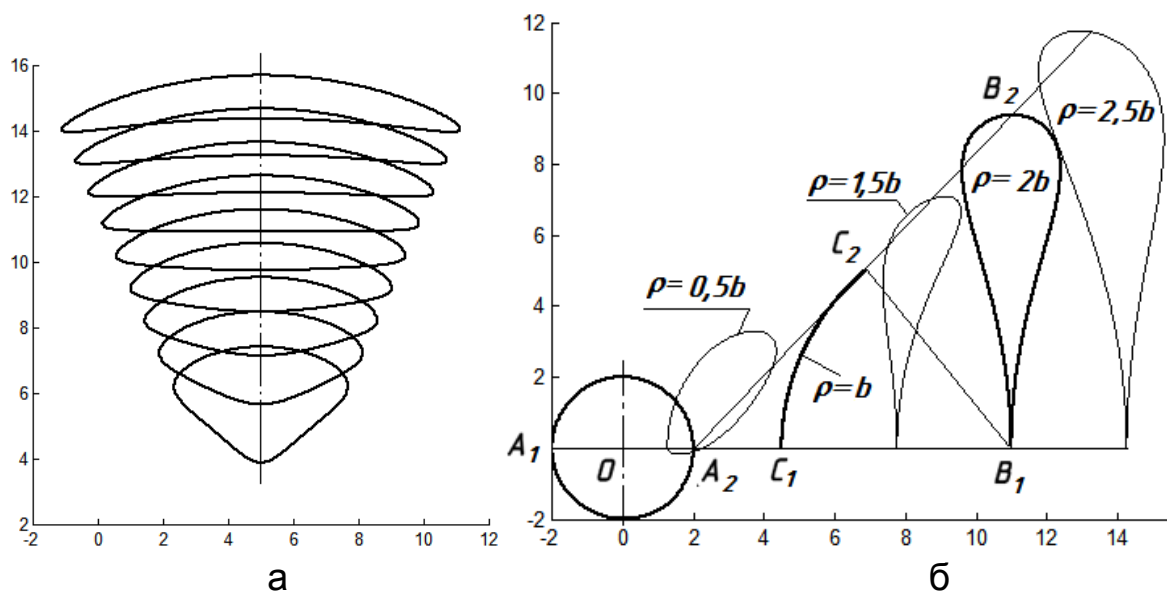


Рис. 3. Траєкторії точок ланки AB : а) трансформація траєкторії точки B при зміні параметра b від 4 до 8 через 0,5 лінійних одиниць; б) траєкторії окремих точок ланки AB при $a=2$, $b=6,5$ і $d=11$.

Траєкторія точки B перетворюється в краплеподібну симетричну криву. На рис. 3,б зображено ланку AB в крайніх положеннях з нанесеними точками, для яких в одному положенні вибрано індекс «1», а в іншому – «2».

Прискорення точки на ланці AB будемо визначати за формулами (3). Для цього знайдемо похідні виразів (4), маючи на увазі, що $\rho = \text{const}$, а $\varphi = \varphi(s)$:

$$\begin{aligned}\rho'_\tau &= -\rho\varphi' \sin \varphi; & \rho'_n &= \rho\varphi' \cos \varphi; \\ \rho''_\tau &= -\rho(\varphi'' \sin \varphi + \varphi'^2 \cos \varphi); & \rho''_n &= \rho(-\varphi'' \cos \varphi - \varphi'^2 \sin \varphi).\end{aligned}\quad (12)$$

Підставляємо вирази (4) і (12) у (3) і після спрощень отримаємо:

$$\begin{aligned}w_\tau &= -\rho V_A^2 [\varphi'' \sin \varphi + (k + \varphi')^2 \cos \varphi]; \\ w_n &= k V_A^2 + \rho V_A^2 [\varphi'' \cos \varphi - (k + \varphi')^2 \sin \varphi].\end{aligned}\quad (13)$$

Формули (13) можна отримати із наведених загальних формул в праці [9] при $V_A = \text{const}$ і $\rho = \text{const}$. Підставимо в (13) вираз кута $\varphi = \varphi(s)$ із (11) та його похідні $\varphi' = -(\gamma' + k)$, $\varphi'' = -\gamma''$ і після спрощень отримаємо:

$$\begin{aligned}w_\tau &= \rho V_A^2 [\gamma'' \cos(\gamma + ks) - \gamma'^2 \sin(\gamma + ks)]; \\ w_n &= k V_A^2 - \rho V_A^2 [\gamma'' \sin(\gamma + ks) + \gamma'^2 \cos(\gamma + ks)].\end{aligned}\quad (14)$$

У виразах (14) $k=1/a$, швидкість руху тригранника по колу $V_A = \omega a = \omega/k$, де ω – кутова швидкість обертання кривошипа OA , відстань ρ задаємо в залежності від того, для якої точки ланки AB хочемо знайти прискорення. Найважче в цих виразах знайти похідні кута $\gamma = \gamma(s)$, оскільки він має громіздкий вигляд (вираз (9)). Вручну зробити це було б нереально, однак з допомогою продукту «Mathematica» стає можливим.

За допомогою виразів (14) можна знайти величину і напрям прискорення будь-якої точки траєкторії ланки AB в залежності від значення змінної s , тобто від положення кривошипа. Щоправда, напрям вектора прискорення ми отримуємо на орти рухомого тригранника, однак знаючи його кут повороту $\alpha = ks$ по відношенню до нерухомої системи, можна знайти напрям в нерухомій системі координат. Величину прискорення знаходимо із векторної суми складових (14):

$$w = \sqrt{w_\tau^2 + w_n^2}. \quad (15)$$

Із (14) випливає, що при $\rho=0$ присутня тільки одна складова прискорення $w_n = k V_A^2$, яка спрямована вздовж орта головної нормалі тригранника. Це прискорення відповідає точці A ланки AB , яка рухається по колу радіуса a із сталою швидкістю V_A . Ця складова

носить назву доцентрового прискорення, яке є для нашого випадку сталим, і спрямоване до центру кола. Для визначення прискорення для інших точок ланки AB при $\rho \neq 0$ за формулами (14) потрібно мати вирази першої і другої похідних кута γ (9). Зважаючи на громіздкість виразу (9), що призведе ще до більш громіздких виразів похідних, розглянемо знаходження вектора прискорення на прикладі кривошипно-повзунного механізму (рис. 4), у якого вираз кута $\varphi = \varphi(s)$ має простий вигляд [10]:

$$\varphi = 90^\circ - ks + \arcsin \frac{\sin ks}{Lk}, \quad (16)$$

де: L – довжина шатуна AB .

За формулами (13) знаходимо складові прискорення точки ланки AB (шатуна) на відстані ρ від точки A в напрямі точки B . За формулою (15) знаходимо закономірність зміни величини прискорення в залежності від довжини дуги s напрямного кола, що рівноцінно куту $\psi = s/a = ks$ повороту кривошипа OA . Такі графіки зміни прискорення для різних точок шатуна побудовані на рис. 5,б.

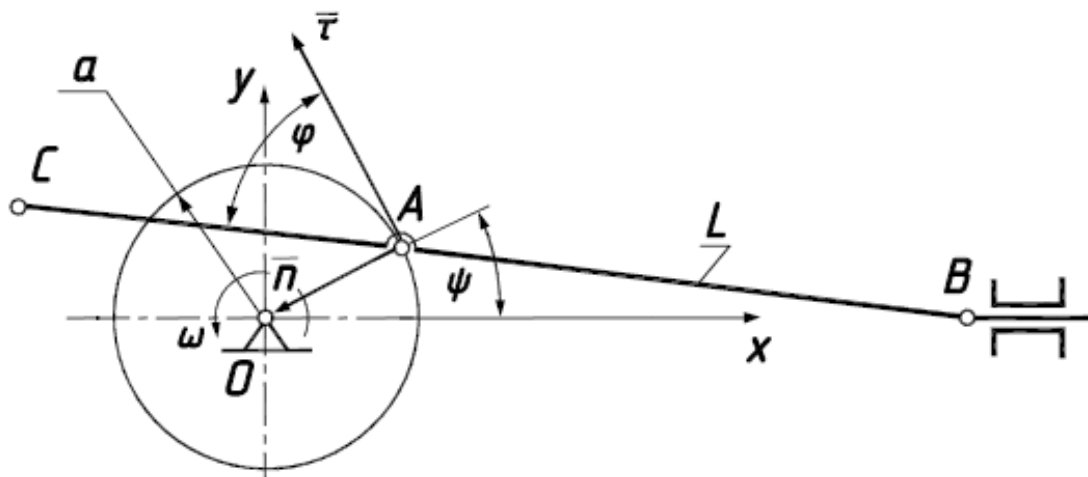


Рис. 4. Схема кривошипно-повзунного механізму.

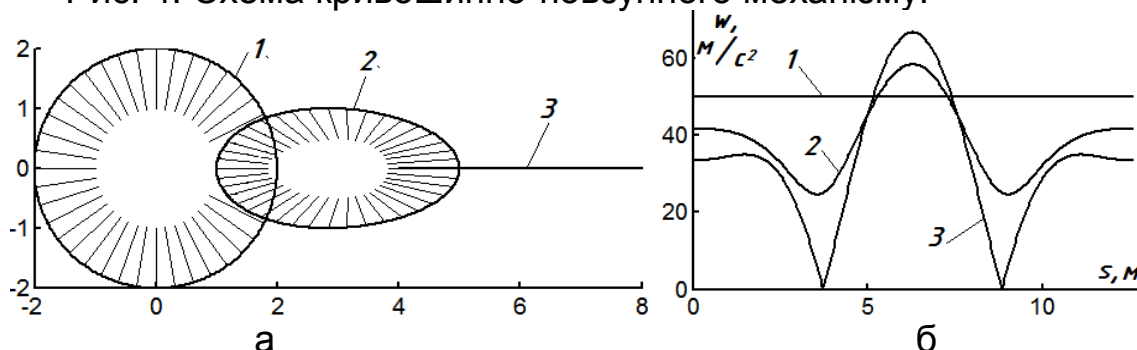


Рис. 5. До визначення прискорення точок шатуна AB (1 – для точки A , 2 – для середньої точки між A і B , 3 – для точки B): а) розподіл векторів прискорення вздовж траєкторій руху точок; б) графіки зміни прискорення $w = w(s)$.

Для більшої наочності ми побудували в масштабі вектори прискорень окремих точок шатуна вздовж траєкторії їх руху (рис. 5,а). Було прийнято наступні параметри механізму: $OA=a=2$ ($k=0,5$) і $AB=L=6$. Кутова швидкість обертання кривошипа $\omega=5 \text{ с}^{-1}$. Порядок побудови наступний. Траєкторію руху окремих точок шатуна визначали за рівняннями (1), для яких складові проекцій на орти тригранника знаходили за виразами (4), знаючи закономірність зміни кута $\varphi=\varphi(s)$ із (16). Щоб побудувати вздовж траєкторій руху вектори прискорень, необхідно перейти від їх проекцій (13) на орти тригранника Френе до проекцій на нерухому систему за формулами повороту на кут $\alpha=ks$:

$$\begin{aligned} w_x &= w_\tau \cos(ks) - w_n \sin(ks); \\ w_y &= w_\tau \sin(ks) + w_n \cos(ks). \end{aligned} \quad (18)$$

В залежності від положення шатуна (змінної s) визначаються координати певної точки траєкторії шатуна (наприклад, точки B при $\rho=L$) за формулами (1). До координат цієї точки потрібно додати знайдений вектор (18), попередньо помноживши його на певний масштабний коефіцієнт m для того, щоб уникнути його надмірної довжини. Ми отримаємо координати кінця вектора:

$$x_w = x_B + mw_x; \quad y_w = y_B + mw_y. \quad (19)$$

З'єднавши точку з координатами x_B і y_B на траєкторії з координатами кінця вектора x_w і y_w відрізком, ми отримаємо вектор прискорення в даній точці траєкторії. Збільшуючи змінну s на певну величину Δs ми можемо побудувати вектори вздовж траєкторії з необхідною щільністю. На рис. 5,а цифрою 1 позначено траєкторію точки A і побудовано вектори за описаним алгоритмом. Всі вони мають сталу величину – 50 м/с^2 (див. рис. 5,б) і спрямовані до центру кола, оскільки точка A обертається із сталою кутовою швидкістю. Для середньої точки шатуна AB (позначено цифрою 2) вектори мають змінну довжину (величину). Їх напрям не збігається із нормаллю до траєкторії, оскільки точка рухається по ній із змінною швидкістю і тому окрім доцентрового присутнє ще і тангенціальне прискорення. Для точки B шатуна (позначено цифрою 3) зміну величини і напрямку вектора на рис. 5,а побачити не можна, оскільки всі вектори збігаються із прямою лінією – траєкторією ковзання повзуна. Зміну величини прискорення можна побачити на графіку (рис. 5,б). З нього видно, що в двох точках прискорення рівне нулю. В цей момент вектор прискорення міняє знак на протилежний (на графіку це не відображено, тому що вираз (15) всі величини дає додатними. Проте цю зміну можна побачити на траєкторії точки, близької до точки B , наприклад, при $\rho=0,9L=5,4 \text{ м}$. В цьому випадку траєкторія буде сплюснутою кривою, близькою до прямої, вздовж

якої можна прослідкувати зміну напрямку і величини вектора прискорення.

Аналізуючи вирази (17) неважко побачити, що при $Lk=1$ перший вираз перетворюється у сталу величину, а другий – в нуль. Конструктивно це означає, що довжина кривошипа OA і шатуна AB однакова. У цьому випадку кутова швидкість повороту шатуна навколо точки A по відношенню до рухомої системи координат є сталою і кутове прискорення рівне нулеві. З'ясуємо особливості роботи такого механізму. На рис. 6,а побудовано траєкторії точок A (коло) і B (пряма лінія) та множину положень шатуна.

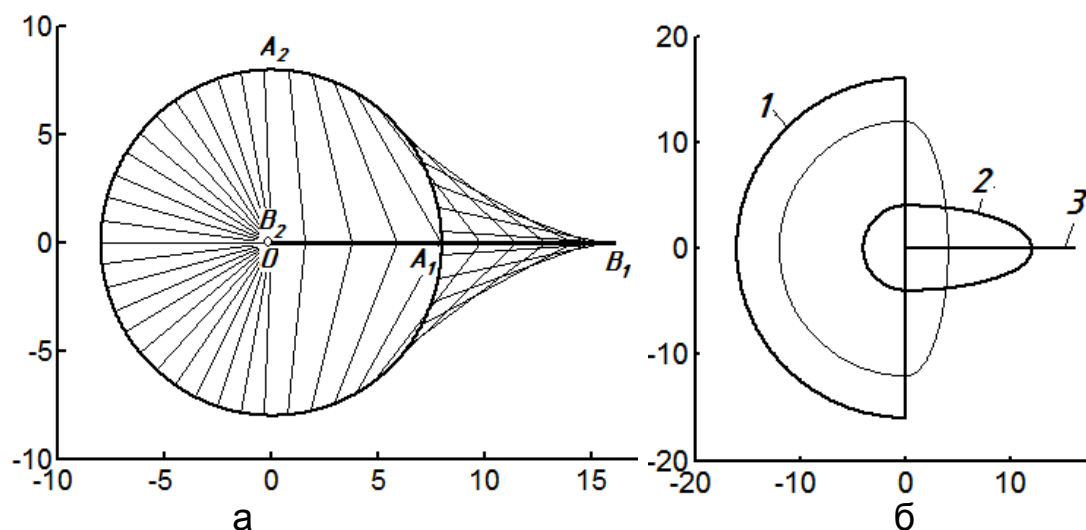


Рис. 6. Частковий випадок кривошипно-повзунного механізму при $OA=AB=8$ м: а) множина положень шатуна AB ; б) траєкторії окремих точок шатуна.

На рис. 6,а позначено два характерних положення шатуна. При крайньому положенні (положення A_1B_1) шатун і кривошип розташовані на спільній прямій – лінії ковзання повзуна. При подальшій роботі точка A рухається по колу до положення A_2 , а точка B – по прямій до положення B_2 . Коли точки займуть ці положення, то кривошип збіжиться із шатуном і подальший їх рух буде спільним: вони обертатимуться навколо точки $O \equiv B$ до нижнього положення точки A на колі і весь цей час повзун (точка B) буде стояти на місці. Далі кривошип і шатун розділяються, повзун буде рухатися по прямій в напрямі свого протилежного крайнього положення B_1 і цикл роботи механізму буде симетричний попередньому.

Таким чином такий механізм має корисну властивість – в процесі роботи зупиняти одну із своїх ланок (повзун) на певний час (половину тривалості циклу). Проте це не єдина корисна властивість. На рис. 6,б побудовані траєкторії окремих точок шатуна:

3 – повзуна (точки B), 2 – середини шатуна AB , 1 – точки C , яка розташована на шатуні з протилежної сторони від точки B і симетрично відносно точки A , тобто на відстані $AB=BC$. Як видно із рисунка, одна частина цієї траєкторії є півколо, а друга – пряма лінія – діаметр цього кола. Отже, цей механізм може використовуватися як прямолю. Не позначена на рис. 6,б траєкторія належить точці шатуна між точками C і A . Траєкторія точки A (коло) не показана.

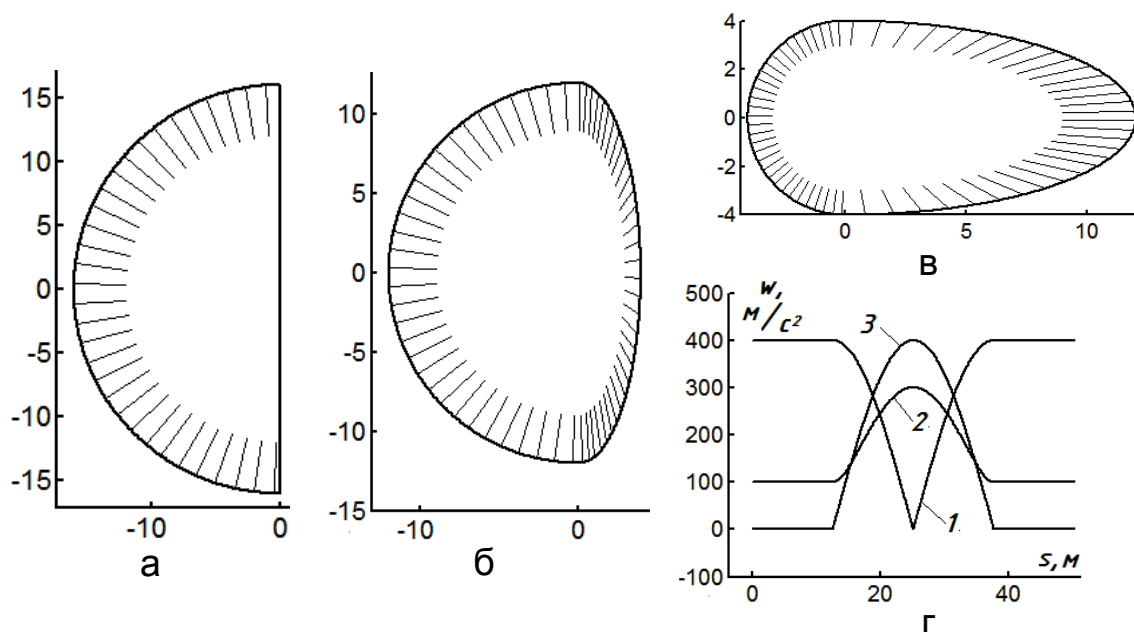


Рис. 7. До визначення прискорення точок шатуна AB кривошипно-повзунного механізму при $OA=AB=8$ м: а), б), в) – розподіл векторів прискорень вздовж траєкторій точок шатуна AB , які зображені на рис. 6,б; г) графіки зміни величини прискорення вздовж траєкторій, позначених відповідними цифрами на рис. 6,б.

На рис. 7 зображені деякі із шатунних кривих, представлених на рис. 6,б, з нанесеними векторами прискорень вздовж них. Для всіх цих траєкторій є характерним те, що їх частиною є півколо, по якому рухається точка шатуна впродовж пів циклу. Рівномірність розподілу векторів і їх величина на цих ділянках є сталою, що свідчить про те, що точка рухається по кривій із сталою швидкістю. На другій частині траєкторії цього не відбувається: і щільність розподілу, і величина векторів є змінними. На рис. 7,г наведені графіки зміни величини прискорень для деяких траєкторій. Для всіх їх характерним є те, що частина графіка є пряма, тобто прискорення стає, що відповідає руху точки шатуна по колу. Для точки B повзуна (графік позначено цифрою 3) впродовж пів циклу прискорення рівне нулеві. Це відповідає його зупинці.

Висновок. Для аналітичного опису множини положень веденої прямолінійної ланки плоского механізму та визначення прискорень окремих її точок доцільно застосовувати тригранник Френе, вершина якого збігається із шарніром з'єднання ланки із кривошипом.

Тригранник в такому випадку є супровідним для кола – траєкторії руху шарніра. Ланка при переміщенні здійснює обертальний рух по відношенню до рухомого тригранника навколо його вершини. Знаходження аналітичного закону обертання ланки у функції довжини дуги напрямного кола дає можливість визначення інших кінематичних характеристик, в тому числі траєкторій руху окремих точок ланки та векторів прискорень.

Список літератури

1. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. Москва. 1985. 279 с.
2. Бергер Э. Г., Табацков В. П. Способ геометрического и механического образования рациональных кривых 3-го и 4-го порядка. Прикладная геометрия и инженерная графика. Киев. 1982. Вып. 33. С. 88—89.
3. Потишко А. В., Кобезская В. С. Воспроизведение некоторых спиралей. Прикладная геометрия и инженерная графика. Киев. 1971. Вып. 13. С. 84—85.
4. Зубашенко Г. П., Корченко О. Г., Попкова Т. В., Макаренко М. Г., Щербина В. П. Геометричні методи кінематичного аналізу плоских важільних механізмів вищих класів. Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ. 2007. Вип. 77. С. 80—84.
5. Росоха С. В., Куценко Л. М. Геометричне моделювання об'ємів робочих камер роторно-планетарних троххідних машин. Харків. 2007. 176 с.
6. Пилипака С. Ф., Бабка В. М., Пилипака Т. С. Кінематика відрізка, кінці якого описують задані лінії у площині / С. Ф. Пилипака,. Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ. 2007. Вип. 77. С. 36—42.
7. Чепіжний А. В., Бабка В. М. Визначення положень ланок плоского механізму за допомогою системи тригранника Френе. Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ. 2012. Вип. 90. С. 20—26.
8. Пилипака С. Ф. Теорія складного руху матеріальної точки на площині. Частина перша. Абсолютні швидкість і траєкторія. Електротехніка і механіка. 2006. №1. С. 84—94.
9. Пилипака С. Ф. Теорія складного руху матеріальної точки на площині. Частина друга. Абсолютне прискорення. Задачі на динаміку точки. Електротехніка і механіка. 2006. № 2. С. 88—100.
10. Чепіжний А. В., Бабка В. М. Визначення положень ланок плоского механізму за допомогою системи тригранника Френе. Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ. 2012. Вип. 90. С. 20—26.

References

1. Levitskaya O. N., Levitskiy N. I. (1985). Kurs teorii mekhanizmov i mashin [The course of the theory of mechanisms and machines]. Moscow. 279.
2. Berger E. G., Tabatskov V. P. (1982). Spособ geometricheskogo i mekhanicheskogo obrazovaniya ratsionalnykh krivyykh 3-g i 4-go poriyadka [The method of geometrical and mechanical formation of rational curves of 3-d and 4-th order]. Prikl. geometriya i inzh. grafika. Kiev. Budivelnik. 88-89.
3. Potishko A. V., Kobezskaya V. S. (1971). Vosproizvedenie nekotorykh spiraley [Playback of some spirals]. Prikl. geometriya i inzh. grafika. Kiev. Budivelnik. 13. 84-85.
4. Zubashhenko G. P., Korchenko O. G., Popkova T. V., Makarenko M. G., Shherby`na V. P. (2007). Geometry`chni metody` kinematy`chnogo analizu plosky`x vazhil`ny`x mexanizmiv vy`shhy`x klasiv [Geometric methods kinematicchnoho

analysis flat lever mechanisms of the upper classes]. *Pry`kl. geometriya ta inzh. grafika*. Kiev. KNUBA. 80-84.

5. *Rosoxa S. V., Kucenko L. M. (2007). Geometry`chne modelyuvannya ob'yemiv robochy`x kamer rotorno-planetarny`x troxoyidny`x mashy`n [Heometrychnist volumes simulation chambers planetary rotary machines trohoyidnih]. Kharkiv. UCzZU. 176.*

6. *Pilipaka S. F., Babka V. M., Pilipaka T. S. (2007). Kinematy`ka vidrizka, kinci yakogo opy`suyut` zadani liniyi u ploshhy`ni [Kinematics segment, the end of which describe a given line in the plane]. Pry`kl. geometriya ta inzh. grafika*. Kiev. KNUBA. 36-42.

7. *Chepizhny`j A. V., Babka V. M. (2012). Vy`znachennya polozhen` lanok ploskogo mexanizmu za dopomogoyu sy`stemy` try`granny`ka Frene [Determination provisions flat parts of the mechanism by means of Frenet-Serret formulas]. Pry`kladna geometriya ta inzhenerna grafika*. Kiev. KNUBA. 20-26.

8. *Pilipaka S. F. (2006). Teoriya skladnogo ruxu material`noyi tochky` na ploshhy`ni. Chasty`na persha. Absolyutni shvy`dkist` i trayektoriya [The theory of complex motion of a point on the plane. Part One. Absolute speed and trajectory]. Elektrotexnika i mexanika*. Kiev. 84-94.

9. *Pilipaka S. F. (2006). Teoriya skladnogo ruxu material`noyi tochky` na ploshhy`ni. Chasty`na druga. Absolyutne pry`skorennya. Zadachi na dy`namiku tochky` [The theory of complex motion of a point on the plane. Part Two. The absolute acceleration. Tasks of the dynamics point]. Elektrotexnika i mexanika*. Kiev. 88-100.

10. *Chepizhny`j A. V., Babka V. M. (2012). Vy`znachennya polozhen` lanok ploskogo mexanizmu za dopomogoyu sy`stemy` try`granny`ka Frene [Determination provisions flat parts of the mechanism by means of Frenet-Serret formulas]. Pry`kladna geometriya ta inzhenerna grafika*. Kiev. 20-26.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЙ И УСКОРЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ ТРЕХГРАННИКА ФРЕНЕ

С. Ф. Пилипака, А. В. Чепижный

Аннотация. Для определения траекторий движения отдельных точек, которые принадлежат звеньям плоского механизма, можно использовать сопровождающий трехгранник Френе траектории движения конца этого звена. Это дает также возможность определять векторы ускорений этих точек во время движения. В работе рассматривается ведомое звено механизма, которое шарнирно связано с ведущим – кривошипом. Общей траекторией движения концов этих двух звеньев является окружность, по которой с постоянной скоростью движется шарнир. Трехгранник Френе располагаем таким образом, что его начало совпадает с шарниром, орт главной нормали направлен вдоль кривошипа к центру окружности, а орт касательной касается к окружности. При вращении кривошипа трехгранник движется вдоль окружности и его главная нормаль совпадает с кривошипом.

В системе сопровождающего трехгранника конец ведомого звена совпадает с началом трехгранника, а само звено образует

определенный угол с ортом касательной. При работе механизма этот угол меняется по определенному закону, то есть ведомое звено в системе трехгранника вращается вокруг начала с определенной угловой скоростью. Если известен закон поворота ведомого звена в системе трехгранника у функции длины дуги окружности – траектории шарнира, то можно за известными формулами определить траекторию, скорость и ускорение произвольной точки ведомого звена.

В работе на примере некоторых механизмов показано построение траекторий отдельных точек ведомого звена и нахождения их ускорений. При этом величина ускорения в зависимости от поворота кривошипа может быть показана на графике, а также непосредственно на траектории в соответствующей ей точке вектором в масштабе. Это дает возможность визуально оценить изменение ускорения за величиной и направлением вдоль траектории движения точки.

Ключевые слова: кривошип, ведомое звено, трехгранник Френе, траектория, ускорение

CERTAIN PROVISIONS AND ACCELERATION OF PLANAR MECHANISMS LINKS WITH FRENET TRIHEDRON

S. F. Pylypaka, A. V. Chepyzhniy

Abstract. To determine the trajectories of individual points, which belong to the flat links of the mechanism, you can use the accompanying trihedron Frenet trajectory end of this link. It also makes it possible to determine the acceleration vectors of these points while driving. The paper deals with the mechanism of the driven member, which is pivotally connected to the drive – crank. General path of movement of the two ends of the units is a circle on which moves at a constant velocity joint. Frenet trihedron have such a way that its origin coincides with the hinge, the unit vector directed along the principal normal crank to the center of the circle, and the unit vector tangent to the circumference of the concerns. By rotating the crank trihedron moves along a circle and its principal normal coincide with the crank.

The system accompanying trihedron end of the driven member coincides with the beginning of the trihedron and unit itself forms a certain angle with the unit vector tangent. When the mechanism for changing the angle of a certain law, that is, the driven member in the trihedron system revolves around the beginning with a certain angular velocity. If we know the law of rotation of the driven member in the system of the trihedron in arc length function - the trajectory of the hinge, it is possible to determine the known formulas of the trajectory velocity and acceleration of any point of the driven member.

The work by the example of some of the mechanisms shown in the construction of trajectories of individual points of the driven member and the location of their accelerations. The value of the acceleration as a function of crank angle may be indicated on the graph, as well as directly on the path to the point vector corresponding to it on the scale. This makes it possible to visually assess the change in acceleration of the magnitude and direction of motion of a point along a path.

Key words: *crank, driven member, Frenet trihedron, trajectory, acceleration.*

УДК 681.513

**ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ
ВИКОНАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У РОСЛИННИЦТВІ,
ЗАЛЕЖНІ ВІД ПОЧАТКОВОГО ТА КІНЦЕВОГО СТАНУ
ОБ'ЄКТУ КЕРУВАННЯ**

***В. Г. Мироненко, доктор технічних наук
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»
Ю. В. Човнюк, О. О. Броварець, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: brovaretsnau@ukr.net***

Анотація. *На думку авторів даного дослідження, необхідно розглянути специфічний клас керованих систем, які залежать від старту та фінішу і котрі адекватно моделюють інтегровані системи автоматичного управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, у тому числі рослинництві. Задачі управління такими системи дещо відмінні від традиційних задача управління (у тому числі оптимального) й пов'язані перш за все, з плануванням роботи кожної з таких систем.*

Обґрунтовані інтегровані системи управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, які залежать від початкового та кінцевого моментів часу їх функціонування. Задля оптимізації процесів управління вказаними системами проведено узагальнення результатів досліджень щодо впливу різноманітних факторів на ефективність рослинництва.

© В. Г. Мироненко, Ю. В. Човнюк, О. О. Броварець, 2017

The work by the example of some of the mechanisms shown in the construction of trajectories of individual points of the driven member and the location of their accelerations. The value of the acceleration as a function of crank angle may be indicated on the graph, as well as directly on the path to the point vector corresponding to it on the scale. This makes it possible to visually assess the change in acceleration of the magnitude and direction of motion of a point along a path.

Key words: *crank, driven member, Frenet trihedron, trajectory, acceleration.*

УДК 681.513

ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ВИКОНАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У РОСЛИННИЦТВІ, ЗАЛЕЖНІ ВІД ПОЧАТКОВОГО ТА КІНЦЕВОГО СТАНУ ОБ'ЄКТУ КЕРУВАННЯ

***В. Г. Мироненко, доктор технічних наук
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»
Ю. В. Човнюк, О. О. Броварець, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: brovaretsnau@ukr.net***

Анотація. *На думку авторів даного дослідження, необхідно розглянути специфічний клас керованих систем, які залежать від старту та фінішу і котрі адекватно моделюють інтегровані системи автоматичного управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, у тому числі рослинництві. Задачі управління такими системи дещо відмінні від традиційних задача управління (у тому числі оптимального) й пов'язані перш за все, з плануванням роботи кожної з таких систем.*

Обґрунтовані інтегровані системи управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, які залежать від початкового та кінцевого моментів часу їх функціонування. Задля оптимізації процесів управління вказаними системами проведено узагальнення результатів досліджень щодо впливу різноманітних факторів на ефективність рослинництва.

© В. Г. Мироненко, Ю. В. Човнюк, О. О. Броварець, 2017

Встановлені найбільш вагомі технологічні, технічні та організаційні критерії якісної роботи сільськогосподарських машин, їх рівень впливу на кінцевий результат – величину зібраного врожаю, а також можливий рівень ефективності застосування відповідних технічних засобів механізації з керованим впливом на якість виконання власне самих технологічних операцій.

Моделювання подібних систем, методи оптимального управління ними є актуальними дослідженнями сьогодення і вимагають подальшого поглибленого вивчення.

Використання розробленої методики інтегровані системи управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, залежні від початкового та кінцевого моментів часу їх функціонування дають можливість прогнозувати подальші зміни систем. Дана методика дозволяє оптимізувати використання наявних ресурсів забезпечить підвищення ефективності на 20–30%.

Ключові слова: *інтегровані системи управління, технологічні процеси, сільськогосподарське виробництво, залежність, початковий та кінцевий моменти функціонування*

Постановка проблеми. Відомо, що інтегровані системи автоматичного управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві є найбільш перспективним. Саме вони мають забезпечити створення якісно нових технологій (інноваційних технологій), які мають новітні економічні, соціальні та екологічні показники.

Зрозуміло, що для узагальнення результатів попередніх досліджень, які стосуються визначення рівня впливу різноманітних факторів на ефективність рослинництва, слід визначити основні технологічні (норма внесення, глибина обробітку та інше), технічні (швидкість руху, навантаження двигуна тощо) та організаційні (строки виконання, завантаження МТА) критерії якісної роботи сільськогосподарських машин, вагомість впливу цих факторів на величину зібраного врожаю (кінцевий результат), а також імовірність (можливий) рівень ефективності застосування відповідних технічних засобів механізації з керованим впливом на якість виконання технологічних операцій.

На думку авторів даного дослідження, необхідно розглянути специфічний клас керованих систем, які залежать від старту та фінішу і котрі адекватно моделюють інтегровані системи автоматичного управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, у тому числі рослинництві. Задачі управління такими системи дещо відмінні від традиційних

задача управління (у тому числі оптимального) й пов'язані перш за все, з плануванням роботи кожної з таких систем.

Зрозуміло, що моделювання подібних систем, методи оптимального управління ними є актуальними дослідженнями сьогодення і вимагають подальшого поглибленого вивчення.

Аналіз останніх досліджень. Автори робіт [1–15] розглядають і всебічно досліджують різноманітні аспекти управління скінченно-вимірними лінійними об'єктами, різноманітні задачі теорії управління рухом, автоматичного управління лінійними (нелінійними) системами. Проте управління системами, які залежать від старту та фінішу, на думку авторів даного дослідження, вимагають подальшого всебічного вивчення.

Слід зазначити, що результати цитованих вище робіт будуть використані у даному дослідженні.

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні підходу до розв'язку основних проблем теорії управління систем, залежних від старту та фінішу, а також задачі повної керованості подібних систем при оптимізації управління.

Результати досліджень. Вважатимемо, що мова йде про вирощування деякої культури, наприклад кукурудзи. За початкового відліку часу візьмемо 1 січня. Стан рослин у кожний конкретний момент часу t , $t > 0$, можна характеризувати набором параметрів $x_1(t), \dots, x_n(t)$. Швидкість росту й визрівання рослин залежить від багатьох факторів. Вкажемо лише деякі з них: якість насіння у момент часу $t=t_0$ попадання зернини у ґрунт, якість ґрунту, якість догляду за рослинністю, момент часу, коли відбувається збирання врожаю та інше. Вважаючи якість насіння й ґрунту заздалегідь заданими і постійними, можна вивчати залежність розвитку рослини від інших факторів. Якщо врахувати, що швидкість розвитку рослини у довільний момент часу t залежить від початкового моменту часу, коли зернина потрапляє у ґрунт, від якості догляду за рослиною у даний момент часу t , від стану рослини у поточний момент часу, тоді процес можна описати системою рівнянь:

$$\dot{x}_i = f_i(t, t_0, x, u), \quad i=1, \dots, n, \quad (1)$$

де вектор $x = \{x_1, \dots, x_n\}$ характеризує стан рослини, а $u = \{u_1, \dots, u_r\}$ - догляд за рослиною. Початковий стан системи можна вважати заданим:

$$x(t_0) = x^0. \quad (2)$$

Якщо цей процес розглядати як керований, тоді у праву частину системи (1) слід ввести функцію $u_k = u_k(t, t_0, T)$, $k=1, \dots, r$, де T - момент закінчення процесу догляду за рослиною (тобто збирання врожаю), вибір яких залежить безпосередньо не тільки від критерію

оптимальності системи, але й від t_0 та T . Підставляючи таке керування у рівняння (1) матимемо систему рівнянь, яка залежить від t_0 та T .

Слід зазначити наступне:

1. Керовані рухи системи, залежні від старту й фінішу, у ряді випадків можна розглядати як багатокрокові процеси, що описуються рівняннями виду:

$$x_i(n+1) = f_i(t_0, T, t, n, x(n), u), \quad i=1, \dots, m, \quad n=1, \dots, N, \quad (3)$$

де: n – номер відрізка при діленні $(T - t_0)$ на N частин.

2. У задачах, у яких слід враховувати безперервно змінний час, процеси у системах, залежних від старту й фінішу, можуть описуватись диференціальними рівняннями виду:

$$\dot{x}_i = f_i(t, t_0, T, x, u), \quad t_0 \leq t \leq T, \quad i=1, \dots, n \quad (4)$$

Аналогічно можна розглядати й системи з розподіленими параметрами, залежні від старту й фінішу.

3. Для такого типу систем залишаються природними основні проблеми теорії управління (керованість, спостережуваність, оптимальність та інше). Однак тепер вони набувають деяких нових відтінків у зв'язку з тим, що праві частини рівнянь руху можуть бути безперервними за координатами t , x та u , але бути розривним за t_0 й T . Цей останній факт може суттєво вплинути на зміст, відповідно, у кожній конкретній задачі теорії управління. Як показано нижче, у цих випадках може суттєво ускладнюватись й зазвичай використовуваний спосіб розв'язку задачі.

Керованість. Спочатку розглянемо систему:

$$\dot{x} = A(t) \cdot x + B(t), \quad t_0 \leq t \leq T, \quad (5)$$

У якій $A(t)$ – неперервна матриця порядку n , а $B(t)$ неперервна матриця розмірністю $[n \times m]$, $x \in E^n$, $u \in E^m$. Допустимим керуванням вважаються кусково-неперервні функції $u = u(t)$ зі значеннями у всьому просторі E^n .

Відомо, що система рівнянь (5) називається керованою, як що для заданого t_0 і будь-якого $x^0 \in E^n$, $x' \in E^n$ можна вказати $T(t_0)$, $T > t_0$ й допустиме управління $u = u(t, t_0, T, x^0, x')$ такі, що $x = x(t)$ є розв'язок рівняння:

$$\dot{x} = A(t) \cdot x + B(t) \cdot u(t, t_0, T, x^0, x'), \quad x(T) = x^1, \quad (6)$$

з початковою умовою (2).

Якщо t_0 й T задані, тоді система зветься керованою на відрізку $[t_0, T]$. Відомі умови керованості, наприклад [1–3]. Тут приведемо їх у зручній для подальшого аналізу формулі [4]. Для цього випишемо матрицю коші $W(t, s)$ однорідного рівняння:

$$\dot{y} = A(t) \cdot y. \quad (7)$$

Якщо тепер позначити $h_i(t, T)$ i -й стовпець матриці $B^*(t)W^*(t)$, тоді умова керованості полягає у тому, що за заданого t_0 вектор-функції $h_1(t, T), \dots, h_n(t, T)$ лінійно незалежні на деякому відрізку $[t_0, T]$. Ця умова залишається справедливою і у тому випадку, коли матриці $A(t)$ й $B(t)$ кусково-неперервні.

У випадку, коли розглядається лінійна система управління, залежна від старту й фінішу, процес описується рівнянням:

$$\dot{X} = A(t, t_0, T) \cdot x + B(t, t_0, T) \cdot u, \quad t_0 \prec t \prec T. \quad (8)$$

Будемо вважати, що $A(t, t_0, T)$ й $B(t, t_0, T)$ неперервні по t на будь-якому відрізку $[t_0, T]$ й кусково-неперервні по t_0 й T .

Зрозуміло, що у задачі про керованість системи (8) на заданому відрізку ніяких нових особливостей не виникає у порівнянні з тією ж задачею для системи (7). У випадку коли t_0 й T стовпчики матриці $B^*(t, t_0, T) \cdot W(T, t; t_0, T)$ й T , тоді лінійна залежність чи незалежність вектор функції:

$$h_1(t, t_0, T), \dots, h_n(t, t_0, T). \quad (9)$$

визначається не тільки змінною t , але й параметрами t_0 й T . Як показано у наступному прикладі, у цьому випадку можуть виникнути не зовсім звичайні ситуації.

Приклад 1. Розглянемо керовану систему:

$$\dot{x}_1 = x_2 + \alpha(t, T)u_2, \quad \dot{x}_2 = u_1, \quad \dot{x}_3 = x_4 + (t-1)u_2, \quad \dot{x}_4 = u_1 + \beta(t, t_0)u_2, \quad (10)$$

у якій

$$\alpha(t, T) = (t-1) \cdot \Theta(T-2) = \begin{cases} 0 & \text{нпу } t_0 \leq t \leq T \leq 2, \\ t-1 & \text{нпу } t_0 \leq t \leq T, T > 2 \end{cases}, \quad (11)$$

$$\beta(t, t_0) = \Theta(t_0 - 1) = \begin{cases} 0 & \text{нпу } t_0 \leq t \leq T, t_0 \leq 1, \\ 1 & \text{нпу } t_0 \leq t \leq T, t > 2 \end{cases}. \quad (12)$$

Якщо систему (10) переписати у вигляді (8), тоді будемо мати:

$$A(t, t_0, T) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B(t, t_0, T) = \begin{bmatrix} 0 & \alpha(t, T) \\ 1 & 0 \\ 0 & t-1 \\ 1 & \beta(t, t_0) \end{bmatrix}. \quad (13)$$

$$W(t, s) = \begin{bmatrix} 1 & t-s & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & t-s \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Вираз (14) є матрицею Коші, а вектор-функції (9) мають вид:

$$\begin{cases} h_1(t, t_0, T) = \begin{bmatrix} T-t \\ \alpha(t, T) \end{bmatrix}, h_2(t, t_0, T) = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \\ h_3(t, t_0, T) = \begin{bmatrix} T-t \\ t-1+\beta(t, t_0) \cdot (T-t) \end{bmatrix}, h_4(t, t_0, T) = \begin{bmatrix} 1 \\ \beta(t, t_0) \end{bmatrix}. \end{cases} \quad (15)$$

Із визначення функції $\alpha(t, T)$ й $\beta(t, t_0)$ (див. (11) й (12)) випливає, що ці вектори лінійно незалежні лише при виконанні умови, $t_0 > 1$, $T > 2$ або $t_0 > 1$, $T \leq 2$.

У цих випадках розглядувана система є керованою. У інших випадках ($t_0 \leq 1$, $T > 2$; $t_0 \leq 1$, $T \leq 2$) вектори функції h_1 , h_2 , h_3 і h_4 лінійно залежні і система (10) не є керованою на відрізку $[t_0, T]$.

Тут доречно звернути увагу на наступні цікаві факти. Система (10) керована на малому відрізку $[t_0, T]$ при $t_0 > 1$, $T \leq 2$ й некерована на великому відрізку $[t_0, T]$, при $t_0 < 1$, $T > 2$.

Ідентифікованість і спостережуваність. Будемо розглядати систему рівнянь управління:

$$\begin{cases} \dot{x} = A(t, t_0, T) \cdot x + B(t, t_0, T) \cdot u \\ y = C(t, t_0, T) \cdot x \end{cases}, \quad (16)$$

у якій матриці A та B такі ж, як і у системі (8), а $C(t, t_0, T)$ неперервна по t й кусково-неперервна по t_0 і T матриця розмірністю $[n \times m]$.

При фіксованих t_0 і T цю систему можна подати у виді:

$$\begin{cases} \dot{x} = A(t) \cdot x + B(t) \cdot u \\ y = C(t) \cdot x \end{cases}. \quad (17)$$

Як відомо, задачею спостереження є задача визначеного стану x^r системи у момент часу r за вхідними і вихідними сигналами, які будуть виміряні у майбутньому тобто за даними про управління $u(t)$ й про сигнал $y(t)$ при $t \geq r$. Задача ідентифікації системи полягає у тому, щоб оцінити стан системи x^r у момент часу r з даними про $u(t)$ й $y(t)$ при $t \leq r$.

Точка (r, x^r) називається подією, для характеристики котрої введемо наступні два поняття. Подія (r, x^r) називається неідентифікованою, якщо $y(t, r, x^r, u)|_{u=0} = 0$ для всіх $t \geq r$. У відповідності з цими поняттями дається наступна характеристика системи (17).

Ця система називається спостережуваною (ідентифікованою) у момент часу $t = r$, якщо жодна подія (r, x^r) не є спостережуваною (неідентифікованою), за винятком події $(0, r)$. Відомий критерій неідентифікованості системи (наприклад, [1]) можна сформулювати наступним чином. Для того, щоб подія (r, x^r) системи (17) була

неідентифікованою, необхідно і достатньо, щоб вектор x^r належав ядру матриці:

$$M(t_0, r) = \int_{t_0}^r W^*(t, t_0) \cdot C^*(t) \cdot C(t) \cdot W(t, t_0) dt, \quad t_0 \prec t \prec q \cdot T. \quad (18)$$

Аналогічним чином формуються критерій неспостержуваності. Для того, щоб подія (t_0, x^0) система (17) була неспостержуваною на відрізку часу $t_0 \prec t \prec T$, необхідно і достатньо, щоб вектор x^0 належав ядру матриці:

$$N(t_0, r) = \int_{t_0}^T W^*(t, t_0) \cdot C^*(t) \cdot C(t) \cdot W(t, t_0) dt. \quad (19)$$

У випадку системи (16), залежної від старту і фінішу, величини t_0 і T – змінні, тому матриці $M(t_0, r)$ $N(t_0, r)$ не є постійним і їх ранг може змінюватись у залежності від змінних t_0 і T . У результаті структура неспотережуваних і неідентифікованих систем буде змінюватися у залежності від t_0 і T .

Приклад 2. Розглянемо систему:

$$\begin{cases} \dot{x} = x_2, \dot{x}_2 = u_1, \dot{x}_3 = x_4, \dot{x}_4 = u_1 + u_2 \\ y = x_2 + x_4, y_2 = \alpha(t, T) \cdot x_1 + (1-t) \cdot x_3 + \beta \cdot (t, t_0) \cdot x_4 \end{cases} \quad (20)$$

У якій $\alpha(t, T)$ і $\beta(t, t_0)$ визначаються формулами (11) і (12), тоді за допомогою безпосередніх обчислень знаходимо, що матриця $M(t_0, r)$ представляє собою матрицю Грама:

$$\Gamma = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} & q_{14} \\ q_{21} & q_{22} & q_{23} & q_{24} \\ q_{31} & q_{32} & q_{33} & q_{34} \\ q_{41} & q_{42} & q_{43} & q_{44} \end{bmatrix}, \quad (21)$$

векторів функцій:

$$\begin{aligned} q_1(t, T) &= \begin{vmatrix} 0 \\ \alpha(t, T) \end{vmatrix}, \quad q_2(t, t_0, T) = \begin{vmatrix} 1 \\ (t-t_0) \cdot \alpha(t, T) \end{vmatrix}, \quad q_3(t, T) = \begin{vmatrix} 0 \\ (t-1) \end{vmatrix}, \\ q_4(t, t_0) &= \begin{vmatrix} 1 \\ (t-t_0) \cdot (t-1) + \beta \cdot (t, t_0) \end{vmatrix}, \end{aligned} \quad (22)$$

де скалярний добуток визначається за формулою:

$$(q_i, q_k) = \int_{t_0}^r q_i^* \cdot q_k dt. \quad (23)$$

Відомо, що ранг Γ такої матриці дорівнює числу лінійно незалежних векторів-функцій у системі q_1 , q_2 , q_3 , і q_4 .

Безпосереднім обчисленням знаходимо при яких значеннях параметрів t_0 , r і T ранг матриці не може бути рівним чотирьом. Можливі лише наступні частинні випадки:

$$\text{Rank } \Gamma = 3 \text{ при } t_0 > 1, T \leq 2, \text{ Rank } \Gamma = 3 \text{ при } t_0 \leq 1, T \leq 2, \quad (24)$$

$$\text{Rank } \Gamma = 3 \text{ при } t_0 > 1, T > 2, \text{ Rank } \Gamma = 3 \text{ при } t_0 \leq 1, T > 2.$$

Таким чином, у перших трьох випадках множина не ідентифікованих подій (r, x^r) утворює одновимірний простір, тобто загальний розв'язок рівняння:

$$\Gamma_x = 0, \quad (25)$$

залежить від однієї довільної сталої. У четвертому випадку множина неідентифікованих подій утворює двовимірний простір.

Аналогічно можна розглянути залежність від t_0 і T матриці $N(t_0, T)$, яка визначає неспостержувані початкові стани.

Оптимальне управління. При розгляді задачі про оптимальне управління системи виду (5), залежними від старту і фінішу, формально можна виходити з того, що ці системи залежать від двох параметрів t_0 і T . Як відомо, системи, залежні від параметрів, почали розглядатися у математичній теорії оптимальних процесів ще на світанку її розвитку (наприклад, [5]). Необхідні умови оптимальності для них були сформульовані у вигляді границі максимуму.

Здавалосьь, що цими результатами можна було скористатись без будь-яких додаткових умов і при аналізі системи, яка залежить від старту і фінішу. Однак такий підхід у розглядуваному випадку не дає вичерпної відповіді, оскільки тут значення параметрів t_0 і T впливають на область визначення функцій f_i по змінній t . Така залежність не передбачена у класичних задачах оптимальних процесів з параметрами. Тому тут можливі різноманітні особливості.

Результати аналізу прикладу 1 показують, що розв'язок задачі про повну керованість системи виду (5) можуть суттєво залежати від t_0 і T . Отже при дослідженні задач про оптимальне управління доцільно розглядати окремі ситуації, коли система цілком керована на відріжку $t_0 \leq t \leq T$, інколи такої керованості немає. При цьому аналіз необхідний незалежно від того, фіксована чи ні тривалість процесу $(T - t_0)$ (так, наприклад як у задачах про оптимальну швидкодію).

Приклад 3. Розглянемо задачу про оптимальну швидкодію у системі (10) при початкових умовах:

$$x_i(t_0) = x_i^0, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (26)$$

де вектор $x^0 = (x_1^0, x_2^0, x_3^0, x_4^0)$ заданий.

Необхідно перевести систему у стан:

$$x_i(T) = x_i^1, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (27)$$

за найкоротший відрізок часу ($T - t_0 = \min$) з додатковим обмеженням на допустимі керування:

$$J(u) = \int_{t_0}^T u^*(t) \cdot u(t) dt = \int_{t_0}^T [u_1^2(t) + u_2^2(t)] dt \leq \nu^2, \quad (28)$$

де: ν – задана постійна. При цьому момент час t_0 старту системи не заданий.

Якщо припустити, що вектори x^0 і x^1 не підкорюються ніяким додатковим умова, тоді задачу слід розв'язувати при тих самих значеннях t_0 і T , при яких система цілком керована. У цьому випадку вектори-функції h_1 , h_2 , h_3 і h_4 (див. приклад 1) повинні бути лінійно незалежними від T . Спочатку у відповідності з відомою методикою (наприклад, [2,4]) розв'язку задачі швидкодії, фіксуємо t_0 і T і розв'язуємо задачу про керування з мінімальною енергією. Для цього перш за все, виписуємо умову того, що розв'язок $x = x(t)$ рівнянь (10) з початковими умовами (26) повинен задовольняти умову (27). Ця вимога призводить до моментних співвідношень:

$$\int_{t_0}^T h_i^*(t, t_0, T) \cdot u(t) dt = C_i, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (29)$$

де: C_i , $i = 1, \dots, 4$ – компонента вектора $C = x^1 - W(T, t_0; t_0, T) \cdot x^0$.

При лінійній незалежності векторів-функцій h_i , $i = 1, \dots, 4$ (цей випадок ми і розглядаємо) управління з мінімальною енергією можна подати у вигляді:

$$u^0 = \sum_{i=1}^4 \gamma_i \cdot h_i(t, t_0, T), \quad (30)$$

де $\gamma_i = \gamma_i(t_0, T)$ однозначно визначається системою рівнянь.

$$\sum_{i=1}^4 \gamma_i \int_{t_0}^T h_i^*(t, t_0, T) h_k(t, t_0, T) dt = C_i(t_0, T), \quad i = 1, \dots, 4. \quad (31)$$

Якщо рівняння (30) підставити у ліву частину співвідношення (28) і врахувати рівняння (31), тоді маємо:

$$\varphi(t_0, T) = \int_{t_0}^T u^*(t, t_0, T) dt = \sum_{i=1}^4 \gamma_i \cdot C_i, \quad (32)$$

тут $\varphi(t_0, T)$ – мінімальне значення функціонала J з рівняння (28).

Розв'язок систем (31) можна подати у вигляді:

$$\gamma_k = \frac{1}{\Delta(t_0, T)} \cdot \sum_{i=1}^4 \Delta_{kj}(t_0, T) \cdot C_j, \quad k = 1, \dots, 4, \quad (33)$$

де: Δ – визначник системи, а Δ_{kj} – алгебраїчне доповнення елемента, який стоїть на перетині k -го рядка і j -го стовпчика.

Тому можна записати:

$$\varphi(t_0, T) = \sum_{k=1}^4 \sum_{i=1}^4 C_k \cdot C_i \frac{\Delta(t_0, T)}{\Delta(t_0, T)}. \quad (34)$$

Розглянемо тепер t_0 і T як змінні величини (причому $t_0 < T$), маємо задачу про оптимальну швидкість, яку можна сформулювати наступним чином. Необхідно знати t_0 і T такі, що:

$$t_0 < T, \varphi(t_0, T) = \nu^2, T - t_0 = \min.$$

Оскільки ми розглядаємо випадок повної керованості системи (10), тоді, крім того, повинна виконуватися ще одна умова (див. приклад 1): $t_0 > 1, T > 2, t_0 > 1, T \leq 2$.

Оптимальна задача є задачею нелінійного програмування, у якій область змінних t_0 і T не є закінченою. Звідси випливає, що вона може не мати розв'язків.

Розглянемо тепер задачу про оптимальну швидкість у одному з випадків, коли система (10) не є керованою.

Нехай, наприклад $t_0 \leq 1, T > 2$. У цьому випадку (див. приклад 1):

$$h_1 = h_3 = \begin{pmatrix} T-t \\ t-1 \end{pmatrix}, h_2 = h_4 = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (35)$$

Відповідно у системі h_1, h_2, h_3 і h_4 можна отримати тільки дві лінійно незалежні вектор-функції. Нехай це будуть h_1 і h_2 .

Оскільки виконуються співвідношення (35), тоді постійні $C_1, i=1, \dots, 4$ у момент них співвідношеннях (29) повинні підкорятись умові:

$$C_1 = C_3, C_2 = C_4. \quad (36)$$

Згідно із співвідношення вектор $C = \{C_1, C_2, C_3, C_4\}$ визначається за формулою: $C_1 = X^1 - W(T, t_0) \cdot x^0$.

Тому рівності (36) можна подати у вигляді:

$$x_1^1 - x_1^0 - (T - t_0) \cdot x_2^0 = x_3^1 - x_3^0 - (T - t_0) \cdot x_4^0. \quad (37)$$

$$x_2^1 - x_2^0 = x_4^1 - x_4^0. \quad (38)$$

Умова (38) не залежить від t_0 і T . Тому її можна характеризувати як «жорстке обмеження» на стан системи у початковий і кінцевий момент часу. Зміст обмеження (37) дещо інший. Воно зв'язує точки x^0, x^1 й тривалість $T - t_0$ розглядуваного процесу. Тому якщо точки задані, тоді ця умова визначає тривалість процесу із врахуванням обмеження $t_0 \leq 1, T > 2$. Залишається побудувати керування. Для його знаходження маємо моментні співвідношення (29) і обмеження (38). При цьому t_0 і T не фіксовані, а відома лише різниця $T - t_0$. Така задача розв'язується відомими способами.

Висновки

Моделювання подібних систем, методи оптимального управління ними є актуальними дослідженнями сьогодення і вимагають подальшого поглибленого вивчення.

Використання розробленої методики інтегровані системи управління виконанням технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, залежні від початкового та кінцевого моментів часу їх функціонування дають можливість прогнозувати подальші зміни систем. Дана методика дозволяє оптимізувати використання наявних ресурсів забезпечить підвищення ефективності на 20–30%.

Список літератури

1. Сендреев Ю. Н. Управление конечно-матричными линейными объектами. Москва. 1976. 424 с.
2. Красовский Н. Н. Теория управления движением. Москва. 1968. 474 с.
3. Ройтенберг Я. Н. Автоматическое управление. Москва. 1978. 551 с.
4. Егоров А. И. Оптимальное управление линейными системами. Киев. 1988. 276 с.
5. Понтрягин Л. С., Болтянский В. Г., Мищенко Е. Ф. Математическая теория оптимальных процессов. Москва. 1961. 391 с.
6. Molin J. P., Castro C. N. Establishing management zones using soil electrical conductivity and other soil properties by the fuzzy clustering technique. *Scientia Agricola*. 65(6). 2008. 567—573.
7. Yan L., Zhou S., Cifang W., Hongyi L., & Feng L. Classification of management zones for precision farming in saline soil based on multi-data sources to characterize spatial variability of soil properties. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 23(8). 2007. 84—89.
8. Zhang X., Shi L., Jia X., Seielstad G., Helgason C. Zone mapping application for precision farming: a decision support tool for variable rate application. *Precision Agriculture*. 11. 2010. 103—114.
9. Kyaw T., Ferguson R. B., Adamchuk V. I., Marx D. B., Tarkalson D. D., McCallister D. L. Delineating site-specific management zones for pH-induced iron chlorosis. *Precision Agriculture*. 9. 2008. 71—84.
10. Kitchen N. R., Sudduth K. A., Myers D. B., Drummond S. T., Hong S. Y. Delineating productivity zones on claypan soil fields apparent soil electrical conductivity. *Computers and Electronics in Agriculture*. 46. 2005. 285—308.
11. Minasny B., McBratney A. B. A conditioned Latin hypercube method for sampling in the presence of ancillary information. *Computers & Geosciences*. 32. 2006. 1378—1388.
12. McBratney A. B., Whelan B. M., Walvoort D. J., Minasny B. A purposive sampling scheme for precision agriculture. In: *Proceedings of the 2nd European Conference on Precision Agriculture*. Sheffield Academic Press. Sheffield. UK. 1999. 101—110.
13. Minasny B., McBratney A. A conditioned Latin hypercube method for sampling in the presence of ancillary information. *Computers & Geosciences*. 32. 2006. 1378—1388.
14. Trangmar B. B., Kemp R. A. Use of geostatistics in designing sampling strategies for soil survey. *Soil Science Society of America Journal*. 53. 1989. 1163—1167.
15. I. J. Won and Haoping Huang. Magnetometers and electro-magnetometers. *The leading edge*. May 2004. 26—29.

References

1. Andreev Yu. N. (1976). Management course-matrix linear objects. Moscow. 424.
2. Krasovskii N. N. (1968). The theory of motion control. Moscow. 474.
3. Roytenberg J. N. (1978). Automatic control. Moscow. 551.
4. Yegorov A. I. (1988). Optimal control of linear systems. Kiev. 276.
5. Pontryagin L. S., boltyansky V. G., Mischenko E. F. (1961). Mathematical theory of optimal processes. Moscow. 391.
6. Molin J. P., Castro C. N. (2008). Establishing management zones using soil electrical conductivity and other soil properties by the fuzzy clustering technique. *Scientia Agricola*. 65(6). 567-573.
7. Yan L., Zhou S., Cifang W., Hongyi L., & Feng L. (2007). Classification of management zones for precision farming in saline soil based on multi-data sources to characterize spatial variability of soil properties. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 23(8). 84-89.
8. Zhang X., Shi L., Jia X., Seielstad G., Helgason C. (2010). Zone mapping application for precisionfarming: a decision support tool for variable rate application. *Precision Agriculture*. 11. 103-114.
9. Kyaw T., Ferguson R. B., Adamchuk V. I., Marx D. B., Tarkalson D. D., McCallister D. L. (2008). Delineating site-specific management zones for pH-induced iron chlorosis. *Precision Agriculture*. 9. 71-84.
10. Kitchen N. R., Sudduth K. A., Myers D. B., Drummond S. T., Hong S. Y. (2005). Delineating productivity zones on claypan soil fields apparent soil electrical conductivity. *Computers and Electronics in Agriculture*. 46. 285-308.
11. Minasny B., McBratney A. B. (2006). A conditioned Latin hypercube method for sampling in the presence of ancillary information. *Computers & Geosciences*. 32. 1378-1388.
12. McBratney A. B., Whelan B. M., Walvoort D. J., Minasny B. (1999). A purposive sampling scheme for precision agriculture. In: *Proceedings of the 2nd European Conference on Precision Agriculture*. Sheffield Academic Press. Sheffield. UK. 101-110.
13. Minasny B., McBratney A. (2006). A conditioned Latin hypercube method for sampling in the presence of ancillary information. *Computers & Geosciences*. 32. 1378-1388.
14. Trangmar B. B., Kemp R. A. (1989). Use of geostatistics in designing sampling strategies for soil survey. *Soil Science Society of America Journal*. 53. 1163-1167.
15. I. J. Won and Haoping Huang. (2004). Magnetometers and electro-magnetometers. *The leading edge*. May. 26-29.

ТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ, ЗАВИСЯЩИЕ ОТ НАЧАЛЬНОГО И КОНЕЧНОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

В. Г. Мироненко, Ю. В. Човнюк, А. А. Броварец

Аннотация. По мнению авторов данного исследования, необходимо рассмотреть специфический класс управляемых систем, которые зависят от старта и финиша и которые адекватно моделируют интегрированные системы автоматического управления выполнением технологических процессов в сельскохозяйственном производстве, в том числе растениеводстве. Задачи управления такими системы несколько

отличающиеся от традиционных задача управления (в том числе оптимального) и связанные прежде всего, с планированием работы каждой из таких систем.

Обоснованы интегрированные системы управления исполнением технологических процессов в сельскохозяйственном производстве, которые зависят от начального и конечного моментов времени их функционирования. Для оптимизации процессов управления указанными системы проведено обобщение результатов исследования влияния различных факторов на эффективность растениеводства. Установлены наиболее весомые технологические, технические и организационные критерии качественной работы сельскохозяйственных машин, их уровень влияния на конечный результат, величину собранного урожая, а также возможный уровень эффективности применения соответствующих технических средств механизации с управлением воздействием на качество исполнения собственно самых технологически операции.

Моделирование подобных систем, методы оптимального управления ими являются актуальными исследованиями настоящего и требуют последующего углубленного изучения.

Использование разработанной методики интегрированные системы управления выполнением технологических процессов в сельскохозяйственном производстве, зависящие от начального и конечного моментов времени их функционирования дают возможность спрогнозировать последующие изменения систем. Данная методика позволяет оптимизировать использование имеющихся ресурсов обеспечит повышение эффективности на 20-30%.

Ключевые слова: *интегральные системы управления, технологические процессы, сельскохозяйственное производство, зависимость, начальный и конечный моменты функционирования*

TECHNICAL OPERATIONAL MANAGEMENT SYSTEM QUALITY OF EXECUTION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN CROP PRODUCTION DEPENDENT ON INITIAL AND FINAL STATES CONTROL OBJECT

V. G. Mironenko, Yu. V. Chovnyuk, O. O. Brovarets

Abstract. *In opinion of authors of this research, it is necessary to consider the specific class of the guided systems, which depend on the start and finish and which adequately design the computer-integrated automatic control systems by implementation of technological processes in agricultural production including plant-grower. Management tasks such the systems some different from traditional management (including*

optimum) task and tied-up foremost, with planning of work of each of such systems.

The integrated systems of management to executions of technological processes in agricultural production are grounded, which rely on the initial and eventual moments of time of their functioning. For optimization of processes of management indicated the systems are conducted generalization of results of research of influencing of different factors on efficiency of plant-grower. The most ponderable technological, technical and organizational criteria of high-quality work of agricultural machines are set, their level of influence on an eventual result, size of the collected harvest, and also possible level of efficiency of application of the proper hardwares of mechanization with management by influence on qual/ity of execution actually of same technologically operations.

Design of the similar systems, the methods of optimum management by them are actual researches of *ñüîãääíÿ* and require the subsequent deep study.

The use of the developed method is the computer-integrated control systems by implementation of technological processes in agricultural production, the dependency upon the initial and eventual moments of time of their functioning enable the subsequent changes of the systems. This method allows to optimize the use of present resources will provide the increase of efficiency on 20-30%.

Key words: *integral systems of management, technological processes, agricultural production, dependence, initial and eventual moments of functioning*

УДК 624.042.4

ВЕРТИКАЛЬНІ В'ЯЗИ КАРКАСНИХ БУДІВЕЛЬ В СЕЙСМІЧНО АКТИВНИХ ЗОНАХ

Є. А. Бакулін, кандидат технічних наук

В. М. Бакуліна

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

Н. О. Костира, кандидат технічних наук

Національний авіаційний університет

e-mail: bakulin959@ukr.net; iakos62@ukr.net

Анотація. При будівництві каркасних будівель в сейсмічно небезпечних зонах України виникають сейсмічні та інженерні

© Є. А. Бакулін, В. М. Бакуліна, Н. О. Костира, 2017

optimum) task and tied-up foremost, with planning of work of each of such systems.

The integrated systems of management to executions of technological processes in agricultural production are grounded, which rely on the initial and eventual moments of time of their functioning. For optimization of processes of management indicated the systems are conducted generalization of results of research of influencing of different factors on efficiency of plant-grower. The most ponderable technological, technical and organizational criteria of high-quality work of agricultural machines are set, their level of influence on an eventual result, size of the collected harvest, and also possible level of efficiency of application of the proper hardwares of mechanization with management by influence on qual/ity of execution actually of same technologically operations.

Design of the similar systems, the methods of optimum management by them are actual researches of *ñüîãääíÿ* and require the subsequent deep study.

The use of the developed method is the computer-integrated control systems by implementation of technological processes in agricultural production, the dependency upon the initial and eventual moments of time of their functioning enable the subsequent changes of the systems. This method allows to optimize the use of present resources will provide the increase of efficiency on 20-30%.

Key words: *integral systems of management, technological processes, agricultural production, dependence, initial and eventual moments of functioning*

УДК 624.042.4

ВЕРТИКАЛЬНІ В'ЯЗИ КАРКАСНИХ БУДІВЕЛЬ В СЕЙСМІЧНО АКТИВНИХ ЗОНАХ

Є. А. Бакулін, кандидат технічних наук

В. М. Бакуліна

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

Н. О. Костира, кандидат технічних наук

Національний авіаційний університет

e-mail: bakulin959@ukr.net; iakos62@ukr.net

Анотація. При будівництві каркасних будівель в сейсмічно небезпечних зонах України виникають сейсмічні та інженерні

© Є. А. Бакулін, В. М. Бакуліна, Н. О. Костира, 2017

ризиків їхнього руйнування. Сейсмостійкість об'єкта залежить від багатьох факторів. Одним із визначальних факторів є конструктивна схема каркасу будівлі. Каркас сприймає всі сейсмічні дії, що становить найбільш небезпечний тип динамічного навантаження. Кількість комбінованих варіантів каркасних схем велика і різноманітна за несучою спроможністю, жорсткістю, гнучкістю. В каркасних будівлях сприйняття і розподіл навантажень забезпечують в'язі та типи їх з'єднань з конструктивними елементами. В рамно-в'язевих каркасах можливо виділити три системи сейсмічного захисту: пасивну, активну та комплексну. Каркаси укріплені в'язями до поздовжнього вигину значно збільшують сейсмостійкість будівлі. Влаштування гідравлічних в'язів забезпечує поглинання енергії сейсмічних коливань і зменшує горизонтальні навантаження. Застосування піддатливого вузлового з'єднання в'язів забезпечує дисипацію енергії коливань. Ефективний сейсмічний захист забезпечують конструкції демпфування – гасіння коливань. Сучасна методика нелінійного статичного розрахунку будівельних об'єктів дозволяє враховувати вплив вищих форм коливань, взаємодію в системі "основа – фундамент – наземна частина будівлі".

Ключові слова: *землетрус, сейсмостійкість, каркаси, з'єднання, в'язі, навантаження, демпфер, сейсмозахист, акселограма*

Постановка проблеми. Понад 120 тис. кв. км, а це приблизно 20% території України, знаходиться в сейсмічно небезпечних зонах з інтенсивністю землетрусів від 6 до 9 балів [1] за шкалою MSK-64 [2]. До сейсмічно небезпечних районів відносяться Карпатський і Кримсько-Чорноморський регіони, Одеська, Чернівецька, Львівська та Тернопільська області. У зонах сейсмічного ризику проживає 21,4% населення. За інженерно-сейсмічними оцінками, приріст сейсмічності на Україні перевищує 1,5 бали, в зв'язку з цим, в зазначених районах 30–50% забудов не відповідає сучасному рівню сейсмічного та інженерного ризиків.

Сейсмічні дії являють собою найбільш небезпечний тип динамічного навантаження. Вони викликають істотні пошкодження конструкцій, а в окремих випадках призводять до часткового або повного руйнування будівель. Щоб уникнути небезпечні впливи землетрусів, зменшити наслідки заподіяної шкоди та ризиків руйнування, необхідно за умов сейсмостійкості, зводити такі будинки, які здатні, незалежно від завданих пошкоджень, вистояти при будь-яких коливаннях поверхні землі.

Аналіз останніх досліджень. Землетруси – коливання земної поверхні, які можуть бути викликані різними фізичними процесами

в земній кулі (тектонічними зсувами, обвалами, вулканічними поштовхами, техногенними діями, тощо). В наслідок чого виділяється велика кількість кінетичної енергії. Точка в земній корі, в якій виникає поштовх, називається гіпоцентром або фокусом землетрусу. Землетрус викликає коливальні рухи земної кори. При цьому на поверхні землі виникають як горизонтальні, так і вертикальні коливання. Вертикальні коливання більш небезпечні в зоні епіцентру, в міру віддалення вони затухають і стають менш небезпечні, ніж горизонтальні. Процес поширення коливань при землетрусі (рис. 1).

В Україні використовується 12-ти бальна шкала MSK-64. Сейсмостійке будівництво регламентується вимогами ДБН В.1.1-12:2014 «Будівництво у сейсмічних районах України» [1]. Інтенсивність сейсмічного впливу приймається у балах щодо комплекту карт загального сейсмічного районування та списку населених пунктів України (додаток А) [1, 2]:

- карта ЗСР-2004-А застосовується для визначення розрахункової сейсмічної інтенсивності при проектуванні об'єктів класу наслідків (відповідальності) СС1, СС2 висотою до 73,5 м;
- карта ЗСР-2004-В застосовується при проектуванні об'єктів підвищеного рівня відповідальності СС2 висотою від 73,5 до 100 м;
- карта ЗСР-2004-С застосовується при проектуванні об'єктів особливо відповідальних СС3.

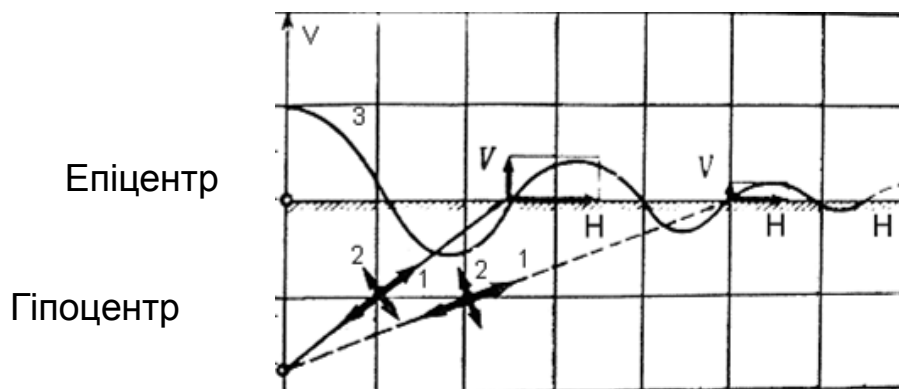


Рис. 1. Схема поширення коливань при землетрусі: 1 – напрям коливань поздовжніх хвиль; 2 – теж поперечних; 3 – амплітуда вертикальних коливань; V, H – вертикальна та горизонтальна складові коливань.

Нормативними документами [2, 3] визначено три класи наслідків СС1, СС2, СС3 та п'ять категорій складності I, II, III, IV, V з урахуванням можливої небезпеки для здоров'я і життя людей, економічних збитків і втрати об'єктів культурної спадщини.

Проектування об'єктів будівництва може виконуватися в одну, дві або три стадії в залежності від категорії складності та класу наслідків (відповідальності) об'єкту будівництва.

Мета досліджень. Визначити доцільність і ефективність застосування вертикальних в'язів каркасних будівель сейсмічно небезпечних зонах України на основі сучасних розробок, вітчизняного і зарубіжного досвіду.

Результати досліджень. Сейсмостійкість об'єкта залежить від його висоти, довжини, поверховості, ваги в цілому, конструктивної схеми, яка сприймає на себе сейсмічну дію [1, 4]. У сучасному будівництві застосовуються різні каркасні конструктивні схеми (рис. 2) з різноманітними варіаціями та компонованням.

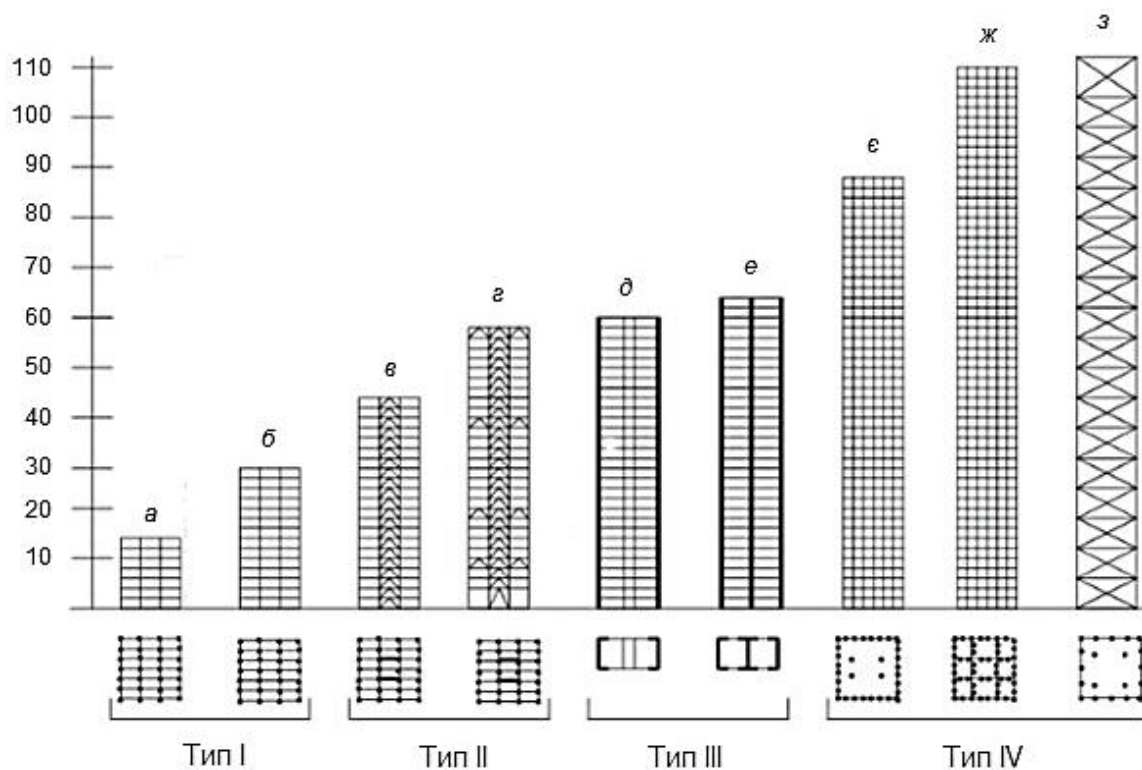


Рис. 2. Конструктивні схеми каркасів: а – напівжорсткий; б – жорсткий; в – з плоскими в'язями; г – з горизонтальними поясами жорсткості; д – трубна система з торцевими швелерами і внутрішніми фермами; е – трубна система з торцевими швелерами та середнім двотавром; є – зовнішня безроскісна оболонка; ж – рамний каркас з оболонками; з – зовнішня розкісна оболонка.

Всі конструктивні схеми каркасів можливо поділити на чотири типи:

- Тип I – Каркасна;
- Тип II – Каркасна з діафрагмами жорсткості;
- Тип III – Стовбурна;

– Тип IV – Коробчаста (оболонкова).

Кількість можливих комбінованих варіантів каркасних схем велика. Як правило, комбіновані схеми мають більшу конструктивну гнучкість завдяки можливості розподілу частин зусиль за рахунок змінної жорсткості несучих елементів [5]. Варто зазначити, що термінологія конструктивних схем ще нормативно не визначена і має неоднозначне трактування в різних публікаціях.

Стрижневі каркаси з точки зору розрахункової схеми повинні мати геометричну незмінюваність і працювати спільно як єдина система. У регулярних системах цього можна досягти двома способами – створенням жорстких вузлів або відповідним розташуванням в'язей. В залежності від методу забезпечення незмінності, каркаси поділяють на закріплені та не закріплені від перекосу (рис. 3).

Каркаси закріплені від перекосу розкладаються на окремі підсистеми і елементи, а незакріплені каркаси повинні розглядатися як єдина система. Таким чином, можливо виділити основні функції в'язей каркасів:

- забезпечення геометричної незмінюваності основної несучої конструкції;
- забезпечення просторової роботи всіх елементів і підсистем несучої конструкції як єдиного цілого;
- сприйняття та розподіл між елементами основної несучої конструкції горизонтальних навантажень;
- зменшення розрахункових довжин елементів основної несучої конструкції;
- підвищення зручності монтажу, як тимчасове закріплення елементів несучої конструкції при зведенні.

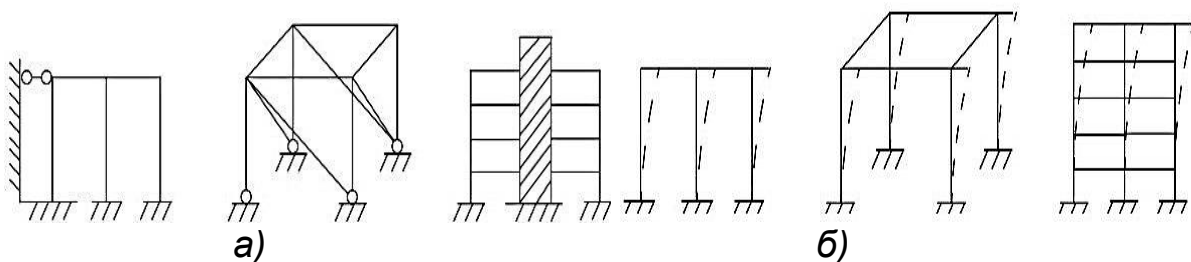


Рис. 3. Каркаси: а – закріплені; б – не закріплені від перекосу.

Відповідно до сприйняття і розподілу навантажень, в'язі поділяють на горизонтальні та вертикальні. Горизонтальні забезпечують утворення в будівлях жорстких дисків, які розподіляють зовнішні силові дії між елементами, перешкоджають закручуванню каркаса, виходу із площини елементів і зменшують згинальні моменти. Вертикальні в'язі надають жорсткість при дії

горизонтальних навантажень вертикальним елементам будівлі, які з'єднують диски перекриттів. З конструктивних особливостей, в'язі поділяють на концентричні та ексцентричні.

За геометричною формою вертикальні в'язі можливо поділити на чотири групи (рис. 4).

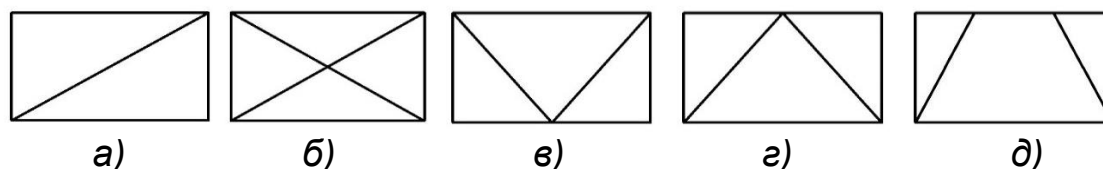


Рис. 4. Типи вертикальних в'язей: а – діагональні; б – Х-подібні; в, г – V-подібні; д – К- подібні або порталні.

За конструктивною схемою в'язі поділяють на жорсткі та гнучкі. Жорсткі в'язі здатні сприймати стискаючі зусилля, передаючи небажаний силовий вплив в опору, а гнучкі – працюють тільки на розтягнення (рис. 5).

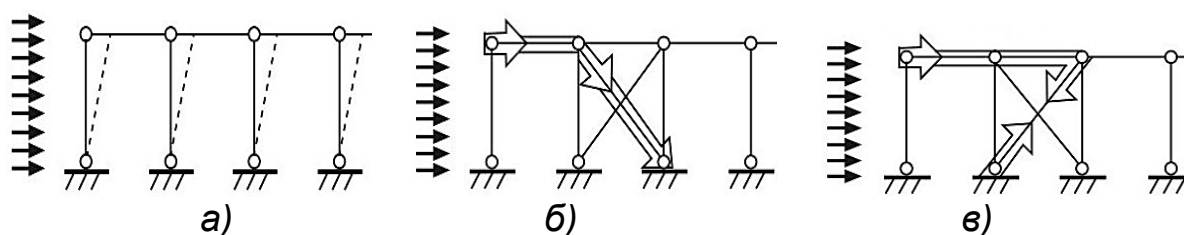


Рис. 5. Робота вертикальних в'язей: а – незакріплений каркас; б – жорсткі в'язі; в – гнучкі в'язі.

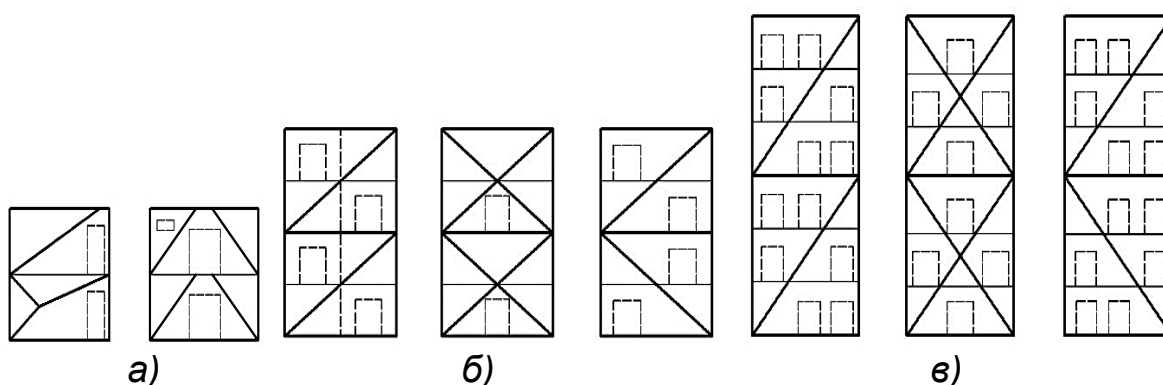


Рис. 6. В'язі в стінах з отворами: а – на один поверх; б – на два поверхи; в – на три поверхи.

В'язі найбільш прості і недорогі з облаштування, але з архітектурної точки зору вони нівелюють можливість проектування прорізів. Для стін з прорізами в'язі проектуються на декілька поверхів або окремо для кожного поверху (рис. 6).

У стінах без прорізів вирішальним стають статичні та конструктивні вимоги (рис. 7).

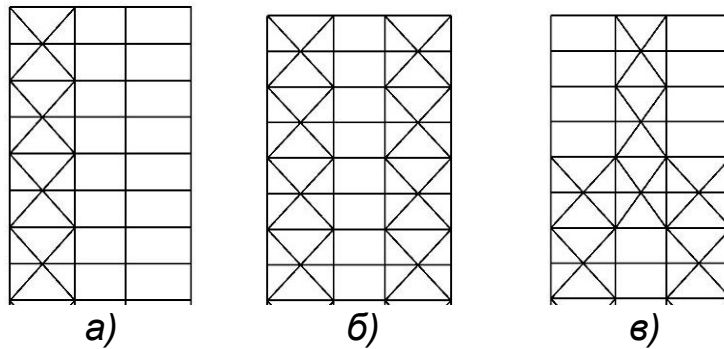


Рис. 7. Вертикальні в'язі в трьох прольотах: а – проста хрестова; б – проста хрестова в двох прольотах; в – рамне влаштування.

В будівлях із каркасними конструктивними схемами можливо виділити три системи сейсмічного захисту: пасивну, активну та комплексну.

Пасивна система передбачає:

- вибір об'ємно-планувальних рішень і конфігурації будівель, як правило, з симетричними конструктивними схемами;
- проектування антисейсмічних замкнутих відсіків простої форми;
- рівномірний розподіл жорсткостей конструкцій та їх ваги;
- забезпечення міцності несучих конструкцій без послаблених вузлів;
- влаштування в рівнях перекриттів і покриттів діафрагм жорсткостей, для рівномірного розподілу сейсмічних навантажень між вертикальними конструкціями (в багатоповерхових будівлях).

Активна система передбачає:

- зниження сейсмічних навантажень за рахунок регулювання їх динамічних параметрів для запобігання резонансного збільшення амплітуд коливання будівлі, зменшення резонансних ефектів;
- зміна динамічних жорсткостей або періодів власних коливань будівель при землетрусах. При цьому використовуються спеціальні конструктивні рішення в'язів (рис. 8), ковзких поясів, гасителів коливань, кінематичних фундаментів, пальових фундаментів які мають дисипативні характеристики самоорганізації, в рамно-зв'язкових системах складання діафрагмам жорсткості, гумово-сталевих циліндричних опор, тощо. Основна вимога ефективної роботи систем активного сейсмосахисту є розбіжність частот їх власних коливань від переважаючих за інтенсивністю частот сейсмічної рухомості ґрунтових основ будівлі.

Комплексна система поєднує застосування пасивного та активного сейсмосахисту будівель. Різні конструктивні схеми можуть бути модернізовані для підвищення сейсмічної стійкості каркаса.

Для цього може бути використана в'язь, яка закріплюється від повздовжнього згину (Buckling restrained brace). В'язь представляє собою сталеву пластину, яка оброблена покриттям для зменшення тертя та знаходиться в сталевій обоймі. Обойма складається зі сталевого замкнутого профіля, який заповнюється бетоном (рис. 9).

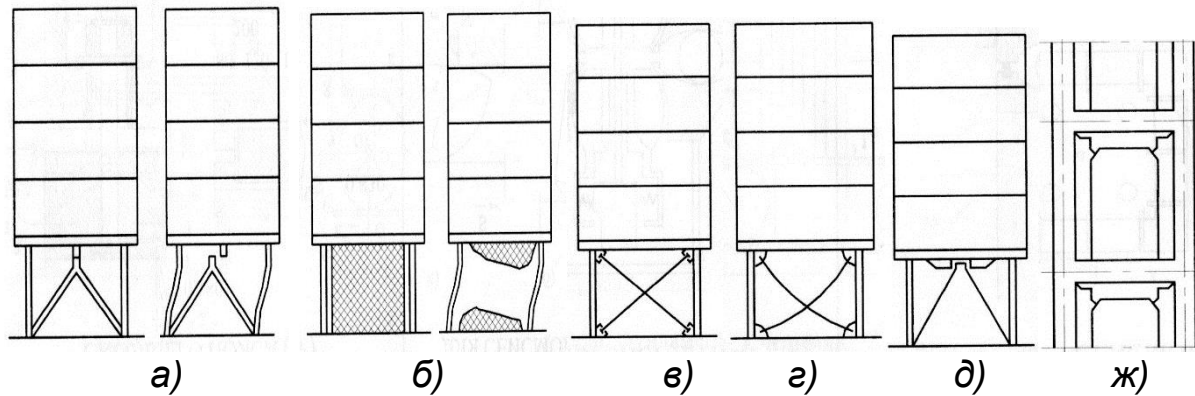


Рис. 8. Активна система сейсмозахисту за допомогою в'язів, які виключаються: а – спеціальні елементи, що виключаються; б – зв'язкові панелі, що руйнуються; в – пружні в'язі; г – провисаючі розтяжки; д – упори, що обмежують деформації; ж – жорсткі панелі (для багатоповерхових будівель).



Рис. 9. В'язь від повздовжнього згину (Buckling restrained brace).

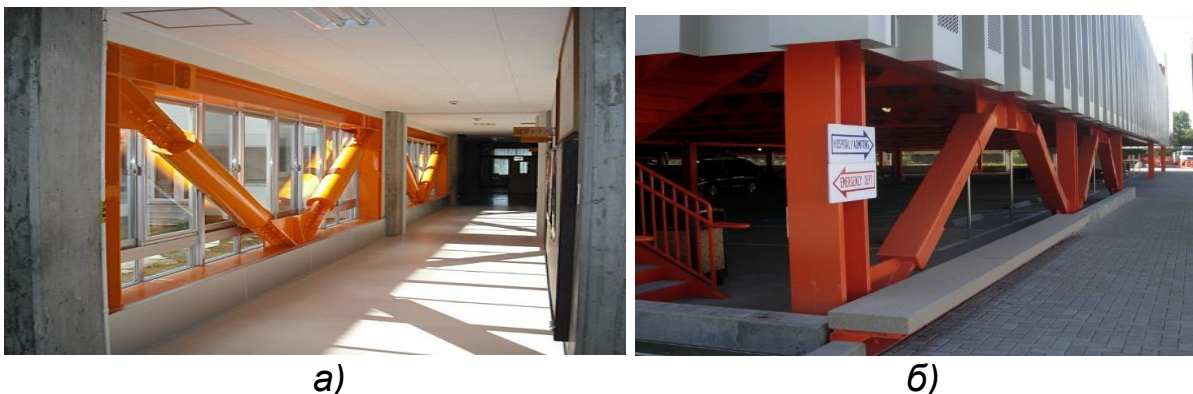


Рис. 10. Вертикальні гідравлічні в'язі каркасів: а – внутрішні; б – зовнішні.

В стержні виникають повздовжні зусилля, які сприймаються тільки сталеву пластину. Сталева обойма забезпечує відповідний

поперечний підпір (жорсткість) проти повздовжнього вигину стержня. Це призводить до однакових характеристик міцності та пластичності при розтягуванні і стисканні. Жорсткість і збільшена площа поперечного перерізу крайніх ділянок забезпечують пружну роботу, в той час як центральна частина забезпечує пластичність [6].

Для зменшення горизонтальних навантажень можуть використовуватись гідравлічні в'язі, які характеризуються дуже великою розтяжністю та високим рівнем поглинання енергії. Такі в'язі ідеально підходять для підсилення конструкцій каркаса (рис. 10).

Особливою перевагою є те, що шарнірні та зварні конструктивні елементи в'язів (рис. 11) без будь-яких проблем можуть бути з'єднані з існуючими балками, колонами та вузловими накладками, і це, може бути виконано під час експлуатації будівлі.

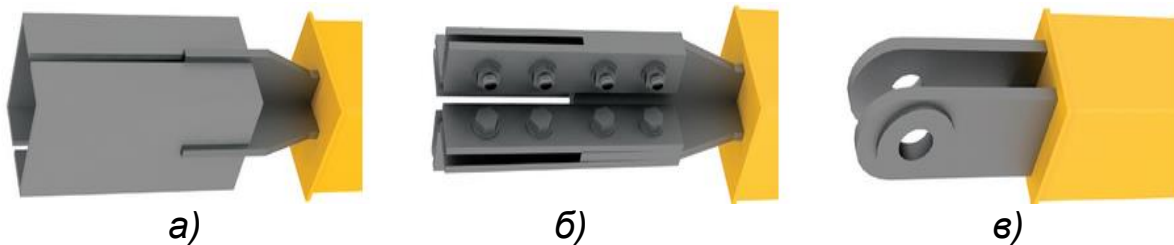


Рис. 11. Види з'єднань в'язів: а – зварне; б – болтове; в – палець-проушина.

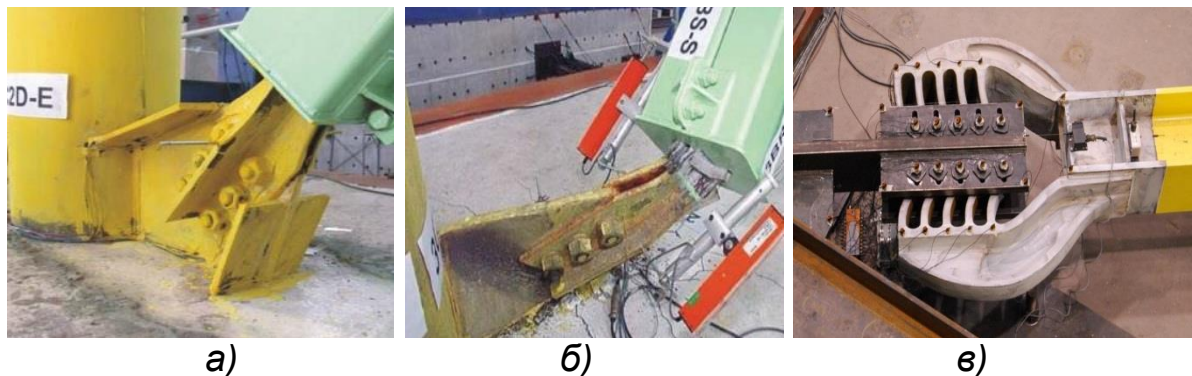


Рис. 12. Робота вузлових з'єднання в'язів: а – жорстке з'єднання; б – втрата стійкості жорсткого з'єднання; в – піддатливе вузлове з'єднання типу “Скорпіон” (CAST CONNEX® Scorpion).

Каркаси укріплені до повздовжнього вигину в'язями, що мають ефективні рішення з'єднань значно збільшують сейсмостійкість будівлі [7]. Але, кріплення підвищеної жорсткості (рис. 12, а) можуть вийти з ладу в результаті втрати стійкості з'єднувальних пластин і привести до відмови роботи в'язей за рахунок своєї нерухомості (рис. 12, б). Застосування піддатливого вузлового з'єднання типу “Скорпіон” (CAST CONNEX® Scorpion) розробленого в Торонтському університеті, призначеного для підвищення сейсмічної ефективності концентричних рамно-в'язевих каркасів, вирішує цю проблему.

Конструкція вузлового з'єднання типу “Скорпіон” (рис. 12, в) складається з двох конекторів (з'єднувачів) з литої сталі. Кожен конектор складається з кронштейна і ряду пальців з пластичної та в'язкої марки сталі. Пальці обох конекторів кріпляться болтами до з'єднувальної накладки, що з'єднана в місці перетину колони і балки. Дисипація енергії відбувається за рахунок згинальної пластичності з'єднувальних пальців.

Ефективний сейсмічний захист забезпечують конструкції демпфування (рис. 13), що можуть впроваджуватись при проведенні ремонтних робіт.

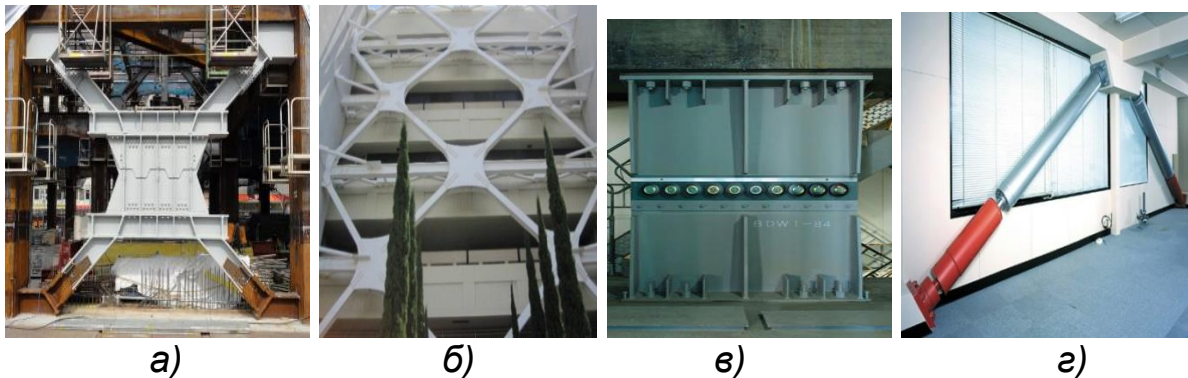


Рис. 13. Демпфери: а – кінематичні; б – структурні; в – демпфіруючі стіни; г – гідравлічні.

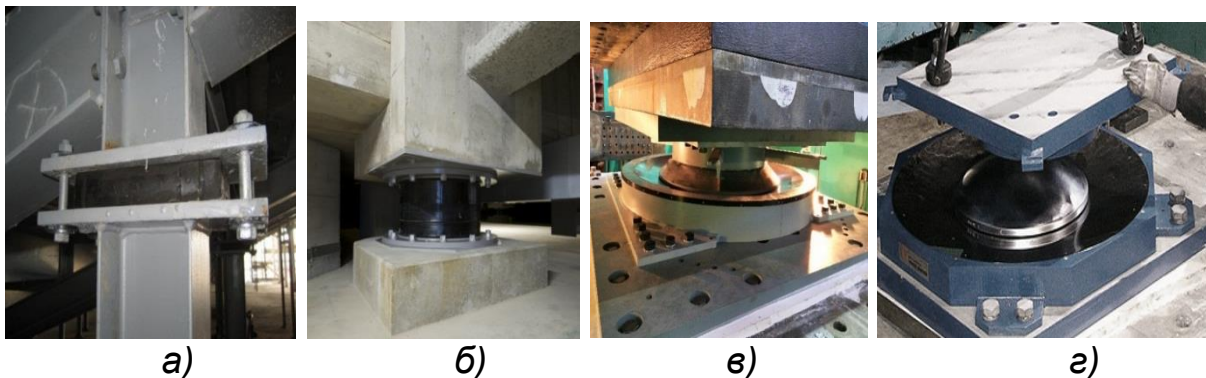


Рис. 14. Сейсмостійкі опори: а – гумометалеві; б – фрикційні; в – ковзаючі; г – маятникового типу.

В даний час у світовій практиці поширюється тенденція забезпечення сейсмічного захисту каркасних будівель за принципом сейсмічної ізоляції об'єкта – демпфірування (гасіння коливань). Демпфірування будівель відоме дуже давно і постійно вдосконалюється за розрахунковими методиками, новими конструктивними рішеннями, розробками та модифікаціями (рис. 14), застосуванню спеціальних сплавів і композитних матеріалів з пам'яттю. Даний спосіб сейсмічного захисту хоча і відносно дорогий, проте найбільш надійний та ефективний.

Згідно рекомендацій нормативних документів [1] розрахунки споруд на аварійне сполучення навантажень з урахуванням сейсмічного впливу слід виконувати із використанням:

- спектрального методу;
- прямого динамічного методу із застосуванням інструментальних записів прискорень ґрунту при землетрусах або набору синтезованих акселограм;
- нелінійного статичного розрахунку, що застосовується за необхідності врахування нелінійної реакції конструкцій в якості альтернативи нелінійному динамічному розрахунку.

Нелінійний статичний розрахунок рекомендується застосовувати в випадках:

- як альтернативу прямому динамічному методу з використанням пакета акселограм зважаючи на можливі складність і громіздкість таких розрахунків, а також через значну невизначеність вихідних даних;
- при проектуванні будівель і споруд з використанням методології, заснованої на вивченні стану конструкцій при різних рівнях сейсмічного впливу (*m.з. Performance - Based Seismic Design*);
- при оцінці та відновленні сейсмостійкості будівель, що експлуатуються, з урахуванням їх фактичного технічного стану (дефектів, пошкоджень тощо).

Нелінійний статичний розрахунок є інструментом оцінки несучої здатності конструкцій. Він передбачає монотонне навантаження нелінійних багатомасових розрахункових моделей набором розподілених сейсмічних горизонтальних сил до досягнення визначених меж переміщень у вибраному рівні. БРМ може бути навантажена аж до руйнування з метою оцінки її кінцевих деформацій і несучої здатності.

Нелінійний статичний розрахунок є першим етапом двоетапної процедури, в результаті якої отримують криву (спектр) несучої здатності БРМ. Спектр несучої здатності представляє собою відношення зсуву основи за сейсмічного впливу до горизонтальної реакції (переміщення) будівлі. Спектр несучої здатності будується в координатах "спектральне прискорення – спектральне переміщення" з використанням залежностей "відновлююча сила – переміщення" для кожного рівня по висоті будівлі. Отриманий спектр використовується для визначення переміщень еквівалентної одно масової системи (ЕОМС) за визначеного сейсмічного впливу шляхом нелінійного динамічного розрахунку ЕОМС. Таким чином, уникають необхідності нелінійного динамічного розрахунку вихідної БРМ. Крім того, на основі спектру визначають коефіцієнти податливості, а також коефіцієнти редукції (зниження сейсмічної реакції) будівель за сейсмічних впливів.

Методологія, що використовує спектр, знайшла відображення в нормативних документах США [8–10] і ДСТУ-Н Б EN 1998-1, а також реалізована у поширених розрахункових комплексах.

Сучасні методики виконання нелінійного статичного розрахунку дозволяють враховувати несиметричність об'єкта в плані та по висоті, вплив вищих форм коливань для висотних будівель і протяжних споруд, взаємодію в системі *"основа – фундамент – каркас будівлі"*. З розвитком комп'ютерного моделювання стало можливим аналізувати поведінку будівлі в її загальній об'ємно-просторовій структурі.

Висновки

Проектування об'єктів в сейсмічно небезпечних районах починається з дотримання загальних принципів сейсмостійкого будівництва.

1. Принцип симетрії: маса та жорсткість конструкції повинні бути розподілені рівномірно та симетрично відносно площині симетрії, що проходять через центр ваги споруди, що досягається об'ємно-планувальними рішеннями будівель. При несиметричній формі необхідно обмежувати розміри виступів, а також намагатися не застосовувати витягнутих в плані конструктивних рішень.

2. Принцип гармонії: необхідно дотримуватися пропорційності у розмірах будівлі, при цьому її довжина або висота не повинні бути надзвичайно великими.

3. Принцип антиважкості: істотний вплив на значення сейсмічних навантажень має маса споруди. Тому при дії сейсмічних сил необхідно прагнути до максимально можливого зниження ваги конструкцій і навантажень.

4. Принцип еластичності: матеріали в конструкції бажано застосовувати міцні, легкі, такі, що мають пружні властивості; конструкції з них повинні мати однорідні властивості.

5. Принцип замкнутого контуру: несучі елементи конструкції повинні бути зв'язані між собою, утворюючи замкнуті контури як у вертикальному напрямку, так і в горизонтальному. Конструктивне рішення таких контурів має забезпечити незалежну роботу кожного з них при сейсмічних коливаннях. Це досягається за рахунок антисейсмічних швів, які з метою економії слід об'єднувати з температурними і осадовими.

6. Застосування сейсмоізоляції: доцільно застосовувати пристрої, що знижують інтенсивність коливальних процесів, які передаються від ґрунту на будівлю.

7. Забезпечення надійності фундаментів: для сейсмостійких конструкцій фундаменти повинні бути міцними, достатньо глибоко закладеними, бажано на податливих прошарках або спеціальних

субстракціях, що замінюють слабкі ґрунти, для забезпечення однорідності та міцності ґрунтової основи.

Список літератури

1. *Будівництво у сейсмічних районах України* : ДБН В.1.1-12:2014. Київ. Мінрегіон України. 2014. 109 с.
2. *Шкала сейсмічної інтенсивності* : ДСТУ Б В.1.1-28:2010. Київ. Мінрегіон України. 2011. 47 с.
3. *Визначення класу наслідків (відповідальності) та категорії складності об'єктів будівництва* : ДСТУ-Н Б В.1.2-16:2013. Київ. Мінрегіон України. 2013. 41 с.
4. *Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель, споруд, будівельних конструкції та основ. Система забезпечення надійності та безпеки об'єктів будівництва* : ДБН В.1.2-14-2009. Київ. Мінрегіон України. 2009. 48 с.
5. Ковальський Л. М., Кузьміна Г. В., Ковальська Г. Л. Архітектурне проектування висотних будинків: навчальний посібник. Запоріжжя. 2012. 123 с.
6. Field C., Ko E. Connection performance of buckling restrained braced frames. The 13th World Conference on Earthquake Engineering. August 1-6. 2004. Vancouver. Canada. 1321 p.
7. Chao S. H., Bayat M. R., Goel S. C. Performance-based plastic design of steel concentric braced frames for enhanced confidence level. The 14th World Conference on Earthquake Engineering. October 12-17. 2008. Beijing. China. 157 p.
8. ATC - 40. Seismic Evaluation and Retrofit of Concrete Buildings. Volume 1 and 2, Applied Technology Council. Report No. SSC 9 6-0 1, Seismic Safety Commission, Redwood City, CA. November 1996. (Оцінка та підвищення сейсмостійкості бетонних будівель — Частина 1 та 2. Технічна рада комісії з сейсмічної безпеки штату Каліфорнія, США).
9. FEMA 273. Federal Emergency Management Agency. NEHRP Guidelines for the Seismic Rehabilitation of Buildings, Washington, D.C. October 1997. (Керівні принципи з відновлення сейсмостійкості будівель. Федеральне агентство США з питань надзвичайних ситуацій).
10. FEMA 356. Prestandard and commentary for the seismic rehabilitation of buildings. American Society of Civil Engineers (ASCE), Washington, D.C. November 2000. (Престандарт та зауваження щодо відновлення сейсмостійкості будівель. Американське товариство цивільних інженерів, США).

References

1. *Construction* in seismic regions of Ukraine. (2014). DBN V.1.1-12: 2014. Official type. Kiev. Minregion Ukraine. 109.
2. *Scale of seismic intensity*. (2011). DBN V.1.1-28 ISO: 2010. Official type. Kiev. Minregion Ukraine. 47.
3. *Determination class consequence (responsibility) and the category complexity of construction*. (2013). DSTU-H B V.1.2-16:2013. Official type. Kiev. Minregion Ukraine. 41.
4. *General principles of reliability and structural safety of buildings, structures, constructions and foundations. System reliability and safety of construction*. (2009). DBN V.1.2-14-2009. Official type. Kiev. Minregion Ukraine. 48.
5. Kowalski L. M., Kuzmin G., Kowalska G. (2012). Arkhytekturne proektuvannia vysotnyh budivel' [Architectural designing tall buildings]. Zaporozhye: Privoz Print, 123.

6. Field C., Ko E. (2004). Connection performance of buckling restrained braced frames. The 13th World Conference on Earthquake Engineering. August 1-6. Vancouver. Canada. 1321.
7. Chao S. H., Bayat M. R., Goel S. C. (2008). Performance-based plastic design of steel concentric braced frames for enhanced confidence level. The 14th World Conference on Earthquake Engineering. October 12-17. Beijing. China. 157.
8. ATC - 40. (1996). Seismic Evaluation and Retrofit of Concrete Buildings. Volume 1 and 2. Applied Technology Council. Report No. SSC 9 6-0 1. Seismic Safety Commission. Redwood City. CA. November. 19.
9. FEMA 273. (1997). Federal Emergency Management Agency. NEHRP Guidelines for the Seismic Rehabilitation of Buildings. Washington. D.C. October. 17.
10. FEMA 356. (2000). Prestandard and commentary for the seismic rehabilitation of buildings. American Society of Civil Engineers. Washington. D.C. November. 120.

ВЕРТИКАЛЬНЫЕ СВЯЗИ КАРКАСНЫХ ЗДАНИЙ В СЕЙСМИЧНО АКТИВНЫХ ЗОНАХ

Е. А. Бакулин, В. М. Бакулина, Н. А. Костыра

Аннотация. При строительстве каркасных зданий в сейсмично опасных зонах Украины возникают сейсмические и инженерные риски их разрушения. Сейсмостойкость объекта зависит от множества факторов.

Одним из основных факторов есть конструктивная схема каркаса здания. Каркас воспринимает все сейсмические действия которые составляют наиболее опасный вид динамической нагрузки. Количество комбинированных вариантов каркасных схем весьма много и они разнообразны по несущей способности, жесткости, гибкости. В каркасных зданиях восприятие и распределение нагрузки обеспечивают связи и типы их соединений с конструктивными элементами. В рамно-связевых каркасах можно выделить три системы сейсмической защиты: пассивную, активную и комплексную. Каркасы, укрепленные связями от продольного выгиба, значительно увеличивают сейсмостойкость здания. Устройство гидравлических связей обеспечивает поглощение энергии сейсмических колебаний и уменьшает горизонтальные нагрузки. Применение податливого узлового соединения связей обеспечивает диссипацию энергии колебаний. Эффективную сейсмическую защиту обеспечивают конструкции демпфирования – гашения колебаний. Современная методика нелинейного статического расчета строительных объектов позволяет учитывать влияние высших форм колебаний, взаимодействия в системе "основание – фундамент – наземная часть здания".

Ключевые слова: землетрясение, сейсмостойкость, каркас, соединения, связи, нагрузки, демпфер, сейсмозащита, акселерограмма

VERTICAL BRACES OF FRAME BUILDINGS IN ACTIVE SEISMIC ZONES

Ye. A. Bakulin, V. M. Bakulina, N. A. Kostyra

Abstract. *During the construction of frame buildings in seismic dangerous zones of Ukraine there are seismic and engineering risks of their destruction. Seismic resistance object depends on numerous factors.*

One of the main factors is a structural scheme of the building frame. The frame accepts all the seismic activities that are the most dangerous type of dynamic load. The amount combination variants of structural schemes are very much and they varied in load-bearing capacity, rigidity, flexibility. The braces of load frame buildings provide load perception and distribution in accord with types of their connections with structural elements. In the frame-shear wall structures can be divided into three seismic protection systems: passive, active and complex. Frames, those are firmed by braces from longitudinal bending, significantly increase the earthquake resistance of buildings. The hydraulic braces installation provides absorption of seismic energy and reduces horizontal loads. Application of a turning joint for brace connection provides vibration energy dissipation. Effective seismic protection is provided by damping structures – putting out oscillation. Modern methods of non-linear static analysis of construction projects takes into account the impact of higher vibration modes, interaction in the "base – foundation – superstructure" system.

Key words: *earthquake, seismic resistance, load-bearing skeleton, connections, braces, loads, damper, earthquake protection, accelerogram*

МОДЕЛЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ФОРСУНКИ ДЛЯ РОЗПИЛЮВАННЯ РІДИНИ І СТВОРЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ В ПРИМІЩЕННІ ТЕПЛИЦЬ

**А. І. Бойко, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**В. М. Савченко, кандидат технічних наук
В. В. Крот, аспірант**

**Житомирський національний агроекологічний університет
e-mail: dgs-ua@ukr.net; vitaliy.krot.89@mail.ru**

Анотація. В статті наведена модель експлуатації форсунки для розпилювання рідини під тиском 70 Бар, яка є невід'ємною складовою автоматизованої системи контролю вологісними та температурним параметрами повітря в зоні культивування рослин в умовах захищеного ґрунту. Система призначена для створення необхідного мікроклімату в приміщенні промислових теплиць. Метою роботи є дослідження конструктивних і технологічних особливостей форсунки, що впливають на довговічність і безвідмовність її роботи. В статті наведена схема траєкторної поведінки форсунки (технічної системи) і її елементів, що регламентують рівень надійності. Модель експлуатації форсунки показує, що вона, як технічна система, що підлягає відновленню, може знаходитися як в працездатному, так і в стані відновлення. Причому стан відновлення є композицією формування двох потоків відмов: забивання фільтра і неспрацювання запірного клапану форсунки. Перспективою подальших досліджень є побудова графу станів з математичним моделюванням переходів форсунки в різні можливі стани, визначення функції готовності форсунки до експлуатації та встановлення середнього наробітку до відмови форсунки і середнього часу на відновлення фільтра і клапана.

Ключові слова: форсунка, туманоутворення, теплиця, конструктивні і технологічних особливості форсунки, модель експлуатації форсунки, система, відмова

Постановка проблеми. Останнім часом широкого розповсюдження набули системи підвищення вологості, які працюють на високому тиску (до 100 атм). Такі системи у поєднанні зі шторними екранами створюють оптимальні параметри вологості та температури в зоні вирощування рослин. Системи підвищення

вологості утворюють дрібнодисперсний розчин води, яка розпилюється через форсунки малого діаметру (0,2...0,4 мм). Розпилена вода майже миттєво випаровується у повітрі, при цьому поглинає частину теплової енергії і як наслідок – знижується температура всередині теплиці та підвищується вологість, що значно впливає на якість та вегетаційний період продукції, яка вирощується в умовах захищеного ґрунту. Тому забезпечення надійності та довговічності даного типу систем є досить актуальним питанням.

Аналіз останніх досліджень. Проблеми енергозбереження та керування параметрами вологості в скляних теплицях висвітлені в роботах європейських вчених Де Халлеукса та Л. Гаут'єра [1], а імітаційні моделі з отримання очікуваних даних з енергозбереження в тепличних комплексах знайшли в роботах Де Зварта [2].

Розглянуті питання дослідження мікроклімату та підтримання його оптимальних параметрів в скляних теплицях в умовах промислового виробництва продукції рослинництва [4]. В роботах [3, 5] побудовані формальні моделі для регулювання мікроклімату та відображені стратегії контролю процесами мікроклімату в індустріальних теплицях. В роботах [6, 7, 8] відображено вплив культиваційних споруд та технологічних систем на параметри мікроклімату, аналіз залежності інтенсивності продуктивного фотосинтезу від режимів мікроклімату та класифікація способів зняття перегріву рослин в індустріальних теплицях в роботах/

В роботі [9] наведено експериментальні дослідження технічного стану складових системи підвищення вологості та з'ясовано основні відмови також проведено аналіз відмов та визначено динаміку їх накопичення на протязі напрацювання системи. В роботі [10] розглянуті проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в АПК України.

Мета досліджень є дослідження конструктивних і технологічних особливості форсунки, що впливають на довговічність і безвідмовність її роботи.

Результати досліджень. Форсунка представляє собою спеціальний пристрій для механічного розпилення рідини в приміщеннях теплиць. При необхідній кількості форсунок і правильному раціональному їх розташуванні досягають такого туманоутворення, яке приводить до збільшення вологості і зменшення температури в приміщенні. Таким чином відкривається можливість активного впливу в регулюванні параметрів мікроклімату в теплиці. Виходячи з цього можна стверджувати, що форсунка, як елемент системи туманоутворення, відіграють провідну, важливу

роль у створенні необхідного мікроклімату при вирощуванні рослин. Конструкційна схема типової форсунки представлена на рис. 1.

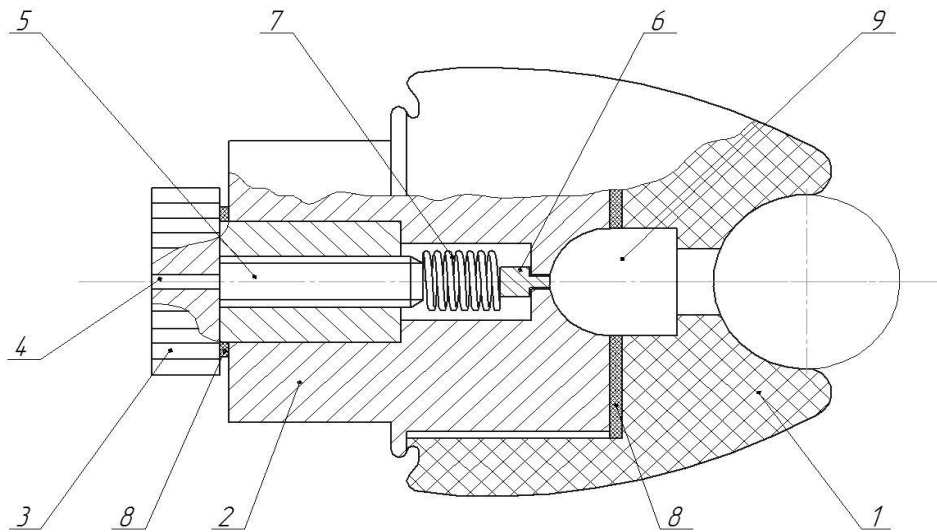


Рис. 1. Конструктивна схема форсунки для утворення дисперсного туману в приміщенні теплиць: 1 – корпус; 2 – центральна частина; 3 – головка; 4 – каліброване сопло; 5 – клапан; 6 – елемент ущільнення; 7 – пружина; 8 – прокладка ущільнення; 9 – фільтр.

Форсунка, як технічна система включає в себе декілька механізмів, які забезпечують її нормальне функціонування.

Вода або водний розчин подається з трубопроводу на фільтр 9 де відбувається відокремлення можливих сторонніх домішок. Через отвір центральної частини 2 форсунки під тиском в 60...120 бар розчин діє на запобіжний, від протікання форсунки ущільнюючий елемент 6, клапана 5. Рідина, попавши у внутрішній об'єм центральної частини, під тиском подається до каліброваного сопла 4 головки 3. Під дією перепаду тиску при виході із сопла, рідина диспергується до дрібних частинок туману. Факел утвореного туману може досягати до 3 м віддалення від форсунки.

Для виконання своєї функції у форсунці передбачено багато конструктивних і технологічних особливостей, направлених на довговічну і безвідмовну роботу. Так, всі елементи виготовлені із нержавіючих матеріалів. Це пластмасові корпус форсунки і її центральна частина, а також клапан, пружина і головка із легованих сталей. Всі з'єднання конструкції мають відповідні гумові ущільнення.

В той же час існуючий досвід експлуатації туманоутворюючих систем теплиць свідчить про те, що в процесі тривалої роботи спостерігаються відмови форсунок. З урахуванням достатньо великої кількості форсунок (в теплицях їх до 360 шт.) і негативних

наслідків порушення роботи системи мікроклімату теплиць, проблема забезпечення необхідного рівня надійності конструкції набуває особливої актуальності і важливого господарсько-економічного значення.

Відмічається, що основним порушенням в роботі форсунок є зменшення об'єму розпиленого факелу до величини недопустимої нормами їх нормальної експлуатації. Другою причиною порушень в роботі стає прокапування (пропуски рідини), що також є недопустимим.

Модель реальної експлуатації форсунок включає як період нормальної роботи, так і відмови двох видів: за причиною забивання і виходу з ладу вхідного фільтру і не спрацювання затворного клапану внаслідок чого спостерігається пропускання рідини. Так як форсунка представляє собою технічну систему, що допускає відновлення, то після періоду нормальної роботи і появи відмов настають періоди відновлення працездатності для продовження подальшої нормальної роботи. Процес експлуатації може бути наглядно представлений у вигляді відповідних графіків, що відображають зміни станів і переходів системи в різні можливі стани. При встановленні траєкторної поведінки системи важливо відмітити і підкреслити умови, в яких модель експлуатації отримана. Вона повинна описувати стани і переходи системи адекватно до реальних подій. При моделюванні експлуатації форсунки вважається, що:

- відмови відбуваються незалежно одна від другої;
- процес відновлення починається зразу ж після настання відмови;
- стан відновленого елемента не відрізняється від стану нового, що тільки поставлено до експлуатації;
- процес повторного включення в роботу після відновлення, відбувається зразу ж після відновлення.

Схематично траєкторна поведінка форсунки і її елементів, що приводять до відмов показана на рис. 2.

Відмови фільтра відбуваються періодично в наслідок поступового їх забивання солями і домішками, що знаходяться у воді чи водному розчині. Періодичність цих відмов (наробіток фільтру до відмови) залежить від якості розчину, що подається і власних властивостей фільтру. При стабільних параметрах рідини і незмінних параметрах фільтру можна вважати, що періоди напрацювань до відмов відносно стабільні. Відновлення фільтрів відбувається шляхом їх заміни на нові за невеликий проміжок часу виконання регламентних робіт за технічним обслуговуванням теплиці. Слід підкреслити, що стан відмови фільтру визначається граничним значенням продуктивності форсунки, регламентованою

технічною документацією на її правильну експлуатацію. Відмова фільтра, як елементу форсунки приводить до відмови всієї системи (форсунки).

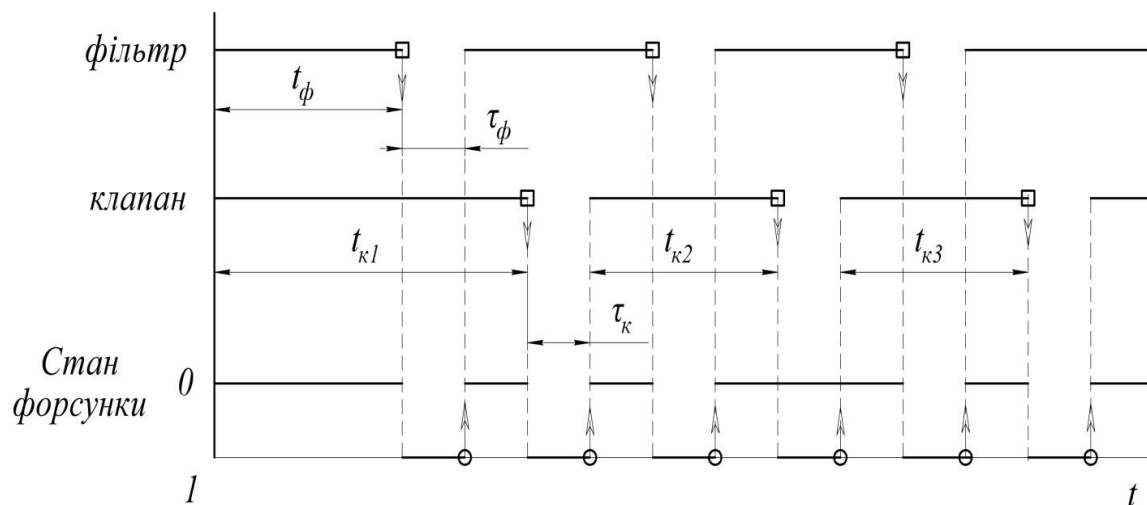


Рис. 2. Схема траєкторної поведінки форсунки (технічної системи) і її елементів, що регламентують рівень надійності: □ - момент настання відмов; ○ - момент завершення відновлень.

Відмови клапана пов'язані з пропуском (прокапування) рідини і мають нестабільний характер. Вони можуть наступити як на початку експлуатації форсунки, так і після певного наробітку. Однак, практикою експлуатації форсунок відмічається тенденція збільшення кількості відмов клапанів із збільшенням їх напрацювання. Тобто, протягом експлуатації спостерігається наступна послідовність напрацювань на відмову $t_{k1} > t_{k2} > t_{k3} > \dots t_{kn}$. Періоди відновлення клапанів практично однакові і пов'язані з промивкою і прочисткою центральної частини форсунки, коли видаляються можливі нарости і відкладення з різних частин механізму. Однак відновлення здійснене промивкою очевидно не повністю повертає механізм в початковий стан. В деякій мірі зношуються поверхні спряжень елемента ущільнення і сідла, куди цей елемент входить. Не виключено, що з часом міняються механічні характеристики натискної пружини, яка працює в умовах циклічних навантажень при наявності хімічного розчину.

Відмови клапану не допустимі за умовами експлуатації форсунки і приводять до відмови всього пристрою.

Загальна експлуатаційна траєкторія форсунки представлена нижнім графіком на рис. 2. З побудови видно, що цей графік є композицією двох верхніх, а відмови окремих елементів сумуючись знижують загальний рівень надійності всієї конструкції.

Висновки

1. Форсунки для розпилювання рідини в теплицях представляють собою технічну систему, що складається з ряду підсистем і деталей, найменш надійними серед яких є фільтр і запірний клапан.

2. Модель експлуатації форсунки показує, що вона як технічна система, що підлягає відновленню, може знаходитися як в працездатному, так і в стані відновлення. Причому стан відновлення є композицією формування двох потоків відмов: забивання фільтра і неспрацювання запірного клапану.

3. Відмова клапану носить накопичувальний характер з послідовним зменшенням періоду нормальної експлуатації.

Список літератури

1. *De Halleux D. and Gauthier L.* Energy consumption due to dehumidification of greenhouses under northern latitudes. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 69. 1998. P. 35—42
2. *De Zwart H. F.* A simulation model to estimate prospectives of energy saving measures in horticulture. *Acta Horticulturae*. 443. 1997. P. 119—127
3. Савченко В. М., Міненко С. В., Махов О. А. Формальні моделі для регулювання мікроклімату в теплицях. Формування конкурентоспроможної економіки: теоретичні, методичні та практичні засади: матеріали II міжнар. наук.-практ. інтернет-конф. 21-22 березня 2013 року. Тернопіль. 2013. С. 87—89.
4. Савченко В. М., Міненко С. В. Вплив шторних екранів на внутрішню температуру в скляних теплицях. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2012. Вип. 16 (30). Київ. 2. С. 270—274.
5. Савченко В. М., Міненко С. В., Махов О. А. Стратегії контролю процесами мікроклімату в індустріальних теплицях. Підвищення надійності машин і обладнання : зб. тез доп. VII Всеукр. наук.-практ. конф. студентів та аспірантів, 3—5 квітня 2013 року. Кіровоград. 2013. С. 48—49.
6. Савченко В. М., Крот В. В. Вплив культиваційних споруд та технологічних систем на параметри мікроклімату при вирощуванні продукції захищеного ґрунту. Крамаровські читання : зб. тез доп. II міжнар. наук.-техн. конф., 3 квітня 2013 року. Київ. 2013. С. 72—74.
7. Міненко С. В., Савченко В. М., Крот В. В. Аналіз залежності інтенсивності продуктивного фотосинтезу від режимів мікроклімату в індустріальних теплицях. Вісник ЖНАЕУ. 2016. № 1 (53). Т. 1. С. 270—276.
8. Міненко С. В. Класифікація способів зняття перегріву рослин в індустріальних теплицях / С. В. Міненко, В. М. Савченко, В. В. Крот. Вісник ЖНАЕУ. — 2016. — № 1 (53), т. 1. — С. 276—282.
9. Крот В. В., Савченко В. М. Дослідження технічного стану автоматизованих систем керування вологістю та охолодженням повітря при вирощуванні продукції захищеного ґрунту. Підвищення надійності машин і обладнання : зб. тез доп. IX Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих учених, 15—17 квітня 2015 року. Кіровоград. 2015. С. 120—122.
10. Бойко А. І., Савченко В. М., Крот В. В. Проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в АПК

України. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. № 6. С. 200—203.

References

1. *De Halleux D. and Gauthier L.* (1998). Energy consumption due to dehumidification of greenhouses under northern latitudes. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 69. 35-42.
2. *De Zwart H.F.* (1997). A simulation model to estimate perspectives of energy saving measures in horticulture. *Acta Horticulturae*. 443. 119-127.
3. *Savchenko V. M., Minenko S. V., Makhov O. A.* (2013). Formalni modeli dlia rehuliuвання mikroklimatu v teplytsiakh [Formal model for the microclimate regulation in greenhouses]. Formuvannya konkurentospromozhnoi ekonomiky: teoretychni, metodychni ta praktychni zasady: materialy II mizhnar. nauk.-prakt. Internet-konf. 21-22 March 2013. Ternopil. 87-89.
4. *Savchenko V. M., Minenko S. V.* (2012). Vplyv shtornykh ekraniv na vnutrishniu temperaturu v sklianykh teplytsiakh [The curtain screen's impact to the internal temperature of glass greenhouses]. *Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannya novoi tekhniky i tekhnologii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy*. Vyp. 16 (30), kn. 2. 270-274.
5. *Savchenko V. M., Minenko S. V., Makhov O. A.* (2013). Stratehii kontroliu protsesamy mikroklimatu v industrialnykh teplytsiakh [The strategies of microclimate's processes control in industrial greenhouses]. *Pidvyshchennia nadiinosti mashyn i obladnannia : zb. tez dop. VII Vseukr. nauk.-prakt. konf. studentiv ta aspirantiv*. 3–5 April 2013. Kirovohrad. 48-49.
6. *Savchenko V. M., Krot V. V.* (2013). Vplyv kulyvatsiinykh sporud ta tekhnologichnykh system na parametry mikroklimatu pry vyroshchuvanni produktsii zakhyschenoho gruntu [Effect of cultivation facilities and technological parameters of the microclimate in the cultivation of products protected ground]. *Kramarovski chytannia : zb. tez dop. II mizhnar. nauk.-tekh. konf.* 3 April 2013. Kiev. 72-74.
7. *Minenko S. V., Savchenko V. M., Krot V. V.* (2016). Analiz zalezhnosti intensyvnosti produktyvnoho fotosyntezy vid rezhymiv mikroklimatu v industrialnykh teplytsiakh [Analysis of dependence of intensity of productive photosynthesis on modes of microclimate in industrial greenhouses]. *Visnyk ZhNAEU*. № 1 (53). T. 1. 270-276.
8. *Minenko S. V., Savchenko V. M., Krot V. V.* (2016). Klasyfikatsiia sposobiv zniattia perehrivu roslyn v industrialnykh teplytsiakh [Classification of means for remedy of overheating of plants in industrial greenhouses]. *Visnyk ZhNAEU*. № 1 (53). 276-282.
9. *Krot V. V., Savchenko V. M.* (2015). Doslidzhennia tekhnichnoho stanu avtomatyzovanykh system keruvannia volohistiu ta okholodzhenniam povitria pry vyroshchuvanni produktsii zakhyschenoho gruntu [Examination of technical state of automated control systems humidity and cooling in growing greenhouse products]. *Pidvyshchennia nadiinosti mashyn i obladnannia : zb. tez dop. I Kh Vseukr. nauk.-prakt. konf. studentiv, aspirantiv ta molodykh uchenykh*. 15–17 April 2015. Kirovohrad. 120-122.
10. *Boik A. I., Savchenko V. M., Krot V. V.* (2016). Problemy zabezpechennia nadiinosti tekhnologichnoho obladnannia pry vyroshchuvanni produktsii zakhyschenoho gruntu v APK Ukrainy [Problems of providing reliability of technological machinery when growing products of protected soil in agrarian and industrial complex of Ukraine]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv*. № 6. 200-203.

МОДЕЛЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ФОРСУНКИ ДЛЯ РАСПЫЛЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И СОЗДАНИЯ МИКРОКЛИМАТА В ПОМЕЩЕНИЯХ ТЕПЛИЦ

А. И. Бойко, В. Н. Савченко, В. В. Крот

Аннотация. В статье приведена модель эксплуатации форсунки для распыления жидкости под давлением 70 бар, которая является неотъемлемой частью автоматизированной системы контроля влажностными и температурными параметрами воздуха в зоне культивации растений в условиях защищенного грунта. Система предназначена для создания необходимого микроклимата в помещении промышленных теплиц. Целью работы является исследование конструктивных и технологических особенностей форсунки, которые влияют на долговечность и безотказность ее работы. В статье приведена схема траекторного поведения форсунки (технической системы) и ее элементов, регламентирующих уровень надежности. Модель эксплуатации форсунки показывает, что она, как техническая система подлежащая восстановлению, может находиться как в работоспособном состоянии, так и в состоянии восстановления. Причем состояние восстановления является композицией формирования двух потоков отказов: забивание фильтра и несрабатывания запорного клапана форсунки. Перспективой дальнейших исследований является построение графа состояний с математическим моделированием переходов форсунки во все возможные состояния, определения функции готовности форсунки для эксплуатации и определения средней наработки до отказа форсунки и среднего времени на восстановление фильтра и клапана.

Ключевые слова: форсунка, туманообразование, теплица, конструктивные и технологические особенности форсунки, модель эксплуатации форсунки, система, отказ

MODEL OF USE OF NOZZLE FOR LIQUID SPRAYER AND GENERATION OF MICROCLIMATE IN PREMISES OF GREENHOUSES

A. I. Boyko, V. M. Savchenko, V. V. Krot

Abstract. This article gives a model of the use of nozzle for spraying liquid under 70 Bar pressure, which the integral part of an automatic system for controlling humidity and temperature parameters of air in the area of plants cultivation under the terms of protected soil. The system is designed to produce a necessary microclimate in the premises of industrial greenhouses. The goal of the work is to research construction and technological peculiarities of a nozzle that affect the durability and failure-free work. The article provides a scheme

of trajectory conduct of a nozzle (technical system) and its elements that regulate the level of reliability. The model of the use of a nozzle shows that it, as a technical system subject to restoration, can be in service and restoration condition. Herewith, the condition of restoration is a complex of formation of two flows of failures: chocking a filter and failure to initiate a stopper valve of a nozzle. The perspective of further researches shall be a development of condition charts with mathematical modeling of transition of a nozzle into various possible conditions, determination of function of readiness of the nozzle to the use and setting an average result to the failure of the nozzle and the average time for the restoration of filter and valve.

Key words: *nozzle, fog production, greenhouse, construction and technological peculiarities of nozzle, model of use of nozzle, system, failure*

УДК 504.5 :624.131

ДОСЛІДЖЕННЯ ВАРІАБЕЛЬНОСТІ ЗАБРУДНЕННЯ АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ В УКРАЇНІ

М. В. Семененко, кандидат технічних наук
e-mail: mary-scorp@yandex.ru

Анотація. *Стан навколишнього середовища погіршується з року в рік. Ця проблема привертає увагу науковців усього світу.*

Основна мета досліджень полягає в тому щоб знайти доказову базу взаємозв'язку викидів забруднюючих речовин антропогенними джерелами і тривалістю життя українського населення.

На основі отриманих доказових даних виявити кореляційний взаємозв'язок між досліджуваними показниками.

У дослідженнях були використані інформаційно-статистичні дані, методи загального ступеневого аналізу та математичного моделювання.

Дослідження проводилися за низкою показників, однак одним з найбільш інформативним був прийнятий критерій рівня померлих, як інтегральний показник, що характеризує здоров'я населення

В рамках досліджень статистичних вибірок за перші п'ятнадцять років двадцять першого століття, був проведений порівняльний аналіз між показниками смертності в нашій країні та

© М. В. Семененко, 2017

of trajectory conduct of a nozzle (technical system) and its elements that regulate the level of reliability. The model of the use of a nozzle shows that it, as a technical system subject to restoration, can be in service and restoration condition. Herewith, the condition of restoration is a complex of formation of two flows of failures: chocking a filter and failure to initiate a stopper valve of a nozzle. The perspective of further researches shall be a development of condition charts with mathematical modeling of transition of a nozzle into various possible conditions, determination of function of readiness of the nozzle to the use and setting an average result to the failure of the nozzle and the average time for the restoration of filter and valve.

Key words: *nozzle, fog production, greenhouse, construction and technological peculiarities of nozzle, model of use of nozzle, system, failure*

УДК 504.5 :624.131

ДОСЛІДЖЕННЯ ВАРІАБЕЛЬНОСТІ ЗАБРУДНЕННЯ АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ В УКРАЇНІ

М. В. Семененко, кандидат технічних наук
e-mail: mary-scorp@yandex.ru

Анотація. *Стан навколишнього середовища погіршується з року в рік. Ця проблема привертає увагу науковців усього світу.*

Основна мета досліджень полягає в тому щоб знайти доказову базу взаємозв'язку викидів забруднюючих речовин антропогенними джерелами і тривалістю життя українського населення.

На основі отриманих доказових даних виявити кореляційний взаємозв'язок між досліджуваними показниками.

У дослідженнях були використані інформаційно-статистичні дані, методи загального ступеневого аналізу та математичного моделювання.

Дослідження проводилися за низкою показників, однак одним з найбільш інформативним був прийнятий критерій рівня померлих, як інтегральний показник, що характеризує здоров'я населення

В рамках досліджень статистичних вибірок за перші п'ятнадцять років двадцять першого століття, був проведений порівняльний аналіз між показниками смертності в нашій країні та

© М. В. Семененко, 2017

країнах Європи. Вибірки було створено на даних Організації Об'єднаних націй, які користуються довірою у наукових колах.

Узагальнюючий висновок свідчить про те, що в середньому показник смертності в країнах Європи майже в два рази нижче, ніж в Україні. Також було досліджено низка факторів, які впливають на рівень смертності, серед них одним з вагомим є, стан атмосферного повітря в Україні.

На підставі результатів дослідження були встановлені взаємопов'язані кореляційні залежності, які визначають варіабельність забруднення атмосферного повітря антропогенними джерелами та смертністю населення.

Отримані математичні залежності мають практичну цінність у рішеннях проблеми погіршення стану навколишнього середовища.

Ключові слова: *навколишнє середовище, викиди забруднюючих речовин, аналіз, варіабельність, антропогенні джерела, життя людини*

Постановка проблеми. Двадцять перший вік, який не так давно почав власний шлях, вже встиг відмітитися загрозою потепління за рахунок поступового знешкодження озонового шару планети Земля. Це одна з найзначніших проблем сьогодення.

За даними багатьох світових вчених та фахівців, 2016 рік може стати найспекотнішим за всю історію спостереження. Середня температура першого півріччя на 1,3 градуса за Цельсієм перевищує до індустріальні показники кінця XIX століття [2].

Висновки про різку зміну клімату викладені відразу у двох незалежних один від одного доповідях, підготовлених фахівцями Океанічного і атмосферного управління США та Інституту космічних досліджень імені Годдарда в National Aeronautics and Space Administration [3].

Україна на сьогодні являє одну з найнебезпечніших в екологічному відношенні країн, що підтверджується багатьма статистичними внутрішніми та зовнішніми спостереженнями [1, 3, 6, 7]. Таким чином прийшов час зосередити зусилля вчених, фахівців, громад кість, кожного пересічного українця на всебічні дії, спрямовані на покращення умов життєдіяльності та довго тривалість життя людини.

Аналіз останніх досліджень. Вплив викиду окремих речовин від різних джерел на стан здоров'я населення вивчаються та досліджуються сучасними українськими вченими, таким як Гончарук Е. Г., Москаленко В. Ф., Сердюк А. М., Проданчук М. Г. та інші. В дослідженнях вони широко використовують складні

інформаційні технології, статистичні дані, методи математичного моделювання. Взаємозв'язок який існує між великою низкою антропогенних чинників та здоров'ям населення без сумніву занадто складний. Але подекуди для того щоб аргументовано наголосити, що є проблема і її треба вирішувати негайно і зараз всіма маленькими та великими кроками достатньо звернути увагу законодавчої влади, громадськості, вчених різних галузей науки, виробників, бізнесменів на зрозумілі та безсумнівні загальні результати наданого дослідження.

Мета досліджень – проаналізувати сучасний стан атмосферного повітря та смертності в Україні, виявити основні фактори впливу і встановити математичні залежності які визначають варіабельність забруднення.

Результати досліджень. У дослідженнях були використані інформаційно-статистичні матеріали Державної служби статистики України та Центрального розвідувального управління Сполучених штатів Америки, методи загального ступеневого аналізу та математичного моделювання та програмний продукт SigmaPlot13Features Systat Software Inc.

Станом на 1 червня 2016 року за даними Державної служби статистики чисельність населення України становила біля сорока двох з половиною мільйонів мешканців [1]. Порівняємо з даними чисельності населення України три роки тому.

На 1 червня 2012 року чисельність населення України становила трохи більше сорока п'яти з половиною мільйонів мешканців, тобто за останні три роки, кількість населення, яке постійно проживає на території держави знизилася майже на три млн. чоловік.

Чисельність населення важливий показник, але за умови сучасних політичних аспектів, які вплинули на показник у три мільйона чоловік, він не є надійним для дослідження, тому проаналізуємо показники народжуваності та смертності.

В межах дослідження виборці за п'ятнадцять років, було проведено порівняльний аналіз між показниками смертності в Україні та у державах Євросоюзу. На протязі всіх років дослідження показник смертності у державах Євросоюзу на половину та «+» та «-» 0,3-0,7% відрізняється від аналогічного показника в Україні. На діаграмі (рис. 1), як фрагмент, надано показники смертності за даними Державної служби статистики України та даними US EPA для Європи за 2012-2015 роки [1, 7].

Надані дані (рис. 1) носять загальний характер. На окремих техногенна навантажених територіях України смертність значно вища та її можливо порівняти з показником смертності у роки Голодомору. Вони майже однакові.

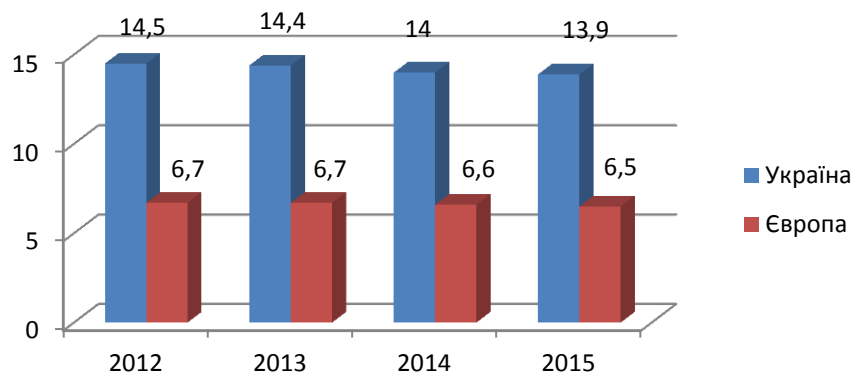


Рис. 1. Діаграма показників смертності за даними Державної служби статистики України та даними US EPA для Європи за 2012-2015 роки.

Так, наприклад, Дніпропетровська область – одна з найбільше постраждавши областей, показник смертності в ній у 1932 році становив майже сімнадцять осіб на тисячу мешканців а в 1931 році майже на три особи менше. На початку другого десятиліття XXI століття цей показник склав шістнадцять випадків на тисячу осіб. Сумну картину можна спостерігати і в інших областях.

Досліджування та аналіз показників смертності за перші п'ятнадцять років XXI століття дають змогу стверджувати, що показник смертності у нашій державі занадто високий.

На рівень смертності впливає багато різноманітних факторів. Серед них одним з вагомим є, стан атмосферного повітря в Україні, який має особливо важливе значення для якісного функціонування людського організму та тривалості життя.

Україна характеризується сприятливим кліматом для життєдіяльності людини. Через територію України рухаються більше чотирьох десятків циклонів та більше трьох десятків антициклонів з Атлантики у східному напрямку до центру Євразії, це сприяє тому, що практично не буває тривалого застою повітря, тобто штилю.

Географічне розташування України обумовлює те, що забруднюючі речовини з країн Західної та Центральної Європи повітряними масами переносяться до Західної України, а сама Україна зі східної частини експортує власні викиди насамперед до Росії. Таким чином має місце транскордонне перенесення забруднюючих речовин, частка яких осідає на українській території, та являє додаткове імпордне джерело забруднення. Україна в свою чергу експортує низку забруднюючих речовин до сусідів.

За різними експертними даними, загальний баланс різко негативний. На нашій території, наприклад, залишається 76,5 тис. т. діоксиду азоту (NO_2) і близько 40 тис. т. оксиду (NO) [7]. Ми їх імпортуємо з Польщі, Німеччини, Росії, Чехії, Білорусі, Румунії та

далеких західних сусідів. Але вагома кількість забруднювачів повітря є "рідними".

У межах дослідження було проаналізовано викиди основних забруднюючих речовин у атмосферне повітря у вибірці за п'ятнадцять років на підставі інформаційних матеріалів Державної служби статистики України від стаціонарних та пересувних джерел викиду [1].

У 2000-2004 роках викиди забруднюючих речовин від стаціонарних та пересувних джерел викиду збільшувалися з року в рік на 1-9%. Далі до 2013 року за дев'ять років збільшувалися поступово на 15,3-33%.

У 2015 році сумарні викиди забруднюючих речовин в атмосферу від стаціонарних та пересувних джерел склали 3989,1 тис. т. проти 4819,7 тис.т. у 2014 році. Відсоток зниження викидів шкідливих речовин у 2015 році склав майже 17%. Відсоток зниження викидів забруднюючих речовин у 2014 році у порівнянні з 2013 році склав майже 18%. Цей показник надає оптимістичного погляду, але таке загальне зниження викидів забруднюючих речовин має місце в більшості, за рахунок різкого спаду у промисловості.

Наприклад, за два роки військового конфлікту на Донбасі скоротилися показники виробництва промислової продукції до 66%, масово згорнулися малий і середній бізнес. Такі дані наводить Програма розвитку ООН в своїй доповіді "Подолання бар'єрів на шляху розвитку бізнесу на Донбасі: огляд ситуації і ключові рекомендації" [5].

Аналіз викидів забруднюючих речовин у атмосферне повітря на одного мешканця в кілограмах України показав сумну картину. На протязі перших тринадцяти років XXI століття сумарні викиди шкідливих речовин (SO_2 , NO_x , НМЛОС, NH_3 , CO , ЗЗЧ , ТЧ_{10} $\text{ТЧ}_{2,5}$) збільшувалися поступово від 100,4 до 129,4 у кілограмах на одну особу. На протязі 2014-2015 років мало місце зниження сумарних викидів забруднюючих речовин до 93,3 кг/особу, що складає 38,3% на підставі даних Державної служби Статистики України. Починаючи з 2013 року викиди забруднюючих речовин у атмосферне повітря на одну особу знижуються. Таким чином за останні два роки знизилося: діоксиду сірки (SO_2) майже на третину; оксиду азоту (NO_x) на 24%; неметанових летких органічних сполук (НМЛОС) на 26%; аміаку (NH_3) на 20%; оксиду вуглецю (CO) на 13%; загального обсягу зважених частинок (ЗЗЧ) на 28%; речовини у вигляді суспендованих твердих частинок більше 2, та менше 10 мкм (ТЧ_{10}) на 43%; речовини у вигляді суспендованих твердих частинок 2,5 мкм та менше ($\text{ТЧ}_{2,5}$) на 17% [4]. Таким чином в результаті дослідження робимо висновок, на протязі перших тринадцяти років XXI століття

смертність в Україні зростає вслід за погіршенням атмосферного повітря. У останні два роки, за рахунок зниження потужностей промислового виробництва, особливо металургійної галузі, знизилися викиди забруднюючих речовин на одну особу, яка проживає в Україні, від 13% (CO) до 43% (ТЧ₁₀). Це пропорційно відгукнулося на рівень смертності у державі. Проаналізуємо як впливає зниження викидів забруднюючих речовин за останні два роки на рівень смертності у державі. Рівень смертності в країні характеризує загальний коефіцієнт смертності. На міжнародному рівні він розраховується, як число смертей протягом певного періоду, поділеної на людино-років, прожитих населенням за цей період. Це виражається в числі померлих на 1000 чоловік населення. Україна не тільки йде попереду Європи за середнім загальним коефіцієнтом смертності, але й займає друге місце в світі оцінюється в 8,6 смертей на тисячу населення за даними United Nations Organization des Nations unites у минулому році [6]. Зниженні рівня смертності в Україні у 2015 році склало 8,5% в порівнянні з 2014 роком, але залишається дуже високим, як було доведено у дослідженні. Якщо порівняти зі зниженням загальних викидів забруднюючих речовин у атмосферне повітря, то тренд зниження за останні два роки складає майже 20%, але залишається занадто високим та обумовлює саму низьку тривалість життя серед держав Євросоюзу. Опираючись на інформаційно-статистичні дані методи математичного моделювання та програмування (Sigma Plot13 Features Systat Software Inc.), можна стверджувати, якщо викиди забруднюючих речовин у атмосферне повітря мають варіативність X , то варіабельність коефіцієнта смертності дорівнює $R^2 = 0,467$ для ряду, який складається з вибірки за 15 років [4].

Висновок. Таким чином проведені дослідження дозволили отримати достовірний кореляційний зв'язок між сумарними (стаціонарні та пересувні джерела) антропогенними викидами забруднюючих речовин у атмосферне повітря та показником середнього рівня смертності в Україні. Під час дослідження було отримано комбінації параметрів, що можуть бути використані для створення стійких математичних моделей оцінки ризику для здоров'я населення, яке мешкає на техногенна навантажених територіях міст та населених пунктів.

Список літератури

1. *Державна* служба статистики України [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://ukrstat.gov.ua>.
2. *Organization* des Nations unites [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://un.org/sustainabledevelopment/ru/about/climate-change>.

3. *National Aeronautics and Space Administration (NASA)* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://nasa.gov>.
4. *Семененко М. В.* Вплив забруднення атмосферного повітря антропогенними джерелами на здоров'я населення. Київ. 2016. 405 с.
5. *Стрічка новин в реальному часі* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://depo.ua/ukr/money/v-oon-nareshti-pobachili-neprivablivist-donbasu-dlya-investitsiy-26072016191000>.
6. *United Nations Organization des Nations unites* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://unido.org/unido-united-nations-industrial-development-organization.html>.
7. *US EPA: United States Environmental Protection Agency* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://epa.gov/environmental-topics/health-topics>.

References

1. The state statistics service of Ukraine. Available at: <http://ukrstat.gov.ua>.
2. Organization des Nations unites. Available at: <http://un.org/sustainabledevelopment/ru/about/climate-change>
3. *National Aeronautics and Space Administration (NASA)*. Available at: <http://nasa.gov>.
4. *Semenenko M. V.* (2016). *Vpluv zabrydnennya atmosferного povitrya antropogennumu gzerelamu na zdorovya naselennya* [The impact of air pollution from anthropogenic sources on human health]. Kiev: National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. 405.
5. *News feed in real time*. Available at: <http://depo.ua/ukr/money/v-oon-nareshti-pobachili-neprivablivist-donbasu-dlya-investitsiy-26072016191000>.
6. *United Nations Organization des Nations unites* Available at: <http://unido.org/unido-united-nations-industrial-development-organization.html>.
7. *US EPA: United States Environmental Protection Agency*. Available at: <http://epa.gov>.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВАРИАБЕЛЬНОСТИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА В УКРАИНЕ

М. В. Семененко

Аннотация. *Состояние окружающей среды ухудшается из года в год. Эта проблема привлекает внимание ученых всего мира.*

Основная цель исследований заключается в том, чтобы найти доказательную базу взаимосвязи выбросов загрязняющих веществ антропогенными источниками и продолжительности жизни украинского населения.

На основе полученных доказательных данных выявить корреляционную взаимосвязь между исследуемыми показателями.

В исследованиях были использованы информационно-статистические данные, методы общего ступенчатого анализа и математического моделирования.

Исследования проводились по ряду показателей, однако наиболее информативным показателем был принят критерий

уровня умерших, как интегральный показатель, характеризующий здоровье населения.

В рамках исследований первого века, был проведен сравнительный анализ между показателями смертности в нашей стране и странах Европы. Выборки были созданы на основе данных Организации Объединенных наций, которые пользуются доверием в научных кругах.

Обобщающий вывод свидетельствует о том, что в среднем показатель смертности в странах Европы почти в два раза ниже, чем в Украине. Также было исследовано ряд факторов, влияющих на уровень смертности, среди них одним из весомых является состояние атмосферного воздуха в Украине.

На основании результатов исследования были установлены взаимосвязанные корреляционные зависимости, которые определяют вариабельность загрязнения атмосферного воздуха антропогенными источниками и смертностью населения.

Полученные математические зависимости имеют практическую ценность в решениях проблемы ухудшения состояния окружающей среды.

Ключевые слова: *окружающая среда, выбросы загрязняющих веществ, анализ, вариабельность, антропогенные источники, жизнь человека*

RESEARCH OF VARIABILITY OF AIR POLLUTION IN UKRAINE

M. M. Semenenko

Abstract. *The environment is deteriorating from year to year. This problem attracted the attention of scientists all over the world.*

The main aim of the study was to find evidence of the link between emissions of pollutants from anthropogenic sources and years of life of the Ukrainian population.

The correlation dependence between the studied indicators was made on the basis of the obtained results.

Information and statistics, methods, the overall speed of the analysis and mathematical modeling were used in the study.

Studies were made on several indicators. The criterion level of the dead as an integral indicator has important information. This criterion describes the number of years of life of the population.

In the studies of statistical samples for the first fifteen years of the twenty-first century, was a comparative analysis between the mortality rates in our country and Europe. The sample was created based on information of the United Nations. This information has credibility in scientific circles.

The overall conclusion suggests that the average mortality rate in Europe is almost two times lower than in Ukraine. It was also investigated some of factors influencing mortality. The important factor is the condition of atmospheric air in Ukraine.

Based on the results of the study were obtained correlations. These dependencies are determined the variability of air pollution anthropogenic sources and mortality.

Mathematical relations are of practical value in addressing the issue of the poor state of the environment.

Key words: *environment, emissions, analysis, variability, anthropogenic sources, human life*

УДК 622.636:631.365

ВАГОМІСТЬ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СУШАРОК НА ОСНОВІ ЕКСПЕРТНОЇ ОЦІНКИ

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**Я. Д. Ярош, кандидат технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет
e-mail: gagolub@ukr.net**

Анотація. В статті наведено результати встановлення вагомості техніко-технологічних показників сушарок на основі експертної оцінки для здійснення багатокритеріальної порівняльної оцінки сушарок. Зерносушильний парк України налічує значну кількість найменувань зерносушарок різних типів та різних виробників. При проектуванні та оцінці існуючого сушильного обладнання необхідно мати порівняльні характеристики зерносушарок, при роботі як на традиційних, так і на відновлюваних джерелах енергії. Багатокритеріальна порівняльна оцінка потрібна також для оцінки існуючих сушарок, які використовують традиційні та відновлювані джерела енергії. Проведено встановлення вагомості техніко-технологічних показників роботи сушильного обладнання на основі експертної оцінки із врахуванням індивідуальних думок експертів. На підставі методу експертних оцінок було встановлено, що найбільшу вагу має питома витрата палива – 0,24, далі йдуть продуктивність – 0,23, можливість роботи на різних видах палива – 0,20, питомі витрати електроенергії для роботи обладнання – 0,16,

© Г. А. Голуб, Я. Д. Ярош, 2017

The overall conclusion suggests that the average mortality rate in Europe is almost two times lower than in Ukraine. It was also investigated some of factors influencing mortality. The important factor is the condition of atmospheric air in Ukraine.

Based on the results of the study were obtained correlations. These dependencies are determined the variability of air pollution anthropogenic sources and mortality.

Mathematical relations are of practical value in addressing the issue of the poor state of the environment.

Key words: *environment, emissions, analysis, variability, anthropogenic sources, human life*

УДК 622.636:631.365

ВАГОМІСТЬ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СУШАРОК НА ОСНОВІ ЕКСПЕРТНОЇ ОЦІНКИ

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**Я. Д. Ярош, кандидат технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет
e-mail: gagolub@ukr.net**

Анотація. В статті наведено результати встановлення вагомості техніко-технологічних показників сушарок на основі експертної оцінки для здійснення багатокритеріальної порівняльної оцінки сушарок. Зерносушильний парк України налічує значну кількість найменувань зерносушарок різних типів та різних виробників. При проектуванні та оцінці існуючого сушильного обладнання необхідно мати порівняльні характеристики зерносушарок, при роботі як на традиційних, так і на відновлюваних джерелах енергії. Багатокритеріальна порівняльна оцінка потрібна також для оцінки існуючих сушарок, які використовують традиційні та відновлювані джерела енергії. Проведено встановлення вагомості техніко-технологічних показників роботи сушильного обладнання на основі експертної оцінки із врахуванням індивідуальних думок експертів. На підставі методу експертних оцінок було встановлено, що найбільшу вагу має питома витрата палива – 0,24, далі йдуть продуктивність – 0,23, можливість роботи на різних видах палива – 0,20, питомі витрати електроенергії для роботи обладнання – 0,16,

© Г. А. Голуб, Я. Д. Ярош, 2017

масогабаритні характеристики – 0,07 та інше (рівень автоматизації, питома теплова потужність, термічний ККД, якість сушіння, вартість обладнання, собівартість сушіння) – 0,1. Отримані коефіцієнти вагомості показників роботи сушарок дозволяють провести об'єктивний багатокритеріальний аналіз сучасного обладнання для сушіння зерна.

Ключові слова: *сушарка, сушильне обладнання, показники, експертна оцінка, вагомість*

Постановка проблеми. В даний час зерносушильний парк України налічує значну кількість найменувань зерносушарок різних типів та різних виробників. Серед них: США – Farm Fans, QED, Meyer, Delux, Mini-Max, Mathews, Cukup, Neco; Німеччина – Petkus, Neuero, Schmidt-Seeger, Monsum Lachenmeier, Riela; Данія – Cimbria, Crocus; Швеція – Tornum; Фінляндія – Antti, Meru; Польща – Araj, AG – Projekt; Франція – LAW; Аргентина – Mega; Туреччина – Тесо; Італія – Agrex, Mulmix, Mecmar, Pedrotti; Бразилія – Kepler Weber; Україна – ДСП-10/20/25; А1-ДСП-50; ТДВ «Бриг»; ЗАТ «Порцелакінвест»; Росія – АО «Брянсксельмаш», ОАО «Воронежсельмаш», АО «Мель-инвест», ЗАО «Агропромтехника», ОАО «Тверьсельмаш», ЗАО «Сибирский Агропромышленный Дом». Найбільш поширеними на сьогоднішній момент серед дрібних та середніх фермерських господарств в Україні є мобільні сушарки циклічного типу, модульні сушарки, шахтні сушарки потокового типу. Найбільш поширеними серед великих агропідприємств на сьогоднішній день є зерносушарки шахтного типу. Основними виробниками шахтних сушарок потокового типу є компанії Cimbria, Tornum, Petkus. Основні виробники мобільних сушарок циклічного типу – італійські компанії Pedrotti, Agrex, Mecmar та фінська Meru. Лідерами на ринку модульних сушарок є американські компанії GSI, Mathews. Причому різні виробники вказують номінальну продуктивність сушарок та інші параметри при різних умовах сушки [1], що не дає змогу провести об'єктивний порівняльний аналіз існуючих конструкцій.

Аналіз останніх досліджень. Технічні способи сушіння і конструкції сушарок достатньо сильно відрізняються [1, 2, 3, 4]. Сушіння є одним з найбільш енергоємних процесів в післязбиральній обробці зерна, то затрати на його доведення до кондиційної вологості можуть сягати 30-70% від всіх енергетичних затрат післязбиральної обробки [3]. Із урахуванням питомої вартості гікакалорії тепла отриманого від спалювання традиційних енергоносіїв (природний газ, мазут, дизпаливо, антрацит та ін.) в останні роки спостерігається тенденція до зростання кількості

сушарок, що працюють на біопаливі [5, 6, 7]. Це призводить до намагань розробити та використовувати сушильне обладнання, в якому використовуються пелети, рулони, тюки із соломи, лушпиння соняшнику, тирса, дерев'яні тріски, дрова та інші біологічні види палива. Причому, для правильної адаптації до роботи на біологічних видах палива існуючих сушарок та створення нових конструкцій необхідна багатокритеріальна порівняльна оцінка існуючих сушарок які використовують традиційні та відновлювані джерела енергії [1, 4].

Для оцінки якості роботи та рівня енергоефективності сучасних сушарок необхідно враховувати широкий спектр різноманітних параметри, які характеризують їх роботу.

Серед цих показників найчастіше в проспектах фірм виробників представлені такі: продуктивність, витрати палива, витрати електроенергії, маса обладнання, кількість видів палива, що можуть бути використані в даному агрегаті та інші [1].

Тому при проектуванні та оцінці існуючого сушильного обладнання необхідно мати точні порівняльні характеристики зерносушарок, при роботі як на традиційних так відновлюваних джерелах енергії.

Причому, для проведення багатокритеріальної інтегрованої оцінки сушильних агрегатів необхідно чітко встановити вагомість кожного основного параметра, щодо впливу на інтегральну оцінку.

Метою досліджень є встановлення вагомості техніко-технологічних показників сушарок на основі багатокритеріальної порівняльної експертної оцінки.

Результати досліджень. Для встановлення вагомості показників було використано метод експертних оцінок [8, 9, 10, 11], який дозволяє отримати об'єктивну оцінку на основі індивідуальних думок експертів.

Було використано індивідуальний метод експертної оцінки, що полягав у тому, що кожний експерт оцінював показники роботи сушильного обладнання незалежно від інших, а потім ці оцінки за допомогою статистичних методів об'єднувались у загальну.

Опитування експертів було проведено за способом інтерв'ювання. В опитуванні прийняло участь 40 експертів, серед яких 8 докторів технічних наук та 22 кандидати технічних наук, 6 представників аграрних підприємств та 4 представника фірм, що виробляють сушильне обладнання.

Вони проаналізували вагомість показників роботи сушарок в діапазоні від 0 до 1, з таким розрахунком щоб сума вагомостей показників дорівнювала 1, причому вагомість думки докторів наук було враховано із коефіцієнтом 2, у всіх інших категорій респондентів коефіцієнт вагомості склав 1 (табл. 1).

1. Експертна оцінка коефіцієнтів вагомості за групами респондентів.

Показник	Розмірність	Група експертів				Значення коефіцієнта вагомості
		Д-ри технічних наук	Канд. технічних наук	Інженери аграрних підприємств	Інженери підприємств-виробників сушильного обладнання	
Кількість оцінок	-	8	22	6	4	-
Вагомість оцінки	-	2	1	1	1	-
Питомі витрати палива	кг/кг, м ³ /кг	0,25	0,23	0,25	0,18	0,24
Питомі витрати електроенергії	Вт/кг	0,20	0,12	0,22	0,18	0,16
Продуктивність	кг/год	0,20	0,27	0,17	0,20	0,23
Масогабаритні характеристики	м ³ , кг	0,05	0,08	0,08	0,10	0,07
Вид палива, в тому числі відновлювані джерела енергії	-	0,19	0,18	0,20	0,30	0,20
Інші (рівень автоматизації, питома теплова потужність, термічний ККД, якість сушіння, вартість обладнання, собівартість сушіння)	-	0,11	0,12	0,08	0,11	0,10

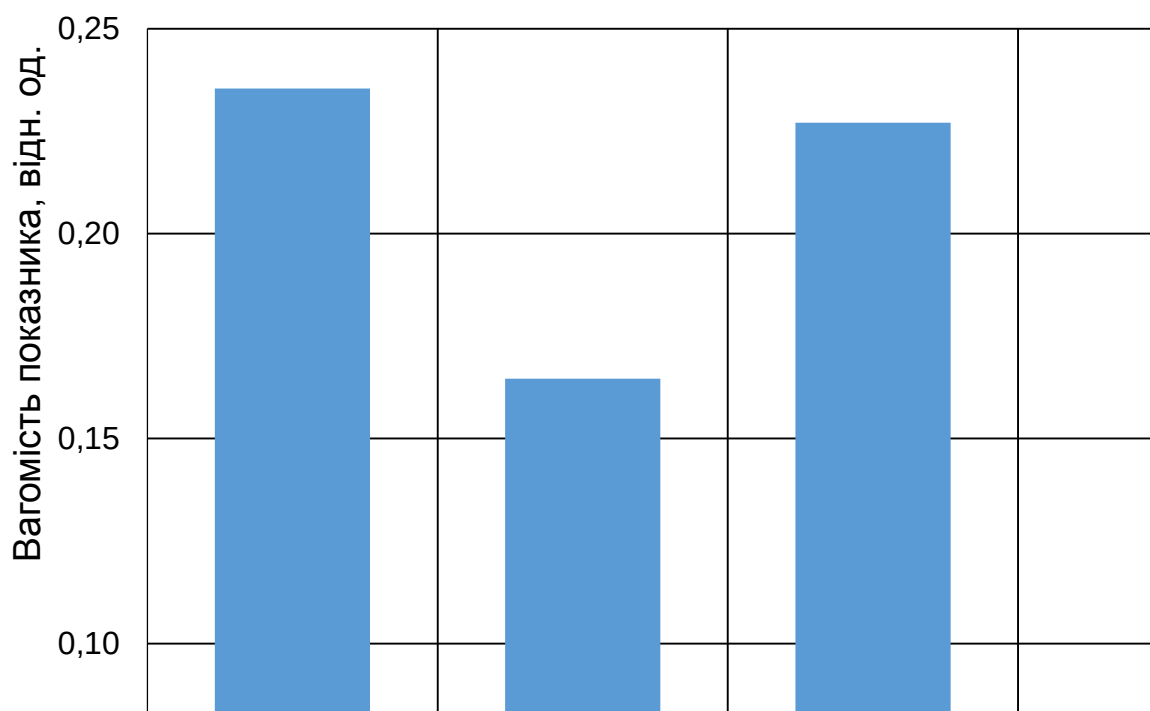


Рис. 1. Коефіцієнти вагомості основних показників роботи сушарок.

В результаті статистичної обробки інформації було встановлено (рис. 1), що найбільшу вагу має питома витрата палива – 0,24, далі йдуть продуктивність – 0,23; можливість роботи на різних видах палива – 0,20; питомі витрати електроенергії для роботи обладнання – 0,16; масогабаритні характеристики – 0,07; інше (рівень автоматизації, питома теплова потужність, термічний ККД, якість сушіння, вартість обладнання, собівартість сушіння) – 0,1.

Отримані коефіцієнти вагомості показників роботи сушарок дозволяють провести об'єктивний багатокритеріальний аналіз сучасного обладнання для сушіння сільськогосподарської продукції.

Висновок. На підставі методу експертних оцінок було встановлено, що найбільшу вагу мають питомі витрати палива – 0,24, далі йдуть продуктивність – 0,23; можливість роботи на різних видах палива – 0,20; питомі витрати електроенергії для роботи обладнання – 0,16; масогабаритні характеристики – 0,07; інше (рівень автоматизації, питома теплова потужність, термічний ККД, якість сушіння, вартість обладнання, собівартість сушіння) – 0,1. Встановлені коефіцієнти вагомості показників роботи сушарок можуть бути використані для багатокритеріального аналізу сушарок.

Список літератури

1. Голуб Г. А., Кухарець С. М., Ярош Я. Д. Оцінка обладнання для сушіння зерна з використанням відновлювальних джерел енергії. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 254. С. 11—23.
2. Занько М. Як висушити зерно із застосуванням біопалива. Пропозиція. 2014. № 11. С. 102—108.
3. Цугленок Н. В., Манасян С. К., Жуков М. А. Основные факторы и показатели для сравнительной характеристики зерносушилок. Вестник КрасГАУ. 2010. №5. С. 114—119.
4. Ярош Я. Д. Перспективи та проблеми використання відновлювальних джерел енергії для сушіння сільськогосподарських матеріалів. Вісник ЖНАЕУ. 2016. № 1 (53). Т. 1. С. 335—346.
5. Дубровін В. О., Романчук Л. Д., Кухарець С. М. Перспективи розвитку альтернативної енергетики на Поліссі України. Київ. 2014. 335 с.
6. Кухарець С. М., Голуб Г. А., Скидан О. В., Осипчук О. Ю. Технічні та технологічні пропозиції отримання енергії із сировини сільськогосподарського походження. Вісник ЖНАЕУ. 2015. № 2 (50). Т. 1. С. 369—385.
7. Кухарець С. М. Підвищення енергетичної автономності агроєкосистем. Механіко-технологічні основи: монографія. Житомир. 2016. 192 с.
8. Рудень В. В., Гутор Т. Г. Методика проведення та оцінок результатів експертних оцінок (на прикладі впровадження системи моніторингу здоров'я населення на рівні первинної медико-санітарної допомоги). Львів. 2011. 2 (82). III/IV. С. 31—34.
9. Грабовецький Б. Є. Методи експертних оцінок: теорія, методологія, напрямки використання: монографія. Вінниця. 2010. 171 с.

10. Голуб Г. А., Павленко М. Ю. Вплив параметрів гідрореактивної мішалки на її частоту обертання при виробництві дизельного біопалива. Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 99. Т. 2. Глеваха. 2014. С. 84—93.
11. Голуб Г. А., Павленко М. Ю. Вплив параметрів естерифікації ріпакової олії на якість дизельного біопалива. Сучасні проблеми збалансованого природокористування. Кам'янець-подільський. 2013. С. 193—198.

References

1. Golub G. A., Kukharets' S. M., Yarosh Ya. D. (2016). Otsinka obladnannya dlya sushinnya zerna z vikoristannyam vidnovlyuval'nikh dzherel energii [Evaluation of grain drying equipment using renewable energy]. Nauk. visn. NUBiP Ukraini. Vip. 254. 11-23.
2. Zan'ko M. (2014). Yak visushiti zerno iz zastosuvannyam biopaliva Propozitsiya [As dry grain using biofuel]. № 11. 102-108.
3. Tsuglenok N. V., Manasyan S. K., Zhukov M. A. (2010). Osnovnye faktori i pokazateli dlya sravnitel'noy kharakteristiki zernosushilok [The main factors and indicators for comparative characteristics of grain dryers]. Vestnik KrasGAU. 2010. №5. Kiev. № 5. 114-119.
4. Yarosh Ya. D. (2016). Perspektivi ta problemi vikoristannya vidnovlyuval'nikh dzherel energii dlya sushinnya sil's'kogospodars'kikh materialiv [Prospects and problems of renewable energy for drying agricultural materials]. Visnik ZhNAEU. № 1 (53). T. 1. 335—346.
5. Dubrovin V. O., Romanchuk L. D., Kukharets' S. M. (2014). Perspektivi rozvitku al'ternativnoi energetiki na Polissi Ukraini [The prospects of alternative energy development in Polissya Ukraine]. Kiev. 335.
6. Kukharets' S. M., Golub G. A., Skidan O. V., Osipchuk O. Yu. (2015). Tekhnichni ta tekhnologichni propozitsiiy otrimannya energii iz sirovini sil's'kogospodars'kogo pokhodzhennya [Technical and technological energy supply of the raw materials of agricultural origin]. Visnik ZhNAEU. № 2 (50). T. 1. 369-385.
7. Kukharets' S. M. (2015). Pidvishchennya energetichnoi avtonomnosti agroekosistem. Mekhaniko-tekhnologichni osnovi: monografiya [Increased energy autonomy of agricultural ecosystems. Mechanical and technological bases: monograph]. Zhitomir. ZhNAEU. 192.
8. Ruden' V. V., Gutor T. G. (2011). Metodika provedennya ta otsinok rezul'tativ ekspertnikh otsinok (na prikladi vprovadzhennya sistemi monitoringu zdorov'ya naselennya na rivni pervinnoi mediko-sanitarnoi dopomogi) [Methods of and evaluation of the results of expert assessments (for example, the introduction of monitoring of public health at level of primary health care)]. L'viv. 2 (82). III/IV. 31-34.
9. Grabovets'kiy B. Ye. (2010). Metodi ekspertnikh otsinok: teoriya, metodologiya, napryamki vikoristannya: monografiya [Methods of expert estimations, theory, methodology, application areas: monograph]. Vinnitsya. 171.
10. Golub G. A., Pavlenko M. Yu. (2014). Vpliv parametriv gidroreaktivnoi mishalki na yiyi chastotu obertannya pri virobnitstvi dizel'nogo biopaliva [Effect parameters hydro jet mixers its rotational speed in the production of biodiesel]. Mekhanizatsiya ta elektrifikatsiya sil's'kogo gospodarstva. Vipusk 99. Tom 2. Glevakha. 84-93.
11. Golub G. A., Pavlenko M. Yu. (2013). Vpliv parametriv esterifikatsii ripakovoii olii na yakist' dizel'nogo biopaliva [Effect parameters esterification of rapeseed oil for biodiesel quality]. Suchasni problemi zbalansovanogo priroдокoristuvannya. Kam'yanets'-podil's'kiy. 193—198.

ВЕСОМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ СУШИЛОК НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРТНОЙ ОЦЕНКИ

Г. А. Голуб, Я. Д. Ярош

Аннотация. В статье приведены результаты установления значимости технико-технологических показателей сушилок на основе экспертной оценки для осуществления многокритериальной сравнительной оценки сушилок. Зерносушильный парк Украины насчитывает значительное количество наименований зерносушилок различных типов и различных производителей. При проектировании и оценке существующего сушильного оборудования необходимо иметь сравнительные характеристики зерносушилок, при работе, как на традиционных, так и на возобновляемых источниках энергии. Многокритериальная сравнительная оценка нужна также для оценки существующих сушилок, которые используют традиционные и возобновляемые источники энергии. Проведена установка весомости технико-технологических показателей работы сушильного оборудования на основе экспертной оценки с учетом индивидуальных мнений экспертов. На основании метода экспертных оценок было установлено, что наибольший вес имеет удельный расход топлива – 0,24, далее следуют производительность – 0,23, возможность работы на разных видах топлива – 0,20, удельный расход электроэнергии для работы оборудования – 0,16, массогабаритные характеристики – 0,07 и прочее (уровень автоматизации, удельная тепловая мощность, термический КПД, качество сушки, стоимость оборудования, себестоимость сушки) – 0,1. Полученные коэффициенты весомости показателей работы сушилок позволяют провести объективный многокритериальный анализ современного оборудования для сушки зерна.

Ключевые слова: сушилка, сушильное оборудование, показатели, экспертная оценка, значение

PERFORMANCE DRYERS WEIGHT BASED ON EXPERT ASSESSMENT

G. A. Golub, Ya. D. Yarosh

Abstract. The article presents the results establish validity of technical and technological parameters of dryers based on peer review to make multi comparative assessment dryers. Ukraine Grain drying park has a large number of items dryers various types and from different manufacturers. In designing and evaluating the existing drying equipment should have comparative characteristics dryers, while working both traditional and renewable energy. Multi comparative assessment

need to assess existing dryers that use traditional and renewable energy sources. An installation weight of technical and technological parameters of drying equipment based on peer review, taking into account individual opinions of experts. Based on the method of expert evaluations found that most weight has specific fuel consumption – 0.24, followed by performance – 0.23, the opportunity to work on different fuels – 0.20, specific power consumption for equipment – 0.16, weight and size characteristics – and other 0.07 (level of automation, specific heat capacity, thermal efficiency, quality drying equipment cost, cost of drying) – 0.1. Weight coefficients performance of the dryer allow for an objective analysis of the multi-art equipment for drying grain.

Key words: *dryer, drying equipment, performance, expert evaluation, decisive*

УДК 631.3:620.172.21

JUSTIFICATION OPTIMAL METHOD OF WORK DIAGNOSING AND ACOUSTIC LOADING AT HOLOGRAPHIC

S. S. Karabinesh, PhD

R. V. Bondarenko, student

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

e-mail: karabinioshss@ukr.net

Abstract. *There is presents original method of selecting the optimal method of diagnosing or restore operability parts of agricultural machinery, which is based on holographic their surfaces in the article. Analysis of possible ways of further improving the efficiency of agricultural technology in crop and livestock production points to promising new technologies implementation performance of service works using holographic principles of methodology. Theoretical choosing the optimal diagnostic method (recovery) is based on the consideration of the probability of occurrence and distribution of natural damage (defects) in the surface layers of the working surfaces of parts probabilistic relationship with their stress and deformation as a concrete surface and generally all the details and impact operability of the car as a whole. Generally used in research such types loading mechanical (tensile, compression, torsion, bending and integrating them), local thermal, termoradiatsiyne, acoustic load pressure or vacuum, and for the destruction of samples load stroke, as recommended special literature.*

© S. S. Karabinesh, R. V. Bondarenko, 2017

need to assess existing dryers that use traditional and renewable energy sources. An installation weight of technical and technological parameters of drying equipment based on peer review, taking into account individual opinions of experts. Based on the method of expert evaluations found that most weight has specific fuel consumption – 0.24, followed by performance – 0.23, the opportunity to work on different fuels – 0.20, specific power consumption for equipment – 0.16, weight and size characteristics – and other 0.07 (level of automation, specific heat capacity, thermal efficiency, quality drying equipment cost, cost of drying) – 0.1. Weight coefficients performance of the dryer allow for an objective analysis of the multi-art equipment for drying grain.

Key words: *dryer, drying equipment, performance, expert evaluation, decisive*

УДК 631.3:620.172.21

JUSTIFICATION OPTIMAL METHOD OF WORK DIAGNOSING AND ACOUSTIC LOADING AT HOLOGRAPHIC

S. S. Karabinesh, PhD

R. V. Bondarenko, student

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

e-mail: karabinioshss@ukr.net

Abstract. *There is presents original method of selecting the optimal method of diagnosing or restore operability parts of agricultural machinery, which is based on holographic their surfaces in the article. Analysis of possible ways of further improving the efficiency of agricultural technology in crop and livestock production points to promising new technologies implementation performance of service works using holographic principles of methodology. Theoretical choosing the optimal diagnostic method (recovery) is based on the consideration of the probability of occurrence and distribution of natural damage (defects) in the surface layers of the working surfaces of parts probabilistic relationship with their stress and deformation as a concrete surface and generally all the details and impact operability of the car as a whole. Generally used in research such types loading mechanical (tensile, compression, torsion, bending and integrating them), local thermal, termoradiatsiyne, acoustic load pressure or vacuum, and for the destruction of samples load stroke, as recommended special literature.*

© S. S. Karabinesh, R. V. Bondarenko, 2017

The question of the use of acoustic pressure in the study of the technical state of shell structures thin parts of the equipment for processing agricultural raw materials using computer holography. Set to acoustic pressure in the implementation of computer holography. The use of acoustic pressure prompted the first time since this kind of lets you move and ultra micro deformations respectively. The results are mickrodeformation basic information to determine the parameters of technical condition and forecasting residual resource and allowable limits and options structures.

Key words: *technical condition, selection method of diagnosing, cover design, load, acoustics, holography, laser generator, frequency, ultrasound, defects, damage*

Introduction. In today's, repair production agro-industrial complex of used a significant number of methods and means of diagnosing or restore operability agricultural machinery.

Formulation of problem. Established [1, 3, 4–8], that only the ultra-thin surface layers (50 – 350 mm) working areas, stand almost 80% of contact many cycles, alternating loads and conditions are uneven compression – tension that is constantly changing its intensity. Most of the destruction of parts was found by experiment begins with the surface layer, and the strength and resistance to wear is determined by the quality characteristics. The presence in it (surface layer) damage, imperfections or stress concentrators adversely affect the operational strength of the machine.

Analysis of recent research results. An analysis of the results of research conducted by scientists [4, 11, 12] and others, the value of allowable values technical condition, performance metals for hidden defects and damages are determined on the one hand design parameters and on the other – their physical and mechanical properties. Parts vary relatively small quantities of dispersion values that match the size and types of loads, microdeformation, long time load and can be presented in a fairly narrow range of permissible dissipation in the state working surfaces [6].

The problem definition and justification of rational optimal method diagnostic or recovery parts agricultural machinery devoted a significant amount of research, guidelines and more. Detailed analysis of the literature: Shadrycheva V.A. Chernovanova V.I., Molodyk M.V., Petukhov A.M., Poliachenko A.V., Lebedev A.S., Sidashenko O.I., Telnov N.F. Kryazhkova V.M. [1–6] and other points to the absence of a common methodological approach that leads to the presence of some subjectivity in the decision making. As of theoretical and experimental studies used the classical technique proposed provisions

Shadrychevym V.A. [9, 12] and integrated approach developed Chernoiwanovym V.I. [6, 10], and the methodology that takes into account the nature of the likely passage of the processes of wear and the formation of defects, the proposed Molodyk M.V. [3, 12]. Note that almost all sources not included reduced probability distribution of defects on working surfaces, nature microstrains distribution in the surface layers, their relationship with the distribution of stress on the working surface of the part and the action of the totality of these factors on the machine as a whole in specific production conditions.

Purpose of research. A definition for selecting the optimal method diagnostic or restoration of parts of agricultural machinery, which is based on holographic research technical condition of thin shell structures in agricultural acoustic load.

Results of research. Developed in this paper, theoretical foundations rational choice method of diagnostic or repair (recovery) is based on the consideration of the probability of occurrence and distribution of natural damage (defects) in the surface layers of the working surfaces of parts probabilistic relationship with their stress and deformation as a concrete surface and generally all parts and their impact on machine operability in general. In developed technique was based on three main criteria for selecting the optimal method of diagnosing (recovery) [5–8]. We used method of comparing the technical state of components: new (spare parts) that were not in operation; worn parts, remanufactured parts, welding and submerged arc shielding gases, thermal spraying and detonation, plasma welding, mechanically processed to oversize (most common in repair shops) and others. Thus considered ratios resource recovery parts that set on the machine (new and refurbished).

All figures presented take into account in substantiating technical and technological criteria. We determined ratios recovery resource parts that set on the machine. Evaluated job performance properties restored surfaces, resistance to wear and fatigue strength of the connection cover basic material, roughness, accuracy of recovery and physical and mechanical properties (hardness, elasticity, strength contact), restoration of form, integrity, density, etc. All figures presented take into account in substantiating technical and technological criteria.

Studies conducted on the parts – representatives: disc opener, hammer crusher, piston finger, tap the milk, coulter mowers, distributor cap with a tenfold repetition of the experiment. Load selected specifically with conditions of product options selected error 8–10% of the base. Disc coulter, hammer crusher, piston finger, tap the milk, distributor cap – loaded compression to the appearance in the feature "Real-time" clear interference fringes. Technical parts of the state assessed the nature of

the distribution of interference fringes that are known to be the equal microstrains lines on the surface of the investigational product. The presence or absence of surface and subsurface defects, damage, their number and interaction indicates clearly formed abnormal form interference fringes. In the obtained holograms evaluated the distribution of interference fringes. Applying some readjustment of the optical system, studied the technical condition of the adjacent surfaces or parts in general. Showed character changes (if available) interference fields in specific working surfaces of parts. This place changed the placement of the applied load and strain studied the change of status of the product.

The wave field, which saw, was formed so that the light is uniformly illuminated product. Due to the presence of surface roughness (a situation typical for mechanically processed parts) specular reflection is very small and light is scattered uniformly in all directions, and each component structure that specifically examine maybe checked. On the other hand, insensitivity to defects holographic interference optical system elements allowed to conduct research facilities almost unlimited geometrical parameters and complexity of forms.

Product or part, the studies conducted and specific tasks, loaded so as to identify the most anticipated defects. The best way to load shall cause the deformation of the surface layers in which a defect at the site will be established anomaly interference pattern, which will locate the defect and evaluate its importance. In the study used mechanical, acoustic and thermal loads. Taking the developments outlined in the guidance [3] determined the average values of recovery in April and resource recovery form factor resource allocation of each surface. The coefficients determined by formulas presented in [1]:

$$K_{vyai} = \frac{t_{vi}}{t_{ni}}, \quad (1)$$

$$K_{vyaf} = \frac{\theta_{vi}}{\theta_{ni}}, \quad (2)$$

where: t_{vi} , t_{ni} – the average resource specific surface and new details on the i-th type of destruction as a result of the tests, h.;

θ_{vi} , θ_{ni} – setting concrete forms of resource allocation surface for those cases dimensionless quantities;

$i = 1, 2, \dots, r$ – number of species destruction of concrete surfaces.

In control and test components, their working surfaces was considered appropriate application recovery factor K_{vyai} surface quality and form factor as the surface distribution K_{vyafi} . This assumption was made due to the lack of data that would identify named ratios. Carry out complex and long-term research is not economically viable under current conditions.

$$K_{vyai} = \frac{S_{vyi}}{S_{nyi}} \quad (3)$$

or

$$K_{vyai} = \frac{\sum_1^n (P_1^e + P_2^e \dots P_n^e)}{\sum_1^n P_n^H} \times , \quad (4)$$

where: S_{vyi} , S_{nyi} – the average area (based on 25-fold repetition of the experiment) surfaces experimental details and in accordance with the new (reference) for calculate off areas of damage (or average amount of interference fringes on the surfaces restored and new parts are examined by calculate off average number of interference fringes with abnormal The interference pattern) m^2 ;

$\sum_1^n (P_1^e + P_2^e \dots P_n^e)$ – total probability of holograms with abnormal pattern of interference fringes for the entire sample recovered by certain parts of agricultural machines;

$\sum_1^n P_n^H$ – total probability of holograms without abnormal pattern of interference fringes, such holographic new parts that were not in operation.

$$K_{vfi} = \frac{\sum_0^m (P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2 + \dots + P_m \cdot r_m)}{\sum_0^i P_i \cdot r_i} , \quad (5)$$

where: $\mathfrak{e}_{svi}$, $\mathfrak{e}_{sni}$ – form of distribution options as of each surface and restored under new parts are defined as the probability of interference fringes curvature;

$P_1, P_2 \dots P_m, P_i$ – the probability of occurrence of interference fringes with curvature radius $r_1, r_2, \dots, r_m, r_i$, mm.

The probability of occurrence of bands corresponding to the curvature of holograms to take into m parts in i-repetition of the experiment. It should be noted that the area of the fault zone is characterized by abnormally placed interference fringes, where their frequency is much higher than the same parameter for neighbor - such that no damage or defects.

In determining factors search found them statistical, probable characteristics. Experimental studies have confirmed the correctness of the chosen method of implementation and its theoretical foundations. Applications developed technique made it possible to believe correct

definition of a technical solution with reliability of 0.95, which is confirmed by numerous experimental research when choosing a rational method or way to restore operability parts of agricultural machines.

In the current study was compiled solve important problems – to investigate the process and related fields microdeformation appearance on the surface of the product without destruction. In this case created conditions allowable loads and respectively - the acceptable technical condition of the product as a natural model or the real part is not destroyed, and the hologram recording was performed at the time of emergence and development microstrains.

In this connection, it is difficult to apply a universal method some clearly accepted as an axiom to identify them hidden defects and damage, that definition of their technical condition in shell structures. Especially significant difficulties arise in fault detection complex spatial configurations of parts feed production and processing of agricultural products. Conducted numerous studies have shown that the best results in determining the technical condition of equipment (tanks, reservoirs, scalders, capacities, Carter and pans) provide optical methods of flaw detection.

Experimental studies conducted at a fixed amplitude fluctuations without destroying the objects of study with double exposure using laser technology. One of the most modern expression of which is holography. Acoustic excitation passed from the acoustic oscillator frequencies for steel parts in the range – 1200–1600 Hz for polyethylene – 400–800 Hz. To conduct research to identify defects was enough to set five levels of acoustic excitation frequency changes. In the first case: 1200, 1300, 1400, 1500 and 1600 Hz, in the second case, 400, 500, 600, 700 and 800 Hz. At each change of frequency conducted recording holograms. Acoustic load transmitted through the resilient member from the loudspeaker to the details that rigidly fixed with glue on both elements. The frequency changed by a generator frequency "Simens 450".

Almost all the spatial detail and feed processing industry made of thin-walled alloy or carbon steel, about 67–79%. Some of them 20% are made of plastic and thin-walled and reinforced materials. The thickness of the first does not exceed 0.6–0.8 mm and the second – 1,6–2,5 mm. The use of traditional types of loads such as mechanical ventilation and does not allow the use of computer holography (cannot create a fixed stand parts) [1–3, 5, 7].

Research to identify hidden defects and the impact of major inherently different kinds of pressures to change the surface state of parts carried in specially created facilities that provide interaction required parameters (type of load, type of interference fields, their location, configuration). Work carried out in a complex combination of

two types of optical interferometry. The image of the deformed body, represented as coloured interference fields, fixed in memory. The principle of each type of holography on the method of double exposure, when the body is observed before and after the applied load. The defect or damage details are shown in the local abnormal placement of interference lines, which would have a general view – arranged well structure. In the case of computer holography – a coloured strip (each colour corresponds to a certain amount of deformation).

Identify the following characteristics is possible only through holographic non-destructive testing method. As disadvantage The above methods, it should be noted that the experiments conducted in clearly fixed discrete points in time. This makes it impossible to investigate integrated picture of changes in the field microdeformation surface of the product over time by changing the size or nature of the load. The process is manageable under the established factors: the type of load, its value, the site of application, joint action and more.

Note that the potential practical applications of holographic methods as in industry, in agricultural engineering, are in denial aforementioned problems of existing methods of NDT. The complex shape of parts caused a significant amount of exploration work in determining the possibilities of different kinds of stress. It was found that satisfactory results may be obtained using only acoustic load.

Using holographic interferometry to study the design of thin-walled parts given mainly associated with the method of loading. It is necessary to load the design in such a way that it was possible to distinguish the hologram on the movement or deformation of the surface area of the product other than abnormal (defective). The use of acoustic methods load is very promising in the implementation of computer holography, which allows you to watch the object of study in real time and record the deformation state of the selected details and a fixed time interval [1, 2, 4]. This approach allow us to evaluate the technical condition of the product during the whole period of its existence, than to ensure its level of reliability.

Computer holography at excitation in the body parts of sound and ultrasonic vibrations provides effective detection of thin-walled structures of diverse defects. This is due to the fact that in areas such abnormal vibrations excite the moving surfaces, thus providing various changes in the interference pattern. An important advantage of this method is the possibility of a much lower frequency than the ultrasound control. Used in the study of excitation frequencies of 1 kHz or less, while conventional ultrasonic non-destructive testing in frequency range. Significantly reduced the impact of signal scattering the material, its weakening, surface roughness and complexity of configuration, geometry and thus

increases the likelihood of defects. In addition, when working at low frequency control is subject to much greater area, which facilitates work and reduces its cost.

Results holographic allowed under acoustic stress not only determine the shape and size of the defect and the depth of its occurrence, which may be useful in improving or creating new processes.

Conclusions. Thus, computer holography allows you to choose the best method for diagnosing or restoration of parts of agricultural machinery and explore the technical condition of the thin-walled products, finding leaks, season, fistulas, the inclusion of a foreign material in the application of acoustic excitation and load. It was established that the best kind of thin-walled parts acoustic load is at a frequency band excitation medium. High-frequency ultrasonic load in strip virtually no excitement to create a computer hologram and adequately evaluate the technical condition of details of agricultural machinery and equipment for processing agricultural products.

References

1. *Karabynesh S. S.* (2016). Holography. Control of quality parts. Monograph. Germany. Berlin. National Library. Lambert. 233.
2. *Erf R. K.* (1979). Non-destructive holographic research. Moscow. Nauka. 336.
3. *Karabynesh S. S.* (2015). The technical condition of surfaces and holographic method. Scientific Proceedings SWorld. Issue 2 (39). Volume 6. 75-79.
4. *Restoration machine parts.* (2003). Directory. Moscow. Engineering. 672.
5. *Delone N. B.* (1989). Interaction of laser radiation with matter. Moscow. Science. 280.
6. *Dmitriev N. N.* (1998). Theoretical Principles of nondestructive control and diagnostics status of airfield coatings of hitting method: Dis ... Cand. Sc. Sciences: 05.22.11. Kiev. NAU. 296.
7. *Karabynesh S. S.* (2013). Diagnosis of technical and forecasting STATUS definitive resource. Moscow. Control. Diagnosis. №3. 74-78.
8. *Nowicki A. V.* (2015). Study dynamics Changed indicators reliability complicated system "Man - Machine". Collections of the Scientific Labor «SWorld». Volume 6. Issue №1 (38). 74-78.
9. *Shadrychev V. A.* (1976). Fundamentals technology autostructure and repair vehicles. Moscow. Engineering. 560.
10. *Chernoyvanov V. I.* (1983). Restoration of parts of agricultural machines. Moscow. Kolos. 288.
11. *Masyno M. A.* (1981). Organization car's recovery parts. Moscow. Transport. 176.
12. *Molodyk M. V., Halperin G. M.* et al. (1988). Methods of techno-economic justification methods of recovery parts machines. Moscow. HOSNYTY. 31.
13. *Non-destructive inspection of materials and elements of constructions.* (1984). Ed. Acad. A.N. the USSR Academy of Sciences N. Huzya. Kiev. Naukova Dumka. 276.
14. *Karabynesh S. S.* (2013) Defects. Damages. Methods for determining. Germany. Berlin. National Library. Lambert. 89.

ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО МЕТОДА ПРОВЕДЕННЯ ДІАГНОСТУВАЛЬНИХ РОБІТ ТА АКУСТИЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ ГОЛОГРАФІЇ

С. С. Карабиньош, Р. В. Бондаренко

Анотація. В статті розглянуто оригінальну методику вибору оптимального методу діагностування або відновлення роботоздатності деталей сільськогосподарських машин, яка базується на результатах голографування їх поверхонь. Аналіз можливих шляхів подальшого підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки в рослинництві і тваринництві вказує на перспективність впровадження новітніх технологій виконання сервісних робіт із застосуванням голографічних методів. Теоретичні засади вибору оптимального методу діагностики (відновлення) побудовано на врахуванні ймовірності природи появи та розподілу пошкоджень (дефектів) в поверхневих шарах робочих поверхонь деталей, імовірнісного взаємозв'язку їх із напружено-деформаційним станом як конкретної поверхні так і всієї деталі загалом і впливу їх роботоздатності на машину в цілому. Загалом при проведенні досліджень застосовували такі види навантаження: механічне (розтягнення, стискання, кручення, згинання та їх комплексне поєднання); термічне локальне, терморадіаційне загальне; акустичне збудження; навантаження тиском або вакуумом, а також для руйнування зразків навантаження ударом, що рекомендовано спеціальною літературою.

Розглянуто питання застосування акустичного навантаження при дослідженні технічного стану оболонкових тонкостінних конструкцій деталей обладнання з переробки сільськогосподарської сировини за допомогою комп'ютерної голографії. Встановлено режими акустичного навантаження при реалізації комп'ютерної голографії. Застосування акустичного навантаження запропоновано вперше, так як такий вид дозволяє отримати надмалі переміщення і відповідно мікродеформації. Отримані результати мікродеформування служать базовою інформацією для визначення параметрів технічного стану і прогнозування залишкового ресурсу та розрахунку допустимих і граничних параметрів конструкцій.

Ключові слова: *технічний стан, вибір методу, діагностування, оболонкові конструкції, навантаження, акустика, голографія, лазер, генератор, частота, ультразвук, дефекти, пошкодження*

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО МЕТОДА ПРОВЕДЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ РАБОТ И АКУСТИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ГОЛОГРАФИРОВАНИИ

С. С. Карабинеш, Р. В. Бондаренко

Аннотация. В статье рассмотрено оригинальную методику выбора оптимального метода диагностирования или восстановления работоспособности деталей сельскохозяйственных машин, основанную на результатах голографування их поверхностей. Анализ возможных путей дальнейшего повышения эффективности использования сельскохозяйственной техники в растениеводстве и животноводстве указывает на перспективность внедрения новейших технологий выполнения сервисных работ с применением голографических методов. Теоретические основы выбора оптимального метода диагностики (восстановление) построены на учете вероятностной природы появления и распределения повреждений (дефектов) в поверхностных слоях рабочих поверхностей деталей, вероятностной взаимосвязи их с напряженно-деформационным состоянием как конкретной поверхности, так и всей детали в целом и влияния их на машину в целом. В общем при проведении исследований применяли такие виды нагружения: механическое (растяжение, сжатие, кручение, изгиб и их комплексное сочетание), термическое локальное, и акустическое (нагрузки давлением или вакуумом), а также для разрушения образцов нагрузки ударом, рекомендуется специальной литературой.

Рассмотрены вопросы применения акустической нагрузки при исследовании технического состояния оболочечных тонкостенных конструкций деталей оборудования по переработке сельскохозяйственного сырья с помощью компьютерной голографии. Установлены режимы акустической нагрузки при реализации компьютерной голографии. Применение акустической нагрузки предложено впервые, так как такой вид позволяет получить сверхмалые перемещения и соответственно микродеформации. Полученные результаты микродеформирования служат базовой информацией для определения параметров технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса и расчете допустимых и предельных параметров конструкций.

Ключевые слова: *техническое состояние, выбор метода, диагностирования, оболочковые конструкции, нагрузки, акустика, голография, лазер, генератор, частота, ультразвук, дефекты, повреждения*

АНАЛІЗ ВПЛИВУ АГРОБІОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ НА ВТРАТИ ЗЕРНА ЖАТКОЮ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

С. В. Смолінський, кандидат технічних наук
e-mail: s_smolinski@ukr.net

Анотація. Для збирання зернових культур застосовуються зернозбиральні комбайни. Зернозбиральні комбайни є складною динамічною системою і в процесі роботи подається в машину технологічний матеріал із змінними властивостями. При цьому змінюватиметься якість роботи. Одним із основних якісних показників роботи зернозбирального комбайна являються втрати зерна. Основними видами втрати зерна є втрати внаслідок самоосипання, за жаткою і молотаркою комбайна. На властивості маси, що подається в машину, вплив мають параметри комбайна і умови збирання. Характеристики зернових культур по полю змінюються. Це призводить до варіації величини втрати зерна. Істотний вплив характеристики зернових культур мають на втрати зерна жаткою комбайна. Аналіз відомих досліджень свідчить про необхідність аналізу впливу параметрів стеблостою на втрати зерна. В статті наведено результати експериментальних досліджень впливу характеристик стеблостою на величину втрат зерна за жаткою зернозбирального комбайна. Основними характеристиками зернових культур визначено врожайність, солемісткість, забур'яненість, полеглисть і вологість. Результати досліджень наведені у вигляді графіків. Отримані дані можуть бути використаними при прогнозуванні можливої величини втрат зерна зернозбиральними комбайнами та обґрунтування шляхів зменшення їх величини.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, жатка, втрата зерна, характеристика стеблостою

Постановка проблеми. При збиранні зернових культур застосовуються високопродуктивні самохідні зернозбиральні комбайни різних фірм-виробників, які хоча і мають подібні конструктивні схеми, але відрізняються параметрами технічної характеристики та показниками якості роботи. Серед основних показників якості роботи зернозбирального комбайна найбільшу увагу приділяють величині втрат зерна, основними видами яких є втрати внаслідок самоосипання, втрати за жаткою і комбайном

в цілому. На величину втрат зерна істотний вплив мають погодно-кліматичні умови, тривалість збирання, характеристика стеблостою (агробіологічні параметри), конструктивні параметри і режими роботи комбайна, а також організація збиральних робіт і майстерність операторів. Згідно агротехнічних вимог допустима величина втрат зерна при сприятливих умовах за комбайном складає 1,0%, а за соломотрясом і очисткою – 0,5%. При підвищеній вологості і полеглості хлібостою величина втрат зерна не має перевищувати 2,0% [1, 2].

Однією із складових зернозбирального комбайна, що в процесі механізованого збирання зернових культур взаємодіятиме із стеблостоєм і від якості роботи якого залежатимуть загальні втрати збирального агрегату, є жатка.

Аналіз останніх досліджень. В більшості існуючих досліджень зернозбиральних комбайнів розглянуто вплив параметрів збиральних машин (у тому ж числі і жатки) на якісні показники при встановлених умовах роботи [3, 4, 5, 6, 7]. Але характеристики стеблостою істотно варіюються по довжині гону [8]. Тому виникає потреба дослідження впливу характеристик стеблостою на величину втрат зерна жаткою, оскільки зі зміною параметрів стеблостою змінюватиметься і величина втрат зерна. Дані про вплив деяких характеристик стеблостою на ефективність роботи жатки наведено в роботі [9].

Мета досліджень. Для вирішення задачі системного аналізу робочого процесу зернозбирального комбайна необхідно провести дослідження, метою яких є встановлення взаємозв'язку між величиною втрат зерна жаткою комбайна та основними агробіологічними параметрами стеблостою на основі експериментальних досліджень в польових умовах.

Результати досліджень. Експериментальні дослідження проводилися при збиранні пшениці сорту Національна озима із врожайністю – 37,5...44 ц/га самохідним зернозбиральним комбайном MF9690 (потужність двигуна – 315 к.с., пропускна здатність молотарки – 12 кг/с, ширина захвату жатки – 7,62 м) на полях НДГ Національного університету біоресурсів і природокористування України „Агрономічна дослідна станція” (Васильківський район Київської області).

На основі аналізу агробіологічних факторів, які характеризують стан стеблостою, а також експертної оцінки їх значущості, виділено такі основні параметри, що враховуватимемо при дослідженнях: врожайність зернових культур, солонистість, забур'яненість, полеглість і вологість стеблостою. Параметри стеблостою визначали згідно стандартної методики [10] із прив'язкою до

географічних координат та із застосуванням спеціальних пристосувань і засобів виміральної техніки (рис. 2).



Рис. 1. зернозбиральний комбайн MF9690 під час експериментальних досліджень.

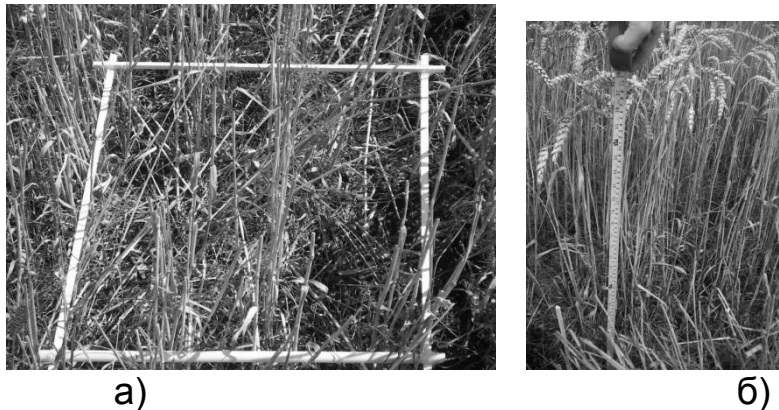


Рис. 2. Пристосування для проведення експериментальних досліджень: а) рамка при визначенні врожайності зернових культур; б) рулетка при визначенні полеглисті стеблостою.

Втрати зерна за жаткою зернозбирального комбайна визначали шляхом накладання рамки 0,5х0,5 м в місцях, які вільні від валку соломи після проходу комбайна. В межах рамки збиралось вільне зерно, зерно із зрізаних та незрізаних колосків (зерно із колосків виділялося) і зважувалося. Результати досліджень оброблялися методами математичної статистики [11, 12] і з використанням прикладних комп'ютерних програм та подаються у графічному вигляді (рис. 3).

При аналізі результатів експериментальних досліджень встановлено, що із збільшенням врожайності зернових культур, солomистості та забур'яненості стеблостою внаслідок збільшення подачі в хлібній масі соломи та стебел бур'янів зростатиме і величина втрат зерна за жаткою зернозбирального комбайна

(рис. 3 а, б, в). При збільшенні полеглості стеблостою в межах 2,87...7,55% спостерігатиметься незначний приріст втрат зерна, а при полеглості 21,64% внаслідок зростання кількості незрізаних стебел із зерном у колосі величина втрат зерна досягатиме 2,29 г/м² (рис. 3 г). Збільшення вологості стеблостою від 12,8 до 27,6%, що характерна для умов збирання, призводитиме до незначного варіювання величини втрат зерна в межах 0,24...0,36 г/м² (рис. 3 д).

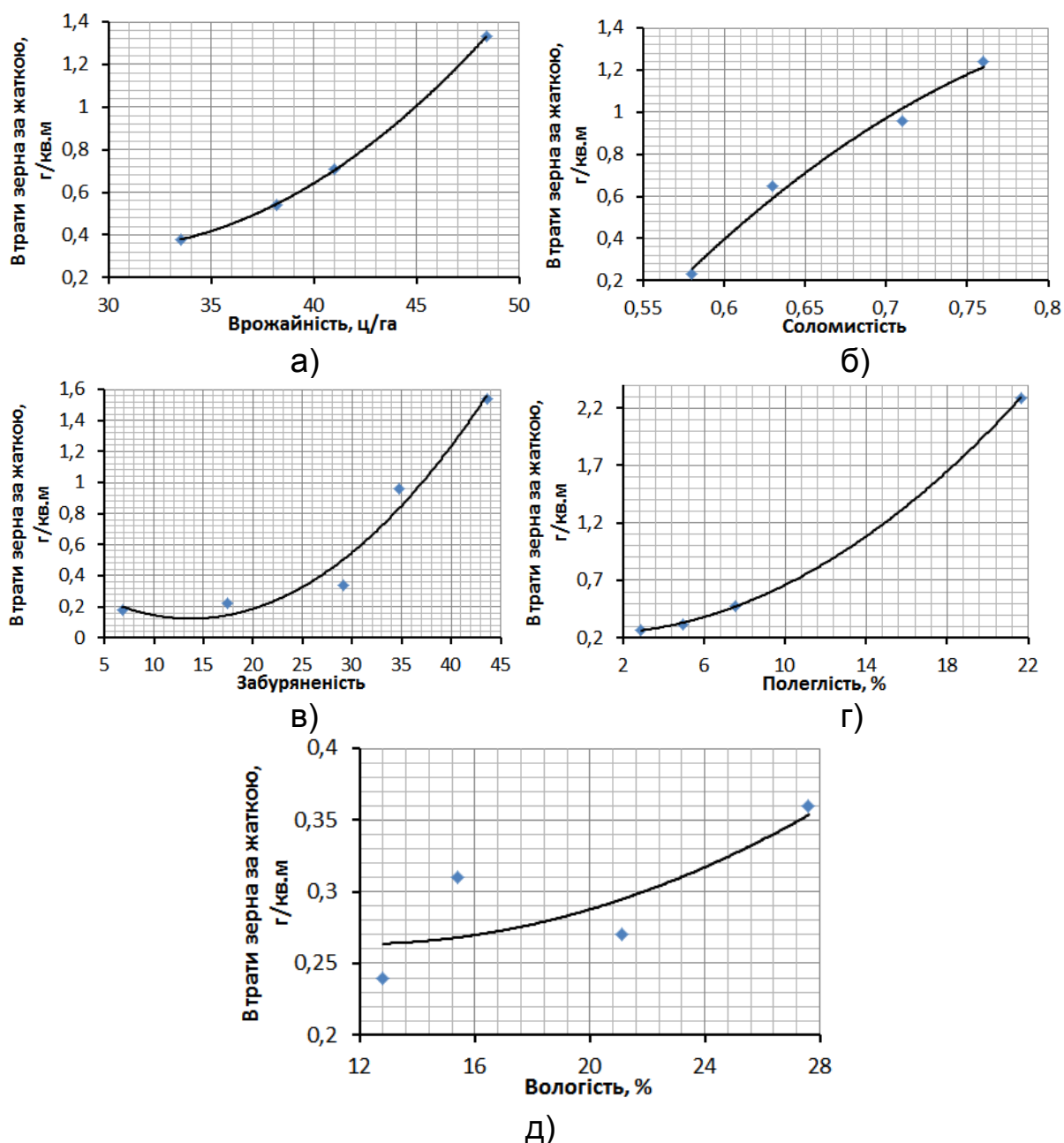


Рис. 3. Графіки залежності втрат зерна за жаткою зернозбирального комбайна від агробіологічних параметрів зернових культур: а) врожайності зернових культур; б) соломистості стеблостою; в) забур'яненості стеблостою; г) полеглості стеблостою; д) вологості стеблостою.

Було також проведено аналіз розподілу втрат зерна за жаткою зернозбирального комбайна по основним його видам: вільного зерна, зерна у колосі зрізаного стебла та зерна у колосі незрізаного стебла. В результаті досліджень встановлено, що найбільша частка втрат зерна за жаткою зернозбирального комбайна у вигляді вільного зерна, а інші типи втрат – в 2,0...2,5 рази менше за кількість втрачених вільних зерен. Але на ділянках зі збільшеною полеглистю стеблостою величина кількості вільного зерна та зерна у колосі незрізаного стебла майже однакові, що говорить про потребу у додаткових налаштуваннях жатки при роботі з полеглим стеблостоєм.

Висновок. Важливим етапом обґрунтування шляхів підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів є дослідження впливу агробіологічних характеристик стеблостою на величину втрат зерна, у тому ж числі і за жаткою. В результаті досліджень встановлено вплив врожайності зернових культур, соломистості, забур'яненості, полеглості та вологості стеблостою на величину втрат зерна за жаткою комбайна. Отримані дані після аналізу і систематизації можна буде використано при прогнозуванні можливої величини втрат зерна зернозбиральними комбайнами та обґрунтування шляхів зменшення їх величини.

Список літератури

1. *Сільськогосподарські машини: підручник.* За ред. Д. Г. Войтюка. Київ. Агроосвіта. 2015. 679 с.
2. *Пугачев А. Н.* Потерям зерна – надежный заслон. Москва. Колос. 1981. 159 с.
3. *Войтюк Д. Г., Смолінський С. В., Ямков О. В.* Порівняльний аналіз показників ефективності роботи зернозбиральних комбайнів. Зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2011. Випуск 15 (29). С. 100—107
4. *Beck T., Kutzbach H.-D.* Messung und der Beurteilung von Mahdreschern. Landtechnik. 1990. Heft 6. S. 218—220.
5. *Kelemen Z., Komlodi I.* Möglichkeiten der Verlustsenkung bei Mähdreschern. Landtechnik in den Ackerbaugebieten in Ungarn, Slowakei und Österreich. 2003. S. 73—75.
6. *Смолинский С. В.* Исследование влияния параметров жатки на величину потерь зерна при работе зерноуборочного комбайна: мат. межд. науч.-практ. конф.. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Минск (Белоруссия). 2011. Т. 1. С. 231—235.
7. *Липовский М. И., Перекопский А. Н., Сухопаров А. И.* Исследование работы современных комбайнов на уборке зерновых повышенной влажности: мат. межд. науч.-практ. конф.. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Минск (Белоруссия). 2011. Т. 1. С. 207—211.
8. *Смолинский С.* Высота среза как фактор повышения эффективности работы зерноуборочного комбайна. Agricultural Engineering. 2013. Vol. 45(1). P. 79—87.
9. *Иксанов Ш. С.* Повышение эффективности прямого комбайнирования зерновых культур на примере комбайна РСМ-101 „ВЕКТОР-410” в условиях Челябинской области: дисс....канд. техн. наук. Челябинск. 2016. 170 с.
10. *ГОСТ 28301-89.* Комбайны зерноуборочные. Методы испытаний. 1990. 19 с.

11. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). Москва. Агропромиздат. 1985. 351 с.
12. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных. Москва. Колос. 1965. 135 с.

Reference

1. Voityuk D. G. ed. (2005). Silskohospodarski machyny [Agricultural machinery]. Kyiv: Agroosvita, 679.
2. Pugachov A. N. (1981). Oteryam zerna – hadezhnyi zaslon [For grain losses - reliable covering force]. Moskow. Kolos. 159.
3. Voityuk D. G., Smolinskyi S. V., Yamkov O. V. (2011). Porivnyal'niy analiz pokaznikov efektyvnosti roboty zernozbiralnykh kombayniv [Comparative analysis of efficiency of combine harvester operation]. L. Pogorilyi-Institut. Doslidnytske. Vol. 15 (29). 100-107.
4. Beck T., Kutzbach H.-D. (1990). Messung und der Beurteilung von Mahdreschern [Measuring and reasoning of combine havestern]. Landtechnik. 6. 218-220.
5. Kelemen Z., Komlodi I. (2003). Möglichkeiten der Verlustsenkung bei Mähreschern [Possibilities of decrease of grain losses in combine harvesters]. Landtechnik in den Ackerbaugebieten in Ungarn. Slowakei und Österreich. 73-75.
6. Smolinsky S. V. (2011). Issledovanie vliyaniya parametrov zhatki velichinu poter zerna pri rabote zernouborochnogo kombaina [Research to influence the header parameters on the grain losses during operation of combine harvester]. Proceeding of International Conference scientific and technical progress in the agricultural production. Minsk (Belorus). 231–235.
7. Lipovskyi M. I., Perekopskyi A. N., Suhoparov A. I. (2011). Issledovanie raboty sovremennykh kombaynov na uborke zernovykh povyshennoy vlazhnosti [Research of operation of modern combine harvesters by grain crops harvesting by higher humidity]. Proceeding of international Conference, Scientific and technical progress in the agricultural production. Minsk (Belorus). Vol. 1. 207–211.
8. Smolinskyi S. (2013). Vysota sreza kak faktor povysheniya effektivnosti raboty zernouborochnogo kombaina [Cutting height as factor to increase the operation efficiency of combine harvester]. Agricultural Engineering. Vol. 45 (1). 79-87.
9. Iksanov Sch. S. (2016). Povyshenie effektivnosti pryamogo kombaynirovaniya zernovykh kultur na primere kombaina RSM-101 „VECTOR-410” v usloviyakh Chelyabinskoy oblasti [Efficiency increase of direct grain-crops harvesting with combine harvester RSM-101 „Vektor-410” in Region of Chelyabinsk]. Chelyabinsk. 170.
10. GOST 28301-89. (1990). Kombayny zernouborochnyye. Metody of ispytaniy [Combine harvesters. Methods of tests]. 19.
11. Dospheov B. A. (1985). Methodika polevogo opyta s osnovami statisticheskoy obrabotki rezul'tatov issledovaniy [Method of the field researches with bases of statistical treatment for researches results]. Moscow. Agrorpomisdat. 351.
12. Vedenyapin G. V. (1965). Obschaya metodika experimettalnykh issledovaniy i obrabotki opytных данных [General method of experimental researches and processing of experimental data]. Moscow. Kolos. 135.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ АГРОБИОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПОТЕРИ ЗЕРНА ЖАТКОЙ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА С. В. Смолинский

Аннотация. Для уборки зерновых культур применяются зерноуборочные комбайны. Зерноуборочные комбайны являются

сложной динамической системой и в процессе работы подается в машину технологический материал с переменными свойствами. При этом будет изменяться качество работы. Одним из основных качественных показателей работы зерноуборочного комбайна являются потери зерна. Основными видами потерь зерна являются потери в результате самоосыпания, за жаткой и молотилкой комбайна. На свойства массы, которая подается в машину, влияние имеют параметры комбайна и условия уборки. Характеристики зерновых культур по полю изменяются. Это приводит к вариации величины потерь зерна. Существенное влияние характеристики зерновых культур имеют на потери зерна жаткой комбайна. Анализ известных исследований свидетельствует о необходимости анализа влияния параметров стеблестоя на потери зерна. В статье приведены результаты экспериментальных исследований влияния характеристик стеблестоя на величину потерь зерна за жаткой зерноуборочного комбайна. Основными характеристиками зерновых культур определены урожайность, содержание соломы и сорняков, полеглость и влажность. Результаты исследований приведены в виде графиков. Полученные данные могут быть использованными при прогнозировании возможной величины потерь зерна зерноуборочными комбайнами и обоснование путей снижения их величины.

Ключевые слова: *зерноуборочный комбайн, жатка, потери зерна, характеристики стеблестоя*

ANALYSIS OF INFLUENCE OF AGROBIOLOGICAL FACTORS ON LOSSES OF GRAIN COMBINE HARVESTER REAPER

S. V. Smolinsky

Abstract. *For harvesting of grain-crops are used combine harvesters. Combine harvesters are the difficult dynamic system and by the process of operation technological material is given to machine with variable properties. The operation quality will change also. As one of basic high-quality parameter of combine harvester there are grain losses. The types of grain loss are losses by hold-out, after header and thresher of harvester. The parameters of harvester and the harvesting condition influence on property of mass to give to machine,. The characteristics of grain-crops change on the field. And so variate the grain loss. Grains influence on grain losses the header of harvester. The analysis of the known researches testifies necessity to analys the influence of parameters on the grain losses. In the article there are resulted experimental researches results to influence of grain-crops characteristics on the grain losses after the harvester header. As basic grain-crops characteristics were the grain-crops yield, the straw content,*

weediness, lodging and humidity. The results of researches are presented as graphs and can be used for prediction of grain losses by harvesting and the retrieval route for grain losses decrease.

Key words: combine harvester, header, grain losses, grain-crops characteristics

УДК 621.867.3

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗУСИЛЛЯ В ТЯГОВОМУ ОРГАНІ ПРИ НАБІГАННІ НА ПРИВІДНИЙ БАРАБАН

**В. С. Ловейкін, Є. Г. Афтанділяни, доктори технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**Ю. В. Ловейкін, кандидат фізико-математичних наук
Київський національний університет імені Тараса Шевченка**

**Л. Б. Ткачук, аспірант*
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net**

Анотація. Мінімізовано коливання елементів конструкції, приводного механізму та тягового органу за рахунок оптимізації режимів руху зернового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволило підвищити його ефективність. На основі вибраної динамічної моделі створено математичну модель з використанням принципу д'Аламбера. Розглянуто процес оптимізації режиму пуску ківшового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан. Знайдено закони руху натяжного барабана, робочої гілки та приводного барабана, які відповідають оптимальному режиму руху ківшового елеватора. На основі знайдених законів руху побудовано кінематичні характеристики основних ланок елеватора, які представлені у вигляді графічних залежностей для оптимального режиму руху. Також отримано графічні залежності зміни зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан та збіганні з натяжного барабана. На основі отриманих графічних залежностей встановлено, що під час пуску

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, Є. Г. Афтанділяни, Ю. В. Ловейкін, Л. Б. Ткачук, 2017

weediness, lodging and humidity. The results of researches are presented as graphs and can be used for prediction of grain losses by harvesting and the retrieval route for grain losses decrease.

Key words: combine harvester, header, grain losses, grain-crops characteristics

УДК 621.867.3

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗУСИЛЛЯ В ТЯГОВОМУ ОРГАНІ ПРИ НАБІГАННІ НА ПРИВІДНИЙ БАРАБАН

**В. С. Ловейкін, Є. Г. Афтанділяни, доктори технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**Ю. В. Ловейкін, кандидат фізико-математичних наук
Київський національний університет імені Тараса Шевченка**

**Л. Б. Ткачук, аспірант*
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net**

Анотація. Мінімізовано коливання елементів конструкції, приводного механізму та тягового органу за рахунок оптимізації режимів руху зернового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволило підвищити його ефективність. На основі вибраної динамічної моделі створено математичну модель з використанням принципу д'Аламбера. Розглянуто процес оптимізації режиму пуску ківшового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан. Знайдено закони руху натяжного барабана, робочої гілки та приводного барабана, які відповідають оптимальному режиму руху ківшового елеватора. На основі знайдених законів руху побудовано кінематичні характеристики основних ланок елеватора, які представлені у вигляді графічних залежностей для оптимального режиму руху. Також отримано графічні залежності зміни зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан та збіганні з натяжного барабана. На основі отриманих графічних залежностей встановлено, що під час пуску

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, Є. Г. Афтанділяни, Ю. В. Ловейкін, Л. Б. Ткачук, 2017

ківшового елеватора при оптимальному режимі руху мають місце незначні коливні процеси, які є найменшими саме при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан.

Ключові слова: *ківшовий елеватор, динамічна модель, математична модель, режим руху, динамічне навантаження, зусилля, коливання*

Постановка проблеми. Для покращення технологічного процесу обробки та транспортування зерна доцільно підвищити ефективність ківшових елеваторів. Під час роботи в елементах приводного механізму, тягового органу та несучих конструкцій виникають коливання, які призводять до підвищення в них динамічних навантажень [1]. Ці навантаження є найбільш суттєвими під час перехідних процесів (пуск, гальмування, стопоріння або перехід з однієї швидкості на іншу), що призводить до накопичення втомних напружень в конструкції елеватора. Це, в свою чергу, веде до передчасного його руйнування, а також ускладнює технологічний процес транспортування зернових матеріалів (осипання та пошкодження зерна), що негативно впливає на безпечну експлуатацію елеватора в цілому.

Мінімізувати коливання елементів конструкції, приводного механізму та тягового органу можна за рахунок оптимізації режимів руху зернового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволить підвищити його ефективність.

Аналіз останніх досліджень. Питанням моделювання робочого процесу конвеєрів, як багатомасових систем із замкнутим контуром присвячено роботи Хорольського І. М., Кондрахіна В.П., Співаковського А. О. [2–4]. В роботі [4] задача оптимізації режиму пуску зводиться до знаходження мінімального часу пуску конвеєра при різних умовах (міцність стрічки, відсутність пробуксовки стрічки на барабані, максимальний момент електродвигуна). Проте при розрахунку використані статичні показники конвеєра, які не в повній мірі відображають динамічні процеси вертикальних стрічкових ковшових елеваторів.

В роботі [5] побудована математична модель динаміки руху ківшового елеватора, де прийнята статистична характеристика приводного двигуна, яка не в повній мірі відображає процес руху елеватора. Тому виникає потреба в використанні динамічної характеристики приводного двигуна, яка достатньо відображає динамічні процеси в момент пуску.

Для оптимізації режимів руху піднімально-транспортних і, зокрема, транспортуючих машин використовуються методи динамічного програмування [6], принципу максимуму [7] та варіаційного числення [8–10].

Найбільш доцільним методом для усунення коливань в елементах ківшового елеватора є варіаційне числення, оскільки при вирішенні задачі у кінцевому результаті отримаємо плавні функції зміни кінематичних характеристик. Для зернових елеваторів основним елементом є тяговий орган (стрічка), тому для оптимізації режимів їхнього руху доцільно використовувати критерії, які відображають навантаження, що виникають в тяговому органі.

Мета досліджень – підвищення ефективності роботи ківшового елеватора за рахунок оптимізації режиму руху приводного механізму.

Результати досліджень. Для проведення оптимізації режимів руху ківшового елеватора виберемо його динамічну модель. Будемо вважати, що всі елементи ківшового елеватора є абсолютно тверді тіла, окрім стрічки та приводного механізму. Усі інерційні маси приводу зведено до осі повороту приводного барабана. До цієї ж осі зведено жорсткість основних пружних елементів приводу. Вважаємо, що ковзання між стрічкою і приводним та натяжним барабанами відсутнє. Таке припущення забезпечується необхідним попереднім натягом стрічки та достатнім зчепленням приводного та натяжного барабанів зі стрічкою. Маса ковшів та ділянок стрічки між ковшами замінюємо однією масою, сконцентрованою в їхньому центрі мас як на робочій, так і неробочій гілках конвеєра. Жорсткості стрічки на робочій і неробочій гілках конвеєра вважаємо однаковими. Нехтуємо поперечними коливаннями ковшів та стрічки, оскільки вони є незначними в порівнянні з основним переміщенням і в більшій мірі залежать від конструктивних особливостей елеватора, а не від режиму руху.

В динамічній моделі ківшового елеватора (рис. 1) замкнений ланцюговий контур стрічки з ковшами та барабанами представлений у вигляді розімкненого ланцюгового контуру. Умовний розріз стрічки здійснено в точці набігання стрічки на натяжний барабан. При цьому прийнято, що натяг у цій точці стрічки дорівнює попередньому натягу стрічки натяжним пристроєм із зусиллям F_0 . Таке припущення є загальноприйнятим і використовується багатьма авторами при дослідженні стрічкових та ланцюгових конвеєрів [2].

В результаті прийнятих припущень ківшовий елеватор вважаємо голономною механічною системою з п'ятьма ступенями вільності, яка представлена у вигляді динамічної моделі, що показана на рис. 1. За узагальнені координати прийняті кутові координати ротора двигуна приводного механізму, зведеної до осі приводного барабана φ_0 , приводного φ_1 і натяжного φ_2 барабанів, а також лінійні повздовжні координати центрів мас робочої x_1 та неробочої x_2 гілок ківшового елеватора.

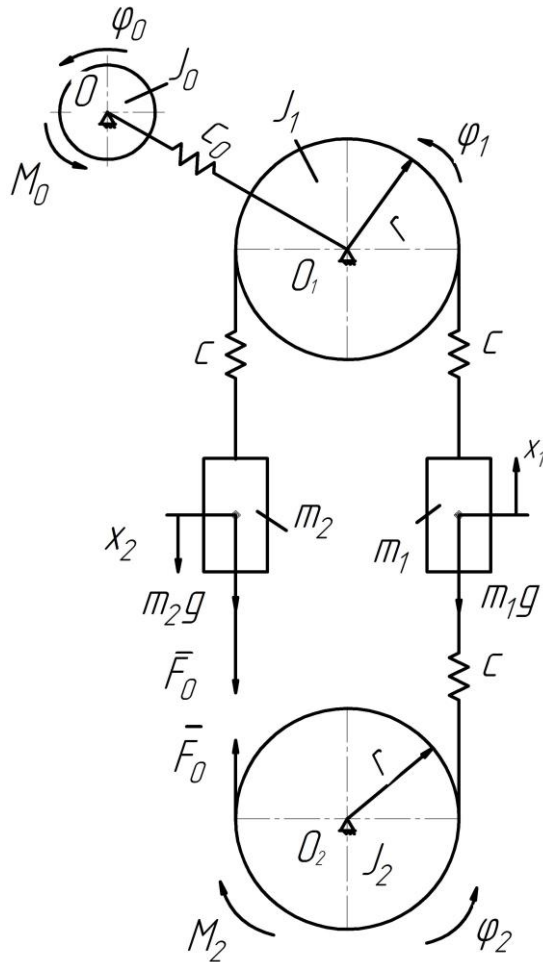


Рис. 1. Динамічна модель ківшового елеватора

Для складання диференціальних рівнянь руху ківшового елеватора, представленого динамічною моделлю на рис.1, використаємо принцип динамічної рівноваги д'Аламбера. Згідно з цим принципом рівняння руху мають вигляд:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - cr(\varphi_1 r - x_1) + cr(x_2 - \varphi_1 r); \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(\varphi_1 r - x_1) - c(x_1 - \varphi_2 r) - m_1 g; \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_0 + m_2 g - c(x_2 - \varphi_1 r); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = cr(x_1 - \varphi_2 r) - M_2 - F_0 r, \end{cases} \quad (1)$$

де: J_0 , J_1 , J_2 – моменти інерції відносно власних осей обертання відповідно приводного механізму, зведеного до осі повороту приводного барабана, приводного та натяжного барабанів; m_1 , m_2 , – сумарні маси відповідно робочої та неробочої гілок елеватора; c_0 – коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводного механізму, зведений до осі повороту приводного барабана; c – коефіцієнт жорсткості половини довжини стрічки на робочій (неробочій) гілці конвеєра, M_0 – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту приводного барабана; M_2 – момент опору від

завантаження ковшів, зведений до осі повороту натяжного барабана; r – радіус приводного і натяжного барабанів, який приймається однаковим; g – прискорення вільного падіння.

Розглянемо процес оптимізації режиму пуску ківшового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан.

Для цього з третього рівняння системи (1) визначимо зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан:

$$R_{11} = c(\varphi_1 r - x_1) = m_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - \varphi_2 r) + m_1 g. \quad (2)$$

З останнього рівняння системи (1) виразимо координату x_1 через φ_2 та її другу похідну за часом:

$$x_1 = \varphi_2 r + \frac{J_2}{cr} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2/r + F_0}{c}. \quad (3)$$

Продиференціюємо за часом вираз (3), в результаті чого отримаємо:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{\varphi}_2 r + \frac{J_2}{cr} \ddot{\varphi}_2; \quad \dot{x}_1 = \varphi_2^{IV} r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2^{VI}; \\ \ddot{x}_1 &= \ddot{\varphi}_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2^{IV}; \quad \ddot{x}_1 = \varphi_2^{IV} r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2^{VII}; \\ \ddot{x}_1 &= \ddot{\varphi}_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2^{VI}; \quad \ddot{x}_1 = \varphi_2^{VI} r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2^{VIII}. \end{aligned} \quad (4)$$

Підставимо вирази (3) і (4) в залежність (2), після чого будемо мати:

$$R_{11} = \frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{IV} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{r} + F_0 + m_1 g. \quad (5)$$

Середньоквадратичне значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан визначається у вигляді інтегрального функціонала:

$$R_{11\text{ск}} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} R_{11}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (6)$$

де: t – час; t_1 – тривалість перехідного процесу (пуску, гальмування, зміни швидкості, реверсування).

Підінтегральний вираз функціонала (6) має вигляд:

$$f = R_{11}^2 = \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{IV} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{r} + F_0 + m_1 g \right]^2. \quad (7)$$

Умовою мінімуму інтегрального функціонала (6) з урахуванням виразу (7) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2^{IV}} = 0. \quad (8)$$

Диференціюючи вираз (8) відповідно до складових рівняння (9), маємо:

$$\begin{aligned}\frac{\partial f}{\partial \varphi} &= \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} = \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} = 0; \\ \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= 2 \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{IV} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + M_2 / r + F_0 + m_1 g \right]; \\ \frac{\partial f}{\partial \varphi_2^{IV}} &= 2 \frac{m_1 J_2}{cr} \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{IV} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + M_2 / r + F_0 + m_1 g \right]; \quad (9) \\ \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= 2 \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{VI} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2^{IV} \right]; \\ \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2^{IV}} &= 2 \frac{m_1 J_2}{cr} \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{VI} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2^{IV} \right].\end{aligned}$$

Після підстановки виразів (9) в рівняння (8) отримаємо диференціальне рівняння восьмого порядку:

$$\left(\frac{m_1 J_2}{cr} \right)^2 \varphi_2^{VIII} + 2 \frac{m_1 J_2}{cr} \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \varphi_2^{VI} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right)^2 r^2 \varphi_2^{IV} = 0. \quad (10)$$

Розділимо всі члени рівняння (10) на коефіцієнт біля найстаршої похідної і зробивши заміну:

$$k = \sqrt{\frac{m_1 + J_2/r^2}{m_1 J_2}} cr^2 = \sqrt{\frac{m_1 r^2 + J_2}{m_1 J_2}} c, \quad (11)$$

отримаємо:

$$\varphi_2^{VIII} + 2k^2 \varphi_2^{VI} + k^4 \varphi_2^{IV} = 0. \quad (12)$$

Рівняння (13) являє собою однорідне диференціальне рівняння восьмого порядку з постійними коефіцієнтами. Для його розв'язку складемо характеристичне рівняння:

$$r^8 + 2k^2 r^6 + k^4 r^4 = 0,$$

яке запишемо у такому вигляді:

$$r^4 (r^4 + 2k^2 r^2 + k^4) = 0. \quad (13)$$

Розв'язок рівняння (13) дає:

$$r^4 = 0; \quad (14)$$

$$r^4 + 2k^2 r^2 + k^4 = 0. \quad (15)$$

З рівняння (14) отримуємо чотири корені:

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = 0, \quad (16)$$

а рівняння (15) являє собою бікватратне рівняння, в якому після заміни $p = r^2$, маємо $p^2 + 2k^2 p + k^4 = 0$.

Розв'язок цього рівняння дає:

$$p_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2;$$

$$p_1 = p_2 = -k^2.$$

Тоді,

$$\begin{aligned} r_{5,6} &= \sqrt{p_1} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i; \\ r_{7,8} &= \sqrt{p_2} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i. \end{aligned} \quad (17)$$

Тоді загальний розв'язок рівняння (12), виходячи з коренів (16) і (17) характеристичного рівняння (13), має вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + (C_5 + C_6 t) \sin kt + (C_7 + C_8 t) \cos kt; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_2 + 2C_3 t + 3C_4 t^2 + (C_6 - C_7 k - C_8 kt) \sin kt + (C_8 + C_5 k + C_6 kt) \cos kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= 2C_3 + 6C_4 t - (2C_8 + C_5 k + C_6 kt) k \sin kt + (2C_6 - C_7 k - C_8 kt) k \cos kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= 6C_4 - (3C_6 - C_7 k - C_8 kt) k^2 \sin kt - (3C_8 + C_5 k + C_6 kt) k^2 \cos kt; \\ \varphi_2^{IV} &= (4C_8 + C_5 k + C_6 kt) k^3 \sin kt - (4C_6 - C_7 k - C_8 kt) k^3 \cos kt, \end{aligned} \quad (18)$$

де: $C_1, C_2, \dots, C_8$ – постійні інтегрування, які знаходяться з крайових умов руху:

$$\begin{cases} t = 0 : \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0; \\ t = t_1 : \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \varphi_2^{IV} = 0. \end{cases} \quad (19)$$

де: ω_y – усталена кутова швидкість натяжного барабана; t_1 – тривалість перехідного процесу (пуску).

Підставивши крайові умови (19) у систему залежностей кінематичних характеристик натяжного барабана (18), отримаємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь для визначення постійних C_i ($i=1, 2, \dots, 8$):

$$\begin{cases} C_1 + C_7 = 0; \\ C_2 + C_8 + C_5 k = 0; \\ 2C_3 + 2C_6 k - C_7 k^2 = 0; \\ 6C_4 - 3C_8 k^2 - C_5 k^3 = 0; \\ C_2 + 2C_3 t_1 + 3C_4 t_1^2 + (C_6 - C_7 k - C_8 kt_1) \sin kt_1 + (C_8 + C_5 k + C_6 kt_1) \cos kt_1 = \omega_y; \\ 2C_3 + 6C_4 t_1 - (2C_8 + C_5 k + C_6 kt_1) k \sin kt_1 + (2C_6 - C_7 k - C_8 kt_1) k \cos kt_1 = 0; \\ 6C_4 - (3C_6 - C_7 k - C_8 kt_1) k^2 \sin kt_1 - (3C_8 + C_5 k + C_6 kt_1) k^2 \cos kt_1 = 0; \\ (4C_8 + C_5 k + C_6 kt_1) k^3 \sin kt_1 - (4C_6 - C_7 k - C_8 kt_1) k^3 \cos kt_1 = 0. \end{cases} \quad (20)$$

В результаті розв'язку системи рівнянь (20) знаходимо постійні інтегрування C_i ($i=1, 2, \dots, 8$) і підставляємо в залежності (18), які являють собою оптимальний за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан режим руху ківшового елеватора на ділянці пуску.

Для ківшового елеватора з параметрами: $J_0=65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_1=78,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_2=78,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\omega_y=5,7 \text{ рад/с}$, $R=0,315 \text{ м}$, $c_0=2000 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$, $c=330000 \text{ Н/м}$, $n_1=32$, $n_2=32$, $m_b=9 \text{ кг}$, $m_k=9 \text{ кг}$ в програмі Mathematica 9.0 [11] розраховані кінематичні характеристики для оптимального режиму руху (рис. 2).

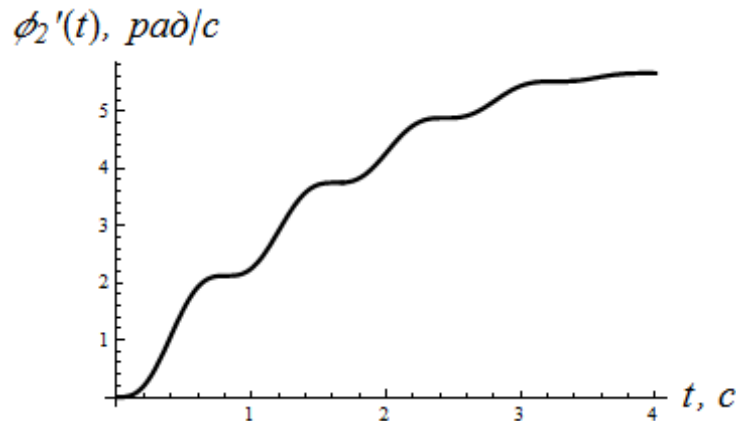


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості натяжного барабана.

Знаючи закон руху натяжного барабана, який відповідає оптимальному режиму руху ківшового елеватора за допомогою системи диференціальних рівнянь (1) знайдемо закони руху інших ланок. Закон руху робочої гілки елеватора визначається залежностями (3) і (4) та зображений у вигляді графіка (рис. 3):

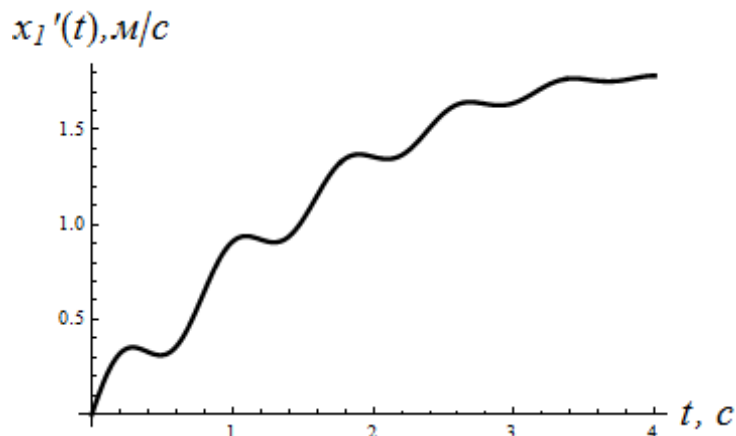


Рис. 3. Графік зміни лінійної швидкості зведеної маси, що знаходиться на середній частині робочої гілки.

Закон руху приводного барабана визначимо з третього рівняння системи (1) та зобразимо у вигляді графічної залежності (рис. 4):

$$\begin{aligned} \varphi_1 = -\varphi_2 + 2 \frac{x_1}{r} + \frac{m_1}{cr} (\ddot{x}_1 + g); \quad \dot{\varphi}_1 = -\dot{\varphi}_2 + 2 \frac{\dot{x}_1}{r} + \frac{m_1}{cr} \ddot{x}_1; \quad \ddot{\varphi}_1 = -\ddot{\varphi}_2 + 2 \frac{\ddot{x}_1}{r} + \frac{m_1}{cr} \ddot{x}_1; \\ \ddot{\varphi}_1 = -\ddot{\varphi}_2 + 2 \frac{\ddot{x}_1}{r} + \frac{m_1}{cr} \ddot{x}_1; \quad \varphi_1^{IV} = -\varphi_2^{IV} + 2 \frac{x_1^{IV}}{r} + \frac{m_1}{cr} x_1^{VI}. \end{aligned} \quad (21)$$

Також розраховані та побудовані для даного ківшового елеватора силові характеристики тягового органу (рис. 5).

Зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан визначається наступним виразом:

$$R_{11} = c(\varphi_1 r - x_1). \quad (22)$$

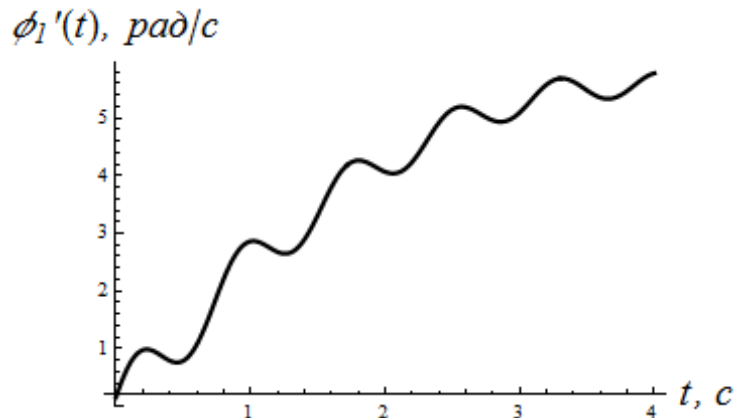


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості приводного барабана.

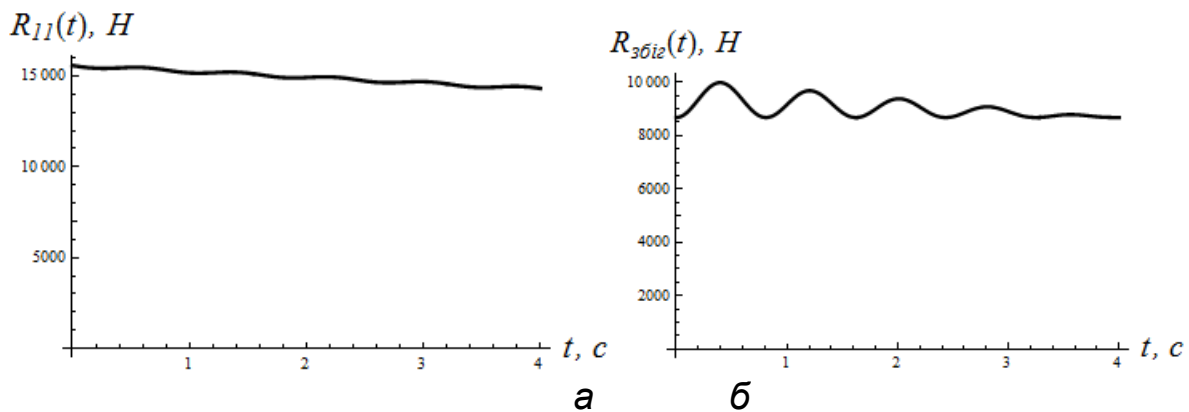


Рис. 5. Графічні залежності силових характеристик ківшового елеватора: а – зміна зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан; б – зміна зусилля в тяговому органі при збіганні з натяжного барабана.

Зусилля в тяговому органі при збіганні з натяжного барабана:

$$R_{збіг} = c(x_1 - \varphi_2 r). \quad (23)$$

В програмі Mathematica 9.0 розраховано для оптимального режиму руху середньоквадратичні та максимальні значення таких показників: кутова швидкість приводного $\dot{\phi}_1$ барабана; кутова швидкість натяжного $\dot{\phi}_2$ барабана; лінійна швидкість зведеної маси робочої гілки $\dot{x}_1$; зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан R_{11} ; зусилля в тяговому органі при збіганні з натяжного барабана $R_{збіг}$.

В результаті проведених розрахунків отримано дані, які наведені в табл. 1.

З отриманих графічних залежностей видно, що під час пуску реального елеватора, в його рухомих елементах виникають коливальні процеси. Величина цих коливань залежить від точності моделювання ланок конвеєра. Для спрощення оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в

тяговому органі при набіганні на привідний барабан, використано динамічну модель з однією масою на робочій та холостій гілках відповідно.

1. Середньоквадратичні та максимальні значення.

Показники	Середньоквадратичне значення	Максимальне значення
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	1.311	1.784
$\dot{\varphi}_1, \text{ рад/с}$	4.113	5.788
$\dot{\varphi}_2, \text{ рад/с}$	4.184	5.664
$R_{11}, \text{ Н}$	14944	15586
$R_{3612}, \text{ Н}$	9042	9988

Необхідно відмітити, що зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан мають менші коливання, ніж при збіганні з натяжного барабана.

Висновок. Побудовано динамічну модель режиму руху ківшового елеватора у вигляді голономної механічної системи з п'ятьма ступенями вільності. На основі побудованої динамічної моделі створено математичну модель для оптимізації режиму руху зернового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан. За допомогою розробленої математичної моделі отримані залежності кінематичних характеристик ланок для оптимального режиму руху ківшового елеватора на природній динамічній характеристиці приводного електродвигуна. Проаналізувавши результати видно, що оптимізація за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан приводить до незначних коливань кінематичних характеристик та зусиль. Для зменшення цих коливань рекомендується здійснити оптимізацію режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан.

Список літератури

1. Ловейкін В. С., Ткачук Л. Б. Аналіз руху ковшового елеватора з динамічною механічною характеристикою двигуна. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 397—407.
2. Кондрахин В. П., Борисенко В. Ф., Мельник А. А. Моделирование пусковых режимов скребкового конвейера типа КСД. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: гірничо-електромеханічна. Донецьк. 2008. Вип. 13. С. 132—140.
3. Хорольський І. М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту. Львів. 1999. 194 с.

4. *Спиваковский А. О., Дмитриев В. Г.* Теория ленточных конвейеров. Москва. 1982. 192 с.
5. *Ловеikin В. С., Бортун В. А.* Динаміка режиму руху вертикального ківшового елеватора із завантаженою гілкою. Підйомно-транспортна техніка. 2011. №1 (37). С. 67—78.
6. *Беллман Р.* Динамическое программирование. Москва. 1960. 400 с.
7. *Понтрягин Л. С., Болтнянский В. Г., Гамкрелидзе Р. В., Мищенко Е. Ф.* Математическая теория оптимальных процессов. Москва. 1961. 392 с.
8. *Петров Ю. П.* Вариационные методы теории оптимального управления. Ленинград. 1977. 280 с.
9. *Ловеikin В. С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Київ. 1990. 168 с.
10. *Ловеikin В. С., Нестеров А. П.* Динамічна оптимізація підйомних машин. Харків. 2002. 291 с.
11. *Выговский Л.* Введение в Wolfram Mathematica. [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL: <http://www.exponenta.ru/educat/vygovskiy/vygovskiy.asp>. Назва з екрана.

References

1. *Loveikin V. S., Tkachuk L. B.* (2016). Analiz ruhu kovshovoho elevatora z dynamichnoju mekhanichnoju kharakterystykoju dvyhuna [Analysis of the movement of the bucket elevator with the dynamic mechanical characteristic of the engine]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK. 254. 397-407.
2. *Kondrahin V. P., Borisenko V. F., Mel'nik A. A. i dr.* (2008). Modelirovanie puskovykh rezhimov skrebkovogo konvejera tipa KSD [Simulation starting modes scraper conveyor type KSD]. Naukovi praci Donec'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Serija: girnicho-elektromehanichna. 13. Doneck. DonNTU. 132-140.
3. *Khorol'skij I. M.* (1999). Dynamika lantsiuhovykh system i zamknutykh konturiv mashyn neperervnogo transportu [Dynamics of chain systems and closed circuits continuous transport vehicles]. Lviv. Publisher State University "Lviv Polytechnic". 194.
4. *Spivakovskij A. O., Dmitriev V. G.* (1982). Teorija lentochnykh konvejerov [The theory of belt conveyors]. Moscow. 192.
5. *Loveikin V. S., Bortun V. A.* (2011). Dynamika rezhymu rukhu vertykal'noho kivshovoho elevatora iz zavantazhenoiu hilkoiu [Dynamics motion mode vertical bucket elevator with a downloaded branch]. Handling Machinery. 1(37). 67-78.
6. *Bellman R.* (1960). Dinamicheskoe programmirovanie [Dynamic programming]. Izdatelstvo inostrannoj literatury. 400.
7. *Pontrjagin L. S., Boltnjanskij V. G., Gamkrelidze R. V., Mishhenko E. F.* (1961). Matematicheskaja teorija optimal'nih processov [The mathematical theory of optimal processes]. Moscow. Fizmatgiz. 392.
8. *Petrov Ju. P.* (1977). Variacionnye metody teorii optimal'nogo upravlenija [Variational methods of optimal control theory]. Jenergija. 280.
9. *Lovejkin V. S.* (1990). Raschety optimal'nih rezhimov dvizhenija mehanizmov stroitel'nykh mashin [Calculating the optimum modes of movement of construction vehicles mechanisms]. UMK VO. 168.
10. *Loveikin V. S., Nesterov A. P.* (2002). Dynamichna optymizatsiia pidiomnykh mashyn [Dynamic optimization winders]. Kharkov. KhNADU. 291.
11. *Introduction to Wolfram Mathematica L. Vygovskij.* Available at: <http://www.exponenta.ru/educat/vygovskiy/vygovskiy.asp>.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ УСИЛИЯ В ТЯГОВОМ ОРГАНЕ ПРИ НАБЕГАНИИ НА ПРИВОДНОЙ БАРАБАН
В. С. Ловеikin, Е. Г. Афтандилианц, Ю. В. Ловеikin, Л. Б. Ткачук

Аннотация. Минимизировано колебания элементов конструкции, приводного механизма и тягового органа за счет оптимизации режимов движения зернового элеватора на участках переходных процессов, что позволило повысить его эффективность. На основе выбранной динамической модели создана математическая модель с использованием принципа д'Аламбера. Рассмотрено процесс оптимизации режима пуска ковшового элеватора по критерию среднеквадратического значения усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан. Найдены законы движения натяжного барабана, рабочей ветви и приводного барабана, которые соответствуют оптимальному режиму движения ковшового элеватора. На основе найденных законов движения, построены кинематические характеристики основных звеньев элеватора, которые представлены в виде графических зависимостей для оптимального режима движения. Также получены графические зависимости изменения усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан и сбегании с натяжного барабана. На основе полученных графических зависимостей установлено, что при пуске ковшового элеватора при оптимальном режиме движения имеют место незначительные колеблющиеся процессы, которые являются наименьшими именно при оптимизации по критерию среднеквадратического значения усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан.

Ключевые слова: ковшовый элеватор, динамическая модель, математическая модель, режим движения, динамическая нагрузка, усилия, колебания

**OPTIMIZATION START-UP MODE OF
BUCKET ELEVATOR BY CRITERION OF MEAN EFFORTS
IN TRACTION BODY DURING CLASH ON DRIVE DRUM**

V. S. Loveykin, Ye. G. Aftandilyants, Yu. V. Loveykin, L. B. Tkachuk

Abstract. The oscillations of the structural elements, the drive mechanism and the traction body are minimized by optimizing the movement modes of the grain elevator in the sections of the transient processes, which made it possible to increase its efficiency. Based on the chosen dynamic model, a mathematical model was created using the d'Alamber's principle. The optimization process of the start-up mode of the bucket elevator was considered by the criterion of mean efforts in the traction body during clash on the drive drum. Found laws of motion for

tensioning drum working branches and drive drum which correspond to the optimal mode of movement of the bucket elevator. Based on the discovered laws of motion were built kinematical characteristics of the main parts of the elevator which are presented in the form of graphical dependencies for the optimal motion mode. The graphical dependencies of the effort changes in the traction body during clash on the drive drum and shrinkage from the tensioning drum also received. Based on the graphical dependencies established that during start-up bucket elevator at the optimal mode of motion there are small oscillating processes that are the smallest just in the optimization by the criterion of mean efforts in the traction body during clash on the drive drum.

Key words: *bucket elevator, dynamic model, mathematical model, motion mode, dynamic load, effort, oscillation*

УДК 631.171.634

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ВІДСАДКІВ

**С. Г. Фришев, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**І. В. Тимошок, кандидат технічних наук
Інститут садівництва НААН
e-mail: fryshev@ukr.net**

Анотація. Відсутність ефективної механізованої технології для відокремлення відсадків є однією з основних причин, що стримують широке використання клонових підщеп для вирощування посадкового матеріалу. Опублікованих досліджень по обґрунтуванню схем і раціональних параметрів машин з дводисковим робочим органом у доступній літературі нема. Стаття містить основи теоретичного аналізу процесу відокремлення відсадків в маточниках з використанням дводискового робочого органу, а також методику обґрунтування його раціональних робочих параметрів.

На підставі теоретичних досліджень роботи дводискового робочого органу знайдені його раціональні параметри, при яких забезпечується необхідна якість виконання технологічної операції.

© С. Г. Фришев, І. В. Тимошок, 2017

tensioning drum working branches and drive drum which correspond to the optimal mode of movement of the bucket elevator. Based on the discovered laws of motion were built kinematical characteristics of the main parts of the elevator which are presented in the form of graphical dependencies for the optimal motion mode. The graphical dependencies of the effort changes in the traction body during clash on the drive drum and shrinkage from the tensioning drum also received. Based on the graphical dependencies established that during start-up bucket elevator at the optimal mode of motion there are small oscillating processes that are the smallest just in the optimization by the criterion of mean efforts in the traction body during clash on the drive drum.

Key words: *bucket elevator, dynamic model, mathematical model, motion mode, dynamic load, effort, oscillation*

УДК 631.171.634

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ВІДСАДКІВ

**С. Г. Фришев, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**І. В. Тимошок, кандидат технічних наук
Інститут садівництва НААН
e-mail: fryshev@ukr.net**

Анотація. Відсутність ефективної механізованої технології для відокремлення відсадків є однією з основних причин, що стримують широке використання клонових підщеп для вирощування посадкового матеріалу. Опублікованих досліджень по обґрунтуванню схем і раціональних параметрів машин з дводисковим робочим органом у доступній літературі нема. Стаття містить основи теоретичного аналізу процесу відокремлення відсадків в маточниках з використанням дводискового робочого органу, а також методику обґрунтування його раціональних робочих параметрів.

На підставі теоретичних досліджень роботи дводискового робочого органу знайдені його раціональні параметри, при яких забезпечується необхідна якість виконання технологічної операції.

© С. Г. Фришев, І. В. Тимошок, 2017

Зменшення насамперед робочої швидкості руху машини, маси ножового механізму, діаметра ножів (у певних межах), а також відхилення рослин від прямолінійності посадки у рядах дозволяє знизити силове навантаження на рослини.

Ключові слова: *маточник клонових підщеп, відокремлення відсадків, дводисковий робочий орган, ефективність*

Постановка проблеми. У маточнику клонових підщеп до періоду осіннього відокремлення відсадки сформовані рядами з міжряддями від 0,9 до 2 м у вигляді кущів, складених з окремих пагонів – відсадків, які зростаються в єдиний стрижневий центральний корінь на деякій глибині в ґрунті. Ряди кущів, прямолінійні з їхнім відхиленням від осі ряду не більше 0,05 м. Ширина кущів у основи не перевищує 0,3 м. Кущі підгортаються ґрунтовим валком шириною підстави 0,6...0,7 м і висотою до 0,25...0,30 м.

У відповідності з агротехнічними вимогами машина повинна забезпечувати 95% якісний зріз вкорінених пагонів. Зрізання відсадків повинно відбуватись в ґрунтовому валку нижче зони їх вкорінення, на рівні розташування голови маточної рослини, з можливим відхиленням площини різання по вертикалі в межах 0,01 – 0,02 м. Коренева система маточних рослин використовується для поновлення відсадків шляхом їхнього відростання в період чергової вегетації й не повинна ушкоджуватися. Ушкодження відбувається за рахунок часткового або повного виривання коріння під час зрізу відсадків. Відомі дві технологічні схеми відокремлювачів відсадків: безпідпирне відокремлення однодисковим робочим органом, та з підпирним зрізом дводисковим робочим органом. Підпорне різання дводисковим робочим органом, як показує виробничий досвід, є більш раціональним способом. По-перше, в цьому випадку, на відміну від без підпирного різання однодисковим робочим органом, процес відокремлення відбувається без розкриття голови маточної рослини, що дозволяє виконувати технологічну операцію як навесні, так і восени, по-друге, дводисковий робочий орган не має обмежень що до віку маточників через можливість зростання діаметру зрізу у повновікових маточниках до 50 мм.

Відсутність ефективною механізованої технології для відокремлення відсадків є однією з основних причин, що стримують широке використання клонових підщеп для вирощування посадкового матеріалу. Опублікованих досліджень по обґрунтуванню схем і раціональних параметрів машин з дводисковим робочим органом у доступній літературі нема. Тому основним завданням даної роботи є обґрунтування раціональних

параметрів машин для відокремлення відсадків дводисковими робочими органами.

Аналіз останніх досліджень. Для відокремлення відсадків підпірним різанням запропонована схема пристрою [1, 2], яка відрізняється тим, що два зустрічно обертових дискових ножі, розташованих із взаємним перекриттям, змонтовані на консольних кінцях вертикальних валів, які разом із приводним редуктором закріплені на рухливому в поперечному напрямку брусі, зв'язаному поздовжніми шарнірними важелями з рамою. При контакті одного з ножів з рослиною, якщо вона відразу не потрапило в зону сходження ріжучих кромek, відбувається поперечний зсув ножів під дією реакції взаємодії одного з ножів з рослиною. Рослина попадає в між кромками ножів і зрізується.

Основними змінними параметрами дводискового відокремлювача відсадків є: розмір та форма ножів, маса рухливої частини ріжучого пристрою, швидкість руху машини, частота обертання ножів (колова швидкість різання).

Метою досліджень є підвищення ефективності технології відокремлення відсадків із застосуванням підпірного різання дводисковим робочим органом шляхом теоретичного обґрунтування його оптимальних параметрів та режимів роботи.

Для вирішення цього завдання програмою досліджень передбачалося зробити теоретичний аналіз процесу відокремлення відсадків.

Результати досліджень. Як зазначалось, основними параметрами дводискового різального пристрою є кути заточення φ_v і φ_n ріжучих кромek відповідно верхнього й нижнього ножів, їхній діаметр D_d , міжцентрова відстань A_d , частота обертання ножів n_d (колова швидкість різання v_d), поступальна швидкість переміщення ножів (швидкість подачі) u_d , маса рухливого бруса з ножами m_n (рис. 1). На підставі аналізу відомих робіт, присвячених різанню по способу ножиців, нами прийняті рекомендації проф. Л. П. Крамаренко для різання гілок дерев [3]. Відповідно до них різання повинне виконуватися за принципом ножа, але прийомом ножиць, тобто один дисковий ніж, верхній, має верхнє заточення з кутом загострення 20...30°, а інший має нижнє заточення зі значним по величині кутом загострення – 60...70°. При таких параметрах кутів загострення на початку різання ножове верхнє лезо ріже ковзаючи по рослині як ніж, при цьому лезо нижнього ножа підтримує рослину і, головним чином, відіграє роль протиріза, і лише наприкінці обидва леза працюють як ножиці з частковим перетискуванням рослини в місці її защемлення.

Другою технологічною функцією, виконуваною ножами, є підрізання ґрунтового валка й частковий розкид ґрунту в

поперечному напрямку. З погляду мінімальних витрат енергії, забезпечення кришення ґрунту й виключення утворення грудок, а також для усунення механічних ушкоджень маточних рослин, доцільно виконувати процес зі швидкістю різання 5...8 м/с [4, 5].

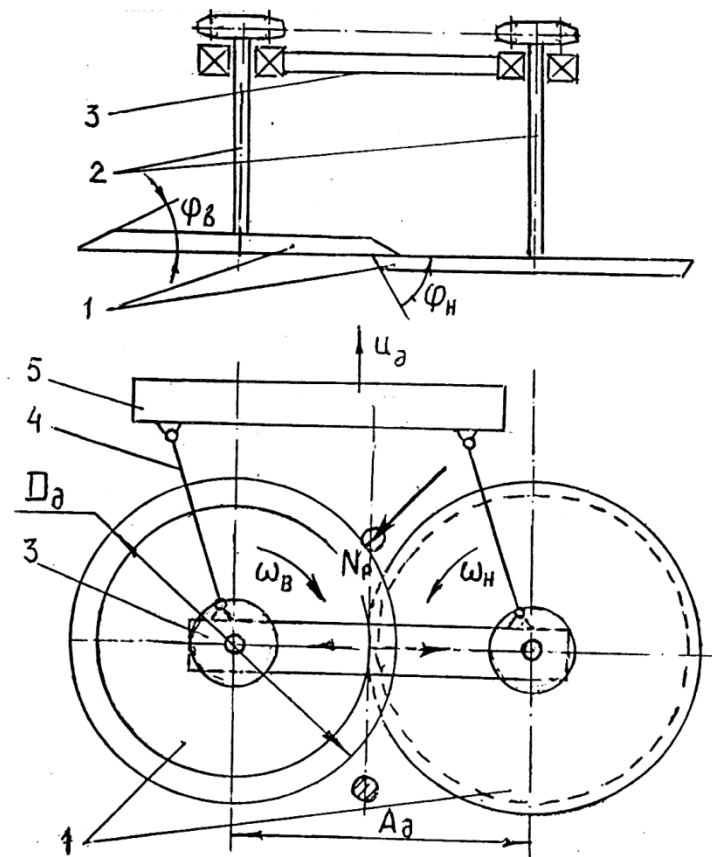


Рис. 1. Схема дводискового пристрою для підпорного зрізу відсадків: 1 – ножі, 2 – вали приводу ножів, 3 – рухомий брус, 4 – повздовжні шарнірні важелі, 5 – рама.

Діаметр ножів приймається з урахуванням умови, що виключає виштовхування рослини із зони різання. Для цього необхідно, щоб кут защемлення рослини χ був менше подвійного кута тертя φ рослини об сталь [5]:

$$\chi = \pi - 2 \arcsin[A_d / (D_d + d_p)].$$

Після перетворень знаходимо:

$$D_d \leq \frac{A_d}{\cos \varphi} - d_p, \quad (1)$$

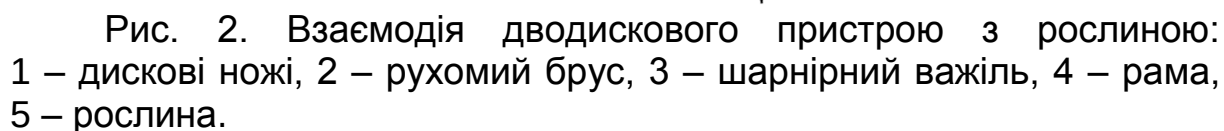
Для умов, коли $A_d = 0,45$ м, діаметр відсадка $d_p = 0,025$ м і $\varphi = 30^\circ$, $D_d \leq 0,495$ м. Розглянемо взаємодію рослини з одним із ножів у загальному випадку, коли вісь рослини буде перебувати на відстані $x = a$ від поздовжньої осі симетрії дискових ножів. Щоб відбувся зріз, необхідно поперечний зсув ножів і всього механізму масою m_n до положення $x = 0$ під впливом реакції рослини на ніж.

$$F_{\text{сц}} = N_p \varphi_d,$$

де: φ_d – коефіцієнт тертя дерева по лезу дискового сталевого ножа.

де: φ_d – коефіцієнт тертя дерева по лезу дискового сталевго ножа.

Направимо осі X і Y , як зазначено на рис. 2, через центр маси ножів у точці O . Зміна кінетичної енергії механічної системи, що включає ножовий механізм, на деякому бічному його переміщенні на відстань "а" дорівнює сумі робіт зовнішніх сил, що діють на механізм на цьому переміщенні [6, 7].



188

де: v_x – швидкість поперечного переміщення ножового механізму;
 γ_{cp} – середнє значення кута, що визначає положення рослини при його переміщенні щодо ножового механізму.

У рівності (2) маємо:

$$\gamma_{cp} = 0,5(\gamma_1 + \gamma_2); \gamma_1 = \arccos\left(\frac{0,5A_d - a}{0,5(D_d + d_p)}\right); \gamma_2 = \arccos\frac{A_d}{D_d + d_p};$$

$$v_x = 0,5(D_d + d_p)\omega_p \sin\gamma_{cp};$$

де: ω_p – середня кутова швидкість ковзання рослини по лезу ножа.

Вона визначається як:

$$\omega_p = \frac{2(\gamma_1 - \gamma_2)u_d}{(D_d + d_p)(\sin\gamma_1 - \sin\gamma_2)}. \quad (3)$$

Загальне зусилля, що впливає на ніж з боку рослин дорівнює:

$$T_d = N_p \sqrt{1 + \varphi_d^2}. \quad (4)$$

Підставляючи отримані раніше значення в останню рівність, одержимо:

$$T_d = \frac{\left(0,5(m_n + m_h) \frac{(\gamma_1 - \gamma_2)^2 u_d^2 \sin^2 \gamma_{cp}}{(\sin \gamma_1 - \sin \gamma_2)^2} + F_n a\right) \sqrt{1 + \varphi_d^2}}{a(\cos \gamma_{cp} + \varphi_d \sin \gamma_{cp})}, \quad (5)$$

На рис. 3 показана відповідно рівності (5) залежність сили T_d від швидкості u_d , діаметра ножів D_d і маси ножового механізму m_h . Аналіз виконаний для максимального відхилення рослини $a = 0,05$ м і для різної маси m_h , рівної 80 і 30 кг, а також опору F_n , визначеного в ході наступних експериментів. Із графіка видно, що при зменшенні швидкості u_d від 0,7 до 0,3 м/с зусилля T_d знижується для $D_d = 0,5$ м від 1470 до 440 Н, для $D_d = 0,48$ м – від 1295 до 425 Н, для $D_d = 0,46$ м – від 1120 до 400 Н. Таким чином, основним фактором, що дозволяє знизити зусилля, а відповідно й потенційну механічну пошкоджуваність маточних рослин, є поступальна швидкість.

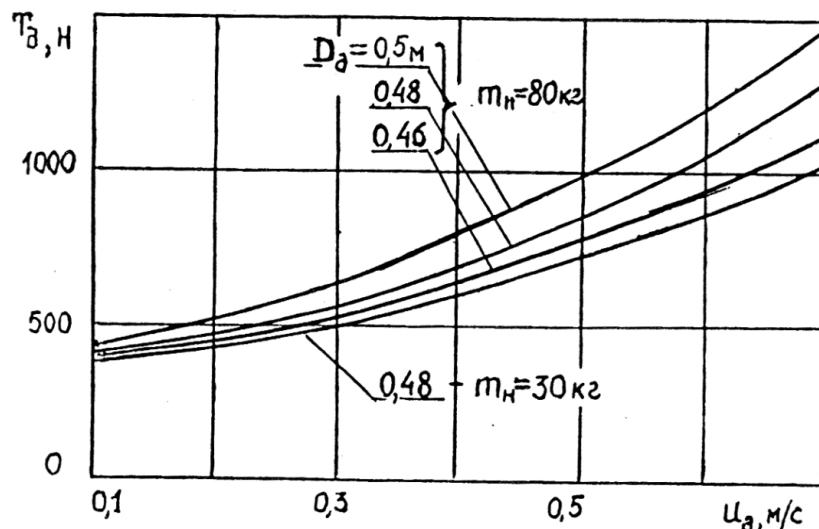


Рис. 3. Залежність сили T_d від швидкості u_d , діаметра ножів D_d і маси ножового механізму m_h .

Зменшення діаметра ножів з 0,5 до 0,46 м дає можливість знизити силовий вплив на рослини. Так, при $u_d = 0,5$ м/с сила T_d знижується від 1000 до 740 Н. Конструктивне зменшення маси ножового механізму, наприклад з 80 до 30 кг, дозволяє знизити силу з 1300 до 1020 Н при $u_d = 0,7$ м/с і при $D_d = 0,48$ м. Забезпечення прямолінійності посадки рослин у рядах дозволяє зменшити величину поперечного зсуву рослини, що зрізується, від поздовжньої осі симетрії дискових ножів і тим самим знизити силове навантаження на рослини.

Проведені експериментальні дослідження роботи дослідного зразка машини для механізованого відокремлення відсадків у маточниках клонів підщеп цілком підтвердили коректність отриманих результатів представлених розрахунків.

Висновки

1. Відмінною рисою розроблених технологічних процесів відокремлення відсадків і відповідних технічних засобів є додаткове переміщення робочих органів щодо рослини, яка зрізується, що дозволяє зменшити на неї силовий вплив і знизити механічне травмування маточних рослин. У пристрої із дводисковим робочим органом додаткове переміщення, що означає корекцію положення ножів, відбувається в поперечній площині за рахунок їхнього конструктивного зв'язку з рухливою ланкою паралелограмного механізму.

2. Теоретичним аналізом роботи дводискового робочого органу знайдені раціональні параметри робочого органу, при яких забезпечується необхідна якість виконання технологічної операції. Зменшення насамперед робочої швидкості руху машини, маси ножового механізму, діаметра ножів (у певних межах), а також прямолінійність посадки рослин у рядах дозволяє знизити силове навантаження на рослини.

Список літератури

1. А. с. 1521341 СССР, МПК А 01, Д 23/02. Устройство для отделения отводков от корней растений. Фрышев С. Г., Тарнопольский О. Е., Дмитриук А. А. (СССР). 4331032/30–15. Заявл. 24.11.87. Опубл. 15.11.89. Бюл. № 42.
2. А. с. 1625393 СССР. МПК А 01, Д 23/02. Устройство для отделения стеблей от корней. Фрышев С. Г., Коцюбейник А. С., Тарнопольский С. Б. (СССР). 4484097/15. Заявл. 20.09.88. Опубл. 07.02.91. Бюл. № 5.
3. Крамаренко Л. П. Уборочные машины. Теория, конструкция и расчет. Харьков. ГНТИ Украины. 1935. 339 с.
4. Панов И. М. Механико-технологические основы расчета и проектирования почвообрабатывающих машин с ротационными рабочими органами: автореф. дис. д-ра техн. наук. 05.20.01. ВИСХОМ им. В. П. Горячкина. Челябинск. 1984. 45 с.
5. Горячкин В. П. Теория соломорезки и силосорезки. Т.4. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. Москва-Ленинград. 1936. С. 227—263.

6. Яблонский А. А. Курс теоретической механики. Москва. 1964. 375 с.
7. Фрышев С. Г., Войтик А. М. Обґрунтування і розробка технологічного комплексу машин для вирощування садивного матеріалу плодкових культур: монографія. Київ. 2008. 353 с.

References

1. Fryshev S. G., Tarnopolsky O.E., Dmitriuk A. A. (1989). Device for separating the layers from the roots of plants. 1521341 USSR, MPK A 01, D 23/02. Ustroystvo dlya otdeleniya otvodkov ot korney rasteniy. (SSSR). 4331032/30-15. Declared 15.11.89. N 42.
2. Fryshev S. G., Kotsyubeynik A. S., Tarnopolsky S. B. (1991). Device for separation of stems from roots. 1625393 USSR, MPK A 01, D 23/02. Ustroystvo dlya otdeleniya stebley ot korney. (SSSR). 4484097/15. Declared 07.02.91. N 5.
3. Kramarenko L. (1935) Uborochnyye mashiny. Teoriya, konstruktsiya i raschet [Harvesting machines. Theory, construction and calculation], GNTI Ukrainy. 339.
4. Panov I. M. (1984). Mekhaniko-tekhnologicheskiye osnovy rascheta i proyektirovaniya pochvoobrabatyvayushchikh mashin s rotatsionnymi rabochimi organami [Mechanic-technological foundations of calculation and design of soil-cultivating machines with rotary working organs]. VISKHOM im. V.P. Goryachkina, Chelyabinsk. 45.
5. Goryachkin V. (1936). Teoriya solomorezki i silosorezki [The theory of straw cutting and silage cutting]. Moscow-Leningrad. 263.
6. Yablonsky A. (1964). Kurs teoreticheskoy mekhaniki [Course of Theoretical Mechanics] Moscow. Vysshaya shkola. 375.
7. Fryshev S., Voytik A. (2008). Obhruntuvannya i rozrobka tekhnolohichnoho kompleksu mashyn dlya vyroshchuvannya sadyvnoho materialu plodovykh kul'tur. Monohrafiya [Justification and development of complex technological machines for cultivation of planting material of fruit crops]. Kyiv. Ukraine. 353.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХДИСКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ ОТДЕЛЕНИЯ ОТВОДКОВ

С. Г. Фришев, И. В. Тимошок

Аннотация. *Отсутствие эффективной механизированной технологии для отделения отводков является одной из основных причин, сдерживающих широкое использование клоновых подвоев для выращивания посадочного материала. Опубликованных исследований по обоснованию схем и рациональных параметров машин с двухдисковым рабочим органом отсутствует в доступной литературе. Статья содержит основы теоретического анализа процесса отделения отводков в маточниках с использованием двухдискового рабочего органа, а также методику обоснования его рациональных рабочих параметров.*

На основании теоретических исследований работы двухдискового рабочего органа найдены его рациональные параметры, при которых обеспечивается необходимое качество выполнения технологической операции. Уменьшение прежде всего

рабочей скорости движения машины, массы ножевого механизма, диаметра ножей (в определенных пределах), а также отклонения растений от прямолинейности посадки в рядах позволяет снизить силовую нагрузку на растения.

Ключевые слова: *маточник клоновых подвоев, отделение отводков, двухдисковый рабочий орган, эффективность*

SUBSTANTIATION OF RATIONAL PARAMETERS OF DISC WORKING BODY OF MACHINE FOR SEPARATING CUTTINGS

S. G. Fryshev, I. V. Timoshok

Abstract. *The lack of an effective mechanized technology for separation of layers is one of the main reasons for the widespread use of clonal rootstocks for growing planting material. Published studies on the justification of schemes and rational parameters of machines with a two-disc working organ in the available literature do not. The article contains the fundamentals of the theoretical analysis of the process of separating the layers in the queen cells with the use of a two-disc working tool, as well as the method for substantiating its rational operating parameters.*

On the basis of theoretical studies of the work of a two-disc working organ, its rational parameters are found, under which the necessary quality of the technological operation is ensured. Reduction, first of all, of the working speed of the machine, the mass of the knife mechanism, the diameter of the blades (within certain limits), as well as the deviation of plants from the straightness of planting in the rows, reduces the force load on the plants.

Key words: *cells of clonal rootstocks, jigging separation, two-disc working body, efficiency*

УДК 624.87

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМА ПОВОРТУ СТІЛОВОГО КРАНА

В. С. Ловейкін, С. Ф. Пилипака, доктори технічних наук

І. О. Кадикало, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Дана робота присвячена визначенню динамічних навантажень в елементах привода механізму повороту стрілового крана. В статті наведена динамічна модель механізму повороту баштового крана та система диференціальних рівнянь,*

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, С. Ф. Пилипака, І. О. Кадикало, 2017

рабочей скорости движения машины, массы ножевого механизма, диаметра ножей (в определенных пределах), а также отклонения растений от прямолинейности посадки в рядах позволяет снизить силовую нагрузку на растения.

Ключевые слова: *маточник клоновых подвоев, отделение отводков, двухдисковый рабочий орган, эффективность*

SUBSTANTIATION OF RATIONAL PARAMETERS OF DISC WORKING BODY OF MACHINE FOR SEPARATING CUTTINGS

S. G. Fryshev, I. V. Timoshok

Abstract. *The lack of an effective mechanized technology for separation of layers is one of the main reasons for the widespread use of clonal rootstocks for growing planting material. Published studies on the justification of schemes and rational parameters of machines with a two-disc working organ in the available literature do not. The article contains the fundamentals of the theoretical analysis of the process of separating the layers in the queen cells with the use of a two-disc working tool, as well as the method for substantiating its rational operating parameters.*

On the basis of theoretical studies of the work of a two-disc working organ, its rational parameters are found, under which the necessary quality of the technological operation is ensured. Reduction, first of all, of the working speed of the machine, the mass of the knife mechanism, the diameter of the blades (within certain limits), as well as the deviation of plants from the straightness of planting in the rows, reduces the force load on the plants.

Key words: *cells of clonal rootstocks, jigging separation, two-disc working body, efficiency*

УДК 624.87

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМА ПОВОРТУ СТІЛОВОГО КРАНА

В. С. Ловеїкін, С. Ф. Пилипака, доктори технічних наук

І. О. Кадикало, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Дана робота присвячена визначенню динамічних навантажень в елементах привода механізму повороту стрілового крана. В статті наведена динамічна модель механізму повороту баштового крана та система диференціальних рівнянь,*

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловеїкін**

© В. С. Ловеїкін, С. Ф. Пилипака, І. О. Кадикало, 2017

яка отримана за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду та описує рух механізму повороту з вантажем. Для розв'язку рівнянь використано чисельне інтегрування, результатом якого стали графічні залежності динаміки руху системи. Аналіз графічних залежностей показав, що під час роботи механізму повороту стрілового крана присутні динамічні навантаження як в приводі, так і в несучій конструкції, які передаються на вантаж і призводять до його розгойдування. Розгойдування вантажу – це небажаний процес, котрий погіршує роботу кранівнику, підвищує час та зменшує точність позиціювання, знижує надійність та може призвести до аварійної ситуації. Поставлена задача є досить актуальною і потребує глибшого вивчення та пошуку шляхів її вирішення. Тому існує потреба в усуненні впливів, котрі перешкоджають нормальній роботі механізму повороту стрілового крана обумовлених руйнуваннями від «втоми» матеріалу та динамічними перевантаженнями. Рішення цієї задачі полягає в тому, щоб розганяти привод механізму повороту на стадії пуску в такому режимі, який дозволить системі рухатись плавно без додаткових різких коливань. Для вирішення задачі доцільно провести оптимізацію, яка дозволить зменшити динамічні навантаження у елементах привода та конструкції, тим самим підвищить продуктивність та надійність механізму повороту та конструкції крана в цілому.

Ключові слова: баштовий кран, привод, пуск, динамічна модель, математична модель, режими руху, механізм повороту, динамічні навантаження, аналіз

Постановка проблеми. Баштові крани широко використовуються для переміщення різного вантажу в багатьох галузях: машинобудуванні, металургії, будівництві, енергетиці, хімічній промисловості, сільському господарстві, ремонтних майстернях тощо. Баштові крани виконують різноманітні операції з вантажем: завантажують – розвантажують транспортні засоби, піднімають та опускають вантажі, піднімають та переміщують вантаж на потрібний кут за допомогою механізму повороту стрілового крана тощо. Відомо, що при обертанні стріли та переміщенні вантажу в елементах привода механізму повороту, а також і в несучій конструкції протікають небажані процеси, які приводять до виникнення динамічних навантажень. Проблема мінімізації динамічних навантажень у приводі та металоконструкції, зумовлена зростанням швидкостей робочих рухів є дуже актуальною на даний час. Суть цієї задачі полягає в зменшенні впливів, які заважають коректній роботі (експлуатації), зумовлених динамічними

перевантаженнями конструкції або її руйнуванням від «втоми» матеріалу. Слід відзначити, що найбільші динамічні навантаження виникають в процесах пуску та гальмування механізму повороту баштового крана, а також і в інших вантажопідйомних машинах. Вони приводять систему до циклічних перевантажень та пошкоджень від «втоми» матеріалу. Також коливання вантажу, котре виникає при повороті крана сприяє зростанню динамічних навантажень, котрі впливають на роботу баштового крана. Таким чином, зменшується продуктивність крану, його надійність і, як наслідок, підвищується можливість виникнення під час роботи аварійних ситуацій.

Отже задача по вивченню динаміки руху елементів привода під час повороту баштового крана є досить актуальною.

Аналіз останніх досліджень. Динамікою руху вантажопідйомних машин займалися багато науковців та вчених [1–19]. Ними були розглянуті різні способи дослідження коливань вантажу на гнучкому підвісі. Здебільшого ця увага була приділена для механізмів зміни вильоту та підйому вантажу різних типів кранів. Досліджувалася їх динаміка руху [1–6, 11, 13, 16], конструкційні особливості [4, 5, 7–9, 17]. Досліджувався також і механізм повороту крана, як його динаміка [1–5, 13, 16], так і конструкційні особливості [4, 5, 7–9, 17]. Звичайно кожним вченим, дослідником певного механізму було запропоновано свої методи покращення його роботи. Це були, як конструктивні зміни [4, 5, 7–9, 17], так і більшою кількістю дослідників було запропоновано використовувати певні чисельні методи для аналізу та мінімізації динамічних навантажень в приводі, а також оптимізації режиму руху або керування приводом механізму [3–5, 14, 15, 18, 19]. Однак слід зазначити, що попри всі дослідження проведені з різними механізмами вантажопідйомних машин найменшої уваги було приділено механізму повороту баштового крана. Тому це питання є актуальним і, враховуючи розвиток будівельної сфери, потребує більш глибокої уваги.

Мета досліджень полягає у визначенні рівня динамічних характеристик механізму повороту стрілового крана, а також запровадженні шляхів підвищення ефективності роботи крана, за рахунок зменшення динамічних навантажень.

Результати досліджень. Для динамічного аналізу механізма повороту стрілового крана обрано тримасову динамічну модель (рис. 1). В цій моделі вважається, що всі елементи крана є абсолютно тверді тіла, крім елементів передавального механізму приводу та гнучкого підвісу вантажу.

За узагальнені координати динамічної моделі прийняті кутові координати повороту зведеної до осі повороту крана маси елементів

приводу φ_0 , поворотної башти зі стрілою відносно власної осі обертання φ_1 та вантажу φ_2 .

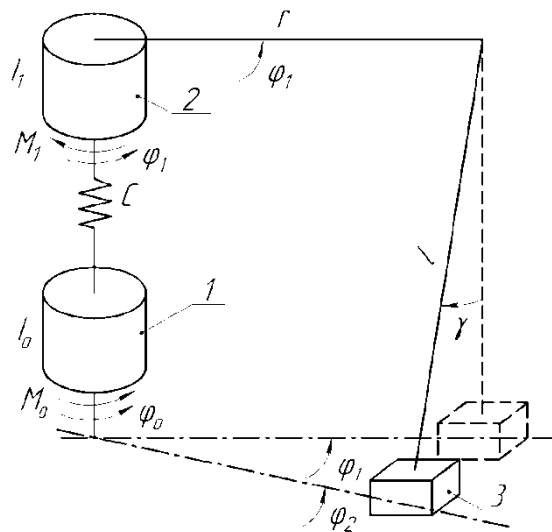


Рис. 1. Динамічна модель механізму повороту крана.

На основі обраної динамічної моделі за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду побудовано математичну модель, яка являє собою систему трьох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - C(\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C(\varphi_0 - \varphi_1) - m r^2 g(\varphi_1 - \varphi_2)/l - M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = g(\varphi_1 - \varphi_2)/l, \end{cases} \quad (1)$$

де: I_0 – момент інерції приводного механізму, зведений до осі повороту крана; I_1 – момент інерції башти та стріли, зведений до осі повороту крана; m – маса вантажу; M_0 – рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана; M_1 – момент сил статичного опору, зведений до осі повороту крана; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; r – виліт вантажу; C – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведений до осі повороту крана; g – прискорення вільного падіння.

В системі рівнянь (1) рушійний момент приводного механізму визначається зі статичної механічної характеристики за допомогою формули Клосса:

$$M_0 = \frac{2M_{кр} \cdot u \cdot \eta}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}}, \quad (2)$$

де: $M_{кр}$ – критичний момент на валу електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η – коефіцієнт корисної дії приводного механізму; s , $s_{кр}$ – відповідно ковзання і критичне ковзання асинхронного електродвигуна, які визначаються залежностями:

$$s=1-\frac{\dot{\phi}_1 u}{\omega_o}; \quad s_{кр}=s_H \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right). \quad (3)$$

Тут: $s_H=1-\omega_H/\omega_o$ – номінальне ковзання електродвигуна; ω_H , ω_o – відповідно номінальна і синхронна кутові швидкості ротора електродвигуна; $\lambda=M_{кр}/M_H$ – перевантажувальна здатність електродвигуна; M_H – номінальний момент на валу електродвигуна.

Підставивши залежності (2) і (3) в систему рівнянь (1), отримаємо кінцевий вигляд математичної моделі для дослідження динаміки руху механізму повороту стрілового крана, яка являє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Такі рівняння не вдається аналітично проінтегрувати, тому для їхнього розв'язку необхідно використовувати чисельні методи, наприклад, з використанням програмного продукту «Mathematica».

Для механізму повороту стрілового крана з параметрами: $I_o=71626,115 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_1=4920738,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C=6626669,045 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$; $m=2000 \text{ кг}$; $r=40 \text{ м}$; $l=30 \text{ м}$; $M_{кр}=85 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_H=36,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $u=1355,2$; $\eta=0,86$; $\omega_o=104,67 \text{ рад/с}$; $\omega_H=95,04 \text{ рад/с}$; $\lambda=2,8$; $g=9,81 \text{ м/с}^2$ проведені розрахунки за допомогою побудованої математичної моделі, які представлені у вигляді графічних залежностей (рис. 2–5).

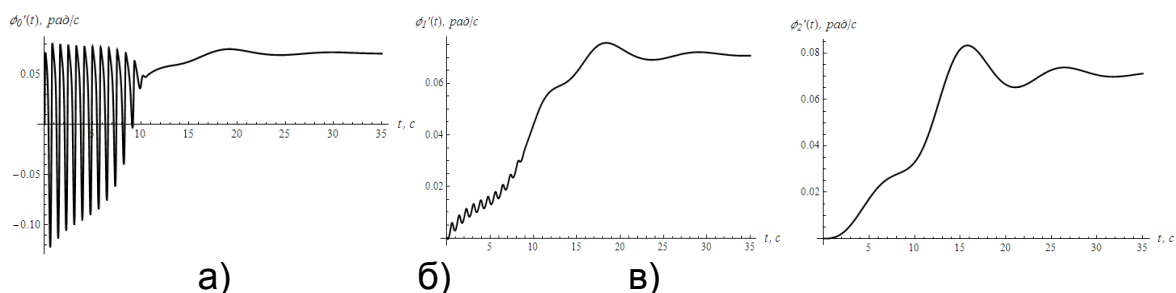


Рис. 2. Графіки зміни кутової швидкості: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу.

Проаналізуємо отримані графіки кінематичних характеристик при тривалості пуску $t=35 \text{ с}$. Графіки функції кутової швидкості: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу (рис. 2) показують, що система виходить на усталений рух починаючи з $t=25 \text{ с}$, а

початок руху характеризується значними коливальними процесами кутової швидкості привода механізму повороту, поворотна башта плавніше набирає швидкість, однак коливні процеси присутні на стадії розгону, вантаж також набирає плавно швидкість і слідує за стріловою системою.

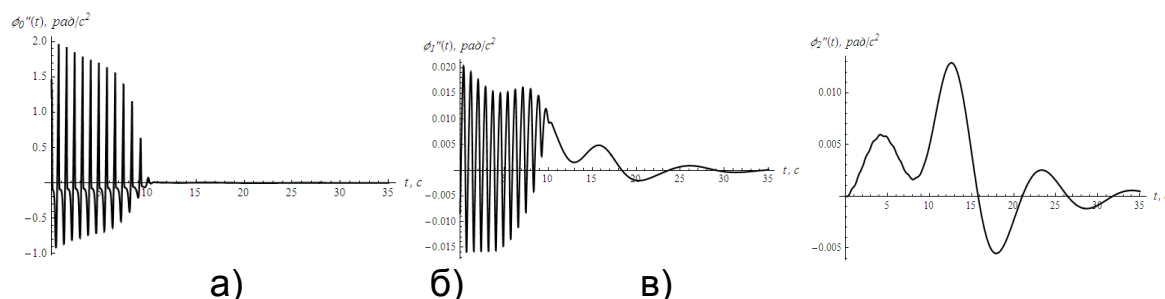


Рис. 3. Графіки зміни кутового прискорення: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу.

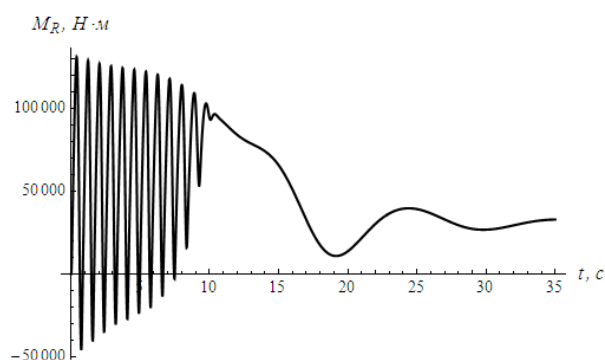


Рис. 4. Графік зміни пружного моменту в приводі від часу.

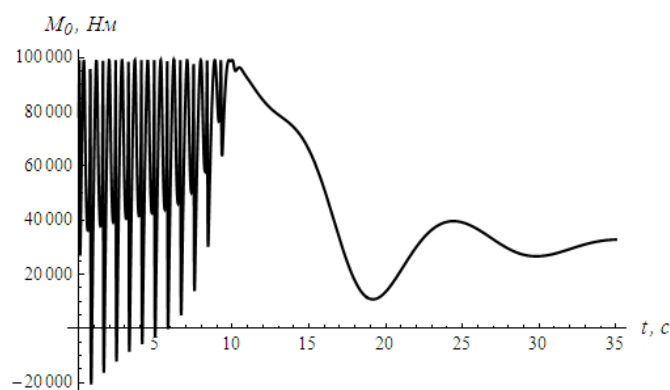


Рис. 5. Графік зміни рушійного моменту приводу від часу.

Графіки кутового прискорення: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу (рис. 3), характеризуються значними коливними процесами на початку руху, котрі в момент зародження у 2 рази перевищують усталені значення, які в приводі стабілізуються починаючи з $t \approx 12c$, а прискорення поворотної частини стабілізується лише на $t \approx 25c$, а вантаж в свою чергу маючи

відносно невелику частоту коливань, яка становить $t \approx 5c^{-1}$, має значну амплітуду відхилень, яка з часом загасає.

Аналізуючи графічну залежність зміни динамічного зусилля в пружному елементі (рис. 4), видно, що значні динамічні навантаження набирають силу на початку руху системи. Коливні процеси в пружному елементі досягають свого пікового значення $M_{R\max} \cong 130000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і протягом $t=10 \text{ с}$ незначно зменшуються. Потім протягом наступних $t=10 \text{ с}$ момент плавно зменшує своє значення і наближається до номінального, яке становить $M_R \cong 30000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Отже динамічні зусилля в пружному елементі в 4,3 рази перевищують номінальні навантаження.

Рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана (рис. 5) має схожий характер зміни з моментом, що описує динамічне зусилля в пружному елементі (рис. 4). Відзначимо, що максимальне значення приведенного моменту у 2,9 разів перевищує усталене значення.

Висновки

Побудовано тримасову динамічну модель (рис. 1) механізму повороту стрілового крана, а також виведено для неї математичну модель (1) за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду, які стали основою для проведення динамічного аналізу механізму повороту крана.

Розв'язано систему диференціальних рівнянь за допомогою програмного забезпечення «Wolfram Mathematica». Також отримано у результаті розв'язку графічні залежності, проаналізувавши які було встановлено, що динамічні зусилля в пружному елементі в 4,3 рази перевищують номінальні навантаження, а максимальне значення рушійного моменту у 2,9 разів перевищує усталене значення.

Також було встановлено, що пікові (максимальні) значення навантажень зароджуються на початку руху, тобто в період пуску системи механізму повороту стрілового крана, що характеризуються значною амплітудою та частотою коливань, які затухають з часом. Ці динамічні навантаження (коливні процеси) є дуже небажані при роботі механізму повороту баштового крана. Вони призводять до зменшення продуктивності, надійності та швидшого виходу з ладу привода та конструкції, і, як наслідок, можуть призвести до аварійних ситуацій під час роботи.

Таким чином, існує потреба в мінімізації чинників, котрі діють на систему та призводять до виникнення динамічних навантажень, які, в свою чергу, негативно впливають на роботу стрілового крана. Щоб досягти мінімізації динамічних навантажень потрібно провести оптимізацію, яка дозволить зменшити навантаження у елементах привода та конструкції і тим самим дасть можливість підвищити

продуктивність та надійність роботи механізму повороту та конструкції крана в цілому.

Список літератури

1. Казак С. А. Статическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин. Свердловск. Изд.-во УПИ им. С.М. Кирова. 1987. 86 с.
2. Орлов А. Н. Общая динамическая модель грузоподъемных кранов. Оптимизация параметров строительных и дорожных машин. Ярославль. Изд-во Яросл. политех. ин-та. 1992. С. 13—20.
3. Герасимyak Р. П., Найдено О. В. Особливості керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 68. С. 11—15.
4. Герасимyak Р. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ. 2008. 192 с.
5. Rubio-Avila J. J., R. Alcantara-Ramirez, J. Jaimes-Ponce, I. I. Siller-Alcala. Design, construction, and control of a novel tower crane. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation. Issue 2. Volume 1. 2007. 24.
6. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 1968. 332 с.
7. Анненкова О. С., Францен Г. Е. Строительные башенные краны и подъемники для возведения многоэтажных зданий. Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. Барнаул. Изд-во АлтГТУ. 2008. 206 с.
8. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Ленинград. Машиностроение. 1969. 2. 520 с.
9. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. Київ. Вища школа. 1993. 413 с.
10. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини: навчальний посібник. Харків. НТУ „ХПІ”. 2006. 304 с.
11. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динамічний аналіз процесу розгону візка на природній механічній характеристиці. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2011. Вип. 166. Ч. 1. С. 46—49.
12. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. СОЛОН-Пресс. 2004. 696 с.
13. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка машин. Київ. Компрінт. 2013. 227 с.
14. Ловейкін В. С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 1998. Вип. 52. С. 63—68.
15. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз і синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана прямим варіаційним методом. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 129—139.
16. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Лимар П. В., Мельниченко В. В. Динамічна модель руху грейфера, підвішеного на гнучкому підвісі, при повороті крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 162—171.
17. Афтанділянц Є. Г., Ловейкін В. С., Шевчук О. Г. Аналіз конструкції стрілових систем баштових кранів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 121—130.
18. Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Київ. Компрінт. 2015. 224 с.

19. *Ловецькін В. С., Лимар П. В.* Оптимізація режиму руху тримасової системи крана за комплексним критерієм. Підйомно-транспортна техніка. №3 (47). 2015. С. 4—12.

References

1. *Kazak S. A.* (1987). *Staticheskaya dinamika i nadezhnost podemno-transportnyh mashin* [Static Dynamics and Reliability of Hoisting Machines]. Sverdlovsk: izd. UPI im. S.M. Kirova. 86.
2. *Orlov A. N.* (1992). *Obshchaya dinamicheskaya model gruzopodemnyh kranov* [General Dynamic Model of Cranes]. Collection "Optimization of the parameters of construction and road machinery". Yaroslavl, izd-vo Yarosl. polit. in-ta. 13–20.
3. *Gerasimyak R. P., Naydenko O. V.* (2007). *Osoblivosti keruvannya elektroprivodom mehanizmu vilotu strili pid chas obertannya kрана z pidvishenim vantazhem* [Features of the electric drive control of the boom mechanism during the rotation of the crane with suspended load]. *Electrical machinery and electrical equipment*. 68. 11-15.
4. *Gerasimyak R. P., Leshchev V. A.* (2008). *Analiz i sintez kranovyh elektromekhanicheskikh sistem* [Analysis and synthesis of crane electromechanical systems]. Odessa: SMIL. 192.
5. *Rubio-Avila J. J., Alcantara-Ramirez R., Siller-Alcala I. I.* (2007). Design, construction, and control of a novel tower crane. *International Journal of Mathematics and Computers in Simulation*. 12.
6. *Kazak S. A.* (1968). *Dinamika mostovyh kranov* [Dynamics of overhead cranes]. izd-vo «Mashinostroenie». 332.
7. *Annenkova O. S., Frantsen G. E.* (2008). *Stroitelnye bashennyye krany i podemniki dlya vozvedeniya mnogoetazhnyh zdaniy* [Construction tower cranes and lifts for the erection of multi-storey buildings]. Barnau. Izd-vo AltGTU. 206.
8. *Gohberg M. M.* (1969). *Metallicheskie konstruksii podemno-transportnyh mashin* [Metal constructions of hoisting-and-transport machines]. Leningrad. Mashinostroenie. 2. 520.
9. *Ivanchenko F. K.* (1993). *Pidyomno-transportni mashini* [Hoisting machinery]. *Vishcha shkola*. 413.
10. *Grigorov O. V., Petrenko N. O.* (2006). *Vantazhopidyomni mashini* [Hoisting machinery]. NTU „HPI”. 304.
11. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2011). *Dinamichniy analiz protsesu rozgonu vizka na prirodniy mekhanichniy harakteristitsi* [Dynamic analysis of the acceleration of the trolley on the natural mechanical characterization]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK*, 166 (1). 46-49.
12. *Dyakonov V. P.* (2004). *Mathematica 4.1/4.2/5.0 v matematicheskikh i nauchno-tehnicheskikh raschetah* [Mathematica 4.1 / 4.2 / 5.0 in mathematical and scientific-technical calculation]. SOLON-Press. 696.
13. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2013). *Dinamika mashin* [Dynamics of machines]. «KOMPRINT». 227.
14. *Loveykin V. S.* (1998). *Minimizatsiya dinamichnih navantazhen v pruzhnykh elementakh vantazhopidyomnykh mashin* [Minimizing dynamic loads in elastic elements of lifting equipment]. *Girnichy, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini*. 52. 63-68.
15. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2014). *Analiz i sintez optimalnogo keruvannya ruhom vantazhopidyomnogo kрана pryamim variatsiynim metodom* [Analysis and synthesis of optimal control movement lifting crane direct variational

method]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. 196 (1). 129-139.

16. Loveykin V. S., Chovnyuk Yu. V., Limar P. V., Melnichenko V. V. (2014). Dinamichna model ruhu greyfera, pidvishenogo na gnuchkomu pidvisi, pri povoroti krana [Dynamic model motion bunk suspended on a flexible suspension, while turning the tap]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. 196 (1). 162-171.

17. Aftandilyants E. G., Loveykin V. S., Shevchuk O. G. (2015). Analiz konstruktsiyi strilovih sistem bashtovih kraniv [Analysis of the construction boom cranes]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. 212 (1). 121-130.

18. Loveykin V. S., Palamarchuk D. A. (2015). Optimizatsiya rezhimiv ruhu sharnirno-zchlenovanoi strilovoyi sistemi krana [Optimization of motion hinge-articulated jib crane system]. TsP «KOMPRINT». 224.

19. Loveykin V. S., Limar P. V. (2015). Optimizatsiya rezhimu ruhu trimasovoyi sistemi krana za kompleksnim kriteriem [Optimization motion mode three massive crane system integrated criterion]. Naukovo-tehnichniy ta virobnichiy zhurnal «Pidyomno-transportna tekhnika». 3 (47). 4–12.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА СТРЕЛОВОГО КРАНА

В. С. Ловейкин, С. Ф. Пилипака, И. А. Кадикало

Аннотация. Данная работа посвящена определению динамических нагрузок в элементах привода механизма поворота стрелового крана. В статье приведена динамическая модель механизма поворота башенного крана и система дифференциальных уравнений, полученной с помощью уравнений Лагранжа второго рода и описывает движение механизма поворота с грузом. Для решения уравнений использовано численное интегрирование, результатом которого стали графические зависимости динамики движения системы. Анализ графических зависимостей показал, что во время работы механизма поворота стрелового крана присутствуют динамические нагрузки как в приводе, так и в несущей конструкции, которые передаются на груз и приводят к его раскачиванию. Раскачивание груза – это нежелательный процесс, который ухудшает работу крановщика, повышает время и уменьшает точность позиционирования, снижает надежность и может привести к аварийной ситуации. Постановка задачи является очень актуальной и требует более глубокого изучения, а также поиска путей ее решения. Поэтому существует потребность в устранении влияний, которые препятствуют нормальной работе механизма поворота стрелового крана обусловленных разрушениями от «усталости» материала и динамическими перегрузками. Решение этой задачи заключается в том, чтобы разгонять привод механизма поворота на стадии

пуска в таком режиме, который позволит системе двигаться плавно без дополнительных резких колебаний. Для решения задачи целесообразно провести оптимизацию, которая позволит уменьшить динамические нагрузки в элементах привода и конструкции, тем самым повысит производительность и надежность механизма поворота и конструкции крана в целом.

Ключевые слова: башенный кран, привод, пуск, динамическая модель, математическая модель, режимы движения, механизм поворота, динамические нагрузки, анализ

DYNAMIC ANALYSIS OF ROTATION MECHANISM OF ILLICIT SMALL CRANE

V. S. Loveykin, S. F. Pylypaka, I. O. Kadykalo

Abstract. *This work is dedicated to determination of dynamic loads in the elements of gear of the boom crane turning mechanism. Dynamic model of turning mechanism of the boom crane is described in the article, and the system of differential equations is presented. This system describes the movement of turning mechanism with cargo, it was developed using Lagrange second-degree equations. Numerical integration was used to resolve the equations; its results are the graphic functions of dynamics of the system movement. Analysis of graphic functions demonstrated that during the work of turning mechanism of boom crane the dynamic loads are present in gear and load-bearing structure as well; these dynamic loads are transmitted to the cargo and result in its rocking. Cargo rocking is a non-desirable process, it aggravates the work of crane operator, increases the time and decreases accuracy of positioning, decreases reliability and may create emergency situations. The fixed task is rather important, it requires detailed investigation and search of the ways to resolve it. That's why there is the need to eliminate the impacts which disturb the normal operation of turning mechanism of the boom crane as a result of destruction caused by fatigue of material and dynamic overloads. Resolution of this task means acceleration of gear of turning mechanism of the crane at the stage of its start in the mode which enables smooth movement of the system without additional abrupt fluctuations. In order to resolve this task, it is reasonable to perform optimization enabling to decrease dynamic loads in the elements of gear and structure, increasing in such a way efficiency and reliability of turning mechanism and crane structure in general.*

Key words: *tower crane, drive, start, dynamic model, mathematical model, modes of motion, steering, driving time, dynamic load analysis*

ОПТИМАЛЬНІ РЕЖИМИ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОСТОВОГО КРАНА

***В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
В. В. Крушельницький, здобувач*
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. Дана робота присвячена оптимальним режимам керування механізмом переміщення мостового крана, при яких динамічні навантаження в металоконструкції та приводі зводяться до мінімуму. Зменшення цих негативних факторів підвищує продуктивність та надійність крана в цілому. Поставлена задача є досить актуальною і потребує глибшого вивчення, вирішення якої полягає в тому, щоб розганяти привод механізму переміщення крана на стадії пуску в такому режимі, який дозволить системі рухатись плавно без додаткових різких коливань. Дослідження виконані з використанням чотиримасової динамічної моделі крана та системи диференціальних рівнянь, що описують її рух. Для оптимізації перехідного процесу пуску механізму переміщення крана використано комплексний критерій, у який входять чотири складових. В результаті розв'язку диференціального рівняння методом колокації з різними варіаціями вагових коефіцієнтів отримані оптимальні режими керування, які представлені у вигляді графічних залежностей, що характеризують процес пуску механізму переміщення крана, аналіз яких показав, що під час переміщення вантажу краном динамічні навантаження в металоконструкції і приводі зводяться до мінімуму. Слід відмітити, що після закінчення перехідного процесу пуску, коливання вантажу відсутні. Теоретичні дослідження виконувалися для крана мостового типу вантажопідйомністю 20 тон. Отримані режими можна використати для розробки системи керування мостового крана на базі мікроконтролера. Використання такої системи дає можливість зменшити динамічні навантаження, що виникають у металоконструкції та приводному механізмі, під час переміщення вантажу краном.

Ключові слова: мостовий кран, привод, пуск, динамічна модель, математична модель, режими руху, механізм переміщення, динамічні навантаження, аналіз

*Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін

© В. С. Ловейкін, В. В. Крушельницький, 2017

Постановка проблеми. Крани мостового типу широко використовуються для переміщення вантажу на будмайданчиках, виробничих цехах і ремонтних майстернях тощо. Відомо, що при переміщенні вантажу краном в елементах привода механізму переміщення крана, а також і в несучій металоконструкції протікають небажані процеси, які приводять до виникнення динамічних навантажень. Проблема мінімізації динамічних навантажень у приводі та металоконструкції, зумовлена зростанням швидкостей робочих рухів, є досить актуальною на даний час.

Слід відзначити, що найбільші динамічні навантаження виникають під час процесів пуску та гальмування механізмів, також коливання вантажу, котрі виникають при переміщенні крана сприяють зростанню навантажень, які негативно впливають на роботу мостового крана. Таким чином, зменшується продуктивність крану, його надійність і, як наслідок, підвищується можливість виникнення під час роботи аварійних ситуацій.

Аналіз останніх досліджень. В роботі [1] запропоновано оптимізувати перехідний процес пуску механізму горизонтального переміщення, шляхом керування привідним моментом двигуна, при якому забезпечується мінімальна тривалість пуску/гальмування і до кінця перехідного процесу відсутні коливання вантажу. Для гасіння пружних коливань як у лінійній моделі, так і в моделі з розподіленими параметрами автори роботи [2] запропонували модальний регулятор. Для досліджень використовувалася спрощена двомасова динамічна модель, в якій прийнято, що візок нерухомо закріплений в середині балки. Для дослідження раціональних експлуатаційних режимів вертикального переміщення мостового крана в роботі [3] запропонували використовувати електро-механічну систему на базі мікроконтролера, контролюючи темп наростання динамічних навантажень при заданій продуктивності. Для досліджень механічної системи використовувалась двомасова динамічна модель. В роботі [4] досліджували динамічні навантаження в елементах мостового крана для підвищення його продуктивності, при умові, що вантаж до кінця перехідного процесу не розгойдується, а час перехідного процесу мінімальний при оптимальному релейному керуванні електроприводом. На основі тримасової динамічної моделі встановлено, що тривалість перехідного процесу має бути кратною періоду коливань механізму переміщення. З метою обмеження динамічних навантажень в елементах крана запропоновано спосіб оптимального керування електроприводом механізму переміщення та розроблено рекомендації щодо здійснення перемикачів керуючого впливу. В Донбаській машинобудівній академії [5] запропоновано

використовувати хвильову ланцюгову передачу в якості динамічного гасника коливань металоконструкцій мостових кранів, яка дає змогу знизити коефіцієнт динамічності та збільшити термін служби головної балки. Для зменшення динамічних навантажень у роботах [6, 7] запропоновано використовувати гумові кільця для ходових коліс візка крана мостового типу. Проведений теоретичний та експериментальний динамічний аналіз при пересуванні вантажного візка, що дало змогу точно визначати зусилля в пружних зв'язках, частоту коливань і амплітуду коливань при пересуванні ходових кранових коліс. Автори роботи [8] поєднали нелінійне прогнозування контролю моделі з оцінкою і горизонтального переміщення для оптимального керування мостовим краном. Реалізація в реальному часі такого комбінованого оптимального керування при оцінці цього підходу за часом виконання набагато нижча часу вибірки. Для керування прольотним краном автори роботи [9] застосували адаптивний ковзний режим нечіткої логіки. Їхня система лінеаризації перетворює двовимірну систему в дві незалежні системи, які мають однакову динамічну модель та включають в себе підсистему позиціонування та підсистему антиколивання. В роботі [10] розглянуто можливість визначення оптимального значення гальмівного моменту методом багатопараметричного багатofакторного аналізу динаміки вантажопідіймальних кранів, при цьому використано математичну модель чотиримасової динамічної моделі крана, а для розрахунків автори використали узагальнену функцію бажаності Харрінгтона. Автори роботи [11] розробили систему керування взаємопов'язаним електроприводом пересування мостового крана з використанням генетичних алгоритмів, що дало можливість забезпечити пересування мостового крана без взаємодії реборд коліс з рейками. В роботі [12] проводили дослідження динаміки руху мостового крана з використанням контролера нечіткої логіки на основі тривимірної імітаційної моделі, за допомогою графічного середовища моделювання MatLAB-SIMULINK з різною кількістю функцій приналежності. Дослідження виконувалися при одночасній роботі механізмів переміщення моста крана і візка, при умові, що пуск візка відбувається через чотири секунди після запуску привода мостової балки крану. Використання контролера нечіткої логіки у якості керуючого пристрою зводить до мінімуму коливання вантажу під час переміщення крана.

Однак слід зазначити, що попри всі дослідження проведені з різними механізмами вантажопідійомних машин, мало приділено уваги режимам керування механізмом переміщення крана, при яких коливання вантажу та динамічні навантаження в приводному механізмі і металоконструкції зводяться до мінімуму.

Мета досліджень полягає у дослідженні оптимальних режимів керування механізмом переміщення крана при яких зменшується вплив динамічних навантажень на металоконструкцію та привод під час переміщення вантажу.

Результати досліджень. Для дослідження оптимальних режимів керування механізмом переміщення мостового крана використаємо чотиримасову динамічну модель (рис. 1) [13].

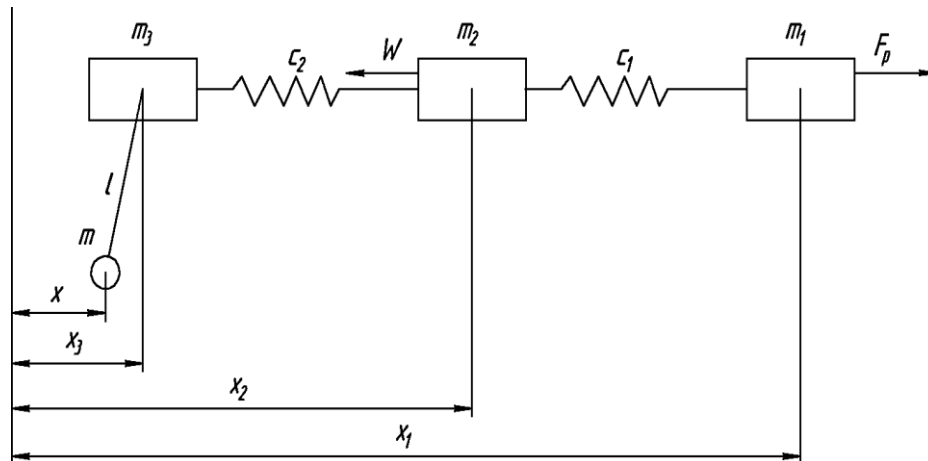


Рис. 1. Чотиримасова динамічна модель мостового крана.

Динамічна модель, що зображена на рис. 1, включає в себе зведені маси m , m_1 , m_2 , m_3 відповідно вантажу, привода, кінцевих балок та балки з крановим візком. Приведена маса привода m_1 з'єднана з масою кінцевих балок пружним елементом з жорсткістю c_1 . До маси привода прикладене рушійне зусилля F_p . Зведена маса кінцевих балок з'єднана з масою балки і крановим візком пружним елементом з жорсткістю c_2 . До маси кінцевих балок прикладена сила опору переміщення крана W . Приведена маса балки крана з візком з'єднана з вантажем гнучким елементом довжиною l . В цій моделі x , x_1 , x_2 , x_3 узагальнені координати приведених мас вантажу, привода, кінцевих балок і балки з крановим візком відповідно. Чотиримасова модель крана (рис.1) описується наступною системою диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) = F_p; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_2 - x_3) = -W; \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_2(x_2 - x_3) + \frac{mg}{l}(x_3 - x) = 0; \\ \ddot{x} - \frac{g}{l}(x_3 - x) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де: g – прискорення вільного падіння.

З моделі (1) визначено швидкість для зведеної маси привода, яка після перетворень має вигляд:

$$\dot{x}_1 = \frac{x \cdot l \cdot m_2 \cdot m_3}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \frac{x(c_1 \cdot l \cdot m_3 + g \cdot m_2(m + m_3) + c_2 \cdot l(m_2 + m_3))}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \frac{\ddot{x}(c_1 \cdot c_2 \cdot l + c_1 \cdot g(m + m_3) + c_2 \cdot g(m + m_2 + m_3))}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \dot{x}. \quad (2)$$

Для реалізації оптимальних режимів керування, з урахуванням виразу (2), крайові умови руху матимуть вигляд:

$$\begin{cases} t=0; \ x=0; \ \dot{x}=0; \ \ddot{x}=0; \ \ddot{\ddot{x}}=0; \ x^{IV}=0; \ x^V=0; \ x^{VI}=0; \ x^{VII}=0; \\ t=T; \ x=\frac{V \cdot T}{2}; \ \dot{x}=V; \ \ddot{x}=0; \ \ddot{\ddot{x}}=0; \ x^{IV}=0; \ x^V=0; \ x^{VI}=0; \ x^{VII}=0. \end{cases} \quad (3)$$

Для оптимізації режиму пуску механізму переміщення крана, представленого чотиримасовою динамічною моделлю використовуємо комплексний критерій, в який входять середньоквадратичні значення зусилля, що виникає в мостовій балці $F_{м.б.}$, зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, сила інерції, що діє на вантаж $F_{i.в.}$ та додаткова

складова $\frac{1}{2} \frac{m \cdot x}{\tilde{I}}$, яка введена штучно для підняття порядку рівняння, щоб забезпечити крайові умови (3), а $\tilde{I} = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{2} m \cdot \left(\frac{\ddot{\ddot{x}}}{x} \right)^2 dt$, тут

$\frac{\ddot{\ddot{x}}}{x}$ – оптимальний закон руху за критерієм додаткової складової в (4). Комплексний критерій представлений у вигляді інтегрального функціоналу, який необхідно мінімізувати:

$$K = \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T \left[\delta_1 \cdot \left(\frac{F_{м.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_2 \cdot \left(\frac{F_{i.в.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_3 \cdot \left(\frac{F_{к.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_4 \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} m \cdot x}{\tilde{I}} \right)^2 \right] dt \right\}^{1/2} \rightarrow \min, \quad (4)$$

де: $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ – вагові коефіцієнти, що враховують долю кожної складової в критерії. Для того, щоб додаткова складова незначно впливала на величину критерію (4) ваговий коефіцієнт δ_4 приймається на декілька порядків меншим в порівнянні з коефіцієнтами $\delta_1, \delta_2, \delta_3$.

Визначимо мінімально можливе значення $\tilde{I}$:

$$\tilde{I} = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{2} m \cdot \left(\frac{\ddot{\ddot{x}}}{x} \right)^2 dt. \quad (5)$$

Умовою мінімуму виразу (5) є рівняння Ейлера-Пуассона [14]. Після перетворень запишемо рівняння, яке необхідно розв'язати:

$$m \cdot \overset{XVI}{x} = 0. \quad (6)$$

З урахуванням крайових умов руху (3) отримаємо розв'язок рівняння (6) та знайдемо $\overset{VIII}{x}$, в результаті чого матимемо:

$$\overset{VIII}{x} = \frac{8648640 (924 \cdot t^6 - 2772 \cdot t^5 \cdot T + 3150 \cdot t^4 \cdot T^2 - 1680 \cdot t^3 \cdot T^3 + 420 \cdot t^2 \cdot T^4 - 42 \cdot t \cdot T^5 + T^6) v}{T^{13}}. \quad (7)$$

Підставимо вираз (7) у (5), в результаті чого отримаємо:

$$\tilde{I} = \frac{2876883609 \ 600 \cdot m \cdot v^2}{T^{14}}. \quad (8)$$

Підставимо вираз (8) у (4), після перетворень отримаємо:

$$K = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\delta_1 \cdot \left(\frac{F_{M.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_2 \cdot \left(\frac{F_{I.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_3 \cdot \left(\frac{F_{K.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_4 \cdot \left(\frac{T^{14} \cdot \overset{VIII}{x}}{5753767219200 \cdot v^2} \right)^2 \right] dt \right\}^{1/2} \rightarrow \min. \quad (9)$$

З математичної моделі (1) визначимо зусилля, що діє в мостовій та кінцевих балках крана і зусилля, що діє на вантаж та підставимо у (9), в результаті чого будемо мати:

$$K = \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T \left[\delta_1 \left(\frac{g(m+m_3) \cdot \ddot{x} + l \cdot m_3 \cdot \overset{IV}{x}}{g^2 \cdot m} \right)^2 + \delta_2 \cdot \left(\frac{\ddot{x}}{g} \right)^2 + \left(\frac{c_2 \cdot g \cdot W + c_2 \cdot g(m+m_2+m_3) \cdot \ddot{x}}{c_2 \cdot g^2 \cdot m} + \frac{(g \cdot m_2(m+m_3) + c_2 \cdot l \cdot (m_2+m_3)) \cdot \overset{IV}{x}}{c_2 \cdot g^2 \cdot m} + \frac{l \cdot m_2 \cdot m_3 \cdot \overset{VI}{x}}{c_2 \cdot g^2 \cdot m} + \delta_4 \cdot \left(\frac{T^{14} \cdot \overset{VIII}{x}}{5753767219200 \cdot v^2} \right)^2 \right] dt \right\}^{1/2} \rightarrow \min. \quad (10)$$

Умовою мінімуму критерію (10) є рівняння Ейлера-Пуассона [14]. Для підінтегрального виразу (10) після перетворень отримано лінійне однорідне диференціальне рівняння шістнадцятого порядку:

$$\overset{XVI}{x} + A_1 \cdot \overset{XII}{x} + A_2 \cdot \overset{X}{x} + A_3 \cdot \overset{VIII}{x} + A_4 \cdot \overset{VI}{x} + A_5 \cdot \overset{IV}{x} = 0, \quad (11)$$

де: A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 – постійні коефіцієнти, які визначаються залежностями:

$$A_1 = \frac{3310583721 \cdot 2740500848 \cdot 640000 \cdot \delta_3 \cdot l^2 \cdot m_2^2 \cdot m_3^2 \cdot v^4}{c_2^2 \cdot g^4 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}}; \quad (12)$$

$$A_2 = \frac{6621167445 \cdot 2481001692 \cdot 780000 \cdot \delta_3 \cdot l \cdot m_2 \cdot m_3}{c_2^2 \cdot g^4 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}} \cdot \frac{(g \cdot m_2(m + m_3) \cdot c_2 \cdot l(m_2 + m_3)) \cdot v^4}{1}; \quad (13)$$

$$A_3 = \frac{3310583721 \cdot 2740500848 \cdot 640000 \cdot (g^2 \cdot \delta_3 \cdot m_2^2 \cdot (m + m_3)^2 + c_2^2 \cdot l^2(\delta_1 \cdot m_3^2 + \delta_3(m_2 + m_3)^2) + 2 \cdot c_2 \cdot g \cdot \delta_3 \cdot l \cdot m_2(2m_3(m_2 + m_3) + m(m_2 + 2m_3)))v^4}{c_2^2 \cdot g^4 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}}; \quad (14)$$

$$A_4 = \frac{6621167442 \cdot 5481001697 \cdot 280000 \cdot (g \cdot \delta_3 \cdot m_2 \cdot (m + m_3)(m + m_2 + m_3) + c_2 \cdot l(\delta_1 \cdot m_3(m + m_3) + \delta_3(m_2 + m_3)(m + m_2 + m_3)))v^4}{c_2 \cdot g^3 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}}; \quad (15)$$

$$A_5 = \frac{3310537212 \cdot 7405008486 \cdot 40000 \cdot (\delta_2 \cdot m^2 + \delta_1(m + m_3)^2 + \delta_3(m + m_2 + m_3)^2)v^4}{g^2 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}}. \quad (16)$$

Рівняння (11) аналітично розв'язати не вдається, тому використовуємо метод коллокацій для наближеного розв'язку [15]. У відповідності до методу коллокацій будемо вимагати рівності сформованої нев'язки рівняння Ейлера-Пуассона у моменти часу $\frac{T \cdot k}{5}$ ($k = 1, 2, 3, 4$). Ця вимога математично записується у наступному вигляді:

$$L(x) \Big|_{t=\frac{T \cdot k}{5}}, \quad k = 1, 2, 3, 4, \quad (17)$$

де: L – оператор, який відповідає рівнянню (11).

З урахуванням виразу (17) крайові умови руху механічної системи матимуть вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{\ddot{x}} = 0; x^{IV} = 0; x^V = 0; x^{VI} = 0; x^{VII} = 0; \\ x\left(\frac{T}{5}\right) = q_1, x\left(\frac{2 \cdot T}{5}\right) = q_2, x\left(\frac{3 \cdot T}{5}\right) = q_3, x\left(\frac{4 \cdot T}{5}\right) = q_4; \\ t = T; x = \frac{V \cdot T}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \ddot{\ddot{x}} = 0; x^{IV} = 0; x^V = 0; x^{VI} = 0; x^{VII} = 0. \end{array} \right. \quad (18)$$

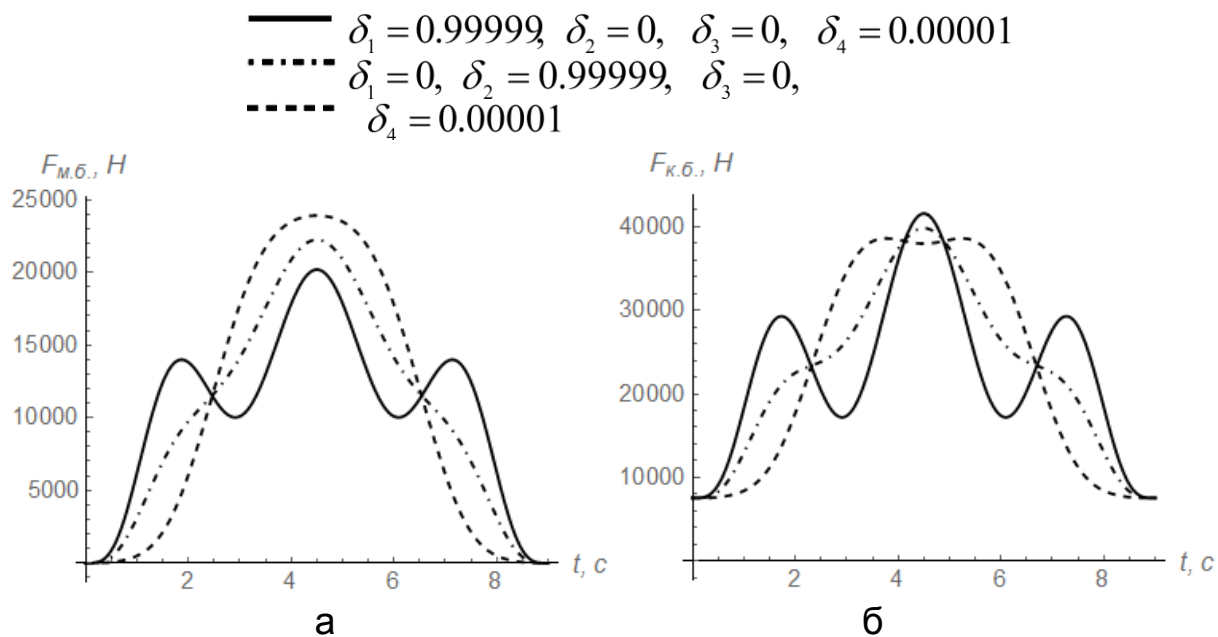


Рис. 2. Перехідний процес пуску механізму переміщення крана:
а) зведене зусилля, що діє в мостовій балці крана; б) зведене зусилля, що діє в кінцевих балках крана.

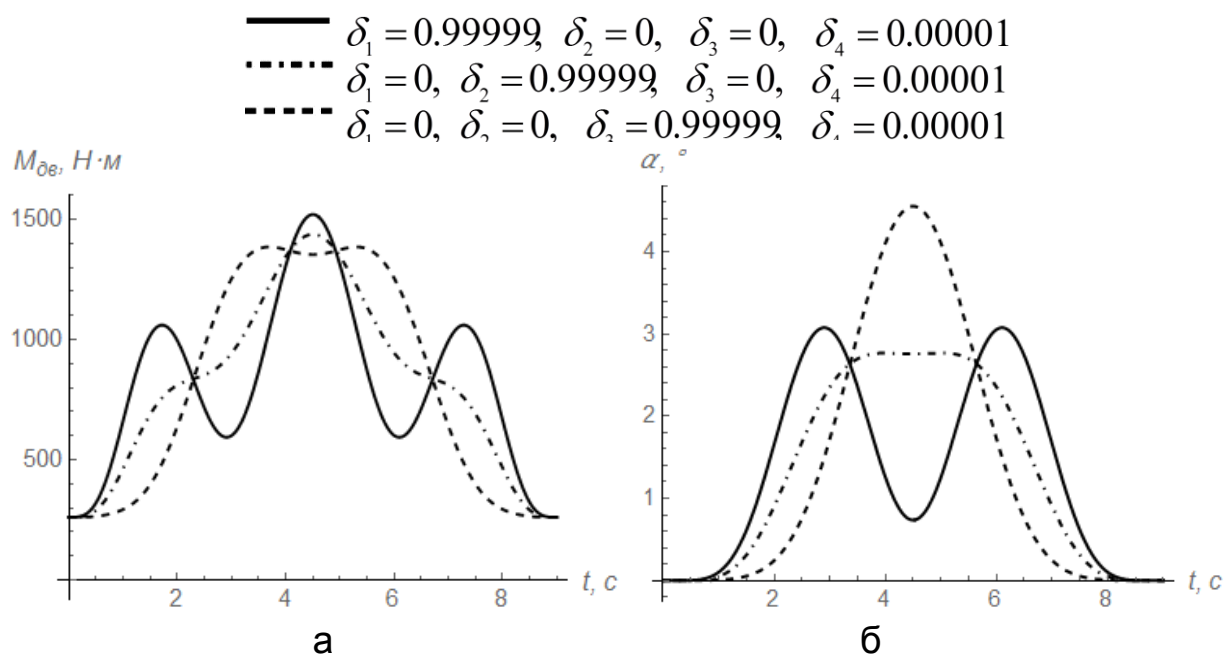


Рис. 3. Перехідний процес пуску механізму переміщення крана:
а) момент приводного механізму переміщення крана; б) відхилення вантажного канату від вертикалі.

Щоб дослідити оптимальні режими використовуємо різні значення вагових коефіцієнтів, що входять в критерій (10).

В результаті розв'язку крайової задачі, з урахуванням виразу (18), отримані залежності, що характеризують перехідний процес пуску механізму переміщення крана, вони мають значний об'єм тому

не наводяться. Побудуємо графічні залежності (рис. 2) та (рис. 3) з різними ваговими коефіцієнтами при переміщенні вантажу масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів для крана, параметри якого наведені у [16].

Висновки

У результаті розв'язку оптимізаційної задачі отримано графічні залежності, що відображають зусилля в мостовій (рис. 2,а) та кінцевих балках (рис. 2,б), приводний момент механізму переміщення крана (рис. 3,а) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 3,б) під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана з різними ваговими коефіцієнтами.

Аналіз графічних залежностей показав, що найкраща плавність наростання приводного моменту механізму переміщення крана, зусиль в мостовій та кінцевих балках досягається при оптимізації перехідного процесу пуску з ваговими коефіцієнтами $\delta_1 = 0$, $\delta_2 = 0$, $\delta_3 = 0.99999$ та $\delta_4 = 0.00001$, також при такому керуванні забезпечується найменші пікові значення зусилля в кінцевих балках крана та приводного моменту механізму переміщення крана в порівнянні з розв'язками задач, в яких використовувалися інші вагові коефіцієнти.

Розв'язок задачі з ваговими коефіцієнтами $\delta_1 = 0$, $\delta_2 = 0.99999$, $\delta_3 = 0$ та $\delta_4 = 0.00001$ забезпечує мінімальне відхилення вантажного канату від вертикалі. При розв'язку задачі з ваговими коефіцієнтами $\delta_1 = 0.99999$, $\delta_2 = 0$, $\delta_3 = 0$ та $\delta_4 = 0.00001$ пуск механізму переміщення крана супроводжується коливальними процесами, що негативно впливає на металоконструкцію і привід крана. Результати даного дослідження можуть бути використані для розробки системи керування краном на базі мікроконтролера. Використання такої системи дасть можливість зменшити динамічні навантаження на металоконструкції крана, а також зношування приводного механізму. В результаті використання такої системи керування підвищиться надійність і збільшиться строк експлуатації крана.

Список літератури

1. *Найденко Е. В.* Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. № 69. С. 17—22.
2. *Палис Ф., Толочко О. И., Бажутин Д. В.* Гашения горизонтальных упругих колебаний конструкции мостового крана. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Теорія і практика. Тематичний випуск. Кременчук. КрНУ. 2012. №3 (19). С. 336—339.
3. *Беезниченко З. А., Климченкова Н. В., Лагуненков С. В.* Разработка рациональных режимов управления электромеханической системой мостового

крана. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. 2012. №4 (29). С. 6—11.

4. Герасимяк Р. П., Найдено Е. В., Тогобицкий А. Л., Лещёв В. А. Динамические нагрузки при оптимальном управлении электроприводом механизма перемещения с подвешенным грузом. Електромашинобудування та електрообладнання. 2006. Вип. 66. С. 144—146.

5. Дорохов Н. Ю. Перспективы снижения динамических нагрузок на металлоконструкции мостовых кранов с применением волновых цепных передач. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2009. Вып. 2. С. 14—20.

6. Слепужніков Є. Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана. Машинобудування. 2015. № 16. С. 34—37.

7. Фідровська Н. М., Слепужніков Є. Д., Чернишенко О. В. Динамічні навантаження при пересуванні ходових коліс з гумовими вставками. Машинобудування. Харків. 2015. Вип. 15. С. 87—91.

8. Debrouwere F. Experimental validation of combined nonlinear optimal control and estimation of an overhead crane [Електронний ресурс] / F. Debrouwere, M. Vukov, R. Quirynen та ін.. Preprints of the 19th world congress the international federation of automatic control cape town, South Africa. 2014. Режим доступу до ресурсу: http://ac.els-cdn.com/S1474667016431356/1-s2.0-S1474667016431356-main.pdf?tid=9018532c-b0b2-11e6-b50a-00000aacb35f&acdnt=1479819345_71b6593420fbf4e501dde027f9a98d02.

9. Liu D. Swing-Free Transporting of Two-Dimensional Overhead Crane Using Sliding Mode Fuzzy Control [Електронний ресурс] / D.Liu, J. Yi, D. Zhao, W. Wang. Proceeding of the American Control Conference, Boston MA, USA. – 2004. – Режим доступу до ресурсу: <https://pdfs.semanticscholar.org/1cf0/84d5f43e488c5e09b0e6851360bd24402ae1.pdf>.

10. Шишкин Р. В. О выборе величины тормозного момента. SWorld. 2013. Режим доступу до ресурсу: <http://www.sworld.com.ua/konfer30/930.pdf>.

11. Швед Ю. С., Орловский И. А. Управление взаимосвязанным электроприводом передвижения мостового крана. Электротехнические и компьютерные системы. 2013. № 10. С. 7—15.

12. Петренко Ю. Н., Алави С. Э., Александровский С. В. Исследование работы мостового крана с контроллером нечеткой логики на основе трехмерной имитационной модели. Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2011. № 3. С. 20—25.

13. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Встановлення та аналіз умов усунення коливань елементів динамічної системи "мостовий кран-вантаж". Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. 2012. №10 (2). С. 12—17.

14. Цлаф Л. Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения. Москва. Наука. 1970. 192 с.

15. Черненко В. Д. Высшая математика в примерах и задачах: в 3 т. Т. 2. Санкт-Петербург. Политехника. 2003. 476 с.

16. Будіков Л. Я. Багатопараметричний аналіз динаміки вантажопідйомних кранів мостового типу: монографія. Луганськ. 2003. 210 с.

References

1. Naydenko E. V. (2007). Upravlenie elektroprivodom mehanizmov gorizontalnogo peremescheniya s podveshennyim грузом [Control of the electric drive of

- mechanisms of horizontal movement with the suspended freight]. *Elektromashinobuduvannya ta elektroobladnannya*. 69. 17-22.
2. *Palis F., Tolochko O. I., Bazhutin D. V.* (2012). Gasheniya gorizontalnykh uprugikh kolebaniy konstrukttsii mostovogo krana [Clearing of horizontal elastic fluctuations of a design of the overhead crane]. *Elektromekhanichni i energozberigayuchi sistemi. Teoriya i praktika. Tematichnyi vipusk. Kremenchuk. KrNU*. 3(19). 336-339.
 3. *Beeznichenko Z. A., Klimchenkova N. V., Lagunenkov S. V.* (2012). Razrabotka ratsionalnykh rezhimov upravleniya elektromekhanicheskoy sistemoi mostovogo krana [Development of rational control modes electromechanical system of the overhead crane]. *VISNIK DonbaskoYi derzhavnoYi mashinobudivnoYi akademiyi*. 4(29). 6-11.
 4. *Gerasimyak R. P., Naydenko E. V., Togobitskiy A. L., Leschyov V. A.* (2006). Dinamicheskie nagruzki pri optimalnom upravlenii elektroprivodom mekhanizma peremescheniya s podveshennyim gruzom [Dynamic loadings at optimum control of the movement mechanism electric drive with the suspended freight]. *Elektromashinobud. ta elektroobladn.* 66. 144-146.
 5. *Dorohov N. Yu.* (2009). Perspektivy snizheniya dinamicheskikh nagruzok na metalokonstruktsii mostovykh kranov s primeneniem volnovykh tsepnykh peredach [The prospects of decrease in dynamic loads of a metalwork of overhead cranes with application of wave chain transfers]. *Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki*. 2. 14-20.
 6. *Slepuzhnikov Ye. D.* (2015). Vyznachennya dynamichnykh navantazhen pry peresuvanni vantazhnogo vizka mostovogo krana [Determination of dynamic loads when moving trolley overhead crane]. *Mashynobuduvannya*. 16. 34-37.
 7. *Fidrovs'ka N. M., Slepuzhnikov Ye. D., Chernyshenko O. V.* (2015). Dynamichni navantazhennya pry peresuvanni hodovykh kolis z gumovymy vstavkami [Dynamic load movement running wheels with rubber inserts]. *Mashynobuduvannya : zb. nauk. pr. Ukr. inzh.-ped. akad. Kharkiv*. 15. 87-91.
 8. *Experimental validation of combined nonlinear optimal control and estimation of an overhead crane* [Elektronnyi resurs] / [F. Debruere, M. Vukob, R. Quirynen ta in.]. Preprints of the 19th world congress the international federation of automatic control cape town, South Africa. 2014. Режим доступу до ресурсу: http://ac.els-cdn.com/S1474667016431356/1-s2.0-S1474667016431356-main.pdf?_tid=-b0b2-11e6-b50a-00000aacb35f&acdnat=1479819345_71b6593420fbf4e501dde027f9a98d02 - Nazva z ekranu.
 9. *Swing-Free Transporting of Two-Dimensional Overhead Crane Using Sliding Mode Fuzzy Control* [Elektronnyi resurs] / D.Liu, J. Yi, D. Zhao, W. Wang. Proceeding of the American Control Conference, Boston MA, USA. 2004. Режим доступу до ресурсу: <https://pdfs.semanticscholar.org/1cf0/84d5f43e488c5e09b0e6851360bd24402ae1.pdf> - Nazva z ekranu.
 10. *Shishkin R. V.* (2013). O vyibore velichiny tormoznogo momenta [About the choice of size of the brake moment]. [Elektronnyi resurs] SWorld. Tehnicheskie nauki – mashinovedenie i mashinostroenie. Режим доступа до ресурсу: <http://www.sworld.com.ua/konfer30/930.pdf>.
 11. *Shved Yu. S., Orlovskiy I. A.* (2013). Upravlenie vzaimosvyazannyim elektroprivodom peredvizheniya mostovogo krana [Control of the interconnected electric drive of movement of the overhead crane]. *Elektrotehnicheskie i kompyuternyye sistemy*. 10. 7-15.
 12. *Petrenko Yu. N., Alavi S. E., Aleksandrovskiy S. V.* (2011). Issledovanie raboty mostovogo krana s kontrollerom nechetkoy logiki na osnove trekhmernoy imitatsionnoy modeli [Research of operation of the bridge crane with the controller of

- a fuzzy logic on the basis of a three-dimensional simulation model]. Energetika. Izvestiya vyisshih uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'edineniy SNG. 3. 20-25.
13. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Holdun V. A. (2012) Vstanovlennia ta analiz umov usunennia kolyvan elementiv dynamichnoi systemy "mostovyi kran-vantazh" [Definition and analysis of conditions eliminate oscillation elements dynamic system "overhead crane-load"]. Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnogo ahrarnoho universytetu. Serii : Tekhnichni nauky. 10(2). 12-17.
14. Tslaf L. Ya. (1970). Variatsionnoe ischislenie i integralnyie uravneniya [Calculus of variations and integrated equations]. Moscow. Nauka. 192.
15. Chernenko V. D. (2003). Vysshaya matematika v primerah i zadachah [The higher mathematics in examples and tasks]. SPb. Politehnika. 476.
16. Budikov L. Ia. (2003). Bahatoparametrychnyi analiz dynamiky vantazhopididomnykh kraniv mostovoho typu [Multiparameter analysis of the dynamics of cranes overhead type]. Monohrafiia. Luhansk. 2. 210.

ОПТИМАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМОМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА

В. С. Ловеikin, В. В. Крушельницкий

Аннотация. Данная работа посвящена оптимальным режимам управления механизмом перемещения мостового крана, при которых динамические нагрузки в металлоконструкции и приводе сводятся к минимуму. Уменьшение этих негативных факторов повышает производительность и надежность крана в целом. Поставленная задача является достаточно актуальной и требует более глубокого изучения, решение которой заключается в том, чтобы разгонять привод механизма перемещения крана на стадии пуска в таком режиме, который позволит системе двигаться плавно без дополнительных резких колебаний. Исследования выполнены с использованием четырехмассовой динамической модели крана и системы дифференциальных уравнений, описывающих ее движение. Для оптимизации переходного процесса пуска механизма перемещения крана использован комплексный критерий, в который входят четыре составляющих. В результате решения дифференциального уравнения методом коллокации с различными вариациями весовых коэффициентов получены оптимальные режимы управления, которые представлены в виде графических зависимостей, характеризующих процесс пуска механизма перемещения крана, анализ которых показал, что при перемещении груза краном динамические нагрузки в металлоконструкции и приводе сводятся к минимуму. Следует отметить, что после окончания переходного процесса пуска, колебания груза отсутствуют. Теоретические исследования выполнялись для крана мостового типа грузоподъемностью 20 тонн. Полученные режимы можно использовать для разработки

системы управления мостового крана на базе микроконтроллера. Использование такой системы позволяет уменьшить динамические нагрузки, возникающие в металлоконструкции и приводном механизме, при перемещении груза краном.

Ключевые слова: мостовой кран, привод, пуск, динамическая модель, математическая модель, режимы движения, механизм перемещения, динамические нагрузки, анализ

OPTIMUM CONTROL MODES FOR MOVEMENT MECHANISM OF BRIDGE CRANE

V. S. Loveikin, V. V. Krushelnitsky

Abstract. *This work is devoted to optimum control modes by the mechanism of movement of the overhead crane at which dynamic loadings in a metal construction and the drive are minimized. Reduction of these negative factors increases productivity and reliability of the crane in general. The objective is rather urgent and demands deeper studying which decision is in accelerating the drive of the mechanism of movement of the crane at a start-up stage in such mode which will allow system to move smoothly without additional sharp fluctuations. Researches are executed with use of a four-mass of dynamic model of the crane and system of the differential equations describing her movement. For optimization of transition process of launch of the mechanism of movement of the crane the complex criterion which four components enter is used. As a result of the solution of the differential equation the collocation method with various variations of weight coefficients has received optimum control modes which are presented in the form of the graphic dependences characterizing process of launch the movement mechanism of the crane which analysis has shown that moving freight by the crane dynamic loadings in a metal construction and the drive are minimized. It should be noted that after the end of transition process of start-up, there is no fluctuation of freight. Theoretical researches were carried out for the crane of bridge type with a loading capacity of 20 tons. The received modes can be used for development of the control system the bridge crane on the basis of the microcontroller. Use of such system will allow to reduce the dynamic loadings arising in a metal construction and the driving mechanism when moving freight by the crane.*

Key words: *bridge crane, drive, start-up, dynamic model, mathematical model, modes of movement, movement mechanism, dynamic loadings, analysis*

РЕФОРМУВАННЯ В ТРАНСПОРТНІЙ ГАЛУЗІ – ШЛЯХ ДО РОЗВИТКУ КОНКУРЕНТНОГО СЕРЕДОВИЩА ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

**П. А. Овчар, кандидат наук з державного управління
e-mail: p.ovchar@mail.ru**

Анотація. В умовах ринку автостанції, які є важливою складовою у наданні супутніх послуг пасажиром, пов'язують з перевізником, у переважній більшості нерентабельні і поступово зникають з ринку транспортних послуг. Сьогодні містам з кількістю жителів менше 20 тис. досить важко похвалитися успішним функціонуванням автостанцій, а пересічним громадянам прикро, що до переліку цих міст входять також і районні центри. Перевізники в свою чергу почуваються не краще, враховуючи, що вони є головними надавачами транспортних послуг і несуть повну відповідальність за безпеку перевезень. Уже сьогодні їх витрати в гонитві за пасажиром разом із ПММ складають не менше 80% за кожну зароблену гривню. Разом з тим, основа відносин цих суб'єктів господарювання закладена в чинному законодавстві, яке спрямоване на стимулювання їх економічного розвитку. Зокрема, згідно з Законом України «Про автомобільний транспорт» - «автостанція – споруда або комплекс будівель, споруд, стоянок та під'їздів для прийняття, відправлення, управління рухом автобусів та обслуговування пасажирів». Виходячи з наведеного, слід звернути увагу на те, що на території торгівельно – розважального комплексу під вивіскою «автостанція» вступає в силу норма ст.36 Закону України «Про автомобільний транспорт» «За надання обов'язкових послуг автостанцій з осіб, які придбавають проїзні квитки, стягують автостанційний збір, що входить до вартості квитка», згідно якої з пасажира, у разі придбання квитка, автоматично стягується автостанційний збір за користування інфраструктурою.

В статті описуються основні вимоги щодо реформування відносин між автостанціями та пасажирськими автопідприємствами. В ринкових умовах ефективна діяльність транспортних підприємств суттєво залежить від реформування транспортної галузі. Дотримання відповідних законодавчих і нормативних норм та правил створить можливості честної конкуренції на ринку пасажирських перевезень і ефективне забезпечення безпеки та якості послуг.

© П. А. Овчар, 2017

Ключові слова: *пасажирський транспорт, автостанції, ефективна діяльність, автобус, законодавче забезпечення*

Постановка проблеми. Забезпечення ефективної діяльності транспортних підприємств суттєво залежатиме від реформування транспортної галузі в цілому. Протягом 15 років точиться полеміка серед пасажирських перевізників, щодо договірних відносин з автостанціями. З кожним роком ця проблема все більше загострюється.

Ефективна діяльність автостанцій, які є важливою складовою у наданні супутніх послуг пасажирам, пов'язується з перевізниками, у переважній більшості нерентабельна і поступово зникає з ринку транспортних послуг. Сьогодні містам з кількістю жителів менше 20 тис. досить важко презентувати успішність функціонування автостанцій, а пересічним громадянам прикро, що до переліку цих міст входять також і районні центри [1, 2, 4].

Перевізники в свою чергу почуваються не краще, враховуючи, що вони є головними надавачами транспортних послуг і несуть повну відповідальність за безпеку перевезень. Уже сьогодні їх витрати в гонитві за пасажирами разом із ПММ складають не менше 80% у кожній заробленій гривні. При цьому перевізники та автостанції, як рівноправні суб'єкти господарювання що забезпечують технологічний процес надання послуг не можуть знайти компроміс між власними інтересами та користю і благом для пасажирів.

Але чому перевізники намагаються будь-якими способами оминати автостанцію і посадити пасажирів в транспортний засіб за її межами, а автостанції в свою чергу додають багато зусиль, щоб змусити перевізників передавати автостанції функції продажу квитків і здійснювати посадку пасажирів на платформах автостанції.

Метою досліджень є аналіз та перспективи ефективної діяльності транспортних підприємств при реформуванні галузі.

Результати досліджень. Існує багато причин такої поведінки перевізників, але як правило, всі вони є наслідком невідповідності вимог автостанції до перевізника та пасажирів в ринкових умовах роботи.

Разом з тим, основа відносин суб'єктів господарювання закладена в чинному законодавстві, яке спрямоване на стимулювання економічного розвитку [2, 3, 4]. Зокрема, згідно з Законом України «Про автомобільний транспорт» – «автостанція – споруда або комплекс будівель, споруд, стоянок та під'їздів для прийняття, відправлення, управління рухом автобусів та обслуговування пасажирів». Іншими словами це об'єкт управління в

сфері послуг, який нічим сьогодні не відрізняється від торгівельно – розважальних комплексів зі своїми зручними безкоштовними і просторими автостоянками, прекрасно визначеними дорожніми знаками та розміткою. У тому, що рівень обслуговування громадян високий переконувати не потрібно [3, 5]. В торгівельно – розважальному комплексі представлено все – магазини, кафе, салони, різні кіоски з надання побутових послуг (ремонт, пошиття, фото та ін.), а також офіси та представництва туристичних фірм, які пропонують послуги туризму та здійснюють продаж квитків на всі види транспорту в тому числі і на автобус. При цьому слід наголосити, що вимоги до торгівельно – розважальних комплексів та автостанцій відносно безпеки (санітарної, пожежної, транспортної та ін.) ставляться однакові. При цьому громадяни користуючись інфраструктурою торгівельного комплексу сплачують тільки вартість товарів і послуг без додаткового торгового збору за користування інфраструктурою комплексу. Ця істина всім зрозуміла, що в ринкових умовах ці витрати беруть на себе суб'єкти господарювання які пропонують товари або послуги.

Виходячи з наведеного, слід звернути увагу на те, що на території торгівельно – розважального комплексу під вивіскою «автостанція» вступає в силу норма ст.36 Закону України «Про автомобільний транспорт» «За надання обов'язкових послуг автостанцій з осіб, які придбавають проїздні квитки, стягують автостанційний збір, що входить до вартості квитка», згідно якої з пасажирів, у разі придбання квитка, автоматично стягується автостанційний збір за користування інфраструктурою [1, 2, 3].

Фактично вказана норма спричиняє розподіл громадян, які завітали до автостанції, на дві категорії. Одна категорія громадян не придбаваючи квитків користуються безкоштовно всією інфраструктурою автостанцій без обмежень, а інша категорія громадян – пасажирів – може так чи ні скористатись інфраструктурою, але придбавши квиток на поїздку в автобусі, без власного на те бажання оплачує ці витрати за інших. Це тільки один із чинників, що очолює перелік непривабливості послуги автостанцій для пасажирів, унормований Законом.

Поняття збору (торгового, залізничного, аеропортового та ін.) у підсвідомості громадян залишається як мізерною фіксованою величиною, доданою до ціни товару чи послуги. Головною ознакою будь-якого додаткового збору є постійна величина незалежна від ціни товару чи послуги. Проста економічна аксіома не потребує доведення, так це заведено на залізничному та авіаційному транспорті. Водночас, на автомобільному транспорті поняття автостанційного збору суттєво змінено за своєю сутністю нормою

ст.36 Закону України «Про автомобільний транспорт» яка визначає «автостанційний збір, що входить до вартості квитка» і сплачується пасажиром, надає право автостанції (нонсенс в умовах ринку) як агенту з продажу послуг отримувати доходи шляхом нарахування збору у відсотках на ціну послуги іншого суб'єкта господарювання (перевізника). Як приклад: У представленому рахунку за доставлений евакуатором автомобіль на СТО зазначена сума послуги доставки не від затрат (відстань, маси авто) а нараховується 20% на вартість автомобіля. Як результат – нерозуміння з'явиться у кожного замовника такої послуги [4, 5].

Такий спосіб оплати автостанційного збору спотворює рівні умови роботи та право вибору.

Враховуючи те, що втостанція справляє автостанційний збір унормований Законом також із перевізника який уже закладений у собівартості перевезень, пасажир як кінцевий споживач послуги оплачує його двічі. В результаті послуга перевезення для пасажирів збільшується до 30% від фактичної вартості проїзду.

Це є другим негативним фактором, який входить до переліку чинників непривабливості такого виду транспортних послуг для пасажирів.

Розглядаючи сферу застосування норми ст.36 закону України «Про автомобільний транспорт» до суб'єктів господарювання, якими є автостанція і перевізник, яка регулює тільки вид регулярних перевезень, неможливо виправдати наявність створених умов у розвитку господарських відносин між ними та забезпечити конкурентоспроможність ринку автостанційних послуг з наступних причин.

В ринкових умовах для споживача послуг не існує поняття вартість проїзду та вартість квитка в тому числі, наявність та порядок розподілу між ними автостанційного збору. Для пасажирів важлива вартість послуги і можливість її альтернативного вибору. Жорстка конкуренція між перевізниками на всіх видах перевезень (регулярних без АС; регулярно-спеціальних; нерегулярних; легковими автомобілями на замовлення; таксі) створили мізерну різницю в ціні послуги на перевезення і надали споживачам широкі можливості для вибору. Згадана норма Закону, яка надає право автостанції обслуговувати тільки регулярного перевізника, автоматично збільшує конкурентну ціну послуги перевезення до 30% яка втрачає ринкову привабливість для споживача послуги і стає не конкурентноздатною для перевізника. Яскравим прикладом ринкової економічної доцільності у конкурентному середовищі є використання легкових автомобілів пасажиромісткістю 7 пасажирів (зокрема, Mercedes «Vito»), у протигагу мікроавтобусам. На сьогодні

перевізники надають послуги з перевезення груп пасажирів на відстань більше 200 км за ціною квитка суттєво нижчою у порівнянні з придбаним на автостанції.

Вважаю необхідним наголосити, що норми статей 32 та 36 закону України «Про автомобільний транспорт» створюють умови для недобросовісної конкуренції та надають перевагу одному суб'єкту господарювання відносно іншого шляхом зобов'язання перевізника відправляти автобуси тільки з автостанції (ст.32), а на території автостанції, з нього стягується автостанційний збір (ст.36). За відсутності належних умов діяльності у взаємодії з автостанцією для перевізника катастрофічно скорочуються можливості для забезпечення необхідної конкурентоспроможності. Адже у такому разі ціна транспортної послуги збільшується до 30%, а якщо ці додаткові витрати бере на себе перевізник, то надання послуг стає збитковим. Крім того, мають місце й інші чинники впливу автостанції в умовах фактичної залежності перевізника:

- упереджене регулювання наповненості салону автобуса перевізника, шляхом перерозподілу продажі квитків на автобуси інших перевізників-конкурентів, які працюють на співпадаючих напрямках;
- контроль та управління фінансовими потоками перевізника;
- можливість користування коштами перевізника;
- безоплатне використання ресурсів перевізника (доставка пасажирів на автостанції, реклама автостанції) через механізм здачі в оренду об'єктів торгівлі та послуг на території автостанції для отримання додаткового прибутку;
- невинуватене утримання перевізником інфраструктури автостанції для громадян, які не користуються транспортними послугами та інше.

Таким чином, за результатом аналізу норми ст.36 закону України «Про автомобільний транспорт» можна з повною впевненістю стверджувати, що її застосування негативно впливає на чинники привабливості транспортних послуг та зацікавленості перевізника у забезпеченні комфортних умов для пасажирів.

Разом з тим, розглядаючи автостанції як важливого учасника процесу перевезень, не можна стверджувати однозначно, що норма ст.36 закону України «Про автомобільний транспорт» створила для них умови ефективного розвитку. Економічно при цьому вони почуваються значно краще від перевізника, це очевидно. Маючи значні можливості, обласні об'єднання автостанцій, керуючись вимогами зазначеної норми і наданими їм на цій основі правами, так і не змогли створити умови ринкової привабливості та доступності у взаємодії автостанцій з пасажиром і перевізником.

Отримавши привілейоване становище утворене нормами статей 32 і 36 закону України «Про автомобільний транспорт» які надали виключне право продажу квитків на території автостанції та стягнення автостанційного збору з усіх пасажирів, в тому числі пільгових категорій, до очікуваного результату розвитку ринку транспортних послуг не привели.

В конкурентному середовищі функції саморегулювання увійшли в протиріччя з розподілом прав суб'єктів господарської діяльності, що не сприяє розвитку ринкових відносин у сфері послуг пасажирського автомобільного транспорту. Як наслідок – обсяг обслуговування пасажирів, згідно з статистичними даними, через автостанційну мережу з кожним роком стрімко падає. Прикладом тому є кількість проданих квитків в середньому на кожне відправлення, яка становить не більше 3–5 пасажирів, при пасажиромісткості автобусів від 17 до 50 місць. Про нове будівництво та капітальні ремонти приміщень автостанцій, які можуть конкурувати з комплексами торгівлі та надання послуг й говорити не приходиться.

Висновки

Враховуючи викладене, норми статей 32 та 36 закону України «Про автомобільний транспорт» для всіх трьох учасників транспортного процесу, (пасажир, перевізника та автостанції) створили нерівні умови вибору та надання послуг, не стали фактором стимулювання розвитку конкурентного середовища і зміцнення ринку пасажирських автомобільних перевезень.

Після проведеного аналізу та узагальнення лишилось відповісти на запитання: що ж робити надалі? Відповідь закладена в канонах формування ринкових відносин. Для виробників товарів, робіт і послуг – конкурентне середовище має характеризуватись рівними умовами та правами, які закріплюються законодавством, а споживачам має надаватись виключне право вибору товарів, робіт і послуг. В таких умовах, на яких сьогодні працює економіка більшості країн, є можливість обійтись без державного регулювання, а на підставі запровадження принципів саморегулювання.

Прикладом цьому є позитивний вітчизняний досвід – внутрішній ринок вантажних перевезень в Україні. Працюючи в рівних умовах, учасники отримали економічний стимул для розбудови логістичних систем, терміналів, складів та комплексів для вантажів, які сьогодні створюють для споживачів транспортних послуг та перевізників максимально ефективні умови роботи.

Динаміка розвитку ринкових відносин та вимоги суспільного розвитку уже сьогодні ставлять в порядок денний необхідність зміни тенденцій щодо розбудови ринку пасажирських автомобільних

послуг через «супермаркети транспортних послуг». Тільки шляхом зняття обмежень на всі види перевезень та надання доступу на продаж й рекламу власних послуг на території терміналу будуть створені умови саморегулювання та подальшого розвитку конкурентного середовища на пасажирському автомобільному транспорті України.

Список літератури

1. Овчар П. Конкурсний доступ до бізнесу чи конкурсний бізнес?. Журнал "Укравтотранс". Київ. Листопад-грудень. 2014. № 11-12. С. 20.
2. Овчар П. Тільки глибока реформа врятує автомобільну галузь. Журнал "Укравтотранс". Київ. Листопад. 2015. № 11. С. 28.
3. Овчар П. Регуляторна діяльність у сфері господарювання: креативний аспект. Матеріали щорічної міжнар. наук.-практ. конф. 08 квітня 2016 р. Київ. АМУ. 2016. С. 111—113.
4. Овчар П. Конкурсне забезпечення пасажирських перевезень в умовах України. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 241. С. 203—212.
5. Овчар П. Підвищення ефективності функціонування пасажирських перевезень. Збірник матеріалів науково-практичної конференції "Іноваційні технології збалансованого природокористування в АПК". 24-25 березня 2016 р. Ніжин. 2016. С. 111—113.
6. Овчар П. А., Савченко Л. А. Особливості імплементації державою європейських вимог щодо законодавства в галузі автомобільного транспорту: монографія. Київ. Аспект – Поліграф. 2016. 571с.
7. Миротин Л. Б., Ташбаев И. Е. Системний аналіз в логістиці: підручник. Київ. 2002. 260 с.
8. Самойлов Д. С. Міський транспорт. Москва. Стройиздат. 1983. 160 с.
9. Вельможін А. В., Гудков В. А., Миротин Л. Б. Теорія і організація управління автомобільними перевезеннями: Логістичний аспект формування перевізних процесів: монографія. Волгоград. 2001. 320 с.
10. Міністерство інфраструктури України: [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://mtu.gov.ua>.
11. Регламент (ЄС) № 1071/2009 Європейського Парламенту та Ради від 21 жовтня 2009 року Про встановлення спільних правил стосовно умов, яких потрібно дотримуватись для заняття діяльністю оператора автомобільних перевезень. сполучення [Електронний ресурс]. Режим доступу: [http HYPERLINK "http://www.transport_ukraine.eu/docs/reglament-ies-no-10712009-ievropeyskogo-parlamentu-ta-radi-vid-21-zhovtnya-2009-roku-pro](http://www.transport_ukraine.eu/docs/reglament-ies-no-10712009-ievropeyskogo-parlamentu-ta-radi-vid-21-zhovtnya-2009-roku-pro).
12. Регламент (ЄС) № 1072/2009 Європейського парламенту та ради від 21 жовтня 2009 року про спільні правила для доступу до міжнародного ринку вантажних автоперевезень. [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.transport_ukraine.eu/sites/.../reg_1071_2009_ua.doc.
13. Регламент (ЄС) № 1073/2009 Європейського парламенту та ради від 21 жовтня 2009 року про спільні правила доступу до міжнародного ринку автобусних перевезень, та про внесення змін до Регламенту (ЄС) № 561/2006. [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.transport_ukraine.eu/sites/.../reg_1071_2009_ua.doc.

References

1. Ovchar P. A. (2014). Competitive access to business or competitive business? Magazine "Ukravtotrans". Kyiv. November-December. N11-12. 20.
2. Ovchar P. A. (2015). Ovcara only deep reform will save the auto industry. Magazine "Ukravtotrans". Kyiv. November. N11. 28.
3. Ovchar P. A. (2016). Regulatory activities in the field of management, creative aspect. Materials Annual Intern. nauk. and practical. Conf. Kyiv, 08 Apr. 2016. AUC. 111-113.
4. Ovchar P. A. (2016). Competitive providing passenger transportation in terms of Ukraine. Scientific Bulletin of National Agriculture University of Ukraine. Kyiv. 16.
5. Ovchar P. A. (2016). Improving the efficiency of passenger transportation. Proceedings of the scientific conference «Innovative technologies in agriculture balanced nature». Nizhyn. 24-25 March 2016.
6. Ovchar P. A., Savchenko L. A. (2016). Features implement state requirements for European legislation on road transport. Monograph. Kiev. 571.
7. Mirotin L. B. (2002). System analysis in logistics. Textbook. 202.
8. Samoilov D. (1983). Public transport. Moscow. Stroiizdat. 190.
9. Velmozhin A. V., Gudkov V. A., Mirotin L. B. (2001). Theory and organization of road transport management, logistics transportation aspect forming processes. Monograph. Volgograd. 200.
10. Ministry of Infrastructure of Ukraine [Electronic resource]. Access mode: <http://mtu.gov.ua>.
11. Regulation (EC) number 1071/2009 of the European Parliament and of the Council of 21 October 2009 establishing common rules concerning the conditions to be followed for the pursuit of activities of road transport operator. Shuttle [electronic resource]. Access: <http://www.transportukraine.eu/docs/reglament-ies-no-10712009-ievropeyskogo-parlamentu-ta-radi-vid-21-zhovtnya-2009-roku-pro>.
13. Regulation (EC) number 1072/2009 of the European Parliament and of the Council of 21 October 2009 on common rules for access to the international market of road freight transport. [Electronic resource]. Access: www.transportukraine.eu/sites/.../reg_1071_2009_ua.doc.
14. Regulation (EC) number 1073/2009 of the European Parliament and of the Council of 21 October 2009 on common rules for access to the international market bus services, and amending Regulation (EC) № 561/2006. [Electronic resource]. Access: www.transportukraine.eu/sites/.../reg_1071_2009_ua.doc.

РЕФОРМИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ ОТРАСЛИ – ПУТЬ К РАЗВИТИЮ КОНКУРЕНТНОЙ СРЕДЫ ПАССАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗОК

П. А. Овчар

Аннотация. В условиях рынка автостанции, которые являются важной составляющей в предоставлении сопутствующих услуг пассажирам, связывают с перевозчиком, в подавляющем большинстве нерентабельные и постепенно исчезают с рынка транспортных услуг. Сегодня городам с количеством жителей менее 20 тыс. Достаточно трудно похвастаться успешным функционированием автостанций, а рядовым гражданам обидно, что в перечень этих городов входят

также и районные центры. Перевозчики в свою очередь чувствуют себя не лучше, учитывая, что они являются главными поставщиками транспортных услуг и несут полную ответственность за безопасность перевозок. Уже сегодня их расходы в погоне за пассажирами вместе с ГСМ составляют не менее 80% за каждую заработанную гривню. Вместе с тем, основа отношений этих субъектов хозяйствования заложена в действующем законодательстве, которое направлено на стимулирование их экономического развития. В частности, согласно Закону Украины «Об автомобильном транспорте» – «автостанция – сооружение или комплекс зданий, сооружений, стоянок и подъездов для принятия, отправления, управления движением автобусов и обслуживания пассажиров». Исходя из изложенного, следует обратить внимание на то, что на территории торгово-развлекательного комплекса под вывеской «автостанция» вступает в силу норма ст.36 Закона Украины «Об автомобильном транспорте» «За предоставление обязательных услуг автостанций с лиц, приобретающих проездные билеты, взимают автостанционный сбор, входит в стоимость билета »,., согласно которой с пассажира, в случае приобретения билета, автоматически взимается автостанционный сбор за пользование инфраструктурой.

В статье описываются основные требования по реформированию отношений между автостанциями и пассажирскими автопредприятиями. В рыночных условиях эффективная деятельность транспортных предприятий существенно зависит от реформирования транспортной отрасли. Соблюдение соответствующих законодательных и нормативных норм и правил создаст возможности честной конкуренции на рынке пассажирских перевозок и эффективное обеспечение безопасности и качества услуг.

Ключевые слова: пассажирский транспорт, автостанции, эффективная деятельность, автобус, законодательное обеспечение

REFORMING TRANSPORT SECTOR IS PATH TO DEVELOPMENT OF COMPETITIVE ENVIRONMENT IN PASSENGER TRANSPORT

P. A. Ovchar

Abstract. In the market of bus station, which are an important component in the provision of related services to passengers, associated with the carrier, the vast majority of unprofitable and gradually disappear from the market of transport services. Today, cities with population of less than 20 thousand hard Enough to boast a successful operation of

the stations, and ordinary citizens it's a shame that the list of these cities are also regional centers. Carriers, in turn, feel better, given that they are the chief suppliers of transport services and are responsible for the safety of traffic. Today their costs in the pursuit of passengers along with fuel is not less than 80% for each earned hryvnia. However, the basis of the relations of these business entities founded in legislation, which is aimed at stimulating their economic development. In particular, according to the Law of Ukraine "On automobile transport" - "a bus station is a building or complex of buildings, structures, Parking lots and entrances for adoption, administration, traffic control, buses and passenger service". Based on the above, it is necessary to pay attention to the fact that on the territory of the shopping complex under the guise of "bus" enters into force provision of article 36 of the Law of Ukraine "On automobile transport" "For the provision of mandatory services of the bus stations with individuals purchasing tickets, charge autostazione collection, included in the price of the ticket", the passenger, in case of purchase of a ticket automatically charged autostazione fee for the use of infrastructure.

The article describes the basic requirements for reforming the relationship between the bus station and passenger transport companies. In market conditions for effective activity of transport enterprises depends essentially on the reform of the transport industry. Compliance with relevant legislative and regulatory rules and regulations will create the possibility of fair competition in the market of passenger traffic and effective security and quality of service.

Key words: *pas transport, avtostantsyy, effective business, bus*

УДК 620.650.22

ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХОНЬ ІНСТРУМЕНТУ НА ТЕМПЕРАТУРУ В ЗОНІ РІЗАННЯ

О. Є. Семеновський, кандидат технічних наук

А. О. Богатько, студент

e-mail: semenovski@ukr.net

Анотація. *В статі проведений аналіз проблем, що виникають при підвищенні продуктивності процесу обробки матеріалів різанням в сучасному машинобудуванні.*

© О. Є. Семеновський, А. О. Богатько, 2017

the stations, and ordinary citizens it's a shame that the list of these cities are also regional centers. Carriers, in turn, feel better, given that they are the chief suppliers of transport services and are responsible for the safety of traffic. Today their costs in the pursuit of passengers along with fuel is not less than 80% for each earned hryvnia. However, the basis of the relations of these business entities founded in legislation, which is aimed at stimulating their economic development. In particular, according to the Law of Ukraine "On automobile transport" - "a bus station is a building or complex of buildings, structures, Parking lots and entrances for adoption, administration, traffic control, buses and passenger service". Based on the above, it is necessary to pay attention to the fact that on the territory of the shopping complex under the guise of "bus" enters into force provision of article 36 of the Law of Ukraine "On automobile transport" "For the provision of mandatory services of the bus stations with individuals purchasing tickets, charge autostazione collection, included in the price of the ticket", the passenger, in case of purchase of a ticket automatically charged autostazione fee for the use of infrastructure.

The article describes the basic requirements for reforming the relationship between the bus station and passenger transport companies. In market conditions for effective activity of transport enterprises depends essentially on the reform of the transport industry. Compliance with relevant legislative and regulatory rules and regulations will create the possibility of fair competition in the market of passenger traffic and effective security and quality of service.

Key words: *pas transport, avtostantsyy, effective business, bus*

УДК 620.650.22

ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХОНЬ ІНСТРУМЕНТУ НА ТЕМПЕРАТУРУ В ЗОНІ РІЗАННЯ

О. Є. Семеновський, кандидат технічних наук

А. О. Богатько, студент

e-mail: semenovski@ukr.net

Анотація. *В статі проведений аналіз проблем, що виникають при підвищенні продуктивності процесу обробки матеріалів різанням в сучасному машинобудуванні.*

© О. Є. Семеновський, А. О. Богатько, 2017

Виходячи з того, що продуктивність процесу різання, в значній мірі, визначається саме швидкістю різання, підвищення якої дає можливість зменшити час обробки деталі. Але підвищення швидкості приводить до підвищення тертя, що підвищує температуру в зоні різання і цим обмежує можливість підвищення продуктивності процесу різання, через відповідну теплостійкість інструменту.

Зниження тертя між інструментом і заготовкою можливе за рахунок зниження шорсткості поверхонь інструменту, що надасть можливість підвищити допустиму швидкість обробки і, як наслідок, продуктивність процесу різання.

При цьому слід зважати на той фактор, що зниження шорсткості інструменту не вимагає значних матеріальних витрат. Це можливо зробити за рахунок використання фінішних методів обробки поверхонь інструменту, які безпосередньо контактують в процесі різання зі стружкою та поверхнями заготовки, також можливе використання електролітичного полірування.

Наведена методика визначення температури в зоні різання методом природної термопари, а також зусиль, що виникають в результаті взаємодії інструменту та заготовки.

Досліджено, як впливає шорсткість поверхонь інструменту на сили різання при точінні та температуру в зоні різання.

Визначено, що зниження температури в зоні різання за рахунок зниження шорсткості поверхонь інструменту дає можливість підвищити швидкість різання і, як результат підвищити продуктивність процесу різання.

Виведені математичні залежності, які дають можливість визначати, як впливає шорсткість поверхонь інструменту на температуру в зоні різання і сили різання при точінні.

Ключові слова: інструмент, шорсткість, швидкість різання, температура, продуктивність, теплостійкість, точність

Постановка проблеми. В сучасному машинобудуванні більшість деталей машин отримують кінцеву форму і розміри в результаті механічного оброблення різанням [1–3]. Трудомісткість процесів обробки різання складає 45...60 % від усієї трудомісткості при виготовленні деталей. Тому підвищення продуктивності і точності виготовлення деталей в значній мірі залежить від параметрів режиму різання. Швидкість різання, яка безпосередньо пов'язана з температурою в зоні різання, визначає продуктивність процесу різання. Її підвищення обмежено теплостійкістю матеріалів

інструментів. Тому питання зниження температури в зоні різання є надзвичайно актуальним [2]. В нашій роботі розглянуті питання залежності температури в зоні різання від шорсткості поверхні інструменту.

Аналіз останніх досліджень. Оброблення різанням забезпечує виготовлення деталей у широкому діапазоні розмірів і маси. Виготовляються деталі від великих розмірів (гребні гвинти морських суден довжиною до 30 м, ротори турбін діаметром до 9 м, підшипники для обпалювальних печей масою до 125 т. та ін.) до малих (підшипники діаметром 1,1 мм, шайби діаметром долі міліметра та ін.) [2–4]. При цьому досягається точність розмірів від 13...12 квалітету і шорсткість поверхні R_z 320...40 (обдирне, чорнове оброблення), до точності по 6...5 квалітету, шорсткості поверхні R_a 0,32...0,01 і навіть $5 \cdot 10^{-4}$ мкм (фінішне, надтонке оброблення), а точність взаємного розміщення до 0,001 мкм.

Характерною особливістю сучасного стану оброблення різанням є підвищення продуктивності і точності оброблення за рахунок використання складних інструментів, нових інструментальних матеріалів, оптимальних режимів різання, верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПК), верстатів для електрофізичних і електрохімічних методів оброблення, автоматичних ліній і автоматизованих систем.

При проведенні наших досліджень ми виходили з того, що продуктивність процесу різання, в значній мірі, визначається саме швидкістю різання, підвищення якої дає можливість зменшити час обробки деталі. Але підвищення швидкості приводить до підвищення тертя, що підвищує температуру в зоні різання і цим обмежує можливість підвищення продуктивності процесу різання, через відповідну теплостійкість інструменту.

Зниження тертя між інструментом і заготовкою можливе за рахунок зниження шорсткості поверхонь інструменту, що надасть можливість підвищити допустиму швидкість обробки і, як наслідок, продуктивність процесу різання [5, 6].

При цьому слід зважати на той фактор, що зниження шорсткості інструменту не вимагає значних матеріальних витрат. Це можливо зробити за рахунок використання фінішних методів обробки поверхонь інструменту, які безпосередньо контактують в процесі різання зі стружкою та поверхнями заготовки, також можливе використання електролітичного полірування.

Мета досліджень. Визначення закономірностей впливу параметрів шорсткості поверхонь інструменту на температуру в зоні різання і, як наслідок, на підвищення продуктивності процесу, за рахунок підвищення швидкості різання.

Результати досліджень. На практиці найбільше враховують теплоту, яка зумовлює нагрівання заготовки та інструменту. Нагрівання заготовки забезпечує зміну її розмірів. Нагрівання різального інструменту знижує його зносостійкість і може спричинити зміну розмірів деталі через теплові деформації інструменту. В зоні різання інструмент може нагріватися до температури 800...1000°C.

Методи вимірювання температури поділяють на контактні і безконтактні. Для вимірювання температур у зоні різання в наших дослідках використовувався метод природної термопари, принцип роботи якого базується на виникненні електрорушійної сили при нагріванні спаїв провідників, що мають значну різницю опорів.

В нашому випадку, при високих тисках, що мають місце в зоні стружкоутворення, такими провідниками є матеріал заготовки – Сталь 20 та матеріал різця твердий сплав – Т15К6, різниця в опорі яких і викликає виникнення електрорушійної сили при підвищенні температури контактуючих при високому тиску поверхонь інструменту і заготовки.

Схема природної термопари наведена на (рис. 1.). Знаєм термопари є місце контакту леза інструмента з матеріалом заготовки. Для підвищення точності показів інструмент і заготовка ізолюються від верстата. Для передачі термоструму із заготовки, що обертається, до реєструючих приладів використовувався графітовий струмознімачі, який забезпечував максимальну струмопровідність при мінімальному рівні тертя.

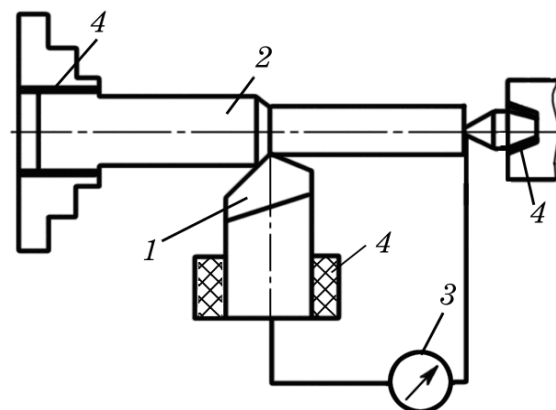


Рис. 1. Схеми вимірювання температури різання методом природної термопари: 1 – різець; 2 – заготовка; 3 – мілівольтметр; 4 – ізоляційний матеріал).

Термоелектрорушійна сила реєструється мілівольтметром 3. Для переводу електрорушійної сили в градуси термопару тарують. Природні термопари вимірюють середню температуру безпосередньо в зоні контакту інструмента і заготовки, в порівнянні з

методом штучної термопари, що досить широко застосовується [3].

Залежність температури різання від його режиму, отриману дослідним шляхом, виражають формулою:

$$\theta = C_{\theta} t^{x_{\theta}} s^{y_{\theta}} v^{n_{\theta}},$$

де: θ – температура в зоні різання; C_{θ} – коефіцієнт, який залежить від матеріалу заготовки, матеріалу різця і умов різання; v – швидкість різання, м/хв; s – подача, мм/об; t – глибина різання, мм; x_{θ} , y_{θ} , n_{θ} – показники степенів, що враховують ступінь впливу, відповідно, t , s , v на температуру в зоні різання.

Механізм впливу різних чинників на температуру різання зумовлений силами різання і умовами тепловідведення. Так, підвищення міцності, твердості й пластичності оброблюваного матеріалу збільшує, а збільшення його теплопровідності зменшує - температуру в зоні різання.

Загальновідомо, що з параметрів режиму різання на температуру різання найбільше впливає швидкість різання v , менше подача s і найменше глибина різання t . Крім цього, інтенсивність впливу падає зі збільшенням цих параметрів різання.

Така закономірність інтенсивного впливу швидкості різання на температуру пояснюється, в першу чергу, збільшенням сил тертя в зоні різання, які визначаються, відповідно до робочої гіпотези, двома основними параметрами: шорсткістю поверхонь інструменту та зусиллями, що виникають в процесі різання [7, 8].

Тому паралельно з визначенням температур в зоні різання нами визначався, також вплив шорсткості поверхонь інструменту на зусилля, що виникають в зоні різання. Нами використовувався силовимірювальний комплекс з універсальним динамометром (УДМ).

Математична обробка результатів проводилась методом побудови графічних логарифмічних залежностей з метою визначення ступеневої функції впливу параметрів шорсткості поверхонь інструменту на температуру в зоні різання.

Для отримання інструменту поверхні якого мали б різну ступінь шорсткості проводилось шліфування різців по передній і задній поверхнях, абразивом з різною зернистістю.

Діапазон зміни шорсткості R_a оброблених поверхонь змінювався від 2,5 мкм до 0,16 мкм, від обдирочного і чорнового шліфування до фінішного. Для забезпечення відповідних показників шорсткості застосовувався абразивний інструмент з відповідним розміром зерен. В табл. 1 наведені види шліфування, зернистість абразивного інструменту, а також, відповідно до цих параметрів, отримана шорсткість оброблених поверхонь інструменту.

1. Відповідність шорсткості обробленої поверхні до зернистості абразивного інструменту.

Вид шліфування	Позначення зернистості, відповідно до ГОСТ 3647-71	Позначення зернистості, відповідно до міжнародних стандартів FEPA ISO 6344	Розмір зерен основної фракції, мкм	Шорсткість поверхні Ra, мкм
Шліфування обдирочне	63H	P24	800...630	1,75
Шліфування чорнове	40H	P40	500...400	1,25
Шліфування чистове	25H	P60	315...250	0,63
Шліфування чистове	12H	P100	160...125	0,32
Шліфування фінішне	M20	P1200	20...14	0,16

З метою відповідності отриманої шорсткості поверхонь розміру абразивних зерен тривалість шліфування не перевищувала 15..20 секунд, відповідно рекомендаціям.

Матеріал різальної частини різця – твердий сплав Т15К6. Матеріал заготовки Сталь 20. Геометричні параметри різців з різною шорсткістю поверхонь були ідентичними, з метою мінімізувати вплив побічних випадкових факторів на результати дослідів. Кути в плані φ φ_1 дорівнювали - 30° , що забезпечило величину кута при вершині 45° . Радіус при вершині різця $r = 1$ мм. Величина головного заднього кута α була збільшена відносно рекомендованих величин і складала 10° , з метою зменшення тертя задньої поверхні інструмента по обробленій поверхні заготовки і зменшення впливу цього фактора на температурні показники. Передній кут γ , а також кут нахилу головної різальної кромки λ дорівнювали нулю, що забезпечило напрям відводу стружки, який не заважав би підведенню графітового електроду до заготовки.

Досліди проводились на верстаті моделі ИТ-1М. Режим різання був незмінним. Швидкість різання була максимально наближена до допустимої при обробці низьковуглецевої сталі інструментом з твердого сплаву і складала 100 м/хв. Для її забезпечення, враховуючи діаметр заготовки 75 мм, на верстаті була встановлена частота обертання заготовки 450 об/хв., що забезпечило дійсну швидкість різання в наших дослідях 106 м/хв. Глибина різання складала 1,5 мм, подача 0,3 мм/об. Результати визначення температури в зоні різання при різних параметрах шорсткості

інструменту за тарувальним графіком наведені в табл. 2. В таблиці наведені усереднені дані результатів дослідів по 5 дослідів на точку.

2. Результати визначення температури і сили різання при точінні.

№ дослідів	Зернистість абразиву, Н	Шорсткість поверхні інструменту, Ra, мкм	Температура в зоні різання, Θ , °C	Сила різання P_z , Н
1	63Н	1,75	790	1100
2	40Н	1,25	755	1080
3	25Н	0,63	730	1050
4	12Н	0,32	690	1030
5	M20	0,16	650	1000

За результатами проведених дослідів побудовані графічні залежності температури в зоні різання від шорсткості $\Theta = f(Ra)$ в логарифмічних координатах (рис. 2).

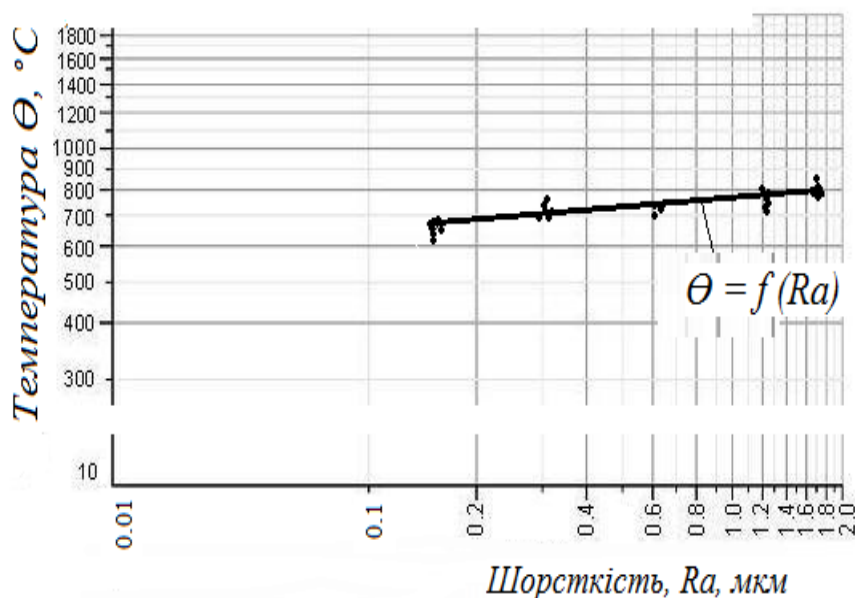


Рис. 2. Графічна залежність температури в зоні різання від шорсткості поверхні інструменту побудована в логарифмічних координатах.

Побудова графічних залежностей в логарифмічних координатах дає можливість визначення ступеню впливу певних змінних параметрів функціональних залежностей (аргументів) на саму функцію, при незмінності інших параметрів. В нашому конкретному випадку ми можемо визначити показник ступеню при коефіцієнті, який визначає вплив шорсткості поверхонь інструменту на температуру в зоні різання.

З урахуванням дослідженого нами фактору впливу математичний вираз для розрахунку температури в зоні різання буде мати наступний вигляд:

$$\theta = C_{\theta} t^{x_{\theta}} s^{y_{\theta}} V^{n_{\theta}} R^{a_{\theta}}.$$

З метою математичного ілюстрування отриманих результатів досліджень в загальновідоме математичне рівняння, що застосовувалось для визначення температур в зоні різання при різних параметрах режимів різання нами введений коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості поверхні інструменту на температуру в зоні різання (R^a).

Ступінь впливу цього фактору визначається з побудованої нами графічної залежності в логарифмічних координатах температури, як функції шорсткості. Виходячи з того, що рівняння функції першого порядку має вигляд: $y = kx + b$, де b – це константа, до якої в нашому випадку входять всі незмінні величини (C_{θ} , t^x , s^y , V^n), то ступінь впливу на температуру в зоні різання шорсткості поверхні інструменту виражається тангенсом кута нахилу нашої функції $\Theta = f(Ra)$.

Виходячи з отриманих нами результатів і побудованої графічної залежності (Рис.2) кут нахилу функціональної залежності складає – 7° , що відповідає числовому значенню тангенса – $0,12$ ($\text{tg} 7^{\circ} = 0,12$).

Виходячи з логічних міркувань на температуру в зоні різання має вплив зусилля різання, тому паралельно з температурою в зоні різання нами визначалась і головна складова сили різання (P_z).

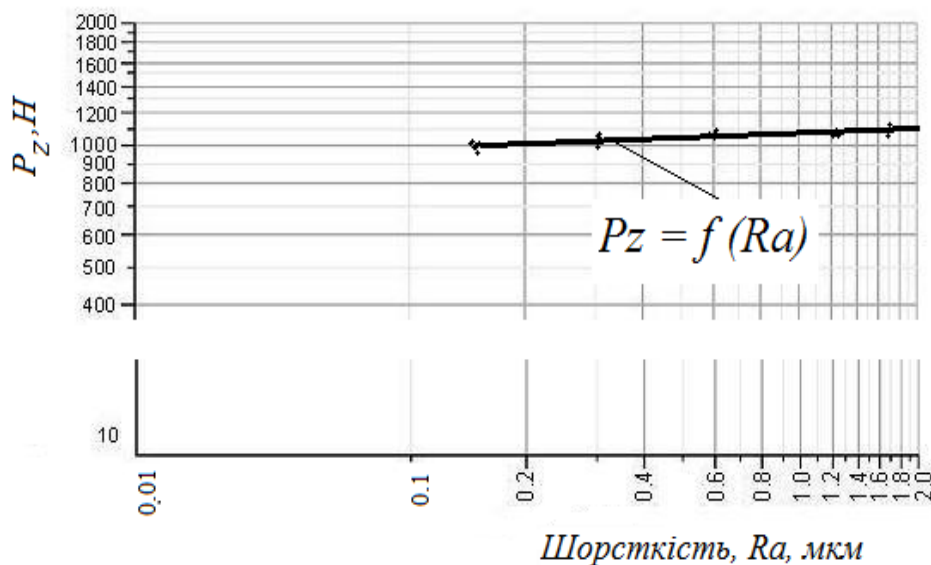


Рис. 3. Графічна залежність сили різання при точінні від шорсткості поверхні інструменту побудована в логарифмічних координатах.

Отримані дані приведені в табл. 2. Для графічної ілюстрації отриманих результатів, а також визначення ступеню впливу шорсткості поверхні інструменту на головну складову сили різання при точінні, аналогічно до попередніх досліджень, побудований графік залежності сили різання від шорсткості ($P_z=f(R_a)$), в логарифмічних координатах (рис. 3).

Аналізуючи графічну залежність можна зробити висновок, що шорсткість поверхні інструменту має менший вплив на зусилля різання, ніж на температуру в зоні різання. Так кут нахилу прямої складає – 6°, що відповідає показнику степеню – 0,10.

Це означає, що до коефіцієнту K_{pz} , який враховує, в наведеній імперичній формулі для визначення складових сил різання, всі фактори впливу на процес різання крім параметрів режиму різання і властивостей оброблюваного матеріалу, буде входити коефіцієнт який, хоч і не в значній степені ($R_a^{0,1}$), але буде впливати на сили різання.

$$P_z = C_{P_z} \cdot t^{x_{P_z}} \cdot S^{y_{P_z}} \cdot v^{n_{P_z}} \cdot K_{P_z}.$$

При математичній обробці результатів експериментів досліджувана величина, в нашому випадку це температура в зоні різання та сила різання розглядалася, як функціональна залежність від відповідних аргументів. Ступінь впливу кожного аргументу, тобто кожного фактору впливу, визначалась у вигляді ступеневої функції, шляхом логарифмування, виходячи з математичного змісту логарифму і степеня.

Висновки

1. Проведені дослідження дозволили ввести доповнення в імперичні рівняння, що застосовуються для визначення температури в зоні різання, а також сили різання при точінні.

2. Отримані результати наочно показали, що при зменшенні тертя в зоні різання, за рахунок зниження шорсткості поверхні інструменту, можливе зниження температури, що має позитивний вплив на стійкість інструменту.

3. Зниження шорсткості інструменту дає можливість отримувати аналогічні температурні показники в зоні різання при вищих швидкостях різання, що дає можливість підвищення продуктивності процесу різання.

4. На основі використаної методики досліджень розроблена і внесена в навчальний план на 2017-2018 навчальний рік лабораторна робота «Вплив режимів різання на температуру в зоні різання».

Список літератури

1. Опальчук А. С., Афтандіянц Є. Г., Роговський Л. Л., Семеновський О. Є. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів. Ніжин. ПП Лисенко. 2013. 752 с.

2. Мазур М. П., Внуков Ю. М., Доброскок В. Л. Основы теории резания материалов. Львів. Новий світ-2000. 2010. 422 с.
3. Кузультинов С. Д., Ковальчук А. К., Портнов И. И. Технология обработки конструкционных материалов. Москва. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2008. 672 с.
4. Справочник по конструкционным материалам : под ред. Т. В. Соловьева. Москва. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2005. 637 с.
5. Оськин В. А., Евсинов В. В. Материаловедение. Технология обработки конструкционных материалов. Кн.1. Москва. Колос. 2008. 447 с.
6. Киричок П. О., Роїк Т. А., Морозов А. С. Основы металознавства і порошкової металургії. Київ. НТУУ «КПІ». 2012. 128 с.
7. Розов Ю. Г., Сєліверстов І. А., Сошко В. О. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів. Херсон. Олді-плюс. 2010. 338 с.
8. Афтанділянц Е. Г., Пеликан О. А., Лихошва В. П., Ширяев В. В., Глушков Д. В., Клименко Л. М. Закономерности формирования абразивной износостойкости биметаллических оливок. Металл и литье Украины. 2012. № 7. С. 34—37.

References

1. Opalchuk A. S., Aftandilianz E. G., Semenovskiy O. E., Rogovskiy L. L. (2013). Materials science and technology of construction materials [Materials science and technology of materials]. Nizhyn. Ukrayina. "PP Lysenko". 752.
2. Mazur M. P., Vnukov Yu. M., Dobroskok V. L. (2010). Basic theory of cutting material [Basic theory of cutting]. Lviv. Ukrayina. New World-2000. 422.
3. Kuhultynov S. D., Kovalchuk A. K., Portnov I. I. (2008). Constructional materials treatment technology [Constructional materials treatment technology]. Moscow. Russia. Published by Bauman MSU. 672.
4. Soloveva T. V. ed. (2005). Constructional materials handbook [Constructional materials handbook] Moscow. Published by Bauman MSU. 637.
5. Oskyn V. A., Evsynov V. V. (2008). Materials science. Constructional materials treatment technology [Materials science and technology of materials]. Moscow, Russia: Kolos S. b. 1. 447.
6. Kirichok P. O., Royik T. A., Morozov A. S. (2012). Fundamentals of metallurgy and powder metallurgy [Fundamentals powder metallurgy]. Kyiv. Ukrayina. NTUU "KPI". 128.
7. Rosov Y. G., Syeliverstov I. A., Soshko V. O. (2010). Materials science and technology of constructional materials materials [Materials science and technology of materials]. Kherson. Ukrayina. Oldie-plus. 338.
8. Aftandylyants E. G., Pelican O. A., Lyhoshva V. P., Shiryayev V. V., Glushkov D. V., Klymenko L. M. (2012). Patterns of forming of abrasive resistance of bimetallic castings [Patterns of forming of abrasive resistance]. Metal and casting of Ukraine. 7. 34-37.

ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ИНСТРУМЕНТА НА ТЕМПЕРАТУРУ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ

А. Е. Семеновский, А. А. Богатько

Аннотация. В статье проведен анализ проблем, которые возникают при повышении производительности процесса обработки материалов резанием в современном машиностроении.

Исходя из того, что производительность процесса резания, в значительной степени, определяется именно скоростью

резания, повышение которой дает возможность уменьшить время обработки детали. Но повышение скорости приводит к усилению трения, что увеличивает температуру в зоне резания и этим ограничивает возможность повышения производительности процесса резания, через соответствующую теплостойкость инструмента.

Снижение трения между инструментом и заготовкой возможно за счет снижения шероховатости поверхностей инструмента, что позволит повысить допустимую скорость обработки и, как следствие, производительность процесса резания.

При этом следует учитывать тот фактор, что снижение шероховатости инструмента не требует значительных материальных затрат. Это возможно сделать за счет использования финишных методов обработки поверхностей инструмента, которые непосредственно контактируют в процессе резки со стружкой и поверхностями заготовки, также возможно использование электролитического полирования.

Приведена методика определения температуры в зоне резания методом естественной термопары, а также усилий, возникающих в результате взаимодействия инструмента и заготовки.

Исследовано, как влияет шероховатость поверхностей инструмента на силы резания при точении и температуру в зоне резания.

Сделан вывод, что снижение температуры в зоне резания за счет снижения шероховатости поверхностей инструмента дает возможность повысить скорость резания и, как результат повысить производительность процесса резания.

Выведены математические зависимости, которые дают возможность определять, как влияет шероховатость поверхностей инструмента на температуру в зоне резания и силы резания при точении.

Ключевые слова: инструмент, шероховатость, скорость резания, температура, производительность, теплостойкость, точность

IMPACT OF THE TOOL SURFACE ROUGHNESS ON TEMPERATURE IN CUTTING ZONE

O. Ye. Semenovskiy, O. A. Bogatko

Abstract. Problems arising after productivity increase of cutting treatment process in modern engineering are analysed in the paper.

Based on the fact that the cutting process productivity is largely determined by the cutting speed, increase of the one reduces the detail

processing time. However, the speed increase leads to the friction increase and, hence, to the temperature in the cutting zone increase which limits the productivity of cutting due to corresponding tool heat resistance.

Reduction of the friction between tool and workpiece possible by reducing the tool surface roughness that will increase the allowable speed of processing and, consequently, the productivity of the cutting process.

It is necessary to consider the that the tool roughness reduction requires considerable investments. This can be done through the use of final methods of the tool surface treatment that are directly in contact with the chip and the workpiece surfaces. The electrolytic polishing is also possible.

Methodology of determining the temperature in the cutting zone by natural thermocouple method, as well as exertions arising from tool and the workpiece interaction, are disclosed.

Impact of the tool surface roughness on the cutting forces during turning and the temperature in the cutting zone is investigated.

It is determined that temperature decrease in the cutting zone by reducing the tool surface roughness makes it possible to increase cutting speed and as a result increase the productivity of cutting process.

Matematical dependences are derived enabling for determination of the impact of the tool surface roughness at the temperature in the cutting zone and at the cutting forces during turning.

Key words: *tool, roughness, cutting speed, temperature, productivity, heat resistance, precision*

УДК 621.793.8

КРИТЕРИИ ВЫБОРА МАТЕРИАЛА ПОКРЫТИЯ И МЕТОДА ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ

**Ю. А. Харламов, доктор технических наук
Восточноукраинский национальный университет
имени Владимира Даля**

**Л. Г. Полонский, доктор технических наук
Ю. О. Нагорняк, В. Н. Наумчук, студенты
В. А. Яновский**

**Житомирский государственный технологический
университет**

e-mail: gogol2010@rambler.ru

© Ю. А. Харламов, Л. Г. Полонский, Ю. О. Нагорняк,
В. Н. Наумчук, В. А. Яновский, 2017

processing time. However, the speed increase leads to the friction increase and, hence, to the temperature in the cutting zone increase which limits the productivity of cutting due to corresponding tool heat resistance.

Reduction of the friction between tool and workpiece possible by reducing the tool surface roughness that will increase the allowable speed of processing and, consequently, the productivity of the cutting process.

It is necessary to consider the that the tool roughness reduction requires considerable investments. This can be done through the use of final methods of the tool surface treatment that are directly in contact with the chip and the workpiece surfaces. The electrolytic polishing is also possible.

Methodology of determining the temperature in the cutting zone by natural thermocouple method, as well as exertions arising from tool and the workpiece interaction, are disclosed.

Impact of the tool surface roughness on the cutting forces during turning and the temperature in the cutting zone is investigated.

It is determined that temperature decrease in the cutting zone by reducing the tool surface roughness makes it possible to increase cutting speed and as a result increase the productivity of cutting process.

Matematical dependences are derived enabling for determination of the impact of the tool surface roughness at the temperature in the cutting zone and at the cutting forces during turning.

Key words: *tool, roughness, cutting speed, temperature, productivity, heat resistance, precision*

УДК 621.793.8

КРИТЕРИИ ВЫБОРА МАТЕРИАЛА ПОКРЫТИЯ И МЕТОДА ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ

**Ю. А. Харламов, доктор технических наук
Восточноукраинский национальный университет
имени Владимира Даля**

**Л. Г. Полонский, доктор технических наук
Ю. О. Нагорняк, В. Н. Наумчук, студенты
В. А. Яновский**

**Житомирский государственный технологический
университет**

e-mail: gogol2010@rambler.ru

© Ю. А. Харламов, Л. Г. Полонский, Ю. О. Нагорняк,
В. Н. Наумчук, В. А. Яновский, 2017

Аннотация. В статье проанализированы имеющиеся в различных источниках рекомендации для выбора материалов и способов газотермического напыления покрытий и определены критерии эффективного их применения.

Способы газотермического напыления отличаются большим разнообразием параметров процесса. Температура напылительных потоков может быть в диапазоне 200...4200 К и выше; скорость полета напыляемых частиц варьируется от 30 до 1200 м/с; дистанция напыления – от 10 до 400 мм, диаметр пятна напыления от 5 до 60 мм. Кроме того, в различных методах напыления существенно отличаются состав напылительной струи и рабочей среды, производительность по расходу порошка и пр.

Свойства напыленных покрытий зависят от большого количества факторов, количество которых достигает нескольких десятков, определяемых состоянием напылительного потока и напыляемой поверхности детали. Эти факторы непосредственно влияют на структуру и свойства формируемых покрытий: микроструктуру, прочность сцепления, пористость, твердость и др.

Большим разнообразием отличаются и материалы газотермических покрытий на основе металлов, сплавов, интерметаллидов, металлических композитов, керметов, керамики и пр. В зависимости от исходного материала, его свойств и технологии получения и метода газотермического напыления свойства покрытия также варьируются в широком диапазоне, например: пористость – 0,5...17,0 %; прочность сцепления – 17...67 МПа; твердость – 0,5...7,6 ГПа; модуль упругости – 23...225 ГПа.

Для выбора эффективного газотермического покрытия необходимо прежде всего выбрать те критерии, которые наиболее существенно определяют его работоспособность и технологичность. В ряде случаев выбор материала покрытия может сопровождаться и выбором основного материала детали.

При выборе эффективных газотермических покрытий основными рассматриваемыми критериями являются:

1. Служебное назначение и условия работы деталей.
2. Функции покрытия.
3. Свойства основного материала.
4. Требуемые свойства покрытия на основном материале детали.
5. Конструктивные особенности детали и покрытия.
6. Расположение и конструктивные особенности поверхности с покрытием.
7. Ограничения по выбору метода напыления и посленапылительной обработки.

Ключевые слова: *газотермическое напыление, критерии, покрытия, пористость, порошки, прочность сцепления, свойства, эффективность*

Постановка проблемы. Выбор эффективных газотермических покрытий представляет сложную многокритериальную задачу. Однако в современной литературе практически не рассматриваются вопросы выбора материалов газотермических покрытий и технологии их получения. Имеются лишь ограниченные рекомендации, учитывающие отдельные аспекты получения и применения покрытий [1–5], что не всегда позволяет выбирать высокоэффективные покрытия в конкретных случаях их применения.

Цель исследований – выявление основных критериев эффективности газотермических покрытий с возможностью их использования для разработки методики выбора и технологии получения покрытий этого вида.

Материалы и методика исследований. Работа выполнена на базе анализа и обобщения данных литературных источников и результатов исследований, осуществлённых в лаборатории газотермических покрытий кафедры технологий машиностроения Житомирского государственного технологического университета и на кафедре машиностроения и прикладной механики Восточнотрапийского национального университета имени Владимира Дала.

Результаты исследований. В настоящее время разработано и используется много методов и технологий получения газотермических покрытий, но к основным, широко применяемым в промышленности методам напыления относятся [1–6]: газопламенное (ГПН), высокоскоростное газопламенное (ВГПН), детонационное (ДН), плазменное на открытом воздухе (ПН), плазменное в вакууме или контролируемой среде (ВПН), электродуговое (ЭДН), холодное (ХН) и др. Основные параметры этих методов напыления приведены в табл. 1, составленной по данным работ [1–5, 7].

Эти данные не отражают всего разнообразия условий газотермического напыления, поскольку на формирование покрытий влияют: составы рабочих сред, в которых происходит нагрев и ускорение напыляемых частиц и взаимодействие напылительного потока с изделием; геометрия и размеры напыляемого изделия; форма, размеры и расположение напыляемых поверхностей; основной материал изделия; физико-химическое состояние напыляемой поверхности и др.

1. Типичные значения параметров методов газотермического напыления.

Метод напыления	Температура рабочей среды, К	Скорость частиц, м/с	Дистанция напыления, мм	Диаметр пятна напыления, мм
ГПН	1800...3000	30...150	120...250	50
ЭДН	1000...1400	120...320	50...70	40
ДН	2400...3200	380...930	100	25 и менее
ПН	≥ 4200	180...400	60...130	20...40
ВПН	≥ 4200	480...800	300...400	50...60
ВГПН	1200...3400	280...1000	150...300	20 и менее
ХН	200...800	400...1230	10...50	5 и менее

Основные характеристики газотермического напыленного покрытия зависят от множества конструктивно-технологических параметров, что можно представить следующей неявной зависимостью [6]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{d}_p \pm t_1 \sigma_{\bar{d}_p}; \bar{G}(d_p) \pm t_2 \sigma_{\bar{G}(d_p)}; \bar{w}_{p_0} \pm t_3 \sigma_{\bar{w}_{p_0}}; \\ A_{p_0}; \bar{T}_{p_0} \pm t_4 \sigma_{\bar{T}_{p_0}}; \\ \bar{T}_{b_0} \pm t_5 \sigma_{\bar{T}_{b_0}}; \bar{Env}_i \pm t_6 \sigma_{\bar{Env}_i}; \bar{SL}_j \pm t_7 \sigma_{\bar{SL}_j}; \\ \bar{GSP}_k \pm t_8 \sigma_{\bar{GSP}_k}; \bar{Dm}_l \pm t_9 \sigma_{\bar{Dm}_l} \end{array} \right\}, \quad (1)$$

где средние статистические значения: $\bar{d}_p$ – диаметра частиц; $\bar{G}(d_p)$ – расхода напыляемого материала в напылительной струе; $\bar{w}_{p_0}$ – скорости частиц; $\bar{T}_{p_0}$ – температуры частиц перед соударением; $\bar{T}_{b_0}$ – температуры основы; $\bar{Env}_i$ – состава и параметров состояния рабочей среды; $\bar{SL}_j$ – параметры структуры и свойств поверхностного слоя детали; $\bar{GSP}_k$ – характеристики шероховатости напыляемой поверхности и геометрии детали; $\bar{Dm}_l$ – размеры поперечного сечения напылительной струи.

В первом приближении основные характеристики покрытия определяются пространственно-временными распределениями расхода $G(Dp, r, t)$ частиц заданного размера и его среднеквадратическим отклонением $\sigma_{G(Dp, r, t)}$, распределениями осредненных значений ключевых физических параметров: скорости u_{p_0} , размера D_p , агрегатного состояния A_{p_0} и температуры T_{p_0} частиц перед соударением, температуры T_{b_0} основы, характеристик шероховатости ее поверхности Ra , Rz , $Rmax$, а также

среднеквадратическими отклонениями перечисленных выше параметров по сечению пятна напыления $r \leq R_{slot}$ (полагая, что пятно осесимметричное, а агрегатное состояние частиц может быть однозначно определено по температуре их поверхности) и другими параметрами.

Покрытие может подвергаться кроме размерной и отделочной (упрочняющей) обработки дополнительной обработке с целью изменения его структуры, пористости, прочности сцепления и др. Поэтому методика выбора материала и технологии получения покрытия должна учитывать и эти факторы. Свойства покрытий в значительной степени зависят от исходных материалов. Основные виды порошков для получения покрытий приведены в табл. 2. Типичные свойства газотермических покрытий на основе металлов и сплавов приведены в табл. 3. Данные этой таблицы свидетельствуют о том, что свойства покрытий даже одного класса отличаются значительным разбросом.

2. Основные виды порошков для получения газотермических покрытий.

Класс материалов покрытий	Порошки	Методы получения порошков	Методы напыления
Металлы и сплавы	Al; Al-Si	РГ	ПН; ХН; ГПН
	Cu; Cu-Ni; Cu-Al	РГ	ВГПН; ПН; ХН; ГПН
	Ti; Ta	РГ	ВПН; ХН
	FeCr; FeCrNiMo; на основе FeCr	РГ; РВ; П	ПН; ГПН; ДН
	MCrAlY (M = Co, Ni, Fe)	РГ	ПН; ВГПН; ВПН; ДН
	Mo; на основе Mo	СД; КС; ПР	ПН
	Ni; Ni-Cr; Ni-Al; на основе Ni	РГ; РВ; П	ПН; ГПН; ХН; ВГПН; ВПН; ДН
Металлические композиты	На основе Al-Si (изнашиваемые)	П; С	ПН; ГПН
	На основе CoNi (изнашиваемые)	П	ПН
	На основе Ni (изнашиваемые)	П	ГПН
	Cu-Al (бронза)	П	ВГПН; ПН
Интерметаллиды	CoCrNiWC; на основе CoCr, самофлюсующиеся	РГ; РВ	ВГПН; ПН; ДН
	NiCrSiB; на основе NiCrSiB	РГ; РВ	ГПН; ВГПН; ДН

Продолжение табл. 2

Класс материалов покрытий	Порошки	Методы получения порошков	Методы напыления
Керметы	Mo-Mo ₂ C	КС	ПН
	CrC-NiCr;	СД; КС; П; ПР	ПН; ВГПН;
	на основе CrC-Ni		ГПН; ДН
	WC-Co; WC-Ni;	СД; КС; П; ПР	ПН; ВГПН;
Керамика	на основе WC		ГПН; ДН
	Al ₂ O ₃ ; Al ₂ O ₃ -TiO ₂	ПД; С	ПН; ГПН; ДН
	Cr ₂ O ₃ ; Cr ₂ O ₃ -TiO ₂ ;	ПД; СД; КС; С	ПН; ДН
	Cr ₂ O ₃ -TiO ₂ -SiO ₂		
	TiO ₂	ПД	ПН; ГПН
	ZrO ₂ -Y ₂ O ₃ ;	ПД; КС; ПР	ПН
	ZrO ₂ -MgO		

Обозначения: РГ – распыление газа; РВ – распыление водой; СД – спекание с последующим дроблением; ПД – сплавление с последующим дроблением; КС – конгломерирование с последующим спеканием; П – плакирование; ПР – плазменное распыление; С – механические смеси.

3. Типичные свойства газотермических покрытий на основе металлов и сплавов.

Метод напыления	Свойства покрытий			
	Пористость П, %	Прочность сцепления σ _{сц} , МПа	Твёрдость H, ГПа	Модуль упругости E, ГПа
ПН	2,0–13,0; 2,5–17,0	17–66	0,6–7,4	30–225
ВГПН	0,5–5,6	34–64	0,5–7,6	53–282
ХН	0,5–2,0	20–46	0,5–2,5	54–110
ДН	2,0	63–67	3,0	–
ГПН	4,5–6,5	21–41	0,5–3,2	–
ЭДН	5,5	–	0,5–1,6	23–110
ВПН	1,2	–	–	110–218

Работоспособность и технологичность газотермического покрытия зависит от ряда групп критериев, что в неявной форме можно представить уравнением:

$$P = f(F_p, F_c, M_p, M_c, P_c, G_p, G_c, Spr, P_{spr}), \quad (2)$$

где: F_p – критерии, учитывающие назначение и условия работы напыляемой детали; F_c – критерии, учитывающие функции выбираемого покрытия; M_p – свойства основного материала детали; M_c – свойства материала покрытия; P_c – свойства и параметры покрытия на основном материале детали; G_p – параметры геометрии, размеров и конструктивные особенности детали с покрытием; G_c – форма, размеры и конструктивные особенности поверхности с покрытием; Spr – метод и режим газотермического

напыления; P_{spr} – методы и параметры последующей обработки покрытия.

Влияние отдельных групп критериев может быть выделено в виде отдельных функций и выражение (2) тогда будет представлено, как:

$$P = f(F_p) \cdot f(F_c) \cdot f(M_p) \cdot f(M_c) \cdot f(P_c) \cdot f(G_p) \cdot f(G_c) \cdot f(Spr) \cdot f(P_{spr}). \quad (3)$$

Оптимальное проектирование заключается в выборе значений указанных критериев для увеличения или уменьшения P в зависимости от поставленных целей. Причем, некоторые из критериев могут быть признаны незначимыми и соответствующие функции f_i приравнены к 1.

Выбор материалов покрытий и основного материала детали взаимосвязан и требует рассмотрения разнообразных свойств. Их использование возможно только при небольшом количестве ограничивающих критериев. Если таких критериев много, выбор материалов превращается в весьма громоздкую задачу, которая может быть решена только с использованием современных информационных технологий. Примером является система *CES* для выбора конструкционных материалов, описанная в [8]. База данных этой системы включает информацию о материалах, организованную по иерархическому признаку. Сведения о каждом материале включают их физико-механические и технологические свойства с учетом рассеяния, вызванного конструктивно-технологическими факторами, документацию в виде текстов, изображений и источников информации. Выбор осуществляется с учетом допустимого диапазона требуемых свойств. Система учитывает также возможности формообразующих методов.

Выводы

При выборе эффективных газотермических покрытий в качестве основных рассматриваемых критериев необходимо принимать, в частности, такие: 1. Служебное назначение и условия работы деталей. 2. Функции покрытия. 3. Свойства основного материала. 4. Требуемые свойства покрытия на основном материале детали. 5. Конструктивные особенности детали и покрытия. 6. Расположение и конструктивные особенности поверхности с покрытием. 7. Ограничения по выбору метода напыления и посленапылительной обработки.

В качестве критериев для выбора материалов детали и покрытия могут использоваться различные параметры, в частности: E/ρ ; σ_B/ρ ; K_{1c} ; σ_f ; $\sigma_f/E\alpha$; I ; I/ρ и др. (ρ – плотность; σ_B – предел прочности; K_{1c} – критический коэффициент интенсивности напряжений; σ_f – ударная вязкость; α – коэффициент термического

расширения; I – интенсивность изнашивания; f – коэффициент трения).

Поиск оптимального решения выбора материала покрытия и метода газотермического напыления по рассмотренным критериям представляет сложную задачу, т. к. объем информации о свойствах, параметрах покрытий и технологии их получения, если сравнивать с компактными материалами, относительно которых имеются обширные аналогичные данные, в т. ч., и по способах формообразования, еще недостаточен.

Разрабатываемые компьютерные системы для выбора газотермических покрытий могут быть двух типов: 1) для выбора покрытия и метода его нанесения (если не ставится задача замены основного материала детали и способа ее формообразования); 2) для выбора покрытия и основного материала детали, а также способа формообразования.

Список литературы

1. Борисов Ю. С., Харламов Ю. А., Сидоренко С. Л., Ардатовская Е. Н. Газотермические покрытия из порошковых материалов: справочник. Киев. 1987. 544 с.
2. Хокинз М., Васантасри В., Сидки П. Металлические и керамические покрытия. Получение, свойства и применение. Москва. Мир. 2000. 518 с.
3. Ющенко К. А., Борисов Ю. С., Кузнецов В. Д., Корж В. М. Інженерія поверхні. Київ. Наукова думка. 2007. 559 с.
4. Davis J. R. ed. Handbook of Thermal Spray Technology. Ohio. ASM International. 2004. 347.
5. Fauchais P., Heberlein J., Boulos M. Thermal Spray Fundamentals. N-Y. Springer. 2014. 1600.
6. Харламов Ю. А. Технологический классификатор деталей и поверхностей с газотермическими покрытиями. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2016. № 2(226). С. 99—108.
7. Щехорський А., Кравченко М., Козаков О., Полонський Л. Статистичний метод визначення розподілу показників якості поверхонь, оброблених у товщі газотермічних покриттів на різних глибинах. Вісник ТНТУ. Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки. Тернопіль. 2014. Т. 76. № 4. С. 135—148.
8. Ashby M. F. Materials Selection in Mechanical Design. Oxford. Butterworth-Heinemann. 2011. 663.

References

1. Borisov Yu. S., Kharlamov Yu. A., Sidorenko S. L., Ardatovskaya E. N. (1987). Gazotermicheskie pokrytiya iz poroshkovykh materialov [Thermal sprayed coatings from powder materials]. Kiev. Naukova dumka. 544.
2. Hocking M. G., Vasantasree V., Sidky P. S. (2000). Metallicheskie i keramicheskie pokrytiya: Poluchenie, svoistva i primenenie [Metallic and Ceramic Coatings. Production, High Temperature Properties and Applications]. Moscow. Russia. Mir, 518.

3. Yushchenko K. A., Borisov Yu. S., Kuznetsov V. D., Korzh V. M. (2007). Inzheneriya poverkhni [Surface Engineering]. Kiev. Naukova dumka. 559.
4. Davis J. R. ed. (2004). Handbook of Thermal Spray Technology. Ohio. ASM International. 347.
5. Fauchais P., Heberlein J., Boulos M. (2014). Thermal Spray Fundamentals. N-Y. Springer. 1600.
6. Kharlamov Yu. A. (2016). Tekhnologicheskii klassifikator detaley i poverkhnostey s gazotermicheskimi pokryt'yami [Technology classifier parts and surfaces with thermal sprayed coatings]. Bulletin of Volodimir Dalh East Ukraine National University. 2(226). 99-108.
7. Schehorsky A. (2014). Statistichnuy metod vuznachennia rozpodilu pokaznikiv iakosti poverhoni, obroblenuh u tovschi gazotermichnuh pokruttiv na riznuh glubunah [criterias of choice of coating material and method of thermal spraying] / A. Schehorsky, M. Kravchenko, O. Kozakov, L. Polonsky. Visnuk TNTU. Ternopil. TNTU. 2014. Tom 76. № 4. С. 135-148. (Machunobuduvannia, avtomatuzacia vurobnuctva ta procesu mehanichnoi obrobku).
8. Ashby M. F. (2011). Materials Selection in Mechanical Design. Oxford. Butterworth-Heinemann. 663.

КРИТЕРІЇ ВИБОРУ МАТЕРІАЛУ ПОКРИТТЯ ТА МЕТОДУ ГАЗОТЕРМІЧНОГО НАПИЛЕННЯ

**Ю. О. Харламов, Л. Г. Полонський, Ю. О. Нагорняк,
В. М. Наумчук, В. А. Яновський**

Анотація. У статті проаналізовано наявні в різних джерелах інформації рекомендації для вибору матеріалів і методів газотермічного напилення покриттів та визначено основні критерії ефективного їх призначення.

Методи газотермічного напилення відрізняються великим різноманіттям параметрів процесу. Температура напилюваних потоків може бути у діапазоні 200...4200 K та більше; швидкість польоту напилюваних часток варіюється від 30 до 1200 м/с; дистанція напилення – від 5 до 60 мм. Крім того, в різних методах напилення суттєво відрізняються склад напилюваного струменя та робочого середовища, продуктивність за витратами порошку тощо.

Властивості напилених покриттів залежать від великої кількості факторів, кількість яких сягає кількох десятків, що визначається станом напилюваного потоку та напилюваної поверхні деталі. Ці фактори безпосередньо впливають на структуру та властивості утворюваних покриттів: мікроструктуру, міцність зчеплення, пористість, твердість тощо.

Великою є також і номенклатура матеріалів газотермічних покриттів на основі металів та сплавів, інтерметалідів, металевих композитів, керметів і кераміки. В залежності від вихідного матеріалу, його властивостей, технології отримання та методу газотермічного напилення покриття його

властивості також можуть варіюватися в широкому діапазоні, наприклад: пористість – 0,5...17,0 %; міцність зчеплення – 17...67 МПа; твердість – 0,5...7,6 ГПа; модуль пружності – 23...225 ГПа.

Для вибору ефективного газотермічного покриття необхідно насамперед вибрати критерії, що визначають його працездатність і технологічність. У більшості випадків вибір матеріалу покриття супроводжується і вибором основного матеріалу деталі.

При виборі ефективних газотермічних покриттів основними критеріями, які необхідно розглянути, є: 1. Службове призначення та умови роботи деталей. 2. Функції покриття. 3. Властивості основного матеріалу. 4. Необхідні властивості покриття на основному матеріалі деталі. 5. Конструктивні особливості деталі та покриття. 6. Розташування та конструктивні особливості поверхні з покриттям. 7. Обмеження з вибору методу напilenня та післянапильовальної обробки.

Ключові слова: газотермічне напilenня, критерії, покриття, порошки, міцність зчеплення, властивості, ефективність

CRITERIAS OF CHOICE OF COATING MATERIAL AND METHOD OF THERMAL SPRAYING

***Yu. A. Kharlamov, L. G. Polonsky, Yu. O. Nagorniak,
V. N. Naumchuk, V. A. Yanovsky***

Abstract. The paper describes the recommendations for the choice of materials and methods of thermal spraying of coatings.

The methods of thermal spraying is differentiated by a great variety of process parameters. Temperature of spraying jets may be in the range of 200...4200 K or higher; velocity of sprayed particles ranges from 30 to 1200 m/s, spraying distance from 10 to 400 mm, the spraying spot diameter from 5 to 60 mm. In addition, various thermal spray methods significantly differ the jet composition and working environment, the performance of the flow rate of the powder and so forth.

The properties of thermal sprayed coatings depends on tens factors, which determined by the states of spraying jet and the surface of the part. These factors directly affect the structure and properties of sprayed coatings: microstructure, adhesive strength, porosity, hardness, and others.

There are also a great variety of materials of thermal sprayed coatings on base of metals and alloys, intermetallic compounds, metallic composites, ceramic and cermet. Depending on the starting material, its properties, and method and technology of thermal spraying coating properties can also vary within a wide range, for example, porosity in the

range of 0,5...17,0 %; bond strength of 17...67 MPa; hardness of 0,5...7,6 GPa; elastic modulus of 23...225 GPa.

For selection of the effective thermal sprayed coatings first of all it is necessary to extract the criteria for its best performance and manufacturability. In some cases, selection of the coating material is accompanied by a choice of the base material of part.

The main criteria for choosing of effective thermal coatings are: 1. A service appointment and working conditions of part. 2. Functions of the coating. 3. Properties of the part base material. 4. The desired properties of the coating sprayed on the base material of part. 5. Design features of part and coating. 6. The location and design features of the surface to be sprayed. 7. Restrictions for selection of thermal spray method and posttreatment of sprayed coating.

Key words: *thermal spraying, criteria, coatings, porosity, powders, bond strength, properties, efficiency*

УДК 656.11

АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

I. О. Колосок, кандидат педагогічних наук
e-mail: kolosoc@online.ua

Анотація. Проблема забезпечення безпеки дорожнього руху в Україні за останні роки набула актуального характеру. Економіка, що розвивається з одного боку, стимулює розвиток і розширення автомобільних перевезень, з іншого боку – несе негативні наслідки, а саме: зростання числа дорожньо-транспортних подій, збільшення кількості загиблих і поранених, забруднення оточуючого середовища, збільшення економічних збитків.

Основними причинами такого стану є недостатній рівень забезпечення безпеки дорожнього руху; неналежне забезпечення технічного обслуговування транспортних засобів; низький рівень дисципліни учасників дорожнього руху; невідповідність стану вулично-дорожньої мережі рівню інтенсивності транспортного руху; недостатність впровадження новітніх технологій і технічних засобів організації дорожнього руху.

Забезпечення безпеки руху на автомобільному транспорті – комплексна задача, для вирішення якої потрібний системний підхід, обумовлений створенням ефективної системи управління

© I. О. Колосок, 2017

range of 0,5...17,0 %; bond strength of 17...67 MPa; hardness of 0,5...7,6 GPa; elastic modulus of 23...225 GPa.

For selection of the effective thermal sprayed coatings first of all it is necessary to extract the criteria for its best performance and manufacturability. In some cases, selection of the coating material is accompanied by a choice of the base material of part.

The main criteria for choosing of effective thermal coatings are: 1. A service appointment and working conditions of part. 2. Functions of the coating. 3. Properties of the part base material. 4. The desired properties of the coating sprayed on the base material of part. 5. Design features of part and coating. 6. The location and design features of the surface to be sprayed. 7. Restrictions for selection of thermal spray method and posttreatment of sprayed coating.

Key words: *thermal spraying, criteria, coatings, porosity, powders, bond strength, properties, efficiency*

УДК 656.11

АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

I. О. Колосок, кандидат педагогічних наук
e-mail: kolosoc@online.ua

Анотація. Проблема забезпечення безпеки дорожнього руху в Україні за останні роки набула актуального характеру. Економіка, що розвивається з одного боку, стимулює розвиток і розширення автомобільних перевезень, з іншого боку – несе негативні наслідки, а саме: зростання числа дорожньо-транспортних подій, збільшення кількості загиблих і поранених, забруднення оточуючого середовища, збільшення економічних збитків.

Основними причинами такого стану є недостатній рівень забезпечення безпеки дорожнього руху; неналежне забезпечення технічного обслуговування транспортних засобів; низький рівень дисципліни учасників дорожнього руху; невідповідність стану вулично-дорожньої мережі рівню інтенсивності транспортного руху; недостатність впровадження новітніх технологій і технічних засобів організації дорожнього руху.

Забезпечення безпеки руху на автомобільному транспорті – комплексна задача, для вирішення якої потрібний системний підхід, обумовлений створенням ефективної системи управління

© I. О. Колосок, 2017

безпекою дорожнього руху, втіленням у практику сучасних методів розв'язання задач організації і управління дорожнім рухом, а також його безпекою, втіленням вітчизняного і закордонного досвіду розробки автоматизованих та інтелектуальних систем управління дорожнім рухом, розробкою ефективного застосування нормативних, інформаційних, технічних, методичних, експертних, освітніх засобів і технологій.

Ключові слова: *аварійність, автомобільний транспорт, безпека руху, дорожньо-транспортна пригода, правила дорожнього руху*

Постановка проблеми. Основне призначення автотранспортної галузі – перевезення людей і вантажів, а економічна ефективність такого перевезення визначається його витратами, які різко зростають внаслідок дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Транспорт є однією з базових галузей національної економіки, ефективне функціонування якої є необхідною умовою для забезпечення обороноздатності, захисту економічних інтересів держави, підвищення рівня життя населення.

На сьогодні галузь транспорту в цілому задовольняє потреби національної економіки та населення у перевезеннях, проте рівень безпеки, показники якості та ефективності перевезень пасажирів і вантажів, енергоефективності, техногенного навантаження на навколишнє природне середовище не відповідають сучасним вимогам [6].

У сучасному світі безпека дорожнього руху стала серйозною державною проблемою, що має величезне соціальне, економічне і навіть політичне значення.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі безпеки дорожнього руху присвячені праці багатьох вітчизняних та іноземних науковців: Бабкова В.Ф., Бадаляна А.М., Гаврилова О.А., Дзюби О.П., Дивочкина О.А., Дрю Д., Дереха З.Д., Єресова В.І., Клінковштейна Г.І., Ланового О.Т., Лобанова Є.М., Лук'янова В.В., Поліщука В.П., Сіл'янова В.В., Фішельсона М.С., Халберта С., Четверухіна Б.М., Шештокаса В.В., Юдена К.

Метою досліджень є виявлення факторів, що безпосередньо впливають на безпеку дорожнього руху.

Результати досліджень. Недостатній рівень безпеки дорожнього руху залишається серйозною проблемою в Україні. За міжнародними стандартами показники безпеки дорожнього руху залишаються дуже низькими. Зокрема, протягом останніх двадцяти років протяжність автомобільних доріг практично не збільшувалася, їх щільність значно менша, ніж у розвинутих країнах. Незадовільним

є стан автомобільних доріг, зокрема 51,1 відсотка доріг не відповідають вимогам до рівності, 39,2 відсотка – до міцності. Середня швидкість руху на автомобільних дорогах у 2-3 рази нижча, ніж у західноєвропейських державах [6]. Зокрема, на підставі проведених досліджень у сільських населених пунктах на предмет визначення відповідності характеристик параметрів елементів поперечних профілів доріг (головних і житлових) державним будівельним нормам ми встановили. Ширина смуг та їх кількість, як правило, відповідають нормативним значенням, проте тротуари відсутні, наявні тільки з одного боку вулиці або пересуватися ними неможливо, що суттєво впливає на безпеку руху пішоходів та транспортних засобів. Дорожній одяг проїзної частини у більшості населених пунктів повільно руйнується [2].

Суттєві проблеми у плані безпеки руху виникають у зв'язку із бажанням великої кількості людей стати водіями. Однак внаслідок відсутності розвинутої матеріально-технічної бази, брак достатньої кількості кваліфікованих викладачів процес підготовки нових водіїв не забезпечує формування у них відповідних знань, умінь та навичок. Разом з тим за сучасних умов розвитку автомобільної техніки надійність водія є визначальним фактором безпеки руху. Спрямування автомобіля за заданою траєкторією, дотримання відповідних дистанцій та інтервалів між транспортними засобами, що рухаються, розв'язання на дорозі конфліктних ситуацій у відповідності з вимогами ПДР залежать в основному від водія.

У відповідності з законом України “Про дорожній рух” Правила дорожнього руху встановлюють єдиний порядок руху на території України з метою забезпечення безпеки для усіх його учасників. Правила відповідають Конвенції про дорожній рух і про дорожні знаки та сигнали. Чітке трактування основних положень цього нормативного акта робить його зрозумілішим тим, хто його вивчає і застосовує його положення на практиці, через що суттєво підвищується безпека дорожнього руху.

Слід зазначити, що терміни, які наведені у Правилах мають специфічний характер, чим і викликана необхідність їх спеціального тлумачення. На сьогоднішній день у Правилах наведено 79 термінів. На нашу думку потребує уточнення такий термін як “Розділювальна смуга”. У відповідності з текстом Правил даний термін означає – виділений конструктивно або за допомогою суцільних ліній дорожньої розмітки 1.1 або 1.2 елемент автомобільної дороги, який розділяє суміжні проїзні частини; розділювальна смуга не призначена для руху або стоянки транспортних засобів; за наявності на розділювальній смузі тротуару по ньому дозволяється рух пішоходів [3].

Як зазначають Правила дорога може мати декілька проїзних частин, межами яких є розділювальні смуги, які позначені відповідною розміткою. Проте існує ще один вид розмітки 1.3, який у відповідності з ДСТУ 2587:2010 “Безпека дорожнього руху. Розмітка дорожня. Загальні технічні вимоги. Методи контролювання. Правила застосування” призначений для розділення транспортних потоків протилежних напрямків, так само як і розмітка 1.1 [4]. Тобто по суті виконує функції розділювальної смуги, проте розділювальною смугою у відповідності з термінологією ПДР не є. Проілюструємо дане положення.

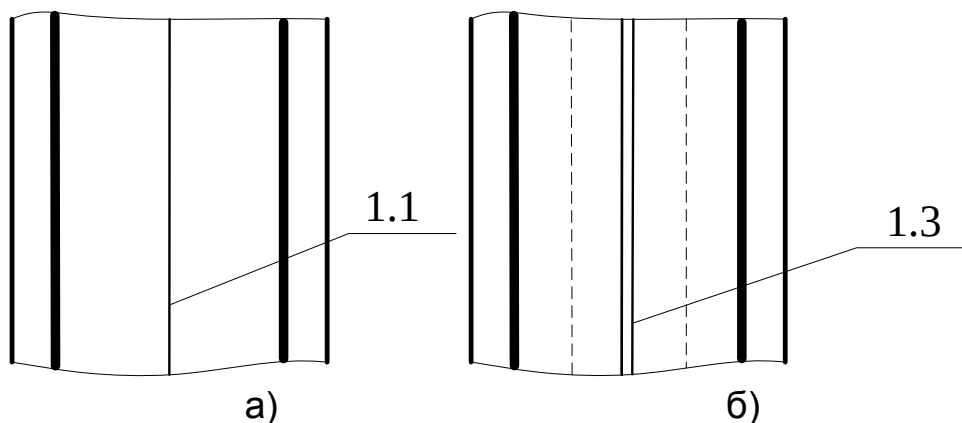


Рис. 1. Ділянка дороги у населеному пункті: а) двосмугова дорога; б) чотирисмугова дорога.

У відповідності з термінами “Розділювальна смуга” та “Проїзна частина” (проїзна частина – елемент дороги, призначений для руху нерейкових транспортних засобів; дорога може мати декілька проїзних частин, межами яких є розділювальні смуги) на рисунку 1а ми маємо дві проїзні частини, а на рисунку 1б – одну, оскільки лінія розмітки 1.3 не є розділювальною смугою. Хоча для кожного учасника дорожнього руху зрозуміло, що на обох рисунках зображено дві проїзні частини.

Наступне положення Правил. У розділі “Розташування транспортних засобів на дорозі” у пункті 11.3 зазначено – на дорогах із двостороннім рухом, які мають по одній смузі для руху в кожному напрямку, за відсутності суцільної лінії дорожньої розмітки чи відповідних дорожніх знаків виїзд на смугу зустрічного руху можливий лише для обгону та об’їзду перешкоди або зупинки чи стоянки біля лівого краю проїзної частини в населених пунктах у дозволених випадках, при цьому водії зустрічного напрямку мають перевагу [3]. В даному випадку Правила чітко визначають місце зупинки чи стоянки транспортного засобу на дорозі з двостороннім рухом, що має по одній смузі для руху в кожному напрямку – біля її

лівого краю. У населених пунктах водії зобов'язані поставити свій транспортний засіб якомога ближче до тротуару (бортового каменю).

У розділі “Зупинка і стоянка” у пункті 15.3 зазначено – у населених пунктах зупинка і стоянка транспортних засобів дозволяються на лівому боці дороги, що має по одній смузі для руху в кожному напрямку (без трамвайних колій посередині) і не розділена розміткою 1.1, а також на лівому боці дороги з одностороннім рухом [3].

Тобто на дорогах, що мають однакові характеристики щодо кількості смуг і наявності розмітки Правила визначають місце де дозволяється зупинити водію свій транспортний засіб для зупинки чи стоянки, проте у різних розділах це місце описується по-різному. У розділі “Розташування транспортних засобів на дорозі” зазначається, що зупинка чи стоянка дозволяється біля лівого краю проїзної частини, у розділі “Зупинка і стоянка” – на лівому боці дороги. Оскільки ми вже розглянули поняття “лівий край проїзної частини”, необхідно з'ясувати зміст поняття “лівий бік дороги”.

В загальних положеннях ПДР зазначено, що автомобільна дорога, вулиця (дорога) це частина території, зокрема в населеному пункті, з усіма розташованими на ній спорудами (мостами, шляхопроводами, естакадами, надземними і підземними пішохідними переходами) та засобами організації дорожнього руху, призначена для руху транспортних засобів і пішоходів та обмежена по ширині зовнішнім краєм тротуарів чи краєм смуги відводу. Таким чином, виходячи з тлумачення терміна “Автомобільна дорога, вулиця (дорога)” ми можемо встановити, що будь-який (правий чи лівий) бік дороги у населеному пункті обмежений по ширині зовнішнім краєм тротуару. А це означає, що водії можуть у відповідності з пунктом 15.3 зупинити чи ставити на стоянку транспортні засоби на тротуарі.

Таким чином, ми маємо певні розбіжності у змісті окремих пунктів розділів “Розташування транспортних засобів на дорозі” та “Зупинка і стоянка” ПДР, щодо чіткого визначення місця зупинки і стоянки транспортних засобів на дорогах із двостороннім рухом, які мають по одній смузі для руху в кожному напрямку.

На нашу думку потребує уточнення термін, який застосовується у розділі “Технічний стан транспортних засобів та їх обладнання”, а саме у пункті 31.6, в якому наведений перелік несправностей, за яких забороняється подальший рух транспортних засобів. Так у пункті 31.6 г зазначено, що забороняється подальший рух транспортних засобів, у яких зіпсований тягово-зчіпний пристрій автопоїзда [3]. У російськомовному варіанті Правил цей пункт записаний так – “запрещается дальнейшее движение транспортных

средств, у которых повреждено тягово-сцепное устройство автопоезда” [5].

У перекладі з української на російську термін “зіпсований” означає “испорченный”. А у перекладі з російської на українську термін “повреждено” означає “пошкоджено”. Тлумачний словник української мови дає таке визначення терміна “зіпсований” – який зіпсувався, став непридатним для використання, вживання [1], тобто потребує заміни. Отже необхідно уточнити у тексті Правил, чи тягово-зчіпний пристрій автопоїзда повинен бути зіпсований, щоб заборонявся подальший рух транспортних засобів, чи пошкоджений.

Висновок. Процес формування безпеки дорожнього руху є різнобічним і багатофакторним. Тому вирішення завдання підвищення безпеки на дорозі, виявлення факторів, які впливають на ризик виникнення ДТП, повинно розглядатися як пріоритетне завдання. Окремим напрямком у цьому процесі є удосконалення змісту діючих Правил дорожнього руху України. Матеріали та висновки дослідження будуть використані у навчальному процесі.

Список літератури

1. *Великий* тлумачний словник сучасної української мови. Київ. Ірпінь. 2003. 1440 с.
2. *Колосок І. О.* Сучасний стан безпеки дорожнього руху у сільських населених пунктах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2013. Вип. 185. Ч. 1. С. 257—263.
3. *Правила* дорожнього руху України. Дніпропетровськ. 2013. 80 с.
4. http://pdd.ua/r/5/f/doc/DSTU_2587-2010.pdf.
5. <http://monolith.in.ua/pdd/onlayn-pdd-ukrainyi-na-russkom-yazyike>.
6. <http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%D1%80>.

References

1. *Big* explanatory dictionary of modern Ukrainian language. (2003). Kiev. Irpen. 1440.
2. *Kolosok I. O.* (2013). Current state of road safety in rural areas. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 185. Part 1. 257-263.
3. *Traffic* regulations of Ukraine. (2013). Dnepropetrovsk. 80.
4. http://pdd.ua/r/5/f/doc/DSTU_2587-2010.pdf.
5. <http://monolith.in.ua/pdd/onlayn-pdd-ukrainyi-na-russkom-yazyike>.
6. <http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%D1%80>.

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

И. А. Колосок

Аннотация. Проблема обеспечения безопасности дорожного движения в Украине за последние годы приобрела актуальный

характер. Экономика, что развивается с одной стороны, стимулирует развитие и расширение автомобильных перевозок, с другой - несет негативные последствия, а именно: рост числа дорожно-транспортных происшествий, увеличение количества погибших и раненых, загрязнение окружающей среды, увеличение экономического потерь.

Основными причинами такого положения является недостаточный уровень обеспечения безопасности дорожного движения; ненадлежащее обеспечение технического обслуживания транспортных средств; низкий уровень дисциплины участников дорожного движения; несоответствие состояния улично-дорожной сети уровню интенсивности дорожного движения; недостаточность внедрения новейших технологий и технических средств организации дорожного движения.

Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте – комплексная задача, для решения которой требуется системный подход, обусловленный созданием эффективной системы управления безопасностью дорожного движения, воплощением в практику современных методов решения задач организации и управления дорожным движением, а также его безопасностью, внедрением отечественного и зарубежного опыта разработки автоматизированных и интеллектуальных систем управления дорожным движением, разработкой эффективного применения нормативных, информационных, технических, методических, экспертных, образовательных средств и технологий.

Ключевые слова: аварийность, автомобильный транспорт, безопасность движения, дорожно-транспортное происшествие, правила дорожного движения

TOPICAL ISSUES OF ROAD SAFETY

I. O. Kolosok

Abstract. The problem of ensuring road safety in Ukraine in recent years has acquired an up-to-date character. The economy, which develops on the one hand, stimulates the development and expansion of road transport, on the other hand it has negative consequences, namely: the increase in the number of road accidents, the increase in the number of dead and wounded, pollution of the environment, and increased economic losses.

The main reasons for this situation are the insufficient level of road safety; inadequate maintenance of vehicles; low level of discipline of road users; inconsistency of the road network status with the level of traffic intensity; insufficiency of introduction of the newest technologies and technical means of the organization of traffic.

Providing road safety in road transport is a complex task, which requires a systematic approach, due to the creation of an effective road safety management system, the implementation of modern methods of solving problems of organization and management of traffic, as well as its safety, the introduction of domestic and foreign development experience Automated and intelligent traffic management systems, the development of effective application of regulatory, Information, technical, methodical, expert, educational tools and technologies.

Key words: *accidents, road transport, traffic safety, road traffic accidents, traffic rules*

УДК 631.333.5

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУКОВИСІВНОГО АПАРАТА СПІРАЛЬНОГО ТИПУ НА ЯКІСТЬ РОЗПОДІЛУ ТВЕРДИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

**О. П. Деркач, кандидат історичних наук
М. П. Матвієнко, студентка
e-mail: oleksiy.derkach@gmail.com**

Анотація. *Якість поверхневого внесення твердих мінеральних добрив в значній мірі залежить від рівномірності їх розподілення по ширині захвату машини. Зниження нерівномірності поверхневого внесення твердих мінеральних добрив на 1% призводить до приросту врожаю на 1% і навпаки. Для поверхневого внесення твердих мінеральних добрив застосовують розкидачі з дисковими робочими органами, які становлять 90% від загальної кількості машин, та розкидачі з штанговими робочими органами, які можуть бути пневматичними або механічними. Розкидачі з відцентровими дисковими робочими органами мають суттєвий недолік – високу нерівномірність розподілення добрив по поверхні поля. Серед механічних штангових робочих органів найбільшого поширення отримали машини зі шнековими і спіральними туковисівними апаратами. Вони використовуються як для основного, так і для локального внесення твердих мінеральних добрив. Дозування добрив у спіральних туковисівних апаратах здійснюють через отвори з регульованим перетином, що розташовані в нижній частині кожуха та через отвори постійного перетину. Недоліком апаратів*

© О. П. Деркач, М. П. Матвієнко, 2017

Providing road safety in road transport is a complex task, which requires a systematic approach, due to the creation of an effective road safety management system, the implementation of modern methods of solving problems of organization and management of traffic, as well as its safety, the introduction of domestic and foreign development experience Automated and intelligent traffic management systems, the development of effective application of regulatory, Information, technical, methodical, expert, educational tools and technologies.

Key words: *accidents, road transport, traffic safety, road traffic accidents, traffic rules*

УДК 631.333.5

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУКОВИСІВНОГО АПАРАТА СПІРАЛЬНОГО ТИПУ НА ЯКІСТЬ РОЗПОДІЛУ ТВЕРДИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

**О. П. Деркач, кандидат історичних наук
М. П. Матвієнко, студентка
e-mail: oleksiy.derkach@gmail.com**

Анотація. *Якість поверхневого внесення твердих мінеральних добрив в значній мірі залежить від рівномірності їх розподілення по ширині захвату машини. Зниження нерівномірності поверхневого внесення твердих мінеральних добрив на 1% призводить до приросту врожаю на 1% і навпаки. Для поверхневого внесення твердих мінеральних добрив застосовують розкидачі з дисковими робочими органами, які становлять 90% від загальної кількості машин, та розкидачі з штанговими робочими органами, які можуть бути пневматичними або механічними. Розкидачі з відцентровими дисковими робочими органами мають суттєвий недолік – високу нерівномірність розподілення добрив по поверхні поля. Серед механічних штангових робочих органів найбільшого поширення отримали машини зі шнековими і спіральними туковисівними апаратами. Вони використовуються як для основного, так і для локального внесення твердих мінеральних добрив. Дозування добрив у спіральних туковисівних апаратах здійснюють через отвори з регульованим перетином, що розташовані в нижній частині кожуха та через отвори постійного перетину. Недоліком апаратів*

© О. П. Деркач, М. П. Матвієнко, 2017

з регульованим перетином, що розташовані в нижній частині кожуха є те, що регулювання площі висівного отвору при зміні норми внесення є складним технічним завданням, так як на продуктивність отвору впливають його форма і розмір, висота шару добрив, фізико-механічні властивості добрив та їх вологість. Для забезпечення рівномірного розподілу добрив у спіральних туковисівних апаратах використовують конструкцію, в якій верхня кромка висівних отворів розташована вище верхньої межі сипкого тіла, а площа поперечного перерізу всіх отворів забезпечує максимально необхідну продуктивність. Експериментально було виявлено вплив конструктивних параметрів і режимів роботи такого спірального туковисівного апарату та його елементів на рівномірність розподілу мінеральних добрив по ширині захвату машини. На підставі цього проведено обґрунтування досліджуваних факторів, спрямоване на забезпечення розподілу добрив з нерівномірністю, що не перевищує допустимого значення відповідно до агротехнічних вимог.

Ключові слова: мінеральні добрива, машина для внесення добрив, штанговий спіральний туковисівний апарат, рівномірність внесення

Постановка проблеми. Одним із шляхів підвищення врожайності сільськогосподарських культур є поверхневе внесення твердих мінеральних добрив. Важливою причиною їх низької ефективності є нерівномірний розподіл добрив по поверхні поля. Це пов'язано з недосконалістю технічних засобів, неправильним регулюванням туковисівних апаратів тощо.

Якість розподілу твердих мінеральних добрив по ширині захвату машини оцінюють по нерівномірності, яка не повинна перевищувати 15% [1].

Кількісно нерівномірність визначається коефіцієнтом варіації доз внесення добрив по ширині захвату машини:

$$\nu = \frac{100}{\bar{q}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (q_i - \bar{q})^2},$$

де: q_i – маса добрив в i -ій пробі, g ; $\bar{q}$ – середнє значення маси добрив в контейнерах, g ; n – кількість відібраних проб.

Відомі розкидачі твердих мінеральних добрив, особливо з дисковими робочими органами, не в повній мірі задовольняють агротехнічним вимогам з рівномірності розподілу добрив по поверхні поля. Тому визначення впливу конструкції та режимів роботи робочого органа на якість розподілу твердих мінеральних добрив по ширині захвату машини є актуальними питанням.

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад у формування теоретичних основ з дослідження процесів штангових машин для внесення мінеральних добрив зробили вчені: В.В. Адамчук, В.С. Шерстюк, В.П. Забродін та інші [2, 3, 4]. Аналіз процесу поверхневого внесення твердих мінеральних добрив машинами з штанговими робочими органами показав, що ще існує багато питань, особливо ті, що стосуються розподілу добрив по поверхні поля спіралью-шнековим туковисівним апаратом, які необхідно дослідити.

Мета досліджень. Дослідити експериментальним шляхом вплив параметрів і режимів роботи туковисівного апарату спірального типу на нерівномірність розподілу добрив і їх обґрунтування, спрямоване на зниження нерівномірності розподілу добрив по ширині захвату машини.

Результати досліджень. Особливістю штангових машин для суцільного поверхневого внесення твердих мінеральних добрив є наявність у них розподільно-висівної системи, яка забезпечує висівання і більш рівномірне розподілення матеріалу по ширині захвату машини, ніж у машин з дисковими робочими органами. Функціональна схема такої машини представлена на рис. 1.

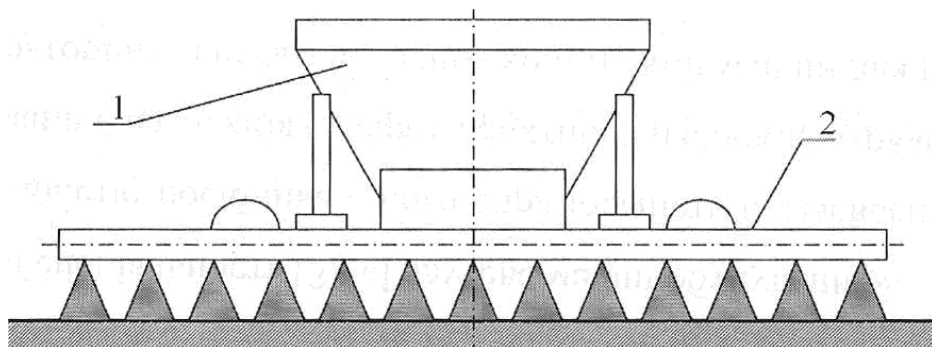


Рис. 1. Схема штангової машини для внесення мінеральних добрив: 1 – бункер; 2 – розподільно-висівна системи.

Серед штангових машин для поверхневого внесення твердих мінеральних добрив найбільшого поширення отримали машини зі шнековими і спіральними туковисівними апаратами. Вони використовуються як для основного, так і для локального внесення мінеральних добрив.

Для забезпечення рівномірного розподілу добрив штанговим туковисівним апаратом необхідно, щоб продуктивність всіх його висівних отворів була однаковою. Аналіз досліджень показує, що це можна здійснити двома способами: дозуванням через отвори з регульованим перетином, що розташовані в нижній частині кожуха; та дозуванням через отвори постійного перетину [5].

Недоліком першого способу є те, що регулювання площ висівних отворів при зміні норми внесення є складним технічним завданням, так як на продуктивність отвору впливають його форма і розмір, висота шару добрив і їх фізико-механічні властивості та ін. Крім того, при висіві добрив підвищеної вологості можливе налипання частинок на стінки дозувальних отворів, що приводить до зменшення їх площі.

Тому більш перспективним є другий спосіб. Для забезпечення рівномірного розподілу добрив при такому способі дозування можна використовувати конструкцію, в якій верхня кромка висівних отворів розташована вище верхньої межі сипкого тіла (рис. 2), а площа поперечного перерізу всіх отворів забезпечує максимально необхідну продуктивність [6]. При цьому нижня кромка кожного висівного отвору повинна бути розташована таким чином, щоб норма висівних добрив через отвір дорівнювала заданій, а сумарна продуктивність отворів дорівнювала подачі добрив в кожух.

Теоретичними дослідженнями встановлено [6], що для забезпечення рівномірного розподілу добрив туковисівний апарат повинен мати можливість зміни положення нижніх кромek висівних отворів. Це може бути досягнуто в конструкції з поворотним кожухом [4]. Однак теоретичними дослідженнями не вдалося виявити вплив кінематичних, геометричних і конструкційних параметрів туковисівного апарату на рівномірність розподілу мінеральних добрив. Тому були проведені експериментальні дослідження, метою яких було виявлення впливу параметрів і режиму роботи спірального туковисівного апарату на нерівномірність розподілу добрив і їх обґрунтування, спрямоване на зниження нерівномірності розподілу добрив.

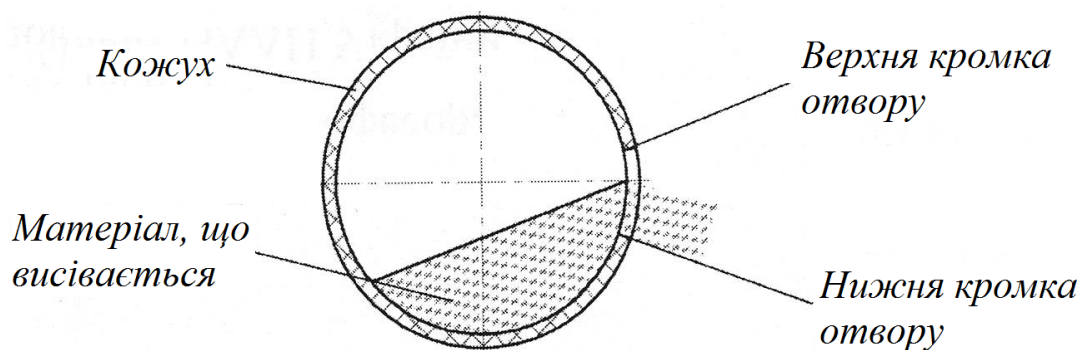


Рис. 2. Поперечний переріз кожуха спірального туковисівного апарата.

Аналіз результатів експериментальних досліджень показує, що значний вплив на нерівномірність розподілу добрив має частота обертання спіралі ν (рис. 3). При проведенні дослідження

висівних отворів вибиралося виходячи із забезпечення мінімальної нерівномірності при частоті обертання спіралі 200 хв^{-1} ; при інших частотах обертання положення висівних отворів не змінювалося.

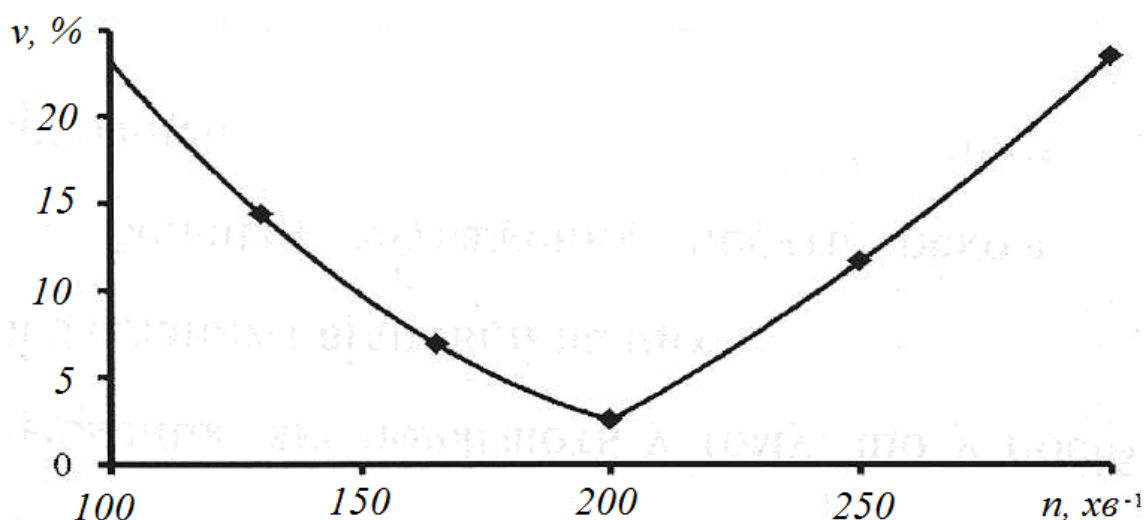


Рис. 3. Вплив частоти обертання спіралі на рівномірність розподілу добрив.

Залежно від особливостей поведінки матеріалу в кожусі шнека залежність була розділена на дві частини – менше частоти обертання 200 хв^{-1} , і більше за неї. Величина граничного значення частоти обертання була обумовлена встановленням положення висівних отворів саме на це значення.

З аналізу отриманої залежності випливає, що виконання агротехнічних вимог (нерівномірність розподілу добрив менше 15%) забезпечується в інтервалі частот обертання $125 \dots 260 \text{ хв}^{-1}$.

Збільшення нерівномірності розподілу добрив при частотах обертання спіралі, відмінних від 200 хв^{-1} пов'язано з відхиленням від необхідного розташування висівних отворів. Це обумовлено тим, що зміна частоти обертання спіралі призводить до зміни співвідношення радіальної і осьової швидкостей руху матеріалу в кожусі, тим самим змінюється характер розподілу матеріалу по довжині кожуха, що і призводить до зниження рівномірності розподілу. Отже, при зміні частоти обертання необхідно змінювати розташування висівних отворів, тобто необхідно регулювати положення висівних отворів на мінімальну нерівномірність для кожної частоти обертання. Це може бути здійснено шляхом застосування конструкції з поворотним кожухом [4]. Як показують результати експериментальних досліджень, це значно знизило нерівномірність розподілу добрив (рис. 4). При цьому в порівнянні з конструкцією туковисівного апарату з нерухомим кожухом зниження нерівномірності може скласти до 60% в залежності від частоти обертання спіралі, а

виконання агротехнічних вимог по нерівномірності розподілу добрив виконується в усьому досліджуваному діапазоні частот обертання.

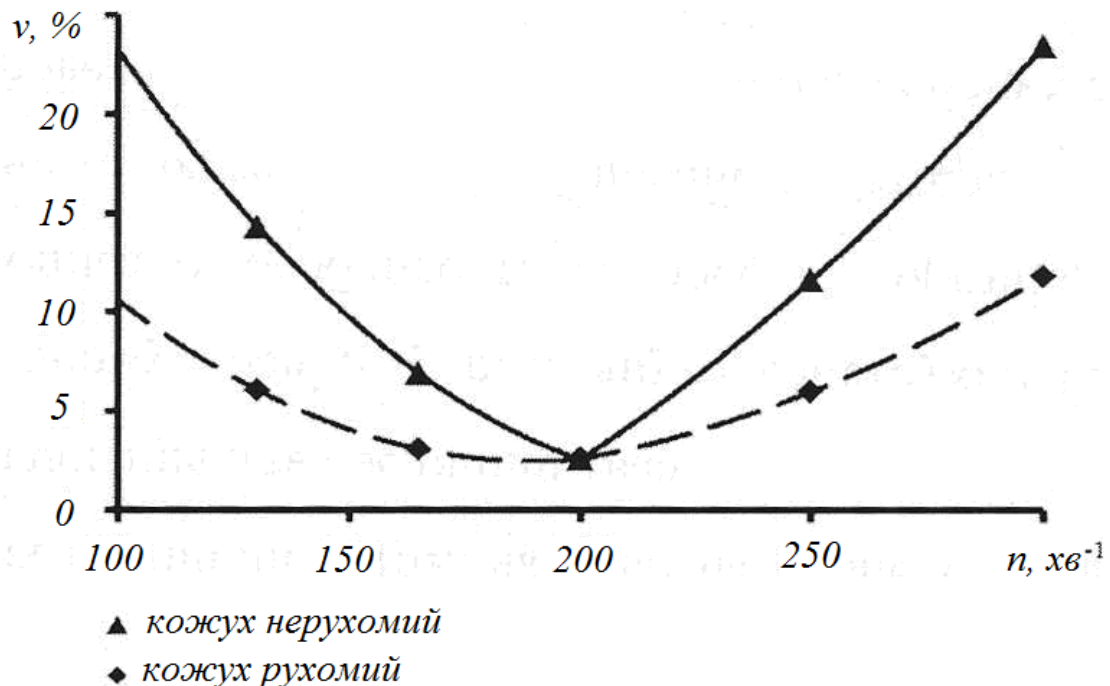


Рис. 4. Вплив конструкції кожуха спірального апарату на рівномірність розподілу добрив.

Збільшення нерівномірності розподілу добрив при регулюванні положення кожуха обумовлено тим, що для забезпечення рівномірного розподілу добрив при зміні частоти обертання необхідно змінювати не тільки кут повороту всього кожуха, а й кожного отвору окремо, що є складним технічним завданням.

Оскільки частота обертання спіралі вибирається виходячи із забезпечення необхідної продуктивності (норми внесення) і при залежному приводі спіралі залежить від швидкості руху агрегату, то налагодження кута повороту кожуха повинно здійснюватися виходячи із забезпечення мінімальної нерівномірності розподілу в режимі робочого ходу.

Апарати спірального типу за конструктивними ознаками поділяються на апарати з валом та без нього. Як показують результати експериментальних досліджень, конструкція апарату також впливає на нерівномірність розподілу добрив по ширині захвату (рис. 5).

Так, застосування конструкції апарату без вала дозволяє досягти зниження нерівномірності до 21%. Це пов'язано зі збільшенням заповнюваності простору між витками, і, як наслідок, зміною характеру його руху.

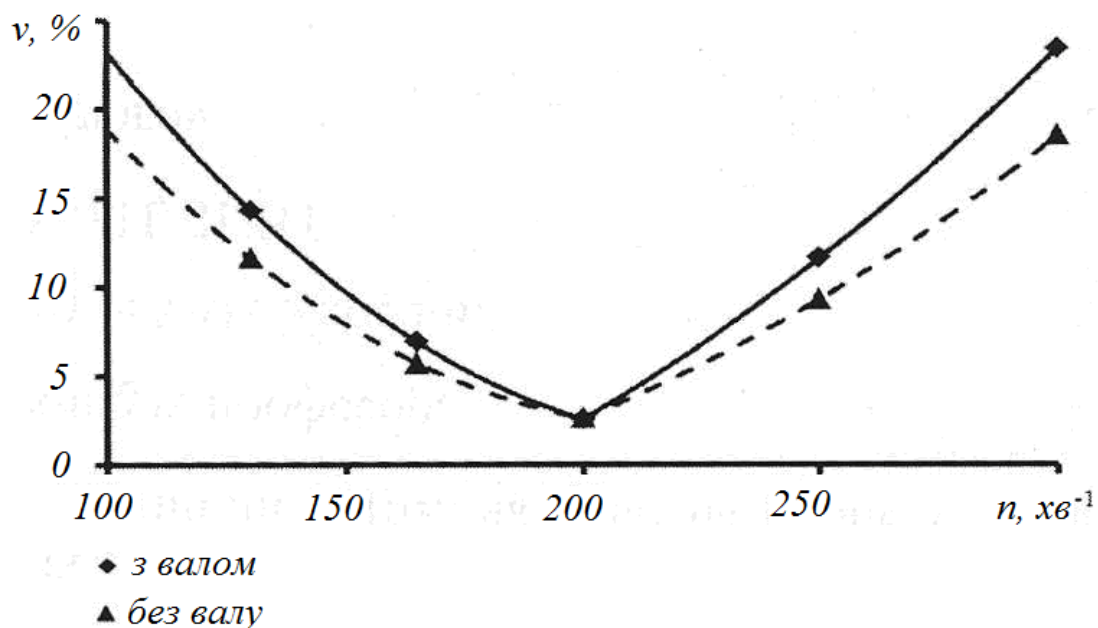


Рис. 5. Вплив конструкції туковисівного апарата на рівномірність розподілу добрив.

Таким чином, для підвищення якості розподілу добрив по ширині захвату спірального туковисівного апарату необхідно використовувати конструкцію без вала.

Важливим конструктивним параметром спіралі, що суттєво впливає на продуктивність апарату, є відношення кроку спіралі до її діаметру [6]. Зміна цього параметра значно впливає і на рівномірність розподілу добрив (рис. 6).

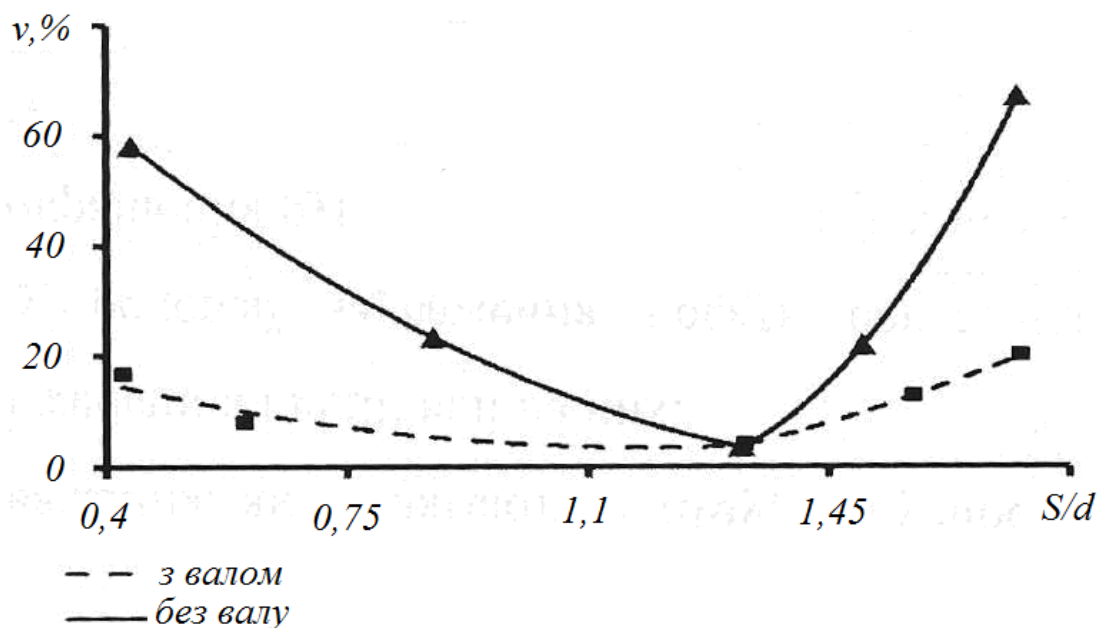


Рис. 6. Вплив відношення кроку спіралі до її діаметру на рівномірність розподілу добрив.

З рис. 6 випливає, що найменша нерівномірність розподілу досягається при відношенні кроку спіралі до її діаметра $S/d = 1,18$. Це пов'язано з тим, що розташування висівних отворів визначалося саме для цього значення.

Встановлення спіралей з іншими відношенням S/d призводить до зростання нерівномірності, що пов'язано зі зміною заповнюваності простору між витками спіралі і, як наслідок, зміні характеру розподілу матеріалу по довжині штанги. При цьому наявність вала призводить до більш плавного збільшення нерівномірності, що пов'язано з меншою, в порівнянні з конструкцією апарату без вала, заповнюваністю кожуха матеріалом і, як наслідок, більш плавної зміни по довжині штанги висоти шару матеріалу.

Таким чином, розташування висівних отворів на кожусі на етапі проектування туковисівного апарату повинно вибиратися виходячи з забезпечення мінімальної нерівномірності для спіралі, що використовується. Якщо ж планується використання різних спіралей (наприклад, для зміни норми внесення), то розташування висівних отворів має визначатися для спіралі із середнім значенням відношення S/d .

Висновок. На підставі проведених експериментальних досліджень можна зробити висновок, що підвищити якість розподілу мінеральних добрив туковисівним апаратом спірального типу можна шляхом використання конструкції без вала з рухомим кожухом. При цьому розташування висівних отворів має визначатися для значень частоти обертання спіралі і відношення її кроку до діаметру, вибраних раніше виходячи із забезпечення необхідної норми внесення добрив.

Список літератури

1. ДСТУ ISO 5690-1:2012. Устаткування для внесення добрив. Методи випробування. Частина 1. Розподільники для суцільного внесення добрив (ISO 5690-1:1985, IDT).
2. Адамчук В. В. Параметри живильників-конвеєрів машин для внесення мінеральних добрив. Вісник аграрної науки. 2003. № 1. С. 62—64.
3. Шерстюк В. С. Движение сыпучего материала через дозатор. Вісник ХДТУСГ. Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. Харків. 2004. Вип. 26. С. 190—200.
4. Спирально-шнековый смеситель-разбрасыватель минеральных удобрений С12244395RU7A01G15/08. В.П. Забродин, И.Г. Пономаренко, С.Б. Панёв (АЧГАА). №2003138208. Заявл. 31.12.03. Изобретения. 2005. № 2. С. 380.
5. Догановский М. Г., Козловский Е. В. Машины для внесения удобрений. Москва. Машиностроение. 1972. 272 с.
6. Забродин В. П., Пономаренко И. Г. Внесение смесей минеральных удобрений спирально-шнековыми аппаратами: монография. Зерноград. ФГБОУ ВПО АЧГАА. 2012. 107 с.

References

1. State Standard ISO 5690-1. (2012). Ustatkovannya to make good. Metodi viprobuvannya. Chastina 1. Rozpodilniki for sutsilnogo Making good (ISO 5690-1: 1985, IDT).
2. Adamchuck V. V. (2003). Parameters zhivilnikiv-konveeriv Fertilizer mineralnih Welcome. News of Agrarian Sciences. № 1. 62-64.
3. Sherstuk V. S. (2004). The movement of the bulk material through the dispenser. News HDTUSG: Tehnichnyy SERVIS APK, tehnika that tehnologii in silskogospodarskomu mashinobuduvanni. Kharkiv. HDTUSG. Vip. 26. 190-200.
4. S12244395RU7A01G15/08. (2005). Spiral auger mixing mineral spreaders. V. P. Zabrodin, I. G. Ponomarenko, S. B. Panyov (ACHGAA). №2003138208. Stated. 31.12.03. Inventions. № 2. 380.
5. Doganovsky M. G., Kozlovsky E. V. (1972). Machinery Fertilizer. Moscow. Engineering. 272.
6. Zabrodin V. P., Ponomarenko I. G. (2012). Adding fertilizer mixtures spiral screw machines: monograph. Zernograd. 107.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУКОВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА СПИРАЛЬНОГО ТИПА НА КАЧЕСТВО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТВЕРДЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

А. П. Деркач, М. П. Матвиенко

Аннотация. *Качество поверхностного внесения твердых минеральных удобрений в значительной степени зависит от равномерности их распределения по ширине захвата машины. Снижение неравномерности поверхностного внесения твердых минеральных удобрений на 1% приводит к приросту урожая на 1% и наоборот. Для поверхностного внесения твердых минеральных удобрений применяют разбрасыватели с дисковыми рабочими органами, составляющие 90% от общего количества машин, и разбрасыватели со штанговыми рабочими органами, которые могут быть пневматическими или механическими. Разбрасыватели с центробежными дисковыми рабочими органами имеют существенный недостаток – высокую неравномерность распределения удобрений по поверхности поля. Среди механических штанговых рабочих органов наибольшее распространение получили машины со шнековыми и спиральными туковысевающими аппаратами. Они используются как для основного, так и для локального внесения твердых минеральных удобрений. Дозировка удобрений в спиральных туковысевающих аппаратах осуществляется через отверстия с регулируемым сечением, расположенные в нижней части кожуха и через отверстия постоянного сечения. Недостатком аппаратов с регулируемым сечением, которые расположены в нижней части кожуха является то, что регулирование площади высевного*

отверстия при изменении нормы внесения является сложной технической задачей, так как на производительность отверстий влияют его форма и размер, высота слоя удобрений, физико-механические свойства удобрений и их влажность. Для обеспечения равномерного распределения удобрений в спиральных туковысевающих аппаратах используют конструкцию, в которой верхняя кромка высевающих отверстий расположена выше верхней границы сыпучего тела, а площадь поперечного сечения всех отверстий обеспечивает максимально необходимую производительность. Экспериментально было выявлено влияние конструктивных параметров и режимов работы такого спирального туковысевающего аппарата и его элементов на равномерность распределения минеральных удобрений по ширине захвата машины. На основании этого проведено обоснование исследуемых факторов, направленное на обеспечение распределения удобрений с неравномерностью, что не превышает допустимого значения в соответствии с агротехническими требованиями.

Ключевые слова: минеральные удобрения, машина для внесения удобрений, штанговый спиральный туковысевающий аппарат, равномерность внесения

DETERMINATION OF INFLUENCE OF CONSTRUCTION AND OPERATION MODE FERTILIZER DISTRIBUTING MACHINE SPIRAL TYPE ON QUALITY DISTRIBUTION OF SOLID MINERAL FERTILIZERS

O. P. Derkach, M. P. Matvienko

Abstract. The quality of surface application of solid mineral fertilizers is largely dependent on the uniformity of their distribution over the working width of the machine. Reducing the uneven surface of mineral fertilizers by 1% leads to an increase in yield of 1%, and vice versa. For surface application of solid fertilizer spreaders used with disk working organs that make up 90% of the total number of machines and spreaders with sucker rod working bodies, which can be pneumatic or mechanical. Spreaders with centrifugal disc working bodies have a significant disadvantage - high non-uniformity of distribution of fertilizer on the surface of the field. Among the mechanical rod working bodies of the most widely used machines with screw and scroll fertilizer distributing machines. They are used for both the primary and for the local application of solid fertilizers. Dosage fertilizer distributing fertilizers spiral apparatuses through holes with an adjustable cross-section at the bottom of the casing and through the apertures of constant cross section. The disadvantage of devices with an adjustable section, which are

arranged in the lower part of the casing is that the management area of seed holes in the modification of the application is a technical challenge, because the opening performance affect its shape and size, bed height fertilizers, physical and mechanical properties of fertilizers and their moisture content. To ensure uniform distribution of fertilizer in a fertilizer distributing apparatus uses the helical structure in which the upper edge of the sowing openings located above the upper boundary of the body of bulk, and cross-sectional area of all holes provides the necessary maximum capacity. It was experimentally discovered the effect of the design parameters and operating modes of the spiral fertilizer distributing machine and its components on the uniform distribution of fertilizers for working widths of the machine. On the basis of the conducted study investigated factors, aimed at ensuring the distribution of fertilizers with non-uniformity, which does not exceed the permissible values in accordance with the agronomic requirements.

Key words: *mineral fertilizers, fertilizing machines, spiral rod fertilizer distributing machine, uniformity of application*

УДК 621.01: 621.87

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА

***В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич, доктори технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***А. С. Хорошун, кандидат фізико-математичних наук
Інститут механіки ім. С. П. Тимошенка
e-mail: romasevichyuriy@ukr.net***

Анотація. *На основі динамічної моделі руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі побудовано його математичну модель, яка представляється у вигляді системи звичайних неоднорідних лінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Обґрунтовано вибір критерію для проведення оптимізації та режиму руху крана. Наведено постановку та аналіз задачі оптимального за інтегральним комплексним критерієм керування рухом вантажопідйомного крана із вантажем на гнучкому підвісі. Із використанням умови Лежандра встановлено, що обраний оптимізаційний критерій може бути мінімізований. Встановлено, що поставлену задачу неможливо розв'язати методом*

© В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич, А. С. Хорошун, 2017

arranged in the lower part of the casing is that the management area of seed holes in the modification of the application is a technical challenge, because the opening performance affect its shape and size, bed height fertilizers, physical and mechanical properties of fertilizers and their moisture content. To ensure uniform distribution of fertilizer in a fertilizer distributing apparatus uses the helical structure in which the upper edge of the sowing openings located above the upper boundary of the body of bulk, and cross-sectional area of all holes provides the necessary maximum capacity. It was experimentally discovered the effect of the design parameters and operating modes of the spiral fertilizer distributing machine and its components on the uniform distribution of fertilizers for working widths of the machine. On the basis of the conducted study investigated factors, aimed at ensuring the distribution of fertilizers with non-uniformity, which does not exceed the permissible values in accordance with the agronomic requirements.

Key words: *mineral fertilizers, fertilizing machines, spiral rod fertilizer distributing machine, uniformity of application*

УДК 621.01: 621.87

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА

***В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич, доктори технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***А. С. Хорошун, кандидат фізико-математичних наук
Інститут механіки ім. С. П. Тимошенка
e-mail: romasevichyuriy@ukr.net***

Анотація. *На основі динамічної моделі руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі побудовано його математичну модель, яка представляється у вигляді системи звичайних неоднорідних лінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Обґрунтовано вибір критерію для проведення оптимізації та режиму руху крана. Наведено постановку та аналіз задачі оптимального за інтегральним комплексним критерієм керування рухом вантажопідйомного крана із вантажем на гнучкому підвісі. Із використанням умови Лежандра встановлено, що обраний оптимізаційний критерій може бути мінімізований. Встановлено, що поставлену задачу неможливо розв'язати методом*

© В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич, А. С. Хорошун, 2017

варіаційного числення. Для отримання наближеного розв'язку задачі побудовано „опорну” функцію, яка знайдена як розв'язок багатоточкової крайової задачі. Це забезпечило гладкість наближеного розв'язку варіаційної задачі. Для ілюстрації отриманих результатів побудовані фазові портрети коливань, з яких видно, що коливання вантажу та елементів крана у момент виходу крана на усталену швидкість припиняються. Таким чином, навантаження кранової металоконструкції, а також елементів механізму переміщення крана динамічними зусиллями відбувається лише під час розгону та гальмування крана. Крім того, збільшується продуктивність його роботи, оскільки коливання вантажу не зумовлюють додаткових мікропереміщень крана для їх усунення.

Ключові слова: вантажопідйомний кран, динамічні навантаження, оптимальне керування, метод коллокацій

Постановка проблеми. Сучасні мостові крани працюють із значними номінальними швидкостями, що викликано необхідністю підвищення продуктивності їх роботи. Іншими вимогами до роботи кранів є висока енергоефективність та довговічність. Одночасне забезпечення вказаних вимог, які мають суперечливий характер, вимагає вивчення динамічних та енергетичних процесів, що мають місце протягом перехідних процесів. Це пояснюється тим, що механізми крана працюють в основному у повторно-короткочасному режимі. Одним із підходів щодо забезпечення ефективної експлуатації мостових кранів є оптимізація режимів їх руху. Актуальність розв'язання оптимізаційних задач (у різних постановках) керування рухом вантажопідйомних кранів не викликає сумніву, оскільки дає змогу підвищити продуктивність, надійність та енергоефективність роботи механізмів вантажопідйомних кранів.

Аналіз останніх досліджень. Динамічні та енергетичні процеси у вантажопідйомних машинах та механізмах, що супроводжують перехідні процеси їх руху, досліджені у роботах [1–6]. Однак, у цих роботах не враховані можливості сучасних систем керування рухом кранових механізмів, які можуть реалізувати практично будь-яку діаграму зміни швидкості або крутного моменту.

У роботах [6, 7] показано, що при реостатному керуванні швидкістю приводу крана у його елементах виникають значні динамічні навантаження. Реостатне керування швидкістю супроводжується інтенсивними енергетичними втратами у приводних двигунах. Для усунення цих небажаних факторів, а також для підвищення продуктивності роботи крана за рахунок усунення

коливань вантажу на гнучкому підвісі необхідно виконати оптимізацію режиму його пуску та гальмування.

Аналіз публікацій показує, що шляхом оптимізації режимів руху кранових механізмів вдається знизити рівень динамічних навантажень у елементах крана, покращити енергоефективність його роботи, збільшити продуктивність та у деякій мірі зменшити навантаження на кранівника.

Мета досліджень є синтез оптимального керування рухом мостового вантажопідйомного крана та аналіз динаміки його руху при оптимальному керуванні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: 1) виконати постановку та аналіз задачі оптимального керування рухом вантажопідйомного крана із вантажем на гнучкому підвісі; 2) виконати розв'язок задачі за допомогою варіаційних підходів; 3) проаналізувати отримані результати за кінематичними та динамічними показниками.

Результати досліджень. Для проведення досліджень приймемо чотиримасову динамічну модель руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 1), в якій всі маси вважаємо зведеними до поступального руху крана. Крім того, не будемо враховувати зазори в приводі, пробуксовування приводних коліс крана та вважаємо, що візок знаходиться всередині прольоту моста.

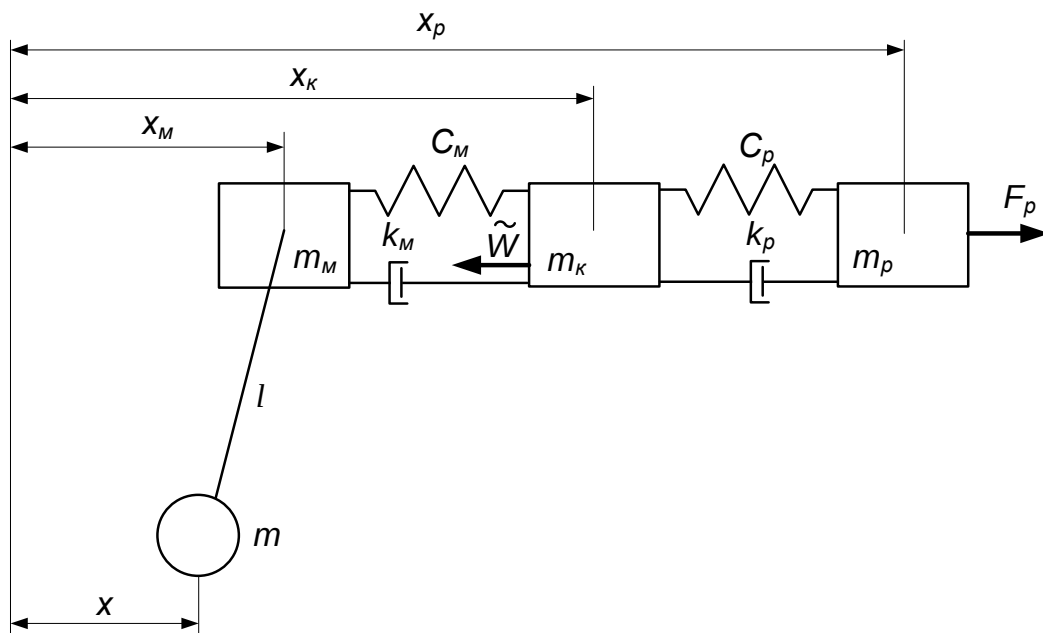


Рис. 1. Чотиримасова динамічна модель руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі.

Наведена на рис. 1 модель динаміки руху мостового крана описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_p = F_p - c_p (x_p - x_k) - k_p (\dot{x}_p - \dot{x}_k); \\ m_k \ddot{x}_k = c_p (x_p - x_k) + k_p (\dot{x}_p - \dot{x}_k) - c_m (x_k - x_m) - k_m (\dot{x}_k - \dot{x}_m) - \tilde{W}; \\ m_m \ddot{x}_m = c_m (x_k - x_m) + k_m (\dot{x}_k - \dot{x}_m) - \frac{mg}{l} (x_m - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{l} (x_m - x), \end{cases} \quad (1)$$

де: F_p – зведена рушійна сила приводних механізмів;

m_p, m_k, m_m, m – зведені маси приводу, кінцевих балок, кранового моста та вантажу відповідно;

x_p, x_k, x_m, x – узагальнені координати відповідних зведених мас;

c_p, c_m – зведені коефіцієнти жорсткостей механічних передач приводу та кранового моста відповідно;

k_p, k_m – зведені коефіцієнти демпфування механічних передач приводу та кранового моста відповідно;

$\tilde{W}$ – опір переміщенню мостового крана, який прикладений до коліс кінцевих балок;

l – довжина гнучкого підвісу вантажу;

g – прискорення вільного падіння.

Крапка над символом означає диференціювання за часом. В моделі динаміки руху крана (1) не враховано коефіцієнт демпфування коливань вантажу на гнучкому підвісі, що не призводить до значних похибок.

Зазначимо, що гальмування крана виконується за діаграмою зміни швидкості, яка є дзеркальним відображенням діаграми швидкості крана при розгоні. Це не викликає значних труднощів при реалізації оптимального гальмування крана. Тому будемо шукати розв'язок задачі оптимального керування лише для режиму розгону.

У постановці оптимізаційної задачі не будемо враховувати зведені коефіцієнти демпфування механічних передач приводу та кранового моста, оскільки вони не мають значимого впливу на динаміку руху крана протягом перехідних режимів.

Для оптимізації режиму розгону крана будемо вимагати мінімізації комплексного інтегрального критерію:

$$\begin{aligned} I &= \left[\frac{1}{T} \int_0^T \delta_1 F_p^2 + \delta_2 \left(c_m (x_k - x_m) - \frac{mg}{l} (x_m - x) \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[\frac{1}{T} \int_0^T \delta_1 \left(W + A_1 \ddot{x} + A_2^{IV} \dot{x} + A_3^{VI} \ddot{x} + A_4^{VIII} \dot{x} \right)^2 + \delta_2 \left(A_5 \ddot{x} + A_6^{IV} \dot{x} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (2)$$

де: δ_1 та δ_2 – вагові коефіцієнти, які показують важливість складових;

T – тривалість розгону крана із вантажем на гнучкому підвісі;

$A_1, A_2, A_3, A_4, B_1, B_2$ – постійні коефіцієнти, що отримані на основі математичних перетворень виразів у системі рівнянь (1) і які визначаються із наступних виразів: $A_1 = m_m + m + m_p + m_k$;

$$A_2 = \frac{(m_m + m)(m_p + m_k)}{c_m} + \frac{m_p(m_m + m + m_k)}{c_p} + (m_m + m_k + m_p) \frac{l}{g};$$

$$A_3 = \frac{(m_m + m)m_p m_k}{c_p c_m} + \left(\frac{m_p(m_m + m_k)}{c_p} + \frac{m_m(m_p + m_k)}{c_m} \right) \frac{l}{g}; \quad A_4 = \frac{m_m m_p m_k}{c_p c_m} \frac{l}{g};$$

$$A_5 = m_m + 2m; \quad A_6 = \frac{m_m l}{g}.$$

Підінтегральний вираз критерію (2) представлений квадратичною функцією, що вказує на її додатність. Вона, в свою чергу, забезпечує наявність додатного скінченного екстремуму критерію (2), та встановлює математичну можливість його пошуку.

Вибір інтегрального типу критерію (2) для задачі оптимізації руху крана пов'язаний з тим, що такий тип критерію відображає небажані показники роботи крана протягом часу T : величину середнього рушійного зусилля кранового приводу та середньоквадратичне зусилля, що діє на крановий міст. Необхідно зменшити ці показники, оскільки це дозволяє знизити динамічні зусилля у механічних передачах та крановій балці і зменшити змінні електричні втрати у приводному двигуні, що підвищить енергоефективність крана [8].

Виконуючи дослідження функціоналу (2) на тип екстремуму за умовою Лежандра, можна впевнитись у тому, що критерій (2) може набувати мінімуму. Дійсно, завжди виконується посилена умова Лежандра [9]:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial (x)^2} = 2A_4^2 > 0. \quad (3)$$

де: f – підінтегральний вираз критерію (2).

Розв'язок задачі оптимального руху крана з вантажем на гнучкому підвісі спробуємо знайти за допомогою методу варіаційного числення. Використання варіаційного числення вимагає знаходження та розв'язування рівняння Ейлера-Пуассона [9], яке є необхідною умовою екстремуму функціоналу (оптимізаційного критерію):

$$\sum_{i=0}^n (-1)^i \frac{d^i}{dt^i} \frac{\partial f}{\partial x} = 0, \quad (4)$$

де: n – найбільший порядок похідної функції $x(t)$, яка входить у оптимізаційний критерій. Проведемо аналіз оптимізаційної задачі

(1)–(2). Для цього знайдемо необхідну умову мінімуму критерію (2) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x + B_1^{XVI} x + B_2^{XIV} x + B_3^{XII} x + B_4^X x + B_5^{VIII} x + B_6^{VI} x + B_7^{IV} x = 0, \quad (5)$$

де: $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні коефіцієнти, які залежать від параметрів системи „кран-вантаж”.

Для розв’язування однорідного диференціального рівняння (5) необхідно скласти характеристичне рівняння:

$$r^{16} + B_1 r^{14} + B_2 r^{12} + B_3 r^{10} + B_4 r^8 + B_5 r^6 + B_6 r^4 = 0, \quad (6)$$

яке винесенням множника r^4 та заміною $r^2 = z$ зводиться до такого:

$$z^2(z^6 + B_1 z^5 + B_2 z^4 + B_3 z^3 + B_4 z^2 + B_5 z + B_6) = 0. \quad (7)$$

Рівняння (7) не має розв’язків у радикалах, тому отримати розв’язок диференціального рівняння (5) у аналітичному вигляді неможливо. Таким чином, оптимізаційна задача (1)-(2) не може бути розв’язана у аналітичному вигляді. Для знаходження розв’язку варіаційної задачі (1)–(2) застосуємо прямий варіаційний метод [10]. Для цього знайдемо розв’язок крайової задачі:

$$\left\{ \begin{array}{l} x^{XVIII} = 0; \\ x(0) = \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = \ddot{\ddot{x}}(0) = x^{IV}(0) = \dot{x}^V(0) = x^{VI}(0) = x^{VII}(0) = 0; \\ x\left(\frac{T}{2}\right) = q_1; \dot{x}\left(\frac{T}{2}\right) = q_2; \ddot{x}\left(\frac{T}{2}\right) = q_3; \\ \dot{x}(T) = v; \\ \ddot{x}(T) = \ddot{\ddot{x}}(T) = x^{IV}(T) = \dot{x}^V(T) = x^{VII}(T) = 0; \\ x^{VI}(T) = -W c_m g / m_m m_k l, \end{array} \right. \quad (8)$$

де: v – усталена швидкість руху крана;

q_1, q_2, q_3 – невідомі параметри.

В крайових умовах (8) обрано три постійні параметри q_1, q_2, q_3 , оскільки така їх кількість забезпечує достатнє наближення до точного розв’язку. Розв’язок крайової задачі (8) представляється у наступному вигляді.

Отримавши функцію (9), неважко знайти інтеграл (2). Для того, щоб „опорна” функція (9) доставляла мінімум критерію (2) необхідно розв’язати систему алгебраїчних рівнянь:

$$\frac{\partial I}{\partial q_i} = 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (10)$$

відносно параметрів q_1, q_2, q_3 .

$$\begin{aligned}
x = & -\frac{1}{65718720T^{16}}t^7((2t-T)T((2t-T)((2t-T)(-2880(15438626t^6 - \\
& -102458862t^5T + 284974668t^4T^2 - 425521586t^3T^3 + 360103125t^2T^4 - \\
& -163947975tT^5 + 31419172T^6)v + (lm_{\kappa}m_{\mathcal{M}})^{-1}gT^5(281460t^6 - 1797050 \times \\
& \times t^5T + 4791768t^4T^2 - 6832272t^3T^3 + 5496030t^2T^4 - 2365995tT^5 + \\
& + 426072t^6)Wc_{\mathcal{M}}) + 1474560T(33932t^7 - 249536t^6T + 788602t^5T^2 - 1388776 \times \\
& \times t^4T^3 + 1472496t^3T^4 - 940452t^2T^5 + 335213tT^6 - 51480T^7)q_1) - 5898240 \times \\
& \times (114688t^8 - 927412t^7T + 3284716t^6T^2 - 6656758t^5T^3 + 8444872t^4T^4 - \\
& - 6869512t^3T^5 + 3500578t^2T^6 - 1022243tT^7 + 131072T^8)q_2) + 94371840 \times \\
& \times (90090t^9 - 768768t^8T + 2908620t^7T^2 - 6403320t^6T^3 + 9039030t^5T^4 - \\
& - 8484840t^4T^5 + 5297292t^3T^6 - 2122120t^2T^7 + 495495tT^8 - 51480T^9)q_3).
\end{aligned} \tag{9}$$

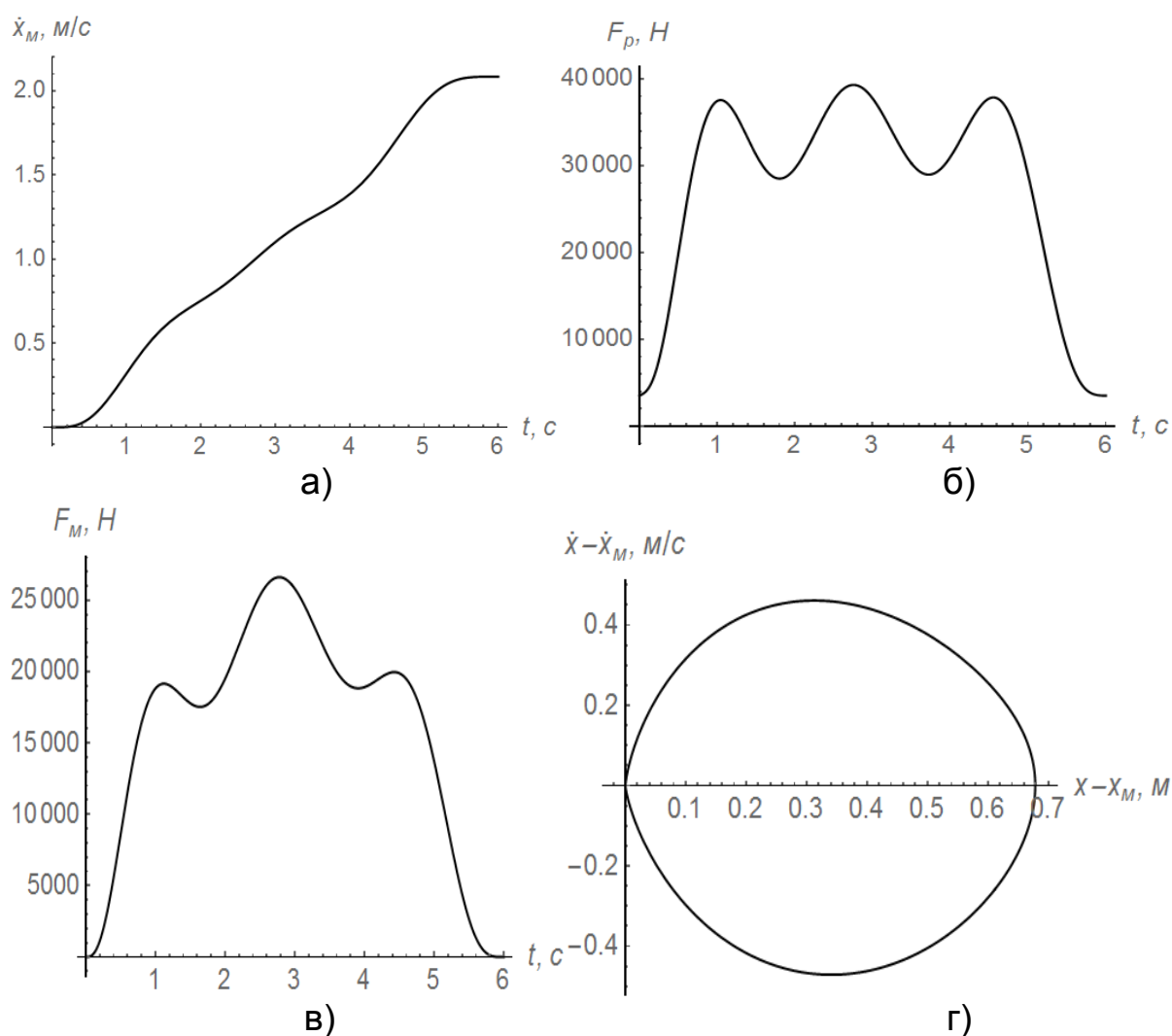


Рис. 2. Графіки кінематичних та динамічних характеристик руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі: а) швидкість руху моста; б) рушійне зусилля приводу; в) зусилля у крановому мості; г) фазовий портрет маятникових коливань вантажу.

Підставляючи розв'язки системи алгебраїчних рівнянь (10) у вираз (9), отримаємо функцію, яка є наближенням до екстремалі функціонала (2).

Наведемо графіки функцій (рис. 2), які отримані на основі виразу (9), для наступних параметрів крана: $v=2,1$ м/с; $T=6$ сек; $l=8$ м; $m_p=3500$ кг; $m_k=20500$ кг; $m_m=26000$ кг; $m=20000$ кг; $c_p=96 \cdot 10^5$ Н/м; $c_m=69 \cdot 10^5$ Н/м.

Аналізуючи графіки, які наведені на рис. 2, можна прийти до висновку, що кінематичні та динамічні функції руху крана із вантажем на гнучкому підвісі описуються гладкими функціями, що не супроводжується виникненням значних динамічних навантажень у елементах крана.

Крім того, фазові портрети коливань елементів крана та вантажу на гнучкому підвісі показують їх повне усунення в момент виходу крана на усталену швидкість.

Отже, коливні процеси виникають лише у перехідних процесах руху крана, що знижує рівень динамічної навантаженості його елементів та підвищує продуктивність роботи, оскільки після зупинки крана можна відразу виконувати опускання вантажу та інші технологічні операції.

Висновки

У роботі виконано постановку задачі оптимального керування рухом вантажопідйомного мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі на основі комплексного інтегрального критерію.

Аналіз задачі показав, що її розв'язок неможливо виконати із допомогою класичного варіаційного числення.

Застосування прямого варіаційного методу дозволив знайти наближений розв'язок задачі.

Моделювання руху крана показало повне усунення коливань вантажу та інших елементів крана у кінці розгону, що дозволило підвищити продуктивність його роботи та забезпечило мінімізацію динамічних навантажень. Це, у свою чергу, підвищує довговічність кранової металоконструкції та приводу механізму переміщення мостового крана.

Список літератури

1. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Москва. Машиностроение. 1969. 520 с.
2. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва. Машиностроение. 1987. 160 с.
3. Герисамьяк Р. П., Лещев В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одеса. СМІЛ. 2008. 192 с.

4. *Ловеїкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.* Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин. Київ. Миколаїв. РВВ МДАУ. 2004. 286 с.
5. *Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О.* Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин. Київ. ТЦ Компрінт. 2012. 298 с.
6. *Будиков Л. Я.* Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных машин мостового типа. Луганск. Из-во ВУГУ. 1997. 210 с.
7. *Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О.* Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. Київ. ТЦ Компрінт. 2016. 314 с.
8. *Смехов А. А., Ерофеев Н. И.* Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. Москва. Машиностроение, 1975. 239 с.
9. *Петров Ю. П.* Вариационные методы теории оптимального управления. Ленинград. Энергия. 1977. 280 с.
10. *Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О.* Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом. Київ-Ніжин. ПП Лисенко М. М. 2010. 184 с.

References

1. *Gohberg M. M.* (1969). Metallicheskie konstruksii pod'emno-transportnyih mashin [Metal constructions of load-lifting machines]. Mashinostroenie. 520.
2. *Lobov N. A.* (1987). Dinamika gruzopod'emnyih kranov [Dynamics of cranes]. Mashinostroenie. 160.
3. *Gerasimyak R. P., Leschev V. A.* (2008). Analiz i sintez kranovyih elektromekhanicheskikh sistem [Analysis and synthesis of crane electromechanical systems]. Odessa. SMIL. 192.
4. *Loveykin V. S., Chovnyuk Yu. V., Dikteruk M. G., Pastushenko S. I.* (2004). Modelyuvannya dinamiki mehanizmv vantazhopidyomnih mashin [Modeling of hoisting machines]. Kiyv. Mikolayiv. RVV MDAU. 286.
5. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2012). Analiz ta sintez rezhimiv ruhu mehanizmv vantazhopidyomnih mashin [Analysis and synthesis modes of motion hoisting machines]. Kiyv. TsP KOMPRINT. 298.
6. *Budikov L. Ya.* (1997). Mnogoparametricheskiy analiz dinamiki gruzopod'emnyih kranov mostovogo tipa [Multivariable analysis of the dynamics of the bridge-type cranes]. Izd-vo VUGU. 210.
7. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2016) Dinamika i optimizatsiya rezhimiv ruhu mostovih kraniv [Dynamics and optimization of traffic overhead cranes]. Kiyv. TsP KOMPRINT. 314.
8. *Smehov A. A., Erofeev N. I.* (1975). Optimalnoe upravlenie podemno-transportnymi mashinami [Optimal control of handling machinery] Moscow. Engineering. 239.
9. *Petrov Ju. P.* (1977). Variacionnye metody teorii optimal'nogo upravleniya [Variational methods of optimal control theory]. Energija. 280.
10. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2010). Optimizatsiya perehidnih rezhimlv ruhu mehanichnih sistem pryamim variatsiynim metodom [Optimization of transients regimes of movement of mechanical systems with the direct variational method]. Kiyv. Nizhyn. 184.

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

В. С. Ловейкин, Ю. А. Ромасевич, А. С. Хорошун

Аннотация. На основе динамической модели движения мостового крана с грузом на гибком подвесе построена его математическая модель, которая представляется в виде системы обыкновенных неоднородных линейных дифференциальных уравнений второго порядка. Обоснован выбор критерия для проведения оптимизации и режима движения крана. Приведены постановка и анализ задачи оптимального по интегральному комплексному критерию управления движением грузоподъемного крана с грузом на гибком подвесе. С использованием условия Лежандра установлено, что выбранный оптимизационный критерий может быть минимизирован. Установлено, что поставленную задачу невозможно решить методом вариационного исчисления. Для получения приближенного решения задачи построена „опорная” функция, которая найдена как решение многоточечной краевой задачи. Это обеспечило гладкость приближенного решения вариационной задачи. Для иллюстрации полученных результатов построены фазовые портреты колебаний, из которых видно, что колебания груза и элементов крана в момент выхода крана на установившуюся скорость прекращаются. Таким образом, нагрузка крановой металлоконструкции, а также элементов механизма перемещения крана динамическими усилиями происходит только во время разгона и торможения крана. Кроме того, увеличивается производительность его работы, так как колебания груза не обуславливают дополнительных микросмещений крана для их устранения.

Ключевые слова: *грузоподъемный кран, динамические нагрузки, оптимальное управление, метод коллокаций*

SYNTHESIS OF OPTIMAL MOTION CONTROL CRANE

V. S. Loveikin, Yu. O., Romasevich, A. S. Khoroshun

Abstract. On the basis of the bridge crane with a load on a flexible suspension dynamic model motion has been built its mathematical model. It represents as a system of inhomogeneous linear ordinary differential equations of second order. The choice of criteria for optimization and the regime of the crane movement have been substantiated. The statement and the analysis of the optimal control problem (with complex integral criteria) of crane movement with a load on a flexible suspension have stated. Using Legendre condition found that the selected optimization criteria can be minimized. It has been

established that the problem cannot be solved by the calculus of variations. In order to approximate solution of the problem the „support” function has been based, which was found as a solution to multi-point boundary value problem. This provided a smooth approximate solution of the variational problem. In order to illustrate the obtained results the phase portraits of vibrations were built. They showed that fluctuations of the cargo and crane components when the crane achieved the steady speed stops. Thus, the load of crane steel structures and elements of the movement mechanism with dynamic forces occurs only during acceleration and deceleration of the crane. In addition, the productivity increases, because the load oscillation do not cause additional micromovings of the crane in order to remove them.

Key words: crane, dynamic loads, optimal control, collocation method

УДК 631.354.2

РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕМПФЕРІВ В'ЯЗКОГО ТЕРТЯ ДЛЯ ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО ГНУЧКОГО ВАЛА З ОДНИМ БАРАБАНОМ. ЧАСТИНА I

**В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, кандидати технічних наук
e-mail: lovvs@ukr.net**

Анотація. Обґрунтований метод розрахунку оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя, невірноваженого гнучкого вала з одним, насадженим на нього барабаном. Дані демпфери використовуються для зменшення резонансних коливань роторів при широкому діапазоні швидкостей. В даній роботі розглянуті демпфери в'язкого тертя. Використання демпферів в'язкого тертя дозволяє суттєво зменшити небажані коливання. Для знаходження оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя використано так звані інваріантні швидкості амплітудних кривих, які мають наступну властивість: амплітуди при цих швидкостях обертання ротора не залежать від величини демпферування у опорах. Наведено графіки визначення інваріантних швидкостей.

Важливе значення має питання про «розбалансування» демпфера, тобто про відхилення його параметрів від параметрів

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, 2017

established that the problem cannot be solved by the calculus of variations. In order to approximate solution of the problem the „support” function has been based, which was found as a solution to multi-point boundary value problem. This provided a smooth approximate solution of the variational problem. In order to illustrate the obtained results the phase portraits of vibrations were built. They showed that fluctuations of the cargo and crane components when the crane achieved the steady speed stops. Thus, the load of crane steel structures and elements of the movement mechanism with dynamic forces occurs only during acceleration and deceleration of the crane. In addition, the productivity increases, because the load oscillation do not cause additional micromovings of the crane in order to remove them.

Key words: crane, dynamic loads, optimal control, collocation method

УДК 631.354.2

РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕМПФЕРІВ В'ЯЗКОГО ТЕРТЯ ДЛЯ ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО ГНУЧКОГО ВАЛА З ОДНИМ БАРАБАНОМ. ЧАСТИНА I

**В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, кандидати технічних наук
e-mail: lovvs@ukr.net**

Анотація. Обґрунтований метод розрахунку оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя, невірноваженого гнучкого вала з одним, насадженим на нього барабаном. Дані демпфери використовуються для зменшення резонансних коливань роторів при широкому діапазоні швидкостей. В даній роботі розглянуті демпфери в'язкого тертя. Використання демпферів в'язкого тертя дозволяє суттєво зменшити небажані коливання. Для знаходження оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя використано так звані інваріантні швидкості амплітудних кривих, які мають наступну властивість: амплітуди при цих швидкостях обертання ротора не залежать від величини демпферування у опорах. Наведено графіки визначення інваріантних швидкостей.

Важливе значення має питання про «розбалансування» демпфера, тобто про відхилення його параметрів від параметрів

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, 2017

оптимальних розрахункових. В статті побудовані залежності для сили від величини демпферування при оптимальній жорсткості й від величини жорсткості демпфера при оптимальному демпферуванні. Аналіз показує, що оптимальний демпфер забезпечує мінімальне розсіювання енергії у демпфері.

Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення інженерних методик розрахунку оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя для гасіння коливань неврівноважених систем.

Ключові слова: розрахунок, оптимізація, параметри, демпфер, в'язке тертя, гасіння коливань, неврівноваженість, гнучкий вал, барабан

Постановка проблеми. Для зменшення вібрації у широкому діапазоні швидкостей обертання роторних систем з насадженням на вал, що обертається, барабаном, який включає критичні швидкості обертання останнього, доцільно використати спеціальні демпфери, які суміщуються зазвичай з опорами. Розрахунок основних параметрів в'язких демпферів, які суттєво знижують небажані коливання неврівноваженого гнучкого вала з насадженням на нього барабаном, вимагають, на думку авторів даної роботи подальшого уточнення й вдосконалення.

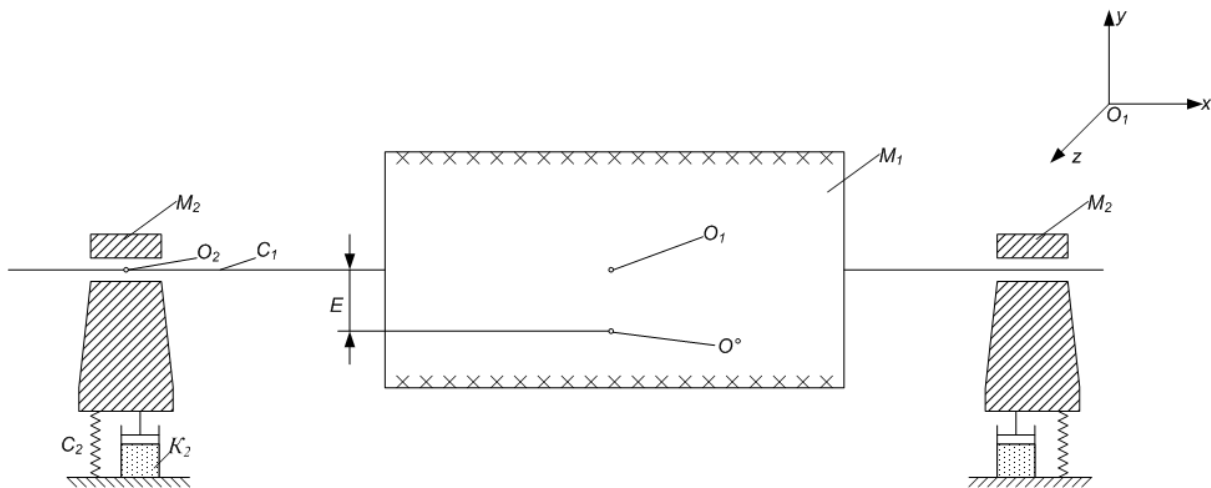
Аналіз останніх досліджень. Вперше спеціальні демпфери, які суміщені з опорами, в'язкого та сухого тертя були запропоновані у роботах [1–3]. Методика розрахунку демпферів в'язкого тертя викладена у [4]. У даній роботі результати цитованих вище досліджень будуть частково використані.

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні методу розрахунку та оптимізації основних параметрів демпферів в'язкого тертя, які призначені для гасіння небажаних коливань неврівноваженого гнучкого вала з одним насадженням на нього барабаном. При цьому сам демпфер в'язкого тертя суміщений безпосередньо з кожною опорою ротора.

Результати досліджень. Розглянемо демпфер в'язкого тертя, який використовують для зменшення резонансних коливань у системі, зображений на рис. 1 ротор розміщений на двох однакових ізотропних пружнодемпферних опорах, кожна з яких має масу M_2 , жорсткість C_2 , коефіцієнт лінійного демпферування K_2 , $E = I_1 + i \cdot I_2$, $i^2 = -1$, де $I_{1,2}$ – лінійні величини (вздовж вісей Oy , Oz), які характеризують параметри недосконалостей ротора типу неврівноваженості.

«Спресовані» [4] рівняння руху тільки за поступальних переміщень незбалансованого ротора мають вид:

де: u_1, u_2 – переміщення, відповідно, барабана та опору ротора;
 $u_1 = u_{1y} + i \cdot u_{1z}$; $u_2 = u_{2y} + i \cdot u_{2z}$; (u_{1y}, u_{2y}) – переміщення барабана та опору
вдovж вісі Oy; (u_{1z}, u_{2z}) – переміщення барабана та опору вдovж вісі
Oz; ω – швидкість обертання ротора навколо вісі Ox у стаціонарному
режимі функціонування.



Амплітудні значення переміщення барабана A_1 , опор A_2 , взаємні переміщення барабана й опор (A_1-A_2), а також зусилля на фундамент опори Q (на обидві опори) визначаються з виразів:

$$\text{де: } \Delta = \left[(1 - \beta^2) \cdot (\alpha - \mu \cdot \beta^2) - \frac{1}{2} \cdot \beta^2 \right]^2 + \delta^2 \cdot \beta^2 \cdot (1 - \beta^2)^2; \quad \mu = \frac{M_2}{M_1}; \quad \alpha = \frac{C_2}{C_1};$$

помилка при визначенні Δ . У даному дослідженні цю помилку усунуто.)

Недемпфовані власні частоти (критичні швидкості) системи $(\beta_0)_{1,2}$ знаходимо при цьому, як корені рівняння:

275

тобто:

$$(\beta_0^2)_{1,2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu}}. \quad (4)$$

За умови:

$$\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu} > 0. \quad (5)$$

Критичні швидкості обертання ротора мають наступний вигляд:

$$\omega_{kp1} = \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu}} \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \Omega; \quad (6)$$

$$\omega_{kp2} = \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu}} \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \Omega. \quad (7)$$

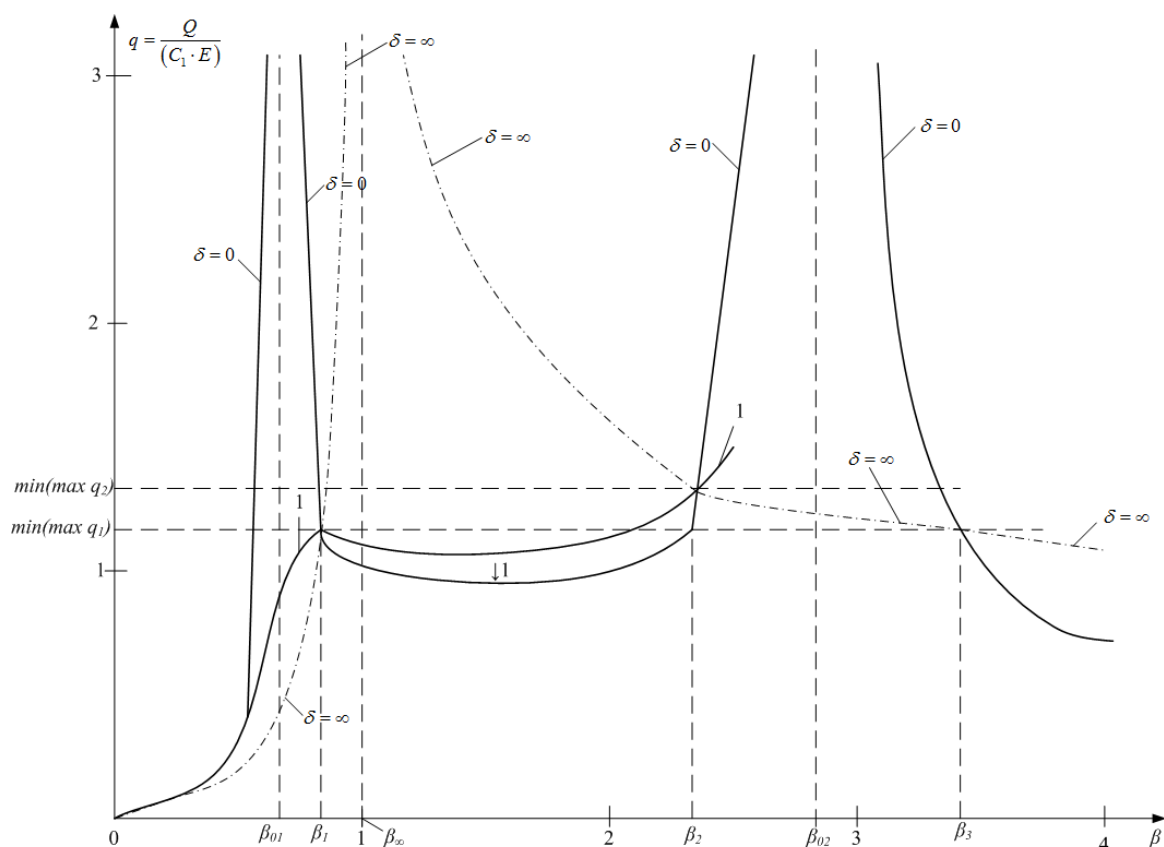


Рис. 2. Графіки для визначення інваріантних швидкостей амплітудних кривих: $\beta_{\infty} = \beta|_{\delta \rightarrow \infty}$.

Для знаходження оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя використаємо [4] так звані інваріантні швидкості амплітудних кривих, які мають наступну властивість: амплітуди при цих

швидкостях обертання ротора не залежать від величини демпферування у опорах. Ці швидкості обертання ротора визначають у точках перетину амплітудних кривих при відсутності демпферування ($\delta=0$) й при нескінченно великому ($\delta \rightarrow \infty$) демпферуванні (рис. 2) у загальному випадку таких інваріантних швидкостей для переміщень дві (β_{01}, β_{02}), а для сил – три (B_1, B_2, B_3). З умови рівності амплітуд у двох інваріантних точках можна знайти величину жорсткості опор. Умова, що дотична до амплітудної кривої у інваріантній точці є горизонтальною чи близькою до горизонтальної, слугує для знаходження коефіцієнта демпферування, котрий забезпечує максимальним вібраціям їх мінімально можливі значення у всьому діапазоні швидкостей.

Розрахунки показують, що оптимальні значення можуть бути різними у залежності від обраної вібраційної характеристики (табл. 1).

1. Оптимальні значення жорсткості й демпферування.

Характеристика	Значення характеристики при інваріантній швидкості	Оптимальні значення	
		α	δ^2
Переміщення барабана A_1/E	$\sqrt{1+4\cdot\mu}$	μ	μ
Взаємне переміщення $(A_1-A_2)/e$	$\sqrt{1+4\cdot\mu}$	$\frac{1}{4} + \mu$	$\frac{3}{16} + \mu$
Сила $Q/(C_1 \cdot E)$	$1+2\mu$	$\frac{1}{4} + \frac{1}{2} \cdot \mu$	$\frac{(1+2\cdot\mu) \cdot (3-2\cdot\mu)}{16}$

Слід зазначити. Що всі три характеристики співпадають при $\mu \ll 1$, оскільки: $\sqrt{1+4\cdot\mu} \approx 1+2\cdot\mu$.

На рис. 2 при $\mu=0,1$ побудована амплітудна крива для сили (q) за «оптимальних» параметрів демпферів, обраних у відповідності з Табл. 1 (крива 1). З рис. 2 випливає, що сила у широкому діапазоні швидкостей (β) знаходиться на достатньо низькому рівні й при вказаних припущеннях не може бути зменшена.

Якщо замість прирівнювання амплітуд у інваріантних точках маємо наміри знизити амплітуди тільки поблизу першої критичної швидкості, тоді рівень вібрації для сили може бути додатково знищений. Так, у випадку коли жорсткість опор з конструктивних міркувань може бути обрана невеликою, задовільні результати практично для всіх змінних дає демпфер з параметрами, які відповідають «оптимальним» параметрам для переміщень барабану:

$$\alpha = \delta^2; K_2 = \sqrt{C_2 \cdot M_1}. \quad (8)$$

Важливе значення має питання про «розбалансування» демпфера, тобто про відхилення його параметрів від параметрів оптимальних розрахункових. На рис. 3 побудовані залежності для сили від величини демпферування при оптимальній жорсткості (крива 1) й від величини жорсткості демпфера при оптимальному демпферуванні (крива 2).

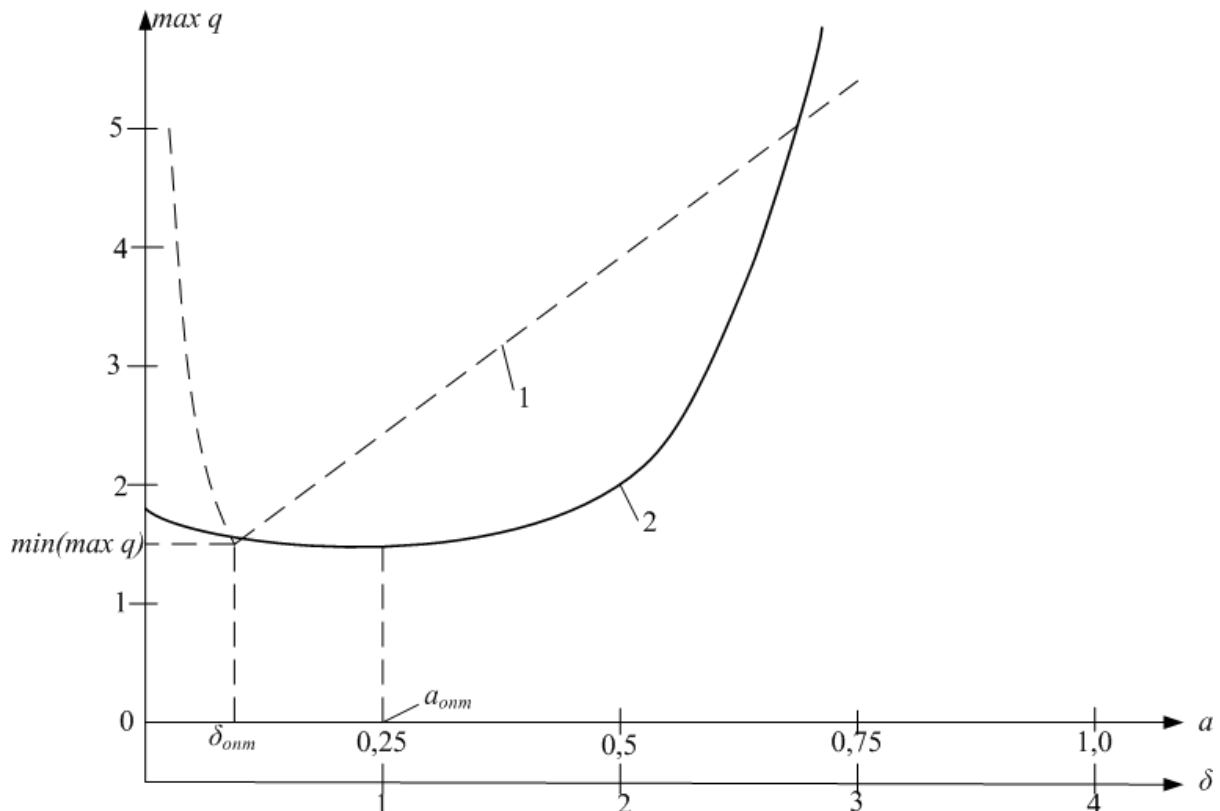


Рис. 3. Залежності для сили від величини демпферування: 1 – при оптимальній жорсткості; 2 – від величини жорсткості демпфера при оптимальному демпферуванні.

З рис. 3 видно, що при зменшенні демпферування у порівнянні з оптимальним амплітуди сили зростають більш різкими темпами, ніж при його збільшенні. І навпаки, при зменшенні жорсткості сили зменшуються вкрай незначним чином й різко зростають при її збільшенні. Аналіз показує, що оптимальний демпфер забезпечує мінімальне розсіювання енергії у демпфері.

Демпфери з параметрами, обраними виходячи з мінімуму вібрації за симетричними формами, як показують розрахунки, задовільно працюють й при кососиметричних формах коливань, а також при встановленні ротора з насадженими на нього барабаном на одну демпферну опору.

Позитивна властивість демпферів в'язкого тертя полягає у тому, що їх налаштування не залежить від величини неврівноваженості, якщо вона не перевищує деякої межі; за котрої демпфери перестають бути лінійними [5].

Висновки

1. Обґрунтована методика розрахунку оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя для гасіння коливань неврівноваженого гнучкого вала з насадженим барабаном.

2. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення інженерних методик розрахунку оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя для гасіння коливань неврівноважених систем типу «вал-барабан».

Список літератури

1. Григорев Н. В. Нелинейные колебания элементов машин и сооружений. Москва. Машгиз. 1961. 250 с.
2. Сергеев С. И. Демпфирование механических колебаний. Москва. Физматгиз. 1959. 270 с.
3. Позняк Э. Л., Космачев А. Н., Рохлина Б. Б. Демпфирование вынужденных изгибных колебаний гибких роторов. Колебания и прочность при переменных напряжениях. Москва. Наука. 1965. С. 53—79.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Москва. Машиностроение. 1980. Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов. 1980. 544 с.
5. Симандири Хан. Влияние давления подачи смазки на виброизоляционную способность подшипников со сдавливаемой плёнкой. Конструирование и технология машиностроения. 1976. № 2. С. 86—97.
6. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Ляшко А. П. Вплив неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2015. Т. 79. № 3. С. 123—130.

Reference

1. Hryhorev N. V. (1961). Nelineynyie kolebaniya elementov mashin i sooruzheniy [Nonlinear oscillations of machine elements and constructions]. Mashhiz. 250.
2. Serheev S. I. (1959). Dempfirovanie mehanicheskikh kolebaniy [Damping of mechanical vibrations]. Fizmathiz. 270.
3. Pozniak E. L., Kosmachev A. N., Rokhlina B. B. (1965). Dempfirovanie vyinuzhdennyih izgibnyih kolebaniy gibkikh rotorov [Damping of forced flexural vibrations of flexible rotors]. Fluctuations and durability under varying stresses. 53-79.
4. Dymenberha F. M., Kolesnykova K. S. (1980). Vibratsii v tehniki: Spravochnik. V 6-ti t. [Vibrations in machinery. Oscillation machines, structures and their elements], Mashinostroenie. 544.
5. Symandyry H. (1976). Vliyanie davleniya podachi smazki na vibroizolyatsionnuyu sposobnost podshipnikov so sdavlivayemoy plyonkoy [Influence of lubrication pressure on anti-vibration bearings ability to squeeze the film], Construction and Engineering Technology. 2. 86-97.
6. Loveikin V. S., Chovniuk Yu. V., Liashko A. P. (2015). Vplyv nevrivnovazhenosti molotylnoho barabana zernozbyralnoho kombaina na yoho kolyvannia [Effect of

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРОВ ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО ГИБКОГО ВАЛА С ОДНИМ БАРАБАНОМ. ЧАСТЬ I

В. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко

Аннотация. Обоснован метод расчета оптимальных параметров демпферов вязкого трения, неуравновешенного гибкого вала с насаженным на него барабаном. Данные демпферы используются для уменьшения резонансных колебаний роторов при широком диапазоне скоростей. В данной работе рассмотрены демпферы вязкого трения. Использование демпферов вязкого трения позволяет существенно уменьшить нежелательные колебания. Для нахождения оптимальных параметров демпферов вязкого трения, использовано так называемые инвариантные скорости амплитудных кривых, которые обладают следующим свойством: амплитуды при этих скоростях вращения вала не зависящие от величины демпфирования в опорах. Приведены графики определения инвариантных скоростей.

Важное значение имеет вопрос о «разбалансировке» демпфера, то есть об отклонении его параметров от параметров оптимальных расчетных. В статье построены зависимости для силы от величины демпфирования при оптимальной жесткости и от величины жесткости демпфера при оптимальном демпфировании. Анализ показывает, что оптимальный демпфер обеспечивает минимальное рассеивание энергии в демпфере.

Полученные в работе результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования инженерных методик расчета оптимальных параметров демпферов вязкой трения для гашения колебаний неуравновешенных систем.

Ключевые слова: *расчет, оптимизация, параметры, демпфер, вязкое трение, гашения колебаний, неуравновешенность, гибкий вал, барабан*

CALCULATION OF OPTIMAL PARAMETERS OF DAMPERS OF VISCOUS FRICTION FOR DAMPING OSCILLATIONS OF UNBALANCED FLEXIBLE SHAFT WITH ONE REEL. PART I

V. S. Loveykin, Yu. V. Chovnyuk, A. P. Lyashko

Abstract. Method of calculating the optimal parameters of viscous friction's damper of unbalanced shaft is substantiated. These dampers

are used to reduce resonant vibrations of the rotors in a wide range of speeds. In this article the viscous friction's dampers are considered. Using viscous friction's dampers reduce extraneous vibrations. Invariant velocity of amplitude curve is used for finding the optimal parameters of viscous friction dampers. Graphs of invariant velocity are reported.

Imbalance of the damper is considered. Imbalance of the damper is the rejection of its parameters by parameters optimal calculation. The dependency graph of force against the magnitude of damping at optimal stiffness and graph of force against the magnitude of the damper stiffness with optimal damping are plotted. The optimum damper provides minimal power dissipation in the damper.

The results obtained can be further used to refine and improve the methods of engineering calculation of optimal parameters.

Key words: *calculation, optimization, parameters, damper, viscous friction, damping, imbalance, flexible shaft, drum*

УДК 514.18

РУХ ЧАСТИНКИ ПО ПОВЕРХНІ СФЕРИЧНОГО ГРУНТООБРОБНОГО ДИСКА

С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. Б. Клендій, кандидат технічних наук
e-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Анотація. Розглянуто відносний рух частинки по внутрішній шорсткій поверхні сферичного ґрунтообробного диска, який обертається навколо горизонтальної осі під дією сили реакції ґрунту. Лезо диска розташовано у вертикальній площині, яка утворює з напрямом руху агрегату кут атаки. Цей кут має допустиму межу, перевищення якої може призвести до волочіння диска. В роботі прийнято допущення, що волочіння відсутнє, кутова швидкість обертання диска є сталою і залежить від сталої швидкості руху агрегату та кута атаки. При роботі агрегату частинки ґрунту попадають на внутрішню поверхню диска і здійснюють по ньому відносний рух, який визначає траєкторію ковзання частинки по поверхні диска. За абсолютною траєкторією руху частинки по відношенню до нерухомої системи координат можна прослідкувати, на яку висоту частинка піднімається після вступу її на поверхню диска.

© С. Ф. Пилипака, М. Б. Клендій, 2017

are used to reduce resonant vibrations of the rotors in a wide range of speeds. In this article the viscous friction's dampers are considered. Using viscous friction's dampers reduce extraneous vibrations. Invariant velocity of amplitude curve is used for finding the optimal parameters of viscous friction dampers. Graphs of invariant velocity are reported.

Imbalance of the damper is considered. Imbalance of the damper is the rejection of its parameters by parameters optimal calculation. The dependency graph of force against the magnitude of damping at optimal stiffness and graph of force against the magnitude of the damper stiffness with optimal damping are plotted. The optimum damper provides minimal power dissipation in the damper.

The results obtained can be further used to refine and improve the methods of engineering calculation of optimal parameters.

Key words: *calculation, optimization, parameters, damper, viscous friction, damping, imbalance, flexible shaft, drum*

УДК 514.18

РУХ ЧАСТИНКИ ПО ПОВЕРХНІ СФЕРИЧНОГО ГРУНТООБРОБНОГО ДИСКА

С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. Б. Клендій, кандидат технічних наук
e-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Анотація. Розглянуто відносний рух частинки по внутрішній шорсткій поверхні сферичного ґрунтообробного диска, який обертається навколо горизонтальної осі під дією сили реакції ґрунту. Лезо диска розташовано у вертикальній площині, яка утворює з напрямом руху агрегату кут атаки. Цей кут має допустиму межу, перевищення якої може призвести до волочіння диска. В роботі прийнято допущення, що волочіння відсутнє, кутова швидкість обертання диска є сталою і залежить від сталої швидкості руху агрегату та кута атаки. При роботі агрегату частинки ґрунту попадають на внутрішню поверхню диска і здійснюють по ньому відносний рух, який визначає траєкторію ковзання частинки по поверхні диска. За абсолютною траєкторією руху частинки по відношенню до нерухомої системи координат можна прослідкувати, на яку висоту частинка піднімається після вступу її на поверхню диска.

© С. Ф. Пилипака, М. Б. Клендій, 2017

Складено диференціальні рівняння руху частинки, які розв'язано чисельними способами. Частинка попадає на диск із заданими початковими умовами, якими є напрям вступу на диск і її початкова швидкість. Розглянуто дві моделі руху частинки по диску. Згідно однієї моделі прийнято, що подальший рух частинки після її вступу на поверхню відбувається за рахунок кінетичної енергії, яку має частинка на момент її вступу на поверхню диска. Згідно другої моделі враховується сила підпору інших частинок, яка долає силу тертя частинки по поверхні.

Диференціальні рівняння руху частинки складено в проекціях на осі нерухомої просторової системи координат. Таким чином, до системи входить три диференціальні рівняння із трьома невідомими функціями. Однією із розшукуваних функцій є сила реакції поверхні і залежності, що описують відносний рух частинки по поверхні диска.

Ключові слова: *ґрунтообробний диск, обертальний рух, відносний рух частинки, диференціальні рівняння руху*

Постановка проблеми. Сферичні диски є розповсюдженими робочими органами ґрунтообробних знарядь. Вони встановлюються під кутом атаки до напрямку руху агрегату, внаслідок чого виникає реактивна сила, яка приводить диски у обертальний рух. Частинки ґрунту ковзають при цьому по внутрішній робочій поверхні диска, здійснюючи таким чином відносний рух.

Частинка або матеріальна точка здійснює складний рух, складовою частиною якого є відносна траєкторія ковзання частинки по внутрішній поверхні диска. Вивчення такого руху на прикладі окремої частинки дозволить зрозуміти природу переміщення частинок і встановити вплив параметрів установки диска на їх поведінку. В свою чергу, це буде сприяти проектуванню ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами.

Аналіз останніх досліджень. Вивченню складного руху частинок технологічного матеріалу по рухомих поверхнях присвячені фундаментальні монографії [1, 2]. Рух частинок ґрунту по полиці плуга розглянуто в монографії [3]. Знаходження траєкторії частинки, яка рухається по циліндричній поверхні під дією сил підпору, розглянуто в статті [4]. Окрему групу складають статті, в яких розглядається рух частинки по шорсткій поверхні під дією сили ваги [5–8].

Метою досліджень є вивчення закономірностей руху частинки по внутрішній поверхні сферичного ґрунтообробного диска, який обертається навколо горизонтальної осі.

Результати досліджень. Схема розташування диска на ґрунтообробному знарядді показана на рис. 1,а в проекціях. Диск

представляє собою сегмент сфери радіуса R , у якого периферія є колом радіуса r і це коло є ріжучою крайкою, тобто лезом. Якщо агрегат рухається в напрямі осі Y , то кут α , який утворює площина леза із віссю Y , є кутом атаки. Диск занурений в ґрунт на глибину a . Для спрощення розрахунків ми диск не повертатимемо на кут α , як показано на рис. 1,а, а вважатимемо, що на нього насувається ґрунт із швидкістю V_{az} під кутом α , де V_{az} – швидкість руху агрегату (рис. 1,б). Така модель дозволить спрощено описати поверхню диска без повороту його на кут α , замінивши поворот диска на поворот вектора швидкості агрегату.

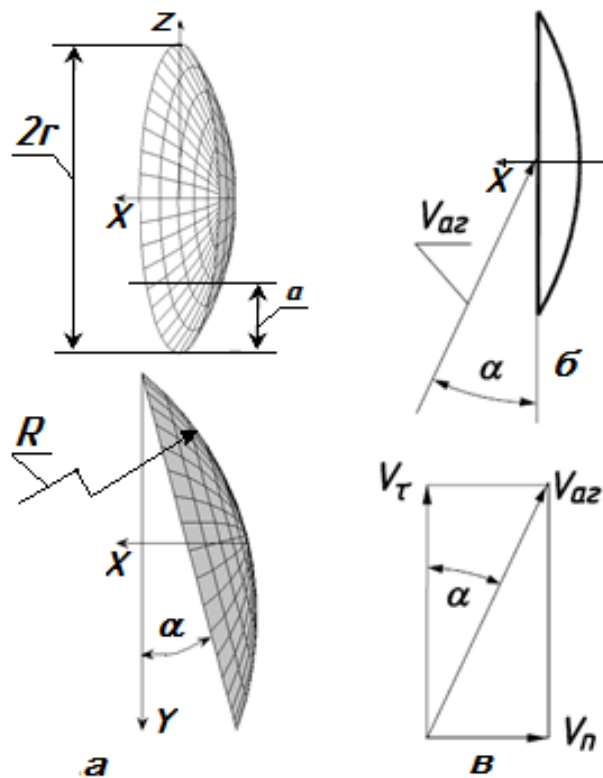


Рис. 1. Ілюстрації до розташування диска в системі координат.

Від кута атаки α залежить величина кутової швидкості обертання диска. При $\alpha=90^\circ$ обертання стає неможливим. По мірі зменшення кута α збільшується кутова швидкість обертання диска і при $\alpha=0^\circ$ вона стає максимальною. Для визначення її величини розкладемо вектор швидкості агрегату V_{az} на дві складові: поздовжню V_τ і поперечну V_n (рис. 1,в). Величину складових можна знайти через кут α : $V_\tau = V_{az} \cos \alpha$, $V_n = V_{az} \sin \alpha$. З поперечною швидкістю V_n частинка вступає на поверхню диска, а від поздовжньої V_τ залежить кутова швидкість обертання диска. Для ефективної роботи агрегату кут α потрібно збільшувати, однак до певної межі, при якій починається волочіння. Будемо виходити із умови, що

волочіння відсутнє, тобто $V_\tau = \omega r$, де ω – кутова швидкість обертання диска. Звідси знаходимо ω : $\omega = V_{az} \cos \alpha / r$. Величину поперечної швидкості V_n , так як і кутову швидкість обертання диска, будемо враховувати при чисельному інтегруванні диференціальних рівнянь відносного руху частинки по поверхні диска.

Опишемо початкове положення сфери параметричними рівняннями, взявши при цьому за вісь обертання координатну вісь X (рис. 1,б), яка є паралельною до горизонтальної площини, тобто до поверхні поля:

$$\begin{aligned} X &= -R \cos u; \\ Y &= R \sin u \sin v; \\ Z &= R \sin u \cos v, \end{aligned} \quad (1)$$

де: v і u – незалежні змінні поверхні, причому v – кут повороту поточної точки сфери навколо осі X вздовж паралелі ($v=0 \dots 2\pi$); u – кутова координата цієї точки вздовж меридіана, у якої відлік починається від точки перетину осі X із поверхнею сфери.

Для того, щоб виділити із рівнянь сфери (1) потрібний відсік (сегмент), потрібно задати межі зміни змінної u . Змінна u змінюється від 0 (відповідає точка на сегменті, через яку проходить вісь обертання) до $\arcsin(r/R)$ – цьому значенні u відповідає коло на сегменті (ріжуча крайка) [9]. Якщо незалежні змінні поверхні u і v зробити залежними одна від іншої, то на поверхні сегмента буде описана лінія. Будемо вважати, що така залежність встановлена через іншу змінну t – час ковзання частинки по поверхні сегмента (диска). Тоді внутрішнє рівняння відносної траєкторії частинки опишеться залежностями: $u=u(t)$ і $v=v(t)$. Ці залежності потрібно розшукати. Рівняння (1) є рівняннями поверхні, але при встановленні залежностей $u=u(t)$ і $v=v(t)$ вони перетворюються у рівняння лінії на поверхні. Щоб відрізнити рівняння поверхні від рівнянь кривої на ній, у рівняннях поверхні будемо робити позначення « X », « Y », « Z » прописними літерами, а у рівняннях лінії – строчними. При залежностях $u=u(t)$ і $v=v(t)$ (поки що невідомих) рівняння (1) опишуть на поверхні траєкторію відносного руху частинки. Диференціюванням (1) по часу t отримаємо проекції відносної швидкості ковзання частинки по поверхні диска:

$$\begin{aligned} x' &= R u' \sin u; \\ y' &= R [u' \cos u \sin v + v' \sin u \cos v]; \\ z' &= R [u' \cos u \cos v - v' \sin u \sin v]. \end{aligned} \quad (2)$$

Величину відносної швидкості отримаємо із геометричної суми складових (2):

$$V = \sqrt{x'^2 + y'^2 + z'^2} = R\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}. \quad (3)$$

При обертанні навколо своєї осі із кутовою швидкістю ω всі точки сегмента (1) повертаються на кут $\varphi = -\omega t$. Знак «-» прийнято для узгодження вектора швидкості руху агрегату і напрямку обертання сегменту (диска). Застосувавши формули повороту, запишемо параметричні рівняння сегмента, які описують його положення після повороту на кут φ :

$$\begin{aligned} X &= -R \cos u; \\ Y &= R \sin u \sin v \cos(-\omega t) - R \sin u \cos v \sin(-\omega t); \\ Z &= R \sin u \sin v \sin(-\omega t) + R \sin u \cos v \cos(-\omega t). \end{aligned} \quad (4)$$

Після спрощень (4) ми отримаємо рівняння лінії на поверхні сегмента, яка є абсолютною траєкторією руху частинки, тому переходимо до строчних літер:

$$\begin{aligned} x &= -R \cos u; \\ y &= R \sin u \sin(v + \omega t); \\ z &= R \sin u \cos(v + \omega t). \end{aligned} \quad (5)$$

Диференціальне рівняння руху частинки по поверхні сферичного сегмента складемо у вигляді $m\bar{w} = \bar{F}$, де m – маса частинки, $\bar{w}$ – вектор абсолютного прискорення, $\bar{F}$ – рівнодійний вектор прикладених до частинки сил. Такими силами є: сила ваги частинки mg ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$), реакція $\bar{N}$ поверхні і сила тертя $f\bar{N}$, яка чинить опір ковзанню частинки по поверхні сегмента (f – коефіцієнт тертя). Наведене векторне рівняння розпишемо в проекціях на осі координат, в результаті чого отримаємо систему із трьох диференціальних рівнянь.

Абсолютне прискорення частинки отримаємо послідовним диференціюванням рівнянь абсолютної (5) по часу t . Перша похідна рівнянь (5), тобто вектор абсолютної швидкості частинки, має вигляд:

$$\begin{aligned} x' &= Ru' \sin u; \\ y' &= R[u' \cos u \sin(v + \omega t) + (v' + \omega) \sin u \cos(v + \omega t)]; \\ z' &= R[u' \cos u \cos(v + \omega t) - (v' + \omega) \sin u \sin(v + \omega t)]. \end{aligned} \quad (6)$$

Диференціюємо вирази (6) і отримуємо проекції вектора абсолютного прискорення на осі координат:

$$\begin{aligned}
x'' &= R(u'^2 \cos u + u'' \sin u); \\
y'' &= R \cos(v + \omega t) [2u'(v' + \omega) \cos u + v'' \sin u] + \\
&+ R \sin(v + \omega t) [u'' \cos u - (u'^2 + (v' + \omega)^2) \sin u]; \\
z'' &= -R \sin(v + \omega t) [2u'(v' + \omega) \cos u + v'' \sin u] + \\
&+ R \cos(v + \omega t) [u'' \cos u - (u'^2 + (v' + \omega)^2) \sin u].
\end{aligned} \tag{7}$$

Першою прикладеною силою є вага частинки mg . Оскільки вектор ваги спрямований вниз, то його проекції на осі координат запишуться:

$$\{0; \quad 0; \quad -mg\}. \tag{8}$$

Друга прикладена сила – реакція поверхні $\bar{N}$ сегмента, яка спрямована по нормалі до поверхні. Всі нормалі сфери спрямовані до її центру, тому їх координати рівні параметричним рівнянням (1), взятим із протилежним знаком із врахуванням дії поверхні на частинку. Цей вектор прикладений до частинки в точці її знаходження. Його потрібно повернути на кут $\varphi = -\omega t$, щоб він відповідав точці розташування частинки на поверхні. Після повороту проекції вектора запишуться:

$$\begin{aligned}
N_x &= \cos u; \\
N_y &= -\sin u \sin(v + \omega t); \\
N_z &= -\sin u \cos(v + \omega t).
\end{aligned} \tag{9}$$

Як видно із (9), проекції вектора відрізняються від рівнянь (5) знаком і відсутністю радіуса R , оскільки вектор одиничний.

Остання сила – сила тертя $\bar{fN}$ – спрямована в сторону, протилежну відносній швидкості $\bar{V}$ руху частинки, тобто по дотичній до відносної траєкторії. Проекції одиничного вектора $\bar{T}$, вздовж якого спрямована швидкість частинки, визначається діленням складових швидкості (2) на її модуль (3) з наступним поворотом на кут $\varphi = -\omega t$:

$$\begin{aligned}
T_x &= \frac{u' \sin u}{\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}}; \\
T_y &= \frac{u' \cos u \sin(v + \omega t) + v' \sin u \cos(v + \omega t)}{\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}}; \\
T_z &= \frac{u' \cos u \cos(v + \omega t) - v' \sin u \sin(v + \omega t)}{\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}}.
\end{aligned} \tag{10}$$

Тепер можна записати диференціальні рівняння відносного руху частинки із врахуванням прикладених сил ваги (8), реакції поверхні $\overline{N}$ і сили тертя $\overline{fN}$, напрям яких задається одиничними векторами (9) і (10). Векторне рівняння $m\overline{w} = \overline{F}$ розпишемо в проекціях на осі координат, беручи до уваги, що проекції вектора абсолютного прискорення $\overline{w}$ представлені виразами (7):

$$\begin{aligned} mx'' &= N \cos u - fN \frac{u' \sin u}{\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}}; \\ my'' &= -N \sin u \sin(v + \omega t) - \\ &- fN \frac{u' \cos u \sin(v + \omega t) + v' \sin u \cos(v + \omega t)}{\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}}; \\ mz'' &= -mg - N \sin u \cos(v + \omega t) - \\ &- fN \frac{u' \cos u \cos(v + \omega t) - v' \sin u \sin(v + \omega t)}{\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Підставимо у (11) вирази других похідних із (7) і розв'яжемо систему (11) відносно других похідних невідомих функцій $u=u(t)$ і $v=v(t)$, а також $N=N(t)$. Після спрощень отримаємо:

$$\begin{aligned} u'' &= -fu' \frac{R(v' + \omega)^2 \sin^2 u + Ru'^2 - g \sin u \cos(v + \omega t)}{R\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}} + \\ &+ \cos u \left[(v' + \omega)^2 \sin u - \frac{g}{R} \cos(v + \omega t) \right]; \\ v'' &= -fv' \frac{R(v' + \omega)^2 \sin^2 u + Ru'^2 - g \sin u \cos(v + \omega t)}{R\sqrt{u'^2 + v'^2 \sin^2 u}} + \\ &+ \frac{g \sin(v + \omega t)}{R \sin u} - \frac{2u'(v' + \omega) \cos u}{\sin u}; \\ N &= m \left[R(v' + \omega)^2 \sin^2 u + Ru'^2 - g \sin u \cos(v + \omega t) \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

Вирази (12) потрібно розглядати як систему двох перших рівнянь. Третє рівняння – реакція поверхні – стає відомим після розв'язання системи двох перших рівнянь. Її потрібно розв'язувати чисельними методами.

Початкові умови інтегрування вибираються виходячи із того, в якій точці леза частинка вступає на поверхню. Цю точку можна вибирати в межах глибини a занурення диска у ґрунт і вона задається початковими координатами u і v . При $u = \arcsin(r/R)$ і

$v=\pi$ точка буде знаходитися в самому низу диска, тобто на глибині a . При $u = \arcsin(r/R)$ і $v = \pi - \arccos((r-a)/r)$ точка буде знаходитися в тому місці леза, де воно зустрічається із поверхнею поля. Вибираючи параметр v із зазначених меж, ми вибираємо точку на лезі на різній глибині занурення.

Початковим значенням перших похідних u' і v' визначається напрям вступу частинки на поверхню. При $u = \arccos(r/R) - \text{const}$ і зміні незалежної змінної v на поверхні буде описане коло – периферія диска. Похідна v' означає кутову швидкість ковзання частинки в момент її вступу на лезо. Оскільки до вступу на диск частинка ґрунту є нерухомою, то по відношенню до диска, що обертається із кутовою швидкістю $\omega = V_{az} \cos \alpha / r$, приймаємо $v' = -\omega$. Якби диск обертався, а частинка залишалася на місці, то швидкість ковзання по лезу була б сталою, протилежною напрямку обертання диска і рівною $v' = -\omega$. Однак це відбувається тільки на момент вступу частинки на лезо, а далі частинка захоплюється поверхнею, рухається по ній і кутова швидкість ковзання зменшується. Похідна u' означає кутову швидкість руху частинки по поверхні вздовж координатної лінії (кута) u , тобто вздовж меридіана, який іде від точки леза до центру диска. Припустимо, що лінійна швидкість руху частинки по меридіану, яка визначається із виразу $R \cdot u'$, рівна поперечній складовій швидкості руху агрегату, тобто $V_{az} \sin \alpha$. Звідси знаходимо початкове значення u' : $u' = V_{az} \sin \alpha / R$.

Розглянемо приклад. Нехай агрегат рухається із швидкістю $9 \text{ км/год} = 2,5 \text{ м/с}$. Кут атаки $\alpha = 20^\circ$. Конструктивні параметри диска $R = 0,5 \text{ м}$, $r = 0,225 \text{ м}$. Глибина обробітку $a = 0,08 \text{ м}$.

Із наведених залежностей знаходимо початкові умови інтегрування: $u = 0,47 \text{ рад.}$; $v = 2,27 \dots \pi \text{ рад.}$ (в залежності, на якій глибині частинка вступає на лезо диска); $u' = 1,72 \text{ с}^{-1}$; $v' = -\omega = -10,4 \text{ с}^{-1}$. В результаті чисельного інтегрування системи (12) були побудовані відносні (за формулами (1)) і абсолютні (за формулами (5)) траєкторії руху частинки. Вони наведені на рис. 2, а з точки зору, напрям якого перпендикулярний площині леза. Суцільними лініями показано траєкторії абсолютного руху частинки, яка попадає на лезо на різній глибині, а штриховими – відносні траєкторії, тобто траєкторії ковзання частинки по диску. Нагадаємо, що в нас прийнято геометричну модель, згідно якої диск обертається навколо горизонтальної осі, але не рухається по полю. Натомість, на нього під кутом атаки α подається частинка із заданою початковою швидкістю V_{az} , яка розкладається на дві складові: поздовжню і поперечну. Траєкторії ковзання (штрихові лінії) є нецікавими для

дослідження, а от абсолютні траєкторії (суцільні лінії) дають уявлення про рух частинки по відношенню до проекції диска, зокрема про висоту їх підйому.

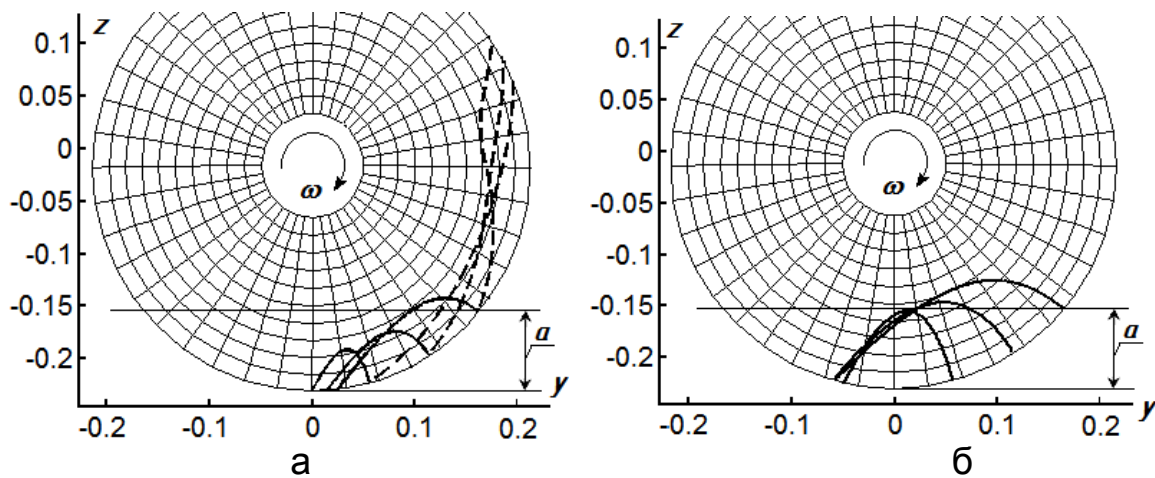


Рис. 2. Проекція диска і нанесені траєкторії руху частинки: а) абсолютні і відносні траєкторії при куті атаки $\alpha=20^0$; б) абсолютні траєкторії при куті атаки $\alpha=30^0$.

На рис. 2,б побудовано абсолютні траєкторії руху частинок при попаданні їх на лезо диска на тих же самих глибинах занурення, що і в попередньому випадку, але уже при куті атаки, рівному 30^0 . Початкові умови інтегрування взято відповідними цьому куту при попередній швидкості руху агрегату: $u'=2,5 \text{ с}^{-1}$; $v'=-\omega=-9,6 \text{ с}^{-1}$. Із рис. 2,б видно, що висота підйому частинок зростає і збільшується площа роззосередження частинок по поверхні диска.

На рис. 3,а побудовано графік зміни кутової швидкості ковзання частинки, яка попадає на лезо в точці його дотику із поверхнею поля при $\alpha=30^0$ (найвища траєкторія на рис. 2,б). Від початкового значення $v'=-\omega=-9,6 \text{ с}^{-1}$ величина кутової швидкості зменшується за рахунок тертя по поверхні, а потім починає зростати при русі частинки вниз. Тривалість такого руху до досягнення нижньої точки – $0,26 \text{ с}$. На рис. 3,б побудовано графік зміни абсолютної швидкості руху частинки. Початкове значення швидкості дорівнює поперечній складовій $V_{az} \sin \alpha = 1,25 \text{ м/с}$, яка в момент вступу на поверхню диска відповідає початковій кутовій швидкості $u' = V_{az} \sin \alpha / R = 2,5 \text{ с}^{-1}$. Після цього швидкість зменшується, що відповідає підйому частинки, а потім знову зростає. У всіх наведених прикладах коефіцієнт тертя частинки по поверхні диска прийнятий рівним $f=0,3$. Наведена модель руху частинки лише наближено описує реальний процес. В цій моделі прийнято, що подальший рух частинки після її вступу на поверхню відбувається за рахунок

кінетичної енергії, яку має частинка на момент вступу її на поверхню диска. Насправді ж існують сили підпору суміжних частинок, які примушують частинку рухатися по поверхні. Можна припустити, що сила підпору долає силу опору тертя, тобто ці сили врівноважені, і в такому випадку можна прийняти коефіцієнт тертя f рівним нулеві. Однак це може бути справедливим тільки на етапі підйому частинки, а на етапі опускання сила підпору може відігравати роль гальмівної сили, що суперечить реальному процесу.

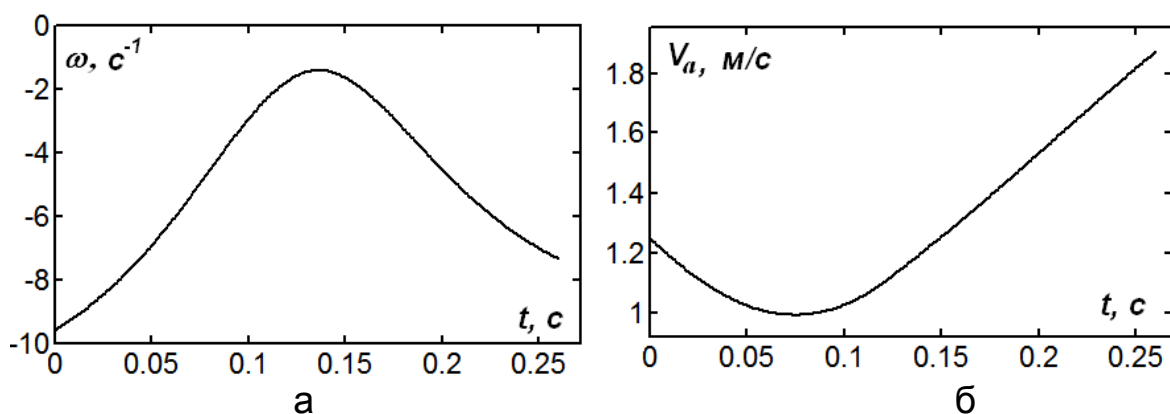


Рис. 3. Кінематичні характеристики руху частинки при $\alpha=30^\circ$ і її попаданні на лезо в точці його дотику із поверхнею поля (найвища траєкторія на рис. 2,б): а) графік зміни кутової швидкості ковзання частинки; б) графік зміни абсолютної швидкості руху.

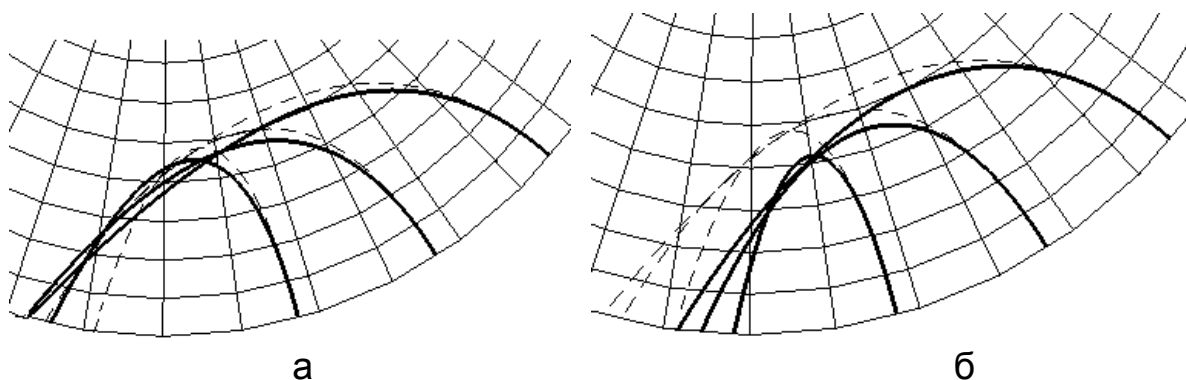


Рис. 4. Фрагменти диска з нанесеними абсолютними траєкторіями руху частинки при куті атаки $\alpha=30^\circ$ і різними коефіцієнтами тертя (суцільна лінія при $f=0,3$ і штрихова при $f=0$): а) диск обертається із кутовою швидкістю $\omega=9,6 \text{ c}^{-1}$; б) диск нерухомий ($\omega=0$).

На рис. 4,а у збільшеному масштабі побудовані траєкторії абсолютного руху частинки для $\alpha=30^\circ$ при $f=0,3$ (суцільна потовщена лінія, ці ж траєкторії у зменшеному масштабі показано на рис. 2,б) і при $f=0$ (тонка штрихова лінія). Аналізуючи ці траєкторії можна зробити висновок, що величина коефіцієнта тертя незначно впливає

на траєкторію абсолютного руху. Проте цього не можна сказати по відношенню до нерухомого диска, тобто при $\omega=0$ (якого, наприклад, заклинило). На рис. 4,б побудовані абсолютні траєкторії при тих же значеннях параметрів, але для нерухомого диска.

Варто зазначити, що траєкторії, позначені штриховими лініями на рис. 4,а і 4,б, абсолютно однакові. Це означає, що за відсутності тертя, тобто для абсолютно гладенької поверхні диска, абсолютна траєкторія не залежить від величини кутової швидкості його обертання. Наявність сил тертя впливає на траєкторії руху частинки по нерухомому і рухомому дисках. Якщо на етапі підйому траєкторії для обох випадків майже збігаються, то при опусканні вони відрізняються. Це пояснюється тим, що сили тертя на рухомому диску затягують частинку в напрямі його обертання.

Висновок. Побудовано математичну модель руху частинки ґрунту по дисковому робочому органу, який обертається навколо нерухомої горизонтальної осі. Рух диска під кутом атаки по відношенню до напрямку руху агрегату замінено подачею частинки на диск під таким же кутом. Це спростило процес складання диференціальних рівнянь руху. Результати чисельного розв'язку рівнянь показали, що при збільшенні кута атаки висота підйому частинок зростає і збільшується площа розсосередження їх по поверхні диска. Коефіцієнт тертя незначно впливає на траєкторію руху частинки. Однак якщо диск нерухомий, то він відіграє більш вагомую роль у формуванні траєкторії руху частинок.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев. УАСХН. 1960. 283 с.
2. Заика П. М. Избранные задачи земледельческой механики. Киев. УСХА. 1992. 507 с.
3. Гячев Л. В. Теория лемешно-отвальной поверхности. зерноград. 1961. 317 с.
4. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. До визначення траєкторій руху частинок ґрунту по циліндричних поверхнях робочих органів ґрунтообробних знарядь. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. 1999. Т. 5. С. 242—251.
5. Сысоев Н. И. Теоретические основы и расчет сортировки “Змейка”. Сельхозмашина. № 8. 1949. С. 5—8.
6. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Знаходження траєкторії руху матеріальної частинки по гравітаційних лінійчатих поверхнях із горизонтальними твірними. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. 2002. Т. 12. С. 58—69.
7. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Знаходження траєкторії руху матеріальної точки по гравітаційній розгортній поверхні на прикладі розгортного гелікоїда. Механізація і енергетика сільського господарства. IV Міжнародна науково-технічна конференція MOTROL-2003. Київ. НАУ. 2003. Т. 6. С. 113—126.
8. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Особливості руху матеріальної частинки по гравітаційних лінійчатих поверхнях. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2003. Вип. 21. С. 75—88.

9. Клендій М. Б., Пилипака С. Ф. Аналітична модель установки ґрунтообробних сферичних дисків для визначення геометричних та технологічних характеристик. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ. 2016. Вип. 241. С. 140—150.

References

1. Vasilenko P. M. (1960). Teoriya dviganiya chastici po sherohovatim poverhnostyam selskohozyaistvennih mashin [The theory of traffic of a corpuscle on rough surfaces of agricultural machiner]. Kiev. UASHN. 283.
2. Zaika P. M. (1992). Izbrannye zadachi zemlede-lcheskoj mehaniki [The selected problems of agricultural mechanics]. Kiev. USHA. 507.
3. Gyachev L. V. (1961). Teoriya lemeshno-otvalnoj poverhnosti [The theory of share-moldboard surface]. Zernograd. 317.
4. Vojtyuk D. G., Pilipaka S. F. (1999). Do viznachennya traektorij ruhu chastinok ґрунту po cilindrichnih poverhnyah robochih organiv ґрунтообробnih znaryad [To determining the trajectory of soil particles at the surfaces of the working bodies of tillers]. Modern problems of agricultural mechanization. National Agrarian University. 5. 242-251.
5. Sysoev N. I. (1949). Teoreticheskie osnovy i raschet sortirovki "Zmejka" [Theoretical basis and calculation sorting "Snake"]. A farm machine. 8. 5-8.
6. Vojtyuk D. G. Pilipaka S. F. (2002). Znahodzhennja traektorii ruhu materialnoi chastinki po gravitacijnih linijchatih poverhnjah iz gorizontalnimi tvirnimi [Finding the trajectory of motion of material particle in gravitational ruled surfaces with a horizontal forming]. Mechanization of agricultural production. 12. 58-69.
7. Vojtyuk D. G. Pilipaka S. F. (2003). Znahodzhennja traektorii ruhu materialnoi točki po gravitacijnij rozgortnij poverhni na prikladi rozgortnogo gelikoida [Finding the trajectory of motion of material particles on a gravitational surface on the example of the helix]. MOTROL. 6. 113-126.
8. Vojtyuk D. G. Pilipaka S. F. (2003). Osoblivosti ruhu materialnoi chastinki po gravitacijnih linijchajih poverhnjah [Features of the motion of material particle in gravitational ruled surfaces]. The mechanization of agriculture. Kharkiv State Technical University of Agriculture. 21. 75-88.
9. Klendij M. B., Pilipaka S. F. (2016). Analitichna model` ustanovky` ґрунтообробny`x sfery`chny`x dy`skiv dlya vy`znachennya geometry`chny`x ta texnologichny`x xaraktery`sty`k [The analytical model settings tillage spherical disks to determine the geometrical and technological characteristics]. Naukovy`j visny`k Nacional`nogo universy`tetu bioresursiv i pry`rodokory`stuvannya Ukrayiny. Kiev. 241. 140-150.

ДВИЖЕНИЕ ЧАСТИЦЫ ПО ПОВЕРХНОСТИ СФЕРИЧЕСКОГО ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ДИСКА

С. Ф. Пилипака, Н. Б. Клендий

Аннотация. Рассмотрено относительное движение частицы по внутренней шероховатой поверхности сферического почвообрабатывающего диска, совершающего вращательное движение вокруг оси под действием сил реакции почвы. Лезвие диска расположено у вертикальной плоскости, которая образует с направлением движения агрегата угол атаки. Этот угол имеет

допустимую границу, превышение которой может повлечь волочение диска. В работе принято допущение, что волочение отсутствует, угловая скорость вращения диска является постоянной и зависит от постоянной скорости движения агрегата и угла атаки. При работе агрегата частицы почвы попадают на внутреннюю поверхность диска и совершают по нем относительное движение, которое определяет траекторию скольжения частицы по поверхности диска. Абсолютная траектория движения частицы по отношению к неподвижной системе координат дает представление о высоте подъема частицы после вступления ее на поверхность диска.

Составлено дифференциальные уравнения движения частицы, которые решены численными способами. Частица попадает на диск с заданными начальными условиями, которыми являются направление вступления на диск и ее начальная скорость. Рассмотрено две модели движения частицы по диску. Согласно одной модели принято, что дальнейшее движение частицы после ее вступления на поверхность осуществляется за счет кинетической энергии, которую имеет частица на момент ее вступления на поверхность диска. Согласно другой модели учитывается сила подпора других частиц, которая преодолевает силу трения частицы по поверхности.

Дифференциальные уравнения движения частицы составлены в проекциях на оси неподвижной пространственной системы координат. Таким образом, в систему входят три дифференциальных уравнения с тремя неизвестными функциями. Одной из разыскиваемых функций является сила реакции поверхности и зависимости, которые описывают относительное движение частицы по поверхности диска.

Ключевые слова: *почвообрабатывающий диск, вращательное движение, относительное движение частицы, дифференциальные уравнения движения*

MOVEMENT OF PARTICLES ON SURFACE TILLAGE SPHERICAL DISK **S. F. Pilipaka, M. B. Klendiy**

Abstract. *Considered relative movement of the particles along the inner spherical surface roughness tilling disc performs rotational movement around the axis under the action of soil reaction. A blade disc arranged in a vertical plane which forms with the direction of movement of the unit angle of attack. This angle is allowable limit, above which drawing the disc may result. The paper made the assumption that there is no drawing, the angular velocity of rotation of the disk is constant, and the constant velocity will overestimate the unit movement and the angle*

of attack. When the unit of soil particles fall on the inner surface of the disc and make it by the relative motion, which defines the trajectory of particle slip on the surface of the disc. The absolute path of motion of a particle with respect to a fixed coordinate system, gives an idea of the height of the particle recovery after its entry onto the disc surface.

Differential equations of motion of the particle, which solved by numerical methods. The particle lands on a disk with the given initial conditions, which are the direction of the entry on the disc and its initial velocity. We consider two models of particle motion on disc. According to one model, it is assumed that the further movement of the particle after its entry to the surface at the expense of kinetic energy, which has a particle at the time of its entry onto the disc surface. According to another model takes into account other particles pressurization force that overcomes the frictional force on the particle surface.

Differential equations of motion of a particle composed in projections on the axis of the fixed spatial coordinate system. Thus, the system is composed of three differential equations with three unknown functions. One of the functions is wanted surface reaction force and depending which describe relative motion particles on the disk surface.

Key words: *cultivating drive, rotational movement, relative motion of particle, differential equations of motion*

УДК 621.87

АНАЛІЗ ТА СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН, ЯКІ МІНІМІЗУЮТЬ ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ (КАНАТАХ)

***І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
М. Г. Діктерук, кандидат технічних наук
Київський національний університет
будівництва і архітектури
e-mail: sivakim@ukr.net***

Анотація. Розглянуто вплив різних режимів руху приводного механізму вантажопідйомних машин (кранів), які мінімізують динамічні навантаження у їх пружних елементах (канатах). Використана двома сова модель. У якості критерію оптимізації

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук, 2017

of attack. When the unit of soil particles fall on the inner surface of the disc and make it by the relative motion, which defines the trajectory of particle slip on the surface of the disc. The absolute path of motion of a particle with respect to a fixed coordinate system, gives an idea of the height of the particle recovery after its entry onto the disc surface.

Differential equations of motion of the particle, which solved by numerical methods. The particle lands on a disk with the given initial conditions, which are the direction of the entry on the disc and its initial velocity. We consider two models of particle motion on disc. According to one model, it is assumed that the further movement of the particle after its entry to the surface at the expense of kinetic energy, which has a particle at the time of its entry onto the disc surface. According to another model takes into account other particles pressurization force that overcomes the frictional force on the particle surface.

Differential equations of motion of a particle composed in projections on the axis of the fixed spatial coordinate system. Thus, the system is composed of three differential equations with three unknown functions. One of the functions is wanted surface reaction force and depending which describe relative motion particles on the disk surface.

Key words: *cultivating drive, rotational movement, relative motion of particle, differential equations of motion*

УДК 621.87

АНАЛІЗ ТА СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН, ЯКІ МІНІМІЗУЮТЬ ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ (КАНАТАХ)

***І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
М. Г. Діктерук, кандидат технічних наук
Київський національний університет
будівництва і архітектури
e-mail: sivakim@ukr.net***

Анотація. Розглянуто вплив різних режимів руху приводного механізму вантажопідйомних машин (кранів), які мінімізують динамічні навантаження у їх пружних елементах (канатах). Використана двома сова модель. У якості критерію оптимізації

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук, 2017

вказаних вище машин функціонуючих у перехідному режимі (пуску), обраний такий, що мінімізує на протязі цього режиму динамічний коефіцієнт, котрий характеризує навантаження, виникаючі у канатах. Показано, що з підвищенням плавності зміни прискорення (врахування і зменшення максимальних значень прискорень більш високих порядків) приводного валу зменшуються небажані коливання динамічних навантажень в канаті, що неминуче виникають у ньому протягом періоду пуску. Таке зменшення коливань дає можливість збільшити продуктивність вантажопідйомних машин за рахунок зменшення тривалості перехідних ділянок пуску і збільшення швидкості підйому. Зменшення коливань елементів вантажопідйомних машин призводить до значного підвищення їх надійності.

Ключові слова: оптимізація, динаміка, навантаження, канати, крани

Постановка проблеми. Продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, точність виконання ними розвантажувальних, навантажувальних, транспортних і монтажних операцій, суттєво залежить від динамічних навантажень у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу і металоконструкцій. Величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини чи її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху). Зокрема, під час гальмування у процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності у пружних елементах (канатах) кранових механізмів досягає величини 2,5...3 і більше.

Одним із шляхів зменшення цих навантажень є вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів. Безумовно, необхідно з'ясувати наскільки вагомим при цьому є вплив різних режимів руху на динамічні навантаження у пружних елементах вантажопідйомних машин, наприклад, механізмів підйому вантажу кранів. Для визначення динамічних навантажень у канатах слід використовувати, на думку авторів даної роботи, модель з якомога меншою кількістю мас (наприклад, двома сови модель), оскільки, саме такі моделі дають можливість суттєво спростити математичні викладки і отримати розв'язки у аналітичній формі. Якщо виникне потреба визначення більш точного впливу режиму руху привода на самі динамічні навантаження у пружному елементі (канаті) кранового механізму чи конструкції, тоді можуть бути використані моделі з більшою кількістю мас (наприклад, тримасові моделі). Хоча слід зазначити, що три

масова модель (динамічна) механізму підйому вантажу крана, збільшує точність визначення динамічних навантажень у межах 2...3%, порівняно з двома совою моделлю, тому використання останньої динамічної моделі є цілком виправданим.

Аналіз останніх досліджень. У роботі [1] розглянуті кілька можливих режимів руху приводного механізму на ділянці пуску: 1) режим руху з постійним прискоренням, який мінімізує величину рушійного моменту приводу; 2) режим руху з лінійною зміною прискорення, який мінімізує динамічну складову потужності приводу; 3) режим руху зі зміною прискорення по кривій третього порядку; 4) режим руху зі зміною прискорення по кривій п'ятого порядку. Останні два режими руху дають плавну зміну прискорень приводного механізму, що забезпечує зменшення коливань динамічних навантажень в пружних елементах.

У роботах [2–4] показаний вплив цих режимів руху на характер зміни і максимальні значення динамічних навантажень у канаті при підйомі вантажу під час пуску. Автори цих робіт у своїх дослідженнях визначають на основі отриманої математичної моделі пуску вантажопідйомного механізму крана, коефіцієнти динамічності (точніше, коефіцієнти зміни динамічних навантажень у процесі пуску) у залежності від конкретного режиму функціонування приводного механізму. Проте, вказані коефіцієнти не приймають мінімальних (оптимальних для режиму пуску) значень. Проблема полягає у тому, що вказаний коефіцієнт слід мінімізувати для кожного із вказаних режимів руху приводного механізму протягом перехідного процесу (пуску).

Мета досліджень полягає у синтезі (й аналізі) таких режимів руху вантажу на канаті й самого приводу механізму підйому вантажу крана, за яких протягом перехідного процесу (пуску) системи реалізується мінімальне значення коефіцієнта динамічності (класичний підхід) та коефіцієнта зміни динамічних навантажень у процесі пуску для режимів руху привода, зазначених у [1–3]. При цьому, на думку авторів даної роботи, досягти мети дослідження можна, використовуючи методи класичного варіаційного числення.

Результати досліджень. Динамічна модель механізму підйому крана. Як і у [3], у наведеній нижче моделі не враховується затухання коливань, оскільки в кранових механізмах і конструкціях воно здійснюється протягом значного проміжку часу (що значно перевищує тривалість самого процесу пуску). На схемі динамічної моделі механізму підйому вантажу (рис. 1) прийняті такі позначення: m_1, m_2 - зведені до підйомного канату маси відповідно приводного механізму з барабаном та маси вантажу; x_1, x_2 – узагальнюючі координати відповідно мас m_1 і m_2 ; $\vec{F}_1$ і $\vec{F}_2$ – рушійна сила приводу й вага вантажу, зведені до вантажного канату; C - жорсткість канату.

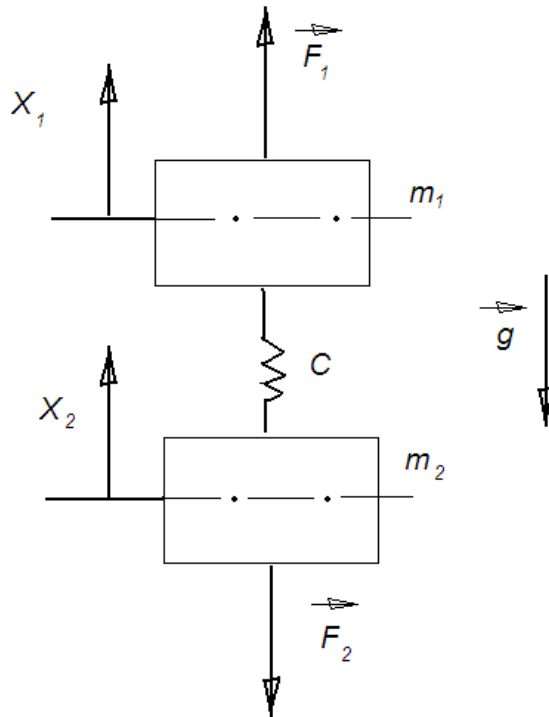


Рис. 1. Динамічна модель механізму підйому крана.

Рівняння руху розглянутої моделі механізму підйому вантажу, мають вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_1 - C(x_1 - x_2); \\ m_2 \ddot{x}_2 = C(x_1 - x_2) - F_2; \quad F_2 = m_2 g' \end{cases} \quad (1)$$

де: $\vec{g}$ – прискорення вільного падіння.

Нижче розглянуті процеси пуску вантажопідйомного механізму, який піднімає вантаж так званим методом «з ваги».

Динамічний аналіз та оптимізація режимів руху на основі коефіцієнта зміни динамічних навантажень у процесі пуску.

Зведемо систему двох диференціальних рівнянь другого порядку (1) до одного рівняння четвертого порядку. З урахуванням того, що рушійна сила приводу визначається залежністю $F_1 = F_2 + (m_1 + m_2) \cdot a$, будемо мати:

$$X_2^{IV} + k^2 \cdot \ddot{X}_2 = k^2 \cdot a, \quad (2)$$

де: $k = \left\{ \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \cdot C \right\}^{1/2}$ – частота власних коливань вибраної динамічної моделі механізму підйому вантажу; $a = a(t)$ – функція прискорення того чи іншого режиму руху приводного механізму, яка залежить від часу t .

Розв'язок рівняння (2) залежить від виду правої частини, яка визначається режимом руху приводного механізму. Динамічна складова зусилля $\vec{F}$ у пружному елементі (канаті) визначається з другого рівняння системи (1) при $F_2 = 0$ і має вигляд:

$$F = C \cdot (X_1 - X_2) = m_2 \ddot{X}_2. \quad (3)$$

Коефіцієнт зміни динамічних навантажень у процесі пуску визначається із залежності:

$$K = \frac{F}{m_2 \cdot \frac{V_y}{t_p}} = \frac{m_2 \cdot \ddot{X}_2}{m_2 \cdot \frac{V_y}{t_p}} = \frac{\ddot{X}_2 \cdot t_p}{V_y}, \quad (4)$$

де: V_y – швидкість усталеного руху вантажу під час підйому «з ваги»; t_p – тривалість розгону вантажу.

Рівняння (2) будемо розв'язувати для початкових умов руху $t=0$, $X_2 = 0$, $\dot{X}_2 = 0$. (При цьому початкові умови руху для приводного механізму з барабаном приймаємо наступними $t=0$, $X_1 = 0$, $\dot{X}_1 = 0$).

Встановимо умови, за яких реалізується рух вантажу m_2 , що задовольняє наступний критерій якості:

$$I = \int_0^{t_p} \{K\}^2 dt \rightarrow \min. \quad (5)$$

Зрозуміло, що (5), з урахуванням (4), можна подати наступним чином:

$$I = \frac{t_p^2}{V_y^2} \cdot \int_0^{t_p} \{\ddot{X}_2\}^2 dt \rightarrow \min. \quad (6)$$

Необхідна умова реалізації критерію (5) чи (6) (т.з. умова Ейлера-Пуассона) має вид:

$$X_2^{(IV)} = 0. \quad (7)$$

Співставимо (2) та (7):

$$\begin{cases} X_2^{(IV)} = 0; \\ X_2^{(IV)} + k^2 \cdot \ddot{X}_2 = k^2 \cdot a(t). \end{cases} \quad (8)$$

У результаті матимемо:

$$\ddot{X}_2 = a(t). \quad (9)$$

Тоді для коефіцієнта K маємо:

$$K = \frac{\ddot{X}_2 \cdot t_p}{V_y} = \frac{a(t) \cdot t_p}{V_y}. \quad (10)$$

Визначимо K за (10) для кожного режиму руху приводного механізму:

$$\text{А. Перший режим: } a(t) = \text{const}. \quad (11)$$

$$K_1 = 1 \quad (12)$$

$$\text{Б. Другий режим: } a(t) = \frac{2V_y}{t_p} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p}\right). \quad (13)$$

$$K_2 = 2 \left(1 - \frac{t}{t_p}\right) \quad (14)$$

$$\text{В. Третій режим: } a(t) = \frac{12V_y}{t_p} \cdot \left\{ \frac{t}{t_p} - 2 \frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3} \right\}. \quad (15)$$

$$K_3 = 12 \left\{ \frac{t}{t_p} - 2 \frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3} \right\}. \quad (16)$$

Г. Четвертий режим:

$$a(t) = \frac{60V_y}{t_p} \cdot \frac{t^2}{t_p^2} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p}\right)^3 K_4 = 60 \frac{t^2}{t_p^2} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p}\right)^3 \quad (18)$$

У роботі [3] визначені K_i , $i = (\overline{1,4})$, для всіх чотирьох режимів руху приводного механізму, проте, вони можуть бути подані наступним співвідношенням:

$$\bar{K}_i = \frac{a_i(t) \cdot t_p}{V_y} \cdot \{1 - \cos(kt)\}. \quad (19)$$

Зрозуміло, що за інших однакових умов $\bar{K}_i^2 > K_i^2$, оскільки:

$$\frac{\bar{K}_i^2}{K_i^2} = \frac{\{1 - \cos(kt)\}^2}{1} = \left\{2 \sin^2\left(\frac{kt}{2}\right)\right\}^2 = 4 \sin^4\left(\frac{kt}{2}\right). \quad (20)$$

При $\sin\left(\frac{kt}{2}\right) = 1$ з (20) маємо:

$$\frac{\bar{K}_i^2}{K_i^2} = 4 \rightarrow \frac{\bar{K}_i}{K_i} = 2. \quad (21)$$

Отже, у моменти часу t_j , які визначаються зі співвідношення:

$$t_j = \frac{(-1)^j \cdot \pi}{k} + \frac{j2\pi}{k}, \quad j = (0, 1, 2, 3, \dots), \quad (22)$$

виконується умова (21).

Динамічний аналіз та оптимізація режимів руху на основі коефіцієнта динамічності (у класичному вигляді).

Слід зазначити, що режими руху мас m_1 і m_2 визначені у п. 1.1 співпадають, оскільки:

$$C(X_1 - X_2) = m_2 \ddot{X}_2 \rightarrow C(\ddot{X}_1 - \ddot{X}_2) = m_2 X_2^{(IV)} \rightarrow C(\ddot{X}_1 - \ddot{X}_2) = 0 \rightarrow \ddot{X}_1 = \ddot{X}_2 \quad (23)$$

Враховуючи (9), з (23) маємо:

$$\begin{cases} \ddot{X}_1(t) = a_j(t); & X_1 = \dot{X}_1 = 0 \\ \ddot{X}_2(t) = a_j(t); & X_2 = \dot{X}_2 = 0; \quad j = (1, 4) \end{cases} \quad (24)$$

Отже, рівняння (24) за наведених вище початкових умов можна легко проінтегрувати для кожного j .

Маємо:

$$\text{а) перший режим} - X_1(t) = X_2(t) = \frac{V_y \cdot t^2}{2t_p}; \quad (25)$$

$$\text{б) другий режим} - X_1(t) = X_2(t) = \frac{V_y \cdot t^2}{t_p} - \frac{V_y t^3}{3t_p^3}; \quad (26)$$

$$\text{в) третій режим} - X_1(t) = X_2(t) = \frac{12V_y}{t_p} \left\{ \frac{t^3}{6t_p} - \frac{t^4}{6t_p^2} + \frac{t^5}{20t_p^3} \right\}; \quad (27)$$

г) четвертий режим –

$$X_1(t) = X_2(t) = \frac{60V_y}{t_p} \left\{ \frac{t^4}{12t_p^2} - \frac{3t^5}{20t_p^3} + \frac{t^6}{10t_p^4} - \frac{t^7}{42t_p^5} \right\}. \quad (28)$$

Таким чином встановлені закони руху $X_1(t)$ й $X_2(t)$ відповідно мас m_1 і m_2 , за яких для кожного варіанту режиму роботи приводного механізму ($j = (\overline{1,4})$), виконуються критерії якості руху системи (5) та (6), а сила навантаження канату мінімальна.

Висновки

1. Обґрунтована динамічна модель механізму підйому крана для якої проведений всебічний динамічний аналіз та оптимізація режимів руху на основі коефіцієнта зміни динамічних навантажень у процесі пуску.

2. Встановлені закони руху приводу та вантажу на канаті, за яких для кожного варіанту режиму оптимального функціонування приводу виконуються критерії якості руху системи «привод – канат – вантаж» механізму підйому крана, що мінімізують у перехідний період (пуску) значення коефіцієнта динамічності.

3. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу у період їх пуску, як на стадіях проектування, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Ловеikin В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев. УМК ВО. 1990. 166 с.
2. Ловеikin В. С. Аналіз оптимальних режимів руху піднімальних машин. Вібрації в техніці та технологіях. 2004. №2 (34). С. 1—5.
3. Ловеikin В. С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. КНУБА. 1998. Вип. 52. С. 63—68.
4. Keith A. Hekman, William E. Singhouse. A feedback control system for suppressing crane oscillations with on – off motors. International journal of control, automation and systems. 2007. № 3. P. 223—233.

References

1. Loveikin V. S. (1990). Calculations of optimum modes of movement of construction machinery. Kiev. UMK. 160.
2. Loveikin V. S. (2004). Analysis of the optimal modes of motion of lifting machines. Vibrations in technics and technologies. No. 2 (34). 1-5.
3. Loveikin V. S. (1998). Minimization of dynamic loads in the elastic elements of the lifting equipment. Mining, construction, road and reclamation machines. Kiev. Knuca. Vol. 52. 63-68.
4. Keith A. Hekman, William E. Singhouse. (2007). A feedback control system for suppressing crane oscillations with on – off motors. International journal of control, automation and systems. № 3. 223-233.

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН, КОТОРЫЕ МИНИМИЗИРУЮТ ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ (КАНАТАХ)

И. М. Сивак, Ю. В. Човнюк, М. Г. Диктерук

Аннотация. Рассмотрено влияние различных режимов движения приводного механизма грузоподъемных машин (кранов), которые минимизируют динамические нагрузки в их упругих

элементах (канатах). Использована двухсоставная модель. В качестве критерия оптимизации указанных выше машин функционирующих в переходном режиме (пуска), выбран такой, что минимизирует на протяжении этого режима динамический коэффициент, который характеризует нагрузки, возникающие в канатах. Показано, что с повышением плавности изменения ускорения (учет и уменьшения максимальных значений ускорений более высоких порядков) приводного вала уменьшаются нежелательные колебания динамических нагрузок в канате, неизбежно возникающих в нем в течение периода пуска. Такое уменьшение колебаний дает возможность увеличить производительность грузоподъемных машин за счет уменьшения продолжительности переходных участков пуска и увеличение скорости подъема. Уменьшение колебаний элементов грузоподъемных машин приводит к значительному повышению их надежности.

Ключевые слова: оптимизация, динамика, нагрузки, канаты, краны

ANALYSIS AND SYNTHESIS OF OPTIMUM MODES OF MOVEMENT HOISTING MACHINERY, WHICH MINIMIZE DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS (ROPES)

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk, M. G. Dickeruk

Abstract. The influence of different modes of motion drive mechanism lifting equipment (cranes) that minimize dynamic loads in their elastic elements (ropes). Used two owl model. As optimization criterion above machines operating in transition mode (start) selected such that minimizes during this mode dynamic coefficient, which characterizes the load arising in the ropes. It is shown that with increasing the smoothness of the acceleration (taking into account and reduce the maximum acceleration values higher orders) drive shaft reduces unwanted vibrations dynamic loads in the rope that inevitably arise in it for a period starting. This reduction of vibrations enables to increase productivity of lifting equipment by reducing the length of transitional areas of start and increase the speed of recovery. Reduced vibrations items of lifting equipment leads to a significant increase in their reliability.

Key words: optimization, dynamics, loads, ropes, cranes

ОЦІНЮВАННЯ СТВОРЕННЯ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ НА БАЗІ САМОХІДНОГО ШАСІ ПЕРСПЕКТИВНОГО КОМПОНУВАННЯ

**Г. В. Шкарівський, кандидат технічних наук
e-mail: kafedra-avto@ukr.net**

Анотація. Викладено результати досліджень стосовно оцінювання потенційних можливостей впливу конструктивно-компонувальної схеми самохідного шасі з допомогою критеріїв збирання агрегату, ремонтпридатності агрегату та функціональної насиченості енергозасобу на створення машинно-тракторних агрегатів на його базі. Розглянуто і проаналізовано три можливі варіанти схемних рішень стосовно енергозасобів, які мають конструктивно-компонувальну схему самохідного шасі на предмет можливості в широкому діапазоні характеристик змінювати свої споживчі якості аж до досягнення максимального рівня універсальності конструкції рівного 1,00, перше з яких передбачає розташування поста керування над задньою віссю і заднє розташування двигуна, не реверсивний пост керування, не реверсивна трансмісія, друге передбачає встановлення реверсивного поста керування, реверсивної трансмісії, міжбазове розташування моторно-силового блока і третє передбачає встановлення реверсивного переставного, в поперечно-вертикальній площині, поста керування, реверсивної трансмісії, міжбазове розташування моторно-силового блока. Встановлено, що використання машинно-тракторних агрегатів, створених на базі самохідного шасі задекларованого третім варіантом схемних рішень і задіяних у виконанні технологічного процесу вирощування зернових культур, за умови ефективного функціонування комбінованих агрегатів на його базі та наявності машин і знарядь для створення необхідних агрегатів дозволить отримати максимально можливі значення оціночних критеріїв збирання агрегату, ремонтпридатності агрегату та функціональної насиченості енергозасобу, які рівні 1,00.

Ключові слова: мобільний енергетичний засіб, машинно-тракторний агрегат, комплектування, оцінка, перспективна конструктивно-компонувальна схема, самохідне шасі, критерій

Постановка проблеми. На собівартість продукції сільськогосподарського виробництва істотно впливає ефективність використання мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) сільськогосподарського призначення і агрегатів на їх базі. Багато нарікань з цього приводу на недосконалість конструкцій машин вітчизняного виробництва. У зв'язку з цим, сьогодні існує практика створення енергозасобів нових модифікацій аж до створення машин нових компоновок. І, якраз, можливість створення агрегатів різного призначення і компонування істотно залежить від конструктивно-компоновальної схеми МЕЗ [1]. Тому, останнім часом, і світові виробники з виготовлення спеціалізованих самохідних машин ставлять акценти на створення таких агрегатів на базі самохідних шасі. Подібні підходи до створення машинно-тракторних агрегатів (МТА) не завжди мали позитивний вплив на собівартість кінцевої продукції сільського господарства. За таких умов, і у відповідності до положень державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі, має місце гостра необхідність оцінки потенціалу машини в питаннях реалізації як вже існуючих, так і новітніх технологій ще на стадії її проектування і яка дасть змогу сконцентрувати кошти на оптимальних технічних рішеннях.

Аналіз останніх досліджень. Мобільний енергетичний засіб – багатофункціональна машина, в процесі використання якої діяльність людини здійснюється за двома напрямками, а саме: забезпечення експлуатації власне енергетичного засобу; забезпечення виконання технологічної операції, або технологічного процесу. Відповідно до цього в роботі [2] розрізняється технічна і технологічна експлуатація МЕЗ. В такому випадку проводити дослідження перспектив створення МТА на базі МЕЗ різних типів, включаючи і самохідне шасі доцільно тільки розглядаючи технологічну експлуатацію енергозасобів. Існує кілька варіантів методик проведення подібних досліджень, які проаналізовані нижче.

Автором роботи [2] запропоновано оцінювати рівень технологічності енергозасобу за трьома узагальненими показниками: продуктивністю, агротехнічною якістю виконання технологічної операції та собівартістю робіт. Крім того, в роботі приведені залежності для визначення технологічної універсальності і ефективності використання енергетичного засобу. Однак, приведені автором роботи [2] функціональні залежності не дозволяють конкретизувати оцінку конструкції машини з тим щоб її оптимізувати, і можуть слугувати лише у якості рамок певних узагальнених вимог. В роботі [3] перспективність конструкцій сільськогосподарської техніки рекомендується оцінювати коефіцієнтом універсалізації K_y за зведеним кількісним показником:

$$K_y = K_p + K_k + K_a, \quad (1)$$

де: K_p , K_k , K_a – коефіцієнти відповідно різновикористання машини, комбінованості і агрегатуємості.

$$K_p = 1 - 1/\Pi_p; \quad (2)$$

$$K_k = 1 - 1/\Pi_k; \quad (3)$$

$$K_a = 1 - 1/\Pi_a. \quad (4)$$

В залежностях (2)–(4) Π_p – загальна кількість технологічних операцій, які можна виконувати з використанням даного засобу; Π_k – кількість технологічних операцій одночасно виконуваних агрегатом; Π_a – кількість класів тих енергозасобів, з якими може агрегуватися машина, що підлягає оцінці.

Одним з найважливіших недоліків цієї методики є нечітка диференціація конструктивних можливостей і їх фактична реалізація в показнику різновикористання.

Авторами роботи [4] запропонована методика визначення коефіцієнта універсальності конструкції згідно залежності:

$$K_{yK} = \sum_i^j Z_{ji} / \sum_i^m Z_{i \max}, \quad (5)$$

де: K_{yK} – коефіцієнт універсальності конструкції;

i , j – відповідно i -й репрезентативний показник і j -а машина, а також загальне число показників i в j -й машині;

Z_{ji} – кількісна оцінка i -го репрезентативного показника в j -й машині;

$Z_{i \max}$ – максимальна оцінка i -го показника в балах;

m – загальна кількість показників для машини даного типу.

Методика визначення коефіцієнта універсальності конструкції за наведеною залежністю (5) передбачає визначення співвідношення між сумами реальних показників та їх максимальними оцінками в балах. Основним недоліком цієї методики, на нашу думку, є використання бальних оцінок, що вносить певний суб'єктивізм в кінцевий результат, а також при застосуванні таких оцінок, значення K_{yK} можуть досягати розмірів, порівняння яких некоректно. Крім того, така методика ускладнює оцінку конструкції МЕЗ при його подальшому використанні у складі МТА різної комплектації і призначення, тобто за умови розгляду декількох технологічних процесів.

В роботі [5] запропоновано проводити оцінку загальної конструкції енергозасобу за трьома критеріями, а саме:

- критерій збирання МТА:

$$K_3 = \frac{m(P)_3+1}{m(P_n)}, \quad (6)$$

де: K_3 – критерій збирання;

$m(P)_3$ – кількісний склад множини можливих підмножин МТА, які можна отримати при складанні агрегату;

$m(P_n)$ – кількісний склад множини степеня МТА, підрахований, виходячи тільки з його складу:

$$m(P_n) = 2^n, \quad (7)$$

де: n – кількість модулів, з яких складається МТА;

- критерій ремонтпридатності МТА:

$$K_p = \frac{m(P)_p+1}{m(P_n)}, \quad (8)$$

де: K_p – критерій ремонтпридатності;

$m(P)_p$ – кількісний склад множини можливих підмножин, які можна отримати при будь-якій послідовності розбирання МТА на певному рівні;

- критерій функціональної насиченості енергозасобу:

$$K_\Phi = \frac{M_\Phi}{M}, \quad (9)$$

де: M_Φ – фактична кількість технологічних операцій, виконання яких забезпечує енергозасіб;

M – загальна кількість операцій в технологічному процесі, на яких використовується енергозасіб.

Досвід використання приведених методик дозволив зупинити вибір на методиці, викладеній в роботі [5], яка передбачає визначення критеріїв збирання, ремонтпридатності та функціональної насиченості енергозасобу.

Мета досліджень. Провести оцінку перспектив створення МТА на базі самохідного шасі перспективного компоновання за реальним технологічним процесом.

Результати досліджень. Згідно результатів роботи [6] встановлено, що енергозасоби, які мають компоновку самохідного шасі, у відповідності до вимог споживача, можуть в широкому діапазоні характеристик змінювати свої споживчі якості аж до досягнення максимального рівня універсальності конструкції $K_{ук} = 1,00$ за рахунок реалізації трьох варіантів конструктивно-компоновальних схем, а саме: 1 – розташування поста керування над задньою віссю і заднє розташування двигуна, не реверсивний пост керування, не реверсивна; 2 – реверсивний пост керування, реверсивна трансмісія, міжбазове розташування моторно-силового блока; 3 – реверсивний переставний в поперечно-вертикальній площині пост керування, реверсивна трансмісія, міжбазове розташування моторно-силового блока. Дослідження проводились для можливих варіантів машинно-тракторних агрегатів створених на

базі перспективної схеми самохідного шасі задекларованої третім варіантом схемних рішень і представлений на рис. 1. Для проведення досліджень було прийнято технологічний процес вирощування зернових культур, а в ньому виділено головні операції, якими стали: внесення мінеральних добрив; основний обробіток ґрунту; передпосівний обробіток ґрунту; сівба; обприскування посівів та збирання врожаю. При цьому розглядали можливість комплектування агрегату технологічними модулями, які дозволять максимально реалізувати потенціал компоувальної схеми енергозасобу, включаючи і віртуальні на даному етапі. Для кожного варіанту визначали значення критеріїв збирання та ремонтпридатності в розрізі названих технологічних операцій та усереднювали їх в розрізі технологічного процесу. Визначали значення критерію функціональної насиченості енергозасобу (лише за обраними операціями). Крім того, перед проведенням досліджень умовилися, що елементами множини-ступені деякої множини модулів, яка характеризує склад МТА, можуть бути всі існуючі реально, хоча б у стаціонарних умовах, сполучення модулів, які входять у даний агрегат, за виключенням тих, що отримані шляхом додаткових (не характерних для даного типу агрегату і енергозасобу) розбирально-складальних операцій.

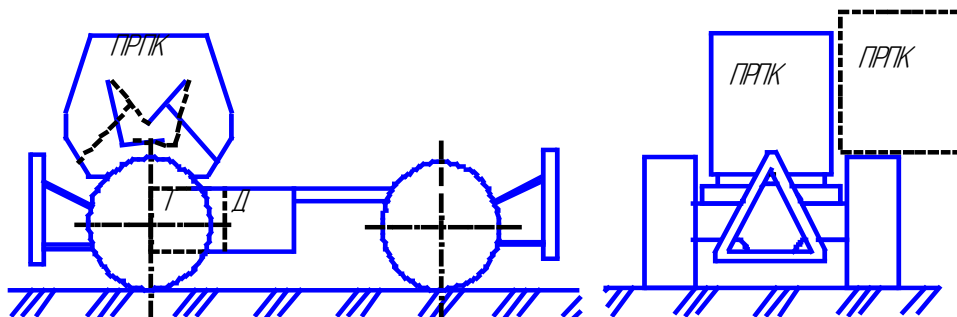
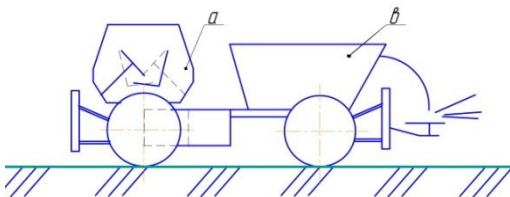
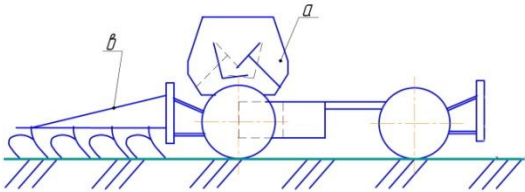
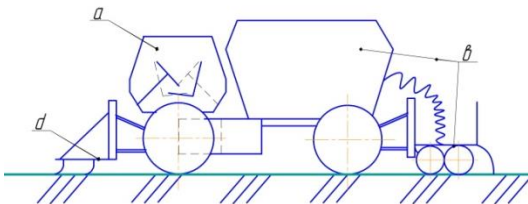
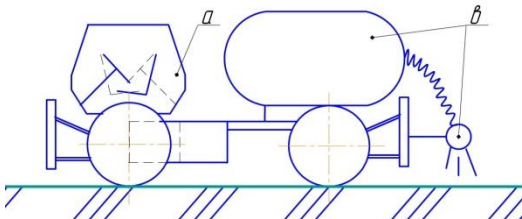
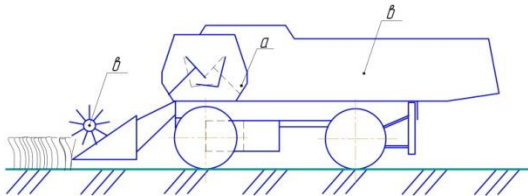


Рис. 1. Перспективна конструктивно-компоувальна схема самохідного шасі: Д – двигун; Т – трансмісія; ПК – пост керування; РПК – реверсивний пост керування; ПРПК – переставний реверсивний пост керування.

У табл. 1 приведений перелік названих вище технологічних операцій і для кожної з них приведено компоувальну схему МТА складеного на базі енергозасобу перспективної конструктивно-компоувальної схеми самохідного шасі. Схеми агрегатів вибрано ті, які найчастіше використовуються. Для кожної операції приведено значення критеріїв збирання та ремонтпридатності, визначені з використанням залежностей (6) та (8), а в кінці таблиці (остання строка) – значення критерію функціональної насиченості

агрегату, визначеного за залежністю (9) лише в розрізі технологічних операцій, прийнятих до розгляду.

1. Оцінка реалізації технологічного процесу вирощування зернових культур агрегатами на базі самохідного шасі.

Назва технологічної операції	Компонувальна схема МТА*	Значення критеріїв та характерних величин для їх визначення
Внесення мінеральних добрив		$m(P)_3 = m(P)_p = 3$ $m(P_n) = 4$ $K_3 = K_p = 1$
Основний обробіток ґрунту		$m(P)_3 = m(P)_p = 3$ $m(P_n) = 4$ $K_3 = K_p = 1$
Передпосівний обробіток ґрунту і посів		$m(P)_3 = m(P)_p = 7$ $m(P_n) = 8$ $K_3 = K_p = 1$
Обприскування посівів		$m(P)_3 = m(P)_p = 3$ $m(P_n) = 4$ $K_3 = K_p = 1$
Збирання врожаю		$m(P)_3 = m(P)_p = 3$ $m(P_n) = 4$ $K_3 = K_p = 1$
Усереднені значення критеріїв збирання K_3 та ремонтпридатності K_p		1,00
Критерій функціональної насиченості енергозасобу K_Φ		1.00

* а – енергетичний модуль (трактор); в, д – технологічні модулі.

Так агрегат для внесення мінеральних добрив складається з енергетичного модуля – а (самохідне шасі перспективної компоновки) і технологічного – в, який призначений для накопичення

(кузов) і розкидання (тарілчастий розкидний орган) добрив. При цьому МТА, як множина модулів, може бути представлений наступним чином:

$$MTA = \{a, b\}.$$

Реальна кількість підмножин при збиранні (розбиранні) МТА за умови $P = \{a\}; \{b\}; \{a, b\}$ дорівнює $m(P)_3 = m(P)_p = 3$. Кількісний склад множини-степені цього агрегату $m(P_n) = 2^2 = 4$.

Реальна кількість підмножин при збиранні (розбиранні) МТА за умови $P = \{a\}; \{b\}; \{a, b\}$ дорівнює $m(P)_3 = m(P)_p = 3$. Кількісний склад множини-степені цього агрегату $m(P_n) = 2^2 = 4$.

Визначені за допомогою залежностей (6) і (8) кількісні значення критеріїв збирання і ремонтпридатності рівні між собою і дорівнюють 1,00. Це говорить про те, що проаналізований агрегат для внесення мінеральних добрив, створений за приведеною схемою, володіє максимальною збираємістю і ремонтпридатністю через відсутність у його складі додаткових модулів, необхідних для здійснення процесу агрегатування і не потребує створення додаткових ремонтних ділянок для підтримання роботоздатності агрегату. Агрегат для основного обробітку ґрунту (див табл. 1) складеться з двох модулів: енергетичного – а (трактор) і технологічного – в (плуг). У такому випадку агрегат для основного обробітку ґрунту, як множина модулів, може бути записаний наступним чином:

$$MTA = \{a, b\}.$$

Тоді реальна кількість підмножин при збиранні (розбиранні) МТА за умови $P = \{a\}; \{b\}; \{a, b\}$ дорівнює $m(P)_3 = m(P)_p = 3$. Кількісний склад множини-степені цього агрегату $m(P_n) = 2^2 = 4$.

В такому випадку значення критеріїв збирання і ремонтпридатності рівні між собою і дорівнюють 1, що говорить про максимальну збираємість і ремонтпридатність агрегату для основного обробітку ґрунту.

Використовуючи викладену методику визначили значення критеріїв збирання та ремонтпридатності і для останніх трьох операцій (див. табл. 1). Усереднене значення оціночних критеріїв за операціями, де задіяний енергозасіб складає 1,00, що відповідає максимально можливому значенню, для даних критеріїв, рівному 1,00 [5]. Технологічний процес реалізований на базі самохідного шасі перспективної схеми не потребує використання енергозасобів інших компоновок, або самохідних спеціалізованих машин, що позитивно впливає на значення критерію функціональної насиченості енергозасобу. Згідно залежності (9) він також буде складати $K_\Phi = 1,00$, що відповідає максимально можливому його значенню, задекларованому в роботі [5] рівному 1,00.

Висновок. В результаті проведених досліджень встановлено, що використання самохідного шасі перспективної конструктивно-компонувальної схеми, за умови ефективного функціонування комбінованих агрегатів на його базі та наявності машин і знарядь для створення необхідних агрегатів дозволить отримати максимально можливі, згідно використаної методики, значення оціночних критеріїв збирання агрегату, ремонтпридатності агрегату та функціональної насиченості енергозасобу, які рівні 1,00. З метою вдосконалення конструкцій енергозасобів потрібно спрямовувати науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи в напрямі створення необхідних засобів та умов агрегатування самохідного шасі перспективного компонентування з технологічними модулями, що може скласти напрями подальших наукових розвідок з даної проблеми.

Список літератури

1. *Погорілий Л. В.* Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. Техніка АПК. 2004. №1-2. С. 6—7.
2. *Кутков Г. М.* О технологических свойствах мобильных энергетических средств. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. 2006. Вип. 40. С. 140—148.
3. *Нелюбов А. И., Кругляков А. М.* Универсализация сельхозмашин. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1977. №12. С. 21—23.
4. *Кальченко Б. И., Писаренко А. Е., Сидоренко О. М., Евтенко В. Г.* Анализ универсальности тракторов и самоходных машин. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1997. №1. С. 21—23.
5. *Шкарівський Г. В.* До питання оцінки конструктивно-компонувальних схем енергозасобів. Вісник аграрної науки. 2001. №9. С. 52—54.
6. *Шкарівський Г. В.* Компонувальна схема самохідного шасі – реалії конструкції і напрями вдосконалення. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 241. С. 236—246.

References

1. *Pogorely L. V.* (2004). Modern problems of agricultural mechanics and engineering in the creation of agricultural equipment of new generation. Technique APK. №1-2. 6-7.
2. *Kutkov G. M.* (2006). Technological properties of mobile power tools. Proceedings of Tavria state agrotechnical Academy. Melitopol. Vol. 40. 140-148.
3. *Nelyubov A. S., Kruglyakov A. M.* (1977). Universalization of agricultural machinery. Tractors and agricultural machines. № 12. 21-23.
4. *Kalchenko B. I., Pisarenko, A. Ye. Sidorenko, A. M., Yevtenko V. G.* (1997). Analysis of the universality of tractors and self-propelled machinery. Tractors and agricultural machines. № 1. 21-23.
5. *Shkarivskiy G. V.* (2001). Evaluation of structural and layout schemes energy pumps. Bulletin of agricultural science. № 9. 52-54.

6. Shkarivskiy G. V. (2015). Layout scheme self-propelled chassis – the realities of construction and the directions of improvement. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 241. 236-246.

ОЦЕНКИ СОЗДАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА БАЗЕ САМОХОДНОГО ШАССИ ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОМПОНОВКИ

Г. В. Шкаровский

Аннотация. *Изложены результаты исследований по оценке потенциальных возможностей влияния конструктивно-компоновочной схемы самоходного шасси с помощью критериев собираемости агрегата, ремонтпригодности агрегата и функциональной насыщенности энергосредства на создание машинно-тракторных агрегатов на его базе. Рассмотрены и проанализированы три возможных варианта схемных решений по энергосредствам, которые имеют конструктивно-компоновочную схему самоходного шасси на предмет возможности в широком диапазоне характеристик менять свои потребительские качества до достижения максимального уровня универсальности конструкции равного 1,00, первый из которых предусматривает расположение поста управления над задней осью и заднее расположение двигателя, не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия, второй предполагает установление реверсивного поста управления, реверсивной трансмиссии, межбазовое расположение моторно-силового блока и третий предусматривает установление реверсивного переставного, в поперечно-вертикальной плоскости, поста управления, реверсивной трансмиссии, межбазовое расположение моторно-силового блока. Установлено, что использование машинно-тракторных агрегатов, созданных на базе самоходного шасси задекларированного третьим вариантом схемных решений и задействованных в выполнении технологического процесса выращивания зерновых культур, при условии эффективного функционирования комбинированных агрегатов на его базе и наличии машин и орудий для создания необходимых агрегатов позволит получить максимально возможные значения оценочных критериев собираемости агрегата, ремонтпригодности агрегата и функциональной насыщенности энергосредства, которые равны 1,00.*

Ключевые слова: *мобильное энергетическое средство, машинно-тракторный агрегат, комплектование, оценка, перспективная конструктивно-компоновочная схема, самоходное шасси, критерий*

EVALUATION OF CREATION OF MACHINE-TRACTOR AGGREGATES ON BASIS OF SELF-PROPELLED CHASSIS PROMISING LAYOUT

G. V. Shkarivskiy

Abstract. *The results of studies to assess the potential impact of design-layout scheme of self-propelled chassis using criteria collection unit, maintainability and functional unit of saturation power unit to create a machine and tractor units on the basis of it. Considered and analyzed three possible options for circuit solutions for power unit that have structurally-layout scheme of self-propelled chassis for the possibility of a wide range of features to change their consumer qualities to achieve the highest level of design flexibility equal to 1.00, the first of which includes the location of the post control on the back axle and rear engine, not reversible helm, not reverse transmission, the second involves the establishment of a reversible control station, the reverse transmission, cross-database location of the motor and the power unit and the third provides for the establishment of reverse resettable, in the cross-vertical plane, the control station, the reverse transmission, cross-database location of the motor-power unit. It was found that the use of the machine and tractor units, created on the basis of a self-propelled chassis of the declared third embodiment circuitry and involved in the implementation process of growing crops, subject to the effective functioning of the combined units at its base and the availability of machines and tools for the creation of the necessary equipment will receive the maximum the possible values of evaluation criteria collection unit, maintainability and functional unit of saturation power unit, which is equal to 1.00.*

Key words: *mobile power tool, tractor units, acquisition, assessment, prospective design-layout scheme, self-propelled chassis, the criterion*

УДК 514.18

КОНСТРУЮВАННЯ МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ НА ОСНОВІ ПРОСТОРОВИХ ІЗОТРОПНИХ ЛІНІЙ

С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. М. Муквич, кандидат технічних наук
e-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Анотація. *У статті здійснено аналітичний опис ізотропних ліній нульової довжини та мінімальних поверхонь за допомогою*

© С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич, 2017

EVALUATION OF CREATION OF MACHINE-TRACTOR AGGREGATES ON BASIS OF SELF-PROPELLED CHASSIS PROMISING LAYOUT

G. V. Shkarivskiy

Abstract. *The results of studies to assess the potential impact of design-layout scheme of self-propelled chassis using criteria collection unit, maintainability and functional unit of saturation power unit to create a machine and tractor units on the basis of it. Considered and analyzed three possible options for circuit solutions for power unit that have structurally-layout scheme of self-propelled chassis for the possibility of a wide range of features to change their consumer qualities to achieve the highest level of design flexibility equal to 1.00, the first of which includes the location of the post control on the back axle and rear engine, not reversible helm, not reverse transmission, the second involves the establishment of a reversible control station, the reverse transmission, cross-database location of the motor and the power unit and the third provides for the establishment of reverse resettable, in the cross-vertical plane, the control station, the reverse transmission, cross-database location of the motor-power unit. It was found that the use of the machine and tractor units, created on the basis of a self-propelled chassis of the declared third embodiment circuitry and involved in the implementation process of growing crops, subject to the effective functioning of the combined units at its base and the availability of machines and tools for the creation of the necessary equipment will receive the maximum the possible values of evaluation criteria collection unit, maintainability and functional unit of saturation power unit, which is equal to 1.00.*

Key words: *mobile power tool, tractor units, acquisition, assessment, prospective design-layout scheme, self-propelled chassis, the criterion*

УДК 514.18

КОНСТРУЮВАННЯ МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ НА ОСНОВІ ПРОСТОРОВИХ ІЗОТРОПНИХ ЛІНІЙ

С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. М. Муквич, кандидат технічних наук
e-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Анотація. *У статті здійснено аналітичний опис ізотропних ліній нульової довжини та мінімальних поверхонь за допомогою*

© С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич, 2017

функцій комплексної змінної. Знайдено аналітичні умови утворення параметричних рівнянь ізотропних ліній у вигляді функцій комплексної змінної, дійсною частиною яких є вирази, що задають параметричні рівняння кола одиничного радіуса. При визначенні аналітичного опису ізотропних ліній із умови рівності нулю диференціала дуги вдалося уникнути громіздких перетворень за формулами Шварца. Використовуючи запропонований спосіб аналітичного опису ліній нульової довжини, знайдено параметричні рівняння чотирьох різних сімей ізотропних ліній. Кожній сім'ї ізотропних ліній відповідає мінімальна поверхня і приєднана мінімальна поверхня.

Конструювання мінімальних поверхонь здійснено у комплексному просторі з твірними ізотропними лініями переносу. Наведено вирази першої та другої квадратичних форм знайдених мінімальних поверхонь і показано, що величина середньої кривини дорівнює нулю. Утворені вказаним способом мінімальні поверхні конгруентні двом мінімальним поверхням, які мають різні метричні властивості та різні властивості кривини поверхні. Одна із знайдених мінімальних поверхонь є близькою до мінімальної поверхні Каталана за геометричними та диференціальними характеристиками.

Ключові слова: *ізотропна лінія, мінімальна поверхня, квадратична форма поверхні, формули Шварца, поверхня Каталана*

Постановка проблеми. Дослідження способів аналітичного опису мінімальних поверхонь зумовлене конструктивними властивостями оболонок, які мають форму мінімальних поверхонь. Мінімальна поверхня, обмежена замкненою плоскою або просторовою лінією, має найменшу площу. Геометрична форма мінімальної поверхні забезпечує рівномірний розподіл зусиль в оболонці та додаткову жорсткість [1].

Знаходження аналітичного опису мінімальної поверхні, яка проходить через замкнену лінію, зводиться до розв'язування нелінійного диференціального рівняння у частинних похідних Ейлера-Лагранжа, яке у загальному випадку не інтегрується [2].

Аналіз останніх досліджень. Сучасні дослідження аналітичного опису мінімальних поверхонь полягають в удосконаленні варіаційних та кінцево-різницевих чисельних методів розв'язування диференціального рівняння Ейлера-Лагранжа [3, 4], у вивченні можливостей використання спеціальних параметризацій [5]. Інший напрям досліджень аналітичного опису ізотропних кривих та мінімальних поверхонь, що пов'язаний із використанням функцій

комплексної змінної, реалізовано у роботах [6, 7, 8]. Зокрема, у дисертаційному дослідженні [6] знайдено аналітичний опис ізотропних кривих за формулами Шварца [9] на основі просторової кривої, що лежить на поверхні циліндра та на основі кривої укусу. Використання формул Шварца для знаходження ізотропних кривих можливе тільки в окремих випадках, бо пов'язане з інтегруванням складних виразів. Також у роботі [6] було розглянуто окремі випадки аналітичного опису ізотропних ліній на основі рівнянь плоскої уявної кривої виду $x(t) = f_1(t) + i \cdot f_2(t)$; $y(t) = f_1(t) - i \cdot f_2(t)$, але використано тільки функції дійсної змінної $f_1(t)$ і $f_2(t)$.

Тому розширення способів аналітичного опису ізотропних кривих є необхідною умовою вирішення проблеми конструювання неперервного каркасу мінімальних поверхонь.

Мета досліджень. Знайти аналітичний опис ізотропних ліній за допомогою функцій комплексної змінної, дійсною частиною яких є вирази, що задають параметричні рівняння кола одиничного радіуса. На основі вказаних ізотропних ліній побудувати мінімальні поверхні та приєднати до них.

Результати досліджень. Параметричні рівняння ізотропної лінії нульової довжини будемо шукати за допомогою функцій комплексної змінної:

$$\begin{aligned} x(t) &= \cos t + i \cdot f_1(t); \\ y(t) &= \sin t + i \cdot f_2(t); \\ z &= z(t), \end{aligned} \quad (1)$$

де: $f_1(t)$, $f_2(t)$ – деякі функції дійсної або комплексної змінної.

Функцію $z = z(t)$ виразимо із умови рівності нулю диференціала дуги ізотропної лінії:

$$\sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} \cdot dt = 0. \quad (2)$$

Диференціюючи вирази (1), будемо вимагати виконання умови (2). Тоді, після перетворень, отримаємо:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -1 + \left(\frac{df_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{df_2}{dt}\right)^2 + \left(\frac{df_1}{dt} \cdot \sin t - \frac{df_2}{dt} \cdot \cos t\right). \quad (3)$$

Дослідимо можливість утворення параметричних рівнянь ізотропної лінії, використовуючи функції $f_1(t)$, $f_2(t)$ комплексної змінної. Знаходження функції $z = z(t)$ із диференціального рівняння (3) для заданих функцій $f_1(t)$, $f_2(t)$ можливе тільки в окремих випадках, наприклад, для функцій комплексної змінної:

$$f_1(t) = \pm \cos(i \cdot t); f_2(t) = \pm \sin(i \cdot t). \quad (4)$$

Розглянемо випадок: $f_1(t) = \cos(i \cdot t)$; $f_2(t) = \sin(i \cdot t)$, тоді диференціальне рівняння (3) має загальні розв'язки:

$$z_1(t) = (2 - 2i) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{i+1}{2} \cdot t\right) + C \quad \text{або} \quad z_2(t) = -(2 - 2i) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{i+1}{2} \cdot t\right) + C, \quad (5)$$

де: C – довільна стала інтегрування.

Використавши вираз $z_1(t)$ із рівностей (5), для кожного значення сталої C отримаємо параметричні рівняння сім'ї ізотропних ліній:

$$\begin{aligned} x(t) &= \cos t + i \cdot \cos(i \cdot t); \\ y(t) &= \sin t + i \cdot \sin(i \cdot t); \\ z(t) &= (2 - 2i) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{i+1}{2} \cdot t\right) + C. \end{aligned} \quad (6)$$

Для знаходження рівнянь мінімальної та приєднаної до неї мінімальної поверхні для функцій комплексної змінної (6) уведемо заміну [7, 8]: $t = u + i \cdot v$. Тоді отримаємо параметричні рівняння мінімальної поверхні $X(u, v), Y(u, v), Z(u, v)$:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \operatorname{Re}\{x(u + i \cdot v)\}; \quad Y(u, v) = \operatorname{Re}\{y(u + i \cdot v)\}; \\ Z(u, v) &= \operatorname{Re}\{z(u + i \cdot v)\}; \end{aligned} \quad (7)$$

та приєднаної мінімальної поверхні $X^*(u, v), Y^*(u, v), Z^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{x(u + i \cdot v)\}; \quad Y^*(u, v) = \operatorname{Im}\{y(u + i \cdot v)\}; \\ Z^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{z(u + i \cdot v)\}. \end{aligned} \quad (8)$$

Відокремивши дійсну та уявну частину для кожної з функцій (6) згідно (7), (8), маємо рівняння мінімальної поверхні:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \cos u \cdot \operatorname{ch} v - \sin v \cdot \operatorname{sh} u; \\ Y(u, v) &= \sin u \cdot \operatorname{ch} v - \cos v \cdot \operatorname{sh} u; \\ Z(u, v) &= 2 \cos\left(\frac{u+v}{2}\right) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{u-v}{2}\right) + 2 \sin\left(\frac{u+v}{2}\right) \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{u-v}{2}\right) + C, \end{aligned} \quad (9)$$

та приєднаної мінімальної поверхні:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \cos v \cdot \operatorname{ch} u - \sin u \cdot \operatorname{sh} v; \\ Y^*(u, v) &= -\sin v \cdot \operatorname{ch} u + \cos u \cdot \operatorname{sh} v; \\ Z^*(u, v) &= -2 \cos\left(\frac{u+v}{2}\right) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{u-v}{2}\right) + 2 \sin\left(\frac{u+v}{2}\right) \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{u-v}{2}\right), \end{aligned} \quad (10)$$

де: C – довільна стала інтегрування.

На рис. 1 зображено відсік мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (9) при $C = 0$; $u \in [-2; \dots 2]$; $v \in [2; \dots 2]$.

Коефіцієнти першої квадратичної форми мінімальної поверхні (9) та приєднаної поверхні (10) дорівнюють:

$$E = G = 2[\operatorname{ch}(u - v) - \cos(u + v)] \cdot \operatorname{ch}^2 \frac{u + v}{2}; F = 0. \quad (11)$$

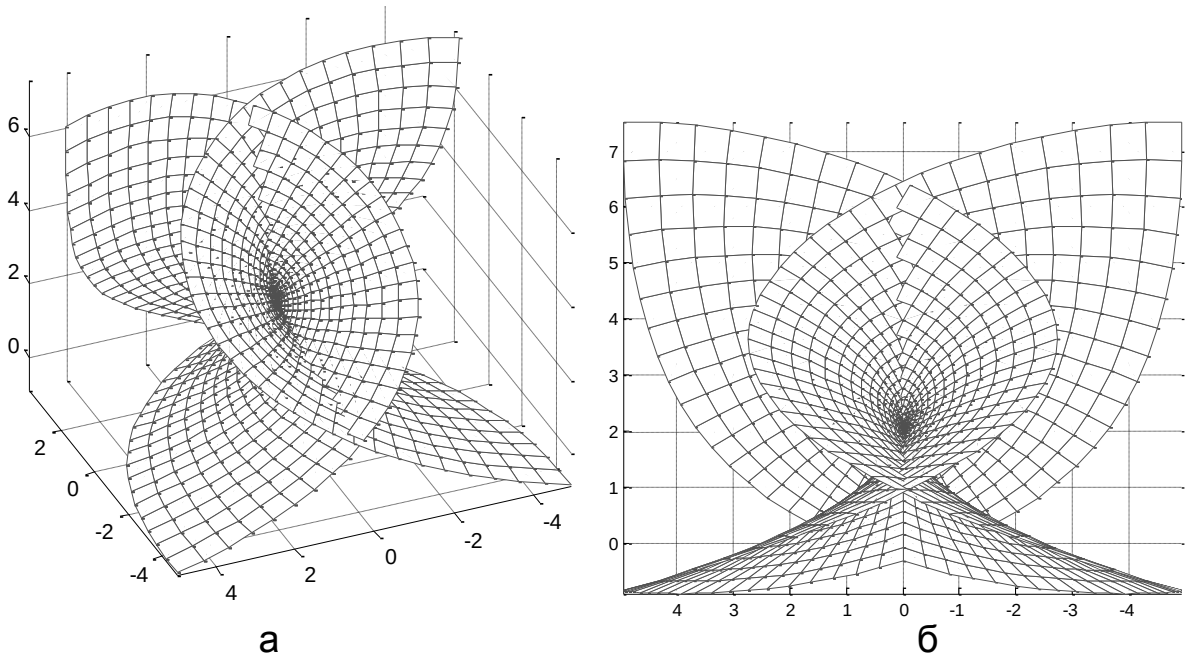


Рис. 1. Відсіки мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (9): а) аксонометрія мінімальної поверхні; б) фронтальна проекція мінімальної поверхні.

Коефіцієнти другої квадратичної форми мінімальної поверхні (9), знайдені за відомими формулами диференціальної геометрії [9], дорівнюють:

$$\begin{aligned} L = -N &= \operatorname{ch} \frac{u - v}{2} \cdot \sin \frac{u + v}{2} + \cos \frac{u + v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u - v}{2}; \\ M &= -\operatorname{ch} \frac{u - v}{2} \cdot \sin \frac{u + v}{2} + \cos \frac{u + v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u - v}{2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Коефіцієнти другої квадратичної форми приєднаної мінімальної поверхні (10), дорівнюють:

$$\begin{aligned} L^* = -N^* &= \operatorname{ch} \frac{u - v}{2} \cdot \sin \frac{u + v}{2} - \cos \frac{u + v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u - v}{2}; \\ M^* &= \operatorname{ch} \frac{u - v}{2} \cdot \sin \frac{u + v}{2} + \cos \frac{u + v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u - v}{2}. \end{aligned} \quad (13)$$

Коефіцієнти першої та другої квадратичних форм побудованих поверхонь (9) та (10), перетворюють вираз середньої кривини $H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)}$, для кожної із указаних поверхонь, до нуля.

Вирази коефіцієнтів другої квадратичної форми (12) і (13) мінімальних поверхонь мають подібну структуру, тому мінімальна

поверхня (9) і приєднана мінімальна поверхня (10) мають спільні характеристики кривини поверхні. Фактично ж поверхні (9) і (10) є конгруентними фігурами. Слід зазначити, що мінімальні поверхні (9) і (10) мають близькі геометричні характеристики із мінімальною поверхнею Каталана [10].

Для випадку $f_1(t) = \cos(i \cdot t)$; $f_2(t) = -\sin(i \cdot t)$, диференціальне рівняння (3) має загальні розв'язки:

$$z_1(t) = (2 + 2i) \cdot \sin\left(\frac{i+1}{2} \cdot t\right) + C \quad \text{або} \quad z_2(t) = -(2 + 2i) \cdot \sin\left(\frac{i+1}{2} \cdot t\right) + C, \quad (14)$$

де: C – довільна стала інтегрування.

Використавши вираз $z_1(t)$ із рівностей (14), для кожного значення сталої C отримаємо параметричні рівняння сім'ї ізотропних ліній:

$$\begin{aligned} x(t) &= \cos t + i \cdot \cos(i \cdot t); \\ y(t) &= \sin t - i \cdot \sin(i \cdot t); \\ z(t) &= (2 + 2i) \cdot \sin\left(\frac{i+1}{2} \cdot t\right) + C. \end{aligned} \quad (15)$$

Увівши заміну $t = u + i \cdot v$ і відокремивши дійсну та уявну частину для кожної з функцій (15), отримаємо рівняння мінімальної поверхні:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \cos u \cdot \operatorname{ch} v - \sin v \cdot \operatorname{sh} u; \\ Y(u, v) &= \sin u \cdot \operatorname{ch} v + \cos v \cdot \operatorname{sh} u; \\ Z(u, v) &= 2 \operatorname{ch}\left(\frac{u+v}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{u-v}{2}\right) - 2 \cos\left(\frac{u-v}{2}\right) \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{u-v}{2}\right) + C, \end{aligned} \quad (16)$$

та приєднаної мінімальної поверхні:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \cos v \cdot \operatorname{ch} u - \sin u \cdot \operatorname{sh} v; \\ Y^*(u, v) &= \sin v \cdot \operatorname{ch} u + \cos u \cdot \operatorname{sh} v; \\ Z^*(u, v) &= 2 \sin\left(\frac{u-v}{2}\right) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{u+v}{2}\right) + 2 \cos\left(\frac{u-v}{2}\right) \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{u+v}{2}\right), \end{aligned} \quad (17)$$

де: C – довільна стала інтегрування.

На рис.2 зображено відсік мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (16) при $C = 0$; $u \in [-2; \dots; 2]$; $v \in [2; \dots; 2]$.

Коефіцієнти першої квадратичної форми мінімальної поверхні (16) та приєднаної поверхні (17) дорівнюють:

$$E = G = 2[\operatorname{ch}(u+v) + \cos(u-v)] \cdot \operatorname{ch}^2 \frac{u-v}{2}; \quad F = 0. \quad (18)$$

Коефіцієнти другої квадратичної форми мінімальної поверхні (16), знайдені за відомими формулами диференціальної геометрії [9], дорівнюють:

$$\begin{aligned}
 L = -N &= \operatorname{ch} \frac{u+v}{2} \cdot \cos \frac{u-v}{2} - \sin \frac{u-v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u+v}{2}; \\
 M &= \operatorname{ch} \frac{u+v}{2} \cdot \cos \frac{u-v}{2} + \sin \frac{u-v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u+v}{2}.
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

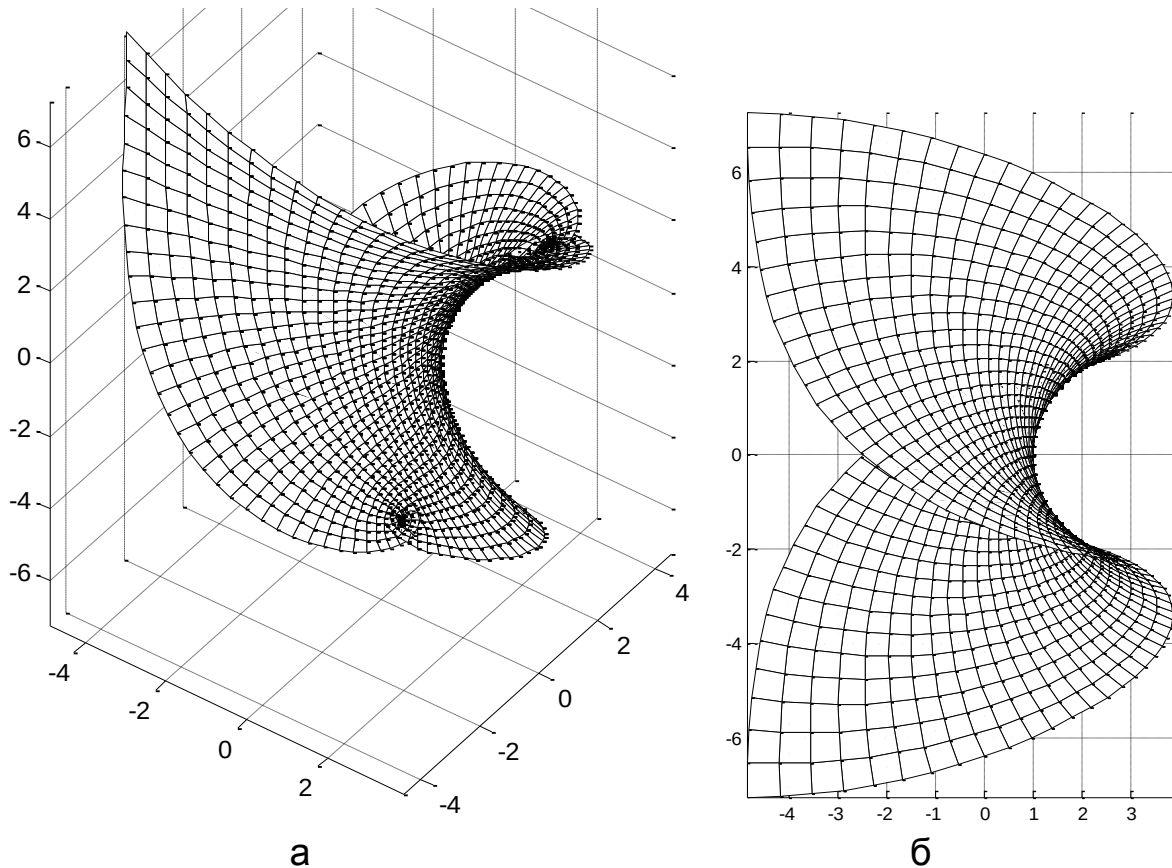


Рис. 2. Відсіки мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (16): а) аксонометрія мінімальної поверхні; б) профільна проекція мінімальної поверхні.

Коефіцієнти другої квадратичної форми приєднаної мінімальної поверхні (17), дорівнюють:

$$\begin{aligned}
 L^* = -N^* &= -\operatorname{ch} \frac{u+v}{2} \cdot \cos \frac{u+v}{2} - \sin \frac{u-v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u+v}{2}; \\
 M^* &= \operatorname{ch} \frac{u+v}{2} \cdot \cos \frac{u-v}{2} - \sin \frac{u-v}{2} \cdot \operatorname{sh} \frac{u+v}{2}.
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Коефіцієнти першої та другої квадратичних форм побудованих поверхонь (16) та (17), перетворюють вираз середньої кривини $H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)}$, для кожної із указаних поверхонь, до нуля.

Вирази коефіцієнтів другої квадратичної форми мінімальних поверхонь (16) і (17) мають подібну структуру, тому мінімальні

поверхні (16) і (17) можна вважати конгруентними фігурами. Мінімальні поверхні, утворені вказаним способом за допомогою функцій $f_1(t) = -\cos(i \cdot t)$; $f_2(t) = \sin(i \cdot t)$, мають спільні метричні властивості та властивості кривини поверхні з мінімальними поверхнями (9), (10). Це пояснюється тим, що дійсні частини відповідних коефіцієнтів квадратичних форм, записаних у вигляді функцій комплексної змінної, є рівними виразами або виразами, які набувають протилежних значень (для приєднаних мінімальних поверхонь). Аналогічно, мінімальні поверхні, утворені вказаним способом за допомогою функцій $f_1(t) = -\cos(i \cdot t)$; $f_2(t) = -\sin(i \cdot t)$, мають спільні метричні властивості та властивості кривини поверхні з мінімальними поверхнями (16), (17).

Висновок. Використовуючи параметричні рівняння ізотропної лінії у вигляді (1), можна знайти чотири різні сім'ї уявних кривих нульової довжини. Кожній сім'ї ізотропних ліній відповідає мінімальна поверхня та приєднана мінімальна поверхня. При цьому всі утворені вказаним способом мінімальні поверхні характеризуються спільними метричними властивостями та спільними властивостями кривини із двома різними поверхнями. У статті знайдено аналітичний опис мінімальної поверхні, яка є близькою до мінімальної поверхні Каталана за геометричними та диференціальними характеристиками.

Список літератури

1. Михайленко В. Е., Ковалёв С. Н. Конструирование форм современных архитектурных конструкций. Київ. Будівельник. 1978. 112 с.
2. Математическая энциклопедия. Москва. Т. 3. Советская энциклопедия. 1982. С. 683—690.
3. Гацунаев М. А., Клячин А. А. О равномерной сходимости кусочно-линейных решений уравнения минимальной поверхности. Уфимский математический журнал. 2014. Т. 6. №3. С. 3—16.
4. Пульпинский Я. С. Математическое моделирование оболочек вращения сложных форм: автореф. дисс. канд. техн. наук. 05.13.18. Пензенский государственный университет архитектуры и строительства. Пенза. 2006. 20 с.
5. Yuzi Jin, Young Wook Kim, Namkyoung Park, Heayong Shin. Ruled minimal surfaces in product spaces. Bulletin of the Korean Math. Society. 2016. Vol. 53. Issue 6. P. 1887—1892.
6. Коровіна І. О. Конструювання поверхонь сталої середньої кривини за заданими лініями інциденції: автореф. дис. канд. техн. наук. 05.01.01. Київський національний університет будівництва і архітектури. Київ. 2012. 20 с.
7. Пилипака С. Ф., Муквич М. М. Утворення ізотропних ліній та мінімальних поверхонь за допомогою плоских кривих, заданих функціями натурального параметра. Наукові доповіді НУБіП України. 2016. №7 (64). Режим доступу до журналу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovid/article/view/7734>.
8. Пилипака С. Ф., Муквич М. М. Аналітичний опис ізотропних ліній на поверхні псевдосфери та побудова мінімальних поверхонь. Науковий вісник

Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 254. С. 202—210.

9. *Фиников С. П.* Теория поверхностей. Москва. Ленинград. ГТТИ. 1934. 206 с.

10. *Кривошапко С. Н., Иванов В. Н., Халаби С. М.* Аналитические поверхности. Москва. Наука. 2006. 544 с.

References

1. *Mikhailenko V. E., Kovalev S. N.* (1978). Konstruirovaniye form sovremennykh arkhitekturnykh konstruktsey [Construction of forms of modern architectural structures]. *Budivel'nyk*. 112.

2. *Matematicheskaya entsyklopediya.* (1982). [Encyclopedia of mathematics]. Moscow: Sovetskaya entsyklopediya. 683–690.

3. *Hatsunaev M. A., Klyachin A. A.* (2014). O ravnomernoy skhodimosti kusochno-lineynykh resheniy uravneniya minimal'noy poverkhnosti [On uniform convergence of piecewise-linear solutions to minimal surface equation]. *Ufimskiy matematychny zhurnal*. 6(3). 3–16.

4. *Pul'pinskiy Ja. S.* (2006). Matematicheskoe modelirovaniye obolochek vrashcheniya slozhnykh form [Mathematical modeling of shells of revolution complex forms]. *Penzenskiy gosudarstvennyy universitet arkhitektury i stroitel'stva*. Penza. 20.

5. *Jin Yu., Kim W., Park N., Shin H.* (2016). A uniqueness theorem for the minimal surface equation. *Pacific Journal of Mathematics*, 176(2). 357-364.

6. *Korovina I. O.* (2012). Konstruiuvannya poverkhon staloi serednoi kryvyny za zadanyimi liniyami intsydentsii [Constructing of a surfaces of a constant mean curvature]. *Kyiv National University of Construction and Architecture*. Kyiv. 20.

7. *Pilipaka S. F., Mukvych M. M.* (2016). Utvorennia izotropnykh liniy ta minimalnykh poverkhon za dopomohoiu ploskykh kryvykh, zadanykh funktsiyami natural'nogo parametra [Modelling of isotropic lines and minimal surfaces with a help of flat curves, given by natural parameter functions]. *Naukovi dopovidi NUBiP Ukrainy*. 7 (64). Available at: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/7734>.

8. *Pilipaka S. F., Mukvych M. M.* (2016). Analitichnyi opys izotropnykh liniy na poverkhni psevdosfery ta pobudova minimalnykh poverkhon [Analytical description isotropic line on surface pseudosphere and construction minimal surfaces]. *Naukovyi visnyk Natsional'nogo universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK*. 254. 202-210.

9. *Finikov S. P.* (1934). Teoriya poverkhnostey [Theory of surfaces]. Moskva. Leningrad. HTTI. 206.

10. *Krivoshapko S. N., Ivanov V. N., Halabi S. M.* (2006). Analiticheskie poverhnosti [Analytic surfaces]. Moscow. Russia. Science. 544.

КОНСТРУИРОВАНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ИЗОТРОПНЫХ ЛИНИЙ

С. Ф. Пилипака, Н. Н. Муквич

Аннотация. В статье осуществлено аналитическое описание изотропных линий нулевой длины и минимальных поверхностей с помощью функций комплексного переменного. Определены аналитические условия образования параметрических уравнений изотропных линий в виде функций комплексного переменного, действительной частью которых

являются выражения, задающие параметрические уравнения окружности единичного радиуса. При определении аналитического описания изотропных линий из условия равенства нулю дифференциала дуги удалось избежать громоздких преобразований по формулам Шварца. Используя предложенный способ, найдено аналитическое описание четырех разных семей изотропных линий. Каждой семье изотропных линий соответствует минимальная поверхность и присоединённая минимальная поверхность.

Конструирование минимальных поверхностей осуществляется в комплексном пространстве с образующими изотропными линиями переноса. В работе приведены выражения первой и второй квадратичных форм искомых минимальных поверхностей и показано, что величина средней кривизны равна нулю. Образованные указанным способом минимальные поверхности конгруэнтны двум минимальным поверхностям, которые имеют различные метрические свойства и свойства кривизны поверхности. Одна из определённых минимальных поверхностей близка к минимальной поверхности Каталана по геометрическим и дифференциальными характеристиками.

Ключевые слова: *изотропная линия, минимальная поверхность, квадратичная форма поверхности, формулы Шварца, поверхность Каталана*

CONSTRUCTION MINIMAL SURFACES USING SPATIAL ISOTROPIC CURVES

S. F. Pilipaka, M. M. Mukvych

Abstract. *The paper carried an analytical description of isotropic lines of zero length and minimal surfaces with the help of a complex variable. Analytical conditions for the formation of parametric equations of isotropic lines in the form of functions of a complex variable, the real part of which are expressions that define parametric equations of a circle of unit radius. When defining the analytical description of isotropic lines equating to zero the differential arc avoided cumbersome transformations Schwartz formula. Using the proposed method, we found an analytical description of the four different families of isotropic lines. Each family of isotropic lines corresponds to the minimal surface and adjoint minimal surface.*

Construction of minimal surfaces is carried out in a complex space with generators isotropic transfer lines. The paper presents the expression of the first and second quadratic forms found minimal surfaces, and it is shown that the value of the mean curvature is zero. Formed in this manner the minimal surface congruent with two surfaces

which have different metric properties and surface properties of the curvature. The article defines the family of isotropic lines, which corresponds to the minimal surface and adjoint minimal surface, close to the minimal Catalan's surface on geometric and differential characteristics.

Key words: *isotropic line, minimal surface, quadratic form of surface, formula Schwarz, Catalan's surface*

УДК 621.7.08; 621.4.004.67

СУЧАСНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ЗНОСУ ЦИЛІНДРІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

К. Л. Шевченко, доктор технічних наук
Національний технічний університет України «Київський
політехнічний університет імені Ігоря Сікорського»

С. І. Козупиця, кандидат технічних наук

В. М. Горкун, інженер

Національний університет біоресурсів і
природокористування України

Анотація. Викладена методологія оцінки зносу основних елементів двигунів внутрішнього згорання та обґрунтовані сучасні вимоги, які до них висуваються. Застосування радіохвильового методу діагностування дозволяє не тільки якісно оцінювати стан поверхні циліндро поршневої групи двигуна, а також можливість його кількісної оцінки, що є перевагою методу.

Показана принципова можливість використання радіохвильового методу для діагностики циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання. Використання запропонованого методу дозволяє без розбирання двигуна диференціювати несправність циліндро-поршневої групи та зробити висновок про необхідність ремонту або очищення циліндрів двигуна від продуктів згорання.

Запропонований метод радіохвильового діагностування на нашу думку є унікальним і обіцяє величезні можливості для роботи інженерів при діагностуванні сучасних двигунів внутрішнього згорання і дозволить швидко та якісно провести оцінку надійності їх роботи.

© К. Л. Шевченко, С. І. Козупиця, В. М. Горкун, 2017

which have different metric properties and surface properties of the curvature. The article defines the family of isotropic lines, which corresponds to the minimal surface and adjoint minimal surface, close to the minimal Catalan's surface on geometric and differential characteristics.

Key words: *isotropic line, minimal surface, quadratic form of surface, formula Schwarz, Catalan's surface*

УДК 621.7.08; 621.4.004.67

СУЧАСНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ЗНОСУ ЦИЛІНДРІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

***К. Л. Шевченко, доктор технічних наук
Національний технічний університет України «Київський
політехнічний університет імені Ігоря Сікорського»***

С. І. Козупиця, кандидат технічних наук

В. М. Горкун, інженер

***Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Анотація. Викладена методологія оцінки зносу основних елементів двигунів внутрішнього згорання та обґрунтовані сучасні вимоги, які до них висуваються. Застосування радіохвильового методу діагностування дозволяє не тільки якісно оцінювати стан поверхні циліндро поршневої групи двигуна, а також можливість його кількісної оцінки, що є перевагою методу.

Показана принципова можливість використання радіохвильового методу для діагностики циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання. Використання запропонованого методу дозволяє без розбирання двигуна диференціювати несправність циліндро-поршневої групи та зробити висновок про необхідність ремонту або очищення циліндрів двигуна від продуктів згорання.

Запропонований метод радіохвильового діагностування на нашу думку є унікальним і обіцяє величезні можливості для роботи інженерів при діагностуванні сучасних двигунів внутрішнього згорання і дозволить швидко та якісно провести оцінку надійності їх роботи.

© К. Л. Шевченко, С. І. Козупиця, В. М. Горкун, 2017

Наведений у даній статті метод радіохвильового діагностування, окрім оцінки стану поверхні циліндро поршневої групи двигунів, може знайти своє застосування в інших об'єктах науково-виробничої діяльності.

Ключові слова: *автотракторні двигуни, циліндро-поршнева група, оперативна діагностика, електромагнітна хвиля, напруженість електромагнітного поля, вимірювальна система, резонансна частота системи*

Постановка проблеми. Відомо, що автомобільний транспорт є найважливішою складовою при організації вантажних та пасажирських перевезень. Значна доля автотранспортних перевезень у загальному обсязі вантажно-пасажирського потоку обумовлює високі вимоги до всіх складових системи безпеки дорожнього руху. Одним з основних аспектів досягнення безпечності дорожнього руху є відповідність технічного стану автотранспорту нормативним показникам. Важливою складовою є екологічна безпека автотранспорту. З точки зору екологічної безпеки найбільшої уваги заслуговують викиди відпрацьованих газів двигунів транспортних засобів. Наявність в них забруднюючих атмосферу газообразних та сажоподібних речовин пов'язана як з неправильним налагодженням системи подачі палива, так і зі зносом циліндропоршневої групи двигунів. Останнє окрім підвищення рівня викидів у навколишнє середовище шкідливих речовин викликає підвищення розходу паливно-мастильних матеріалів. У зв'язку з цим важливе місце займають питання, пов'язані з оперативною діагностикою та підтриманням в робочому стані всіх систем транспортних засобів, зокрема, двигунів внутрішнього згоряння.

Сьогодні практично відсутні технічні засоби, що дозволяють без розбирання двигуна оцінити стан циліндропоршневої групи та наявність продуктів згоряння на її поверхнях. Найбільше розповсюдження отримав метод виміру компресії, але він не дозволяє достовірно оцінити знос поверхонь тертя двигуна, тому що зменшення компресії може залежати від герметичності клапанної системи, а її підвищення – попаданням оливи в камеру згоряння через направляючі втулки клапанів [1].

Відомі також пневматичні установки [2], принцип дії яких базується на подачі в циліндр через отвір для свічки запалювання повітря під тиском $8...10 \text{ кГ/см}^2$ та нагляді за зміною тиску при повільному ручному переміщенні поршня в циліндрі в межах повного робочого ходу. За допомогою такої установки добре визначається нерівномірність зносу циліндру по його довжині та герметичність клапанної системи. Але, при зносі компресійних кілець достовірність

результатів суттєво зменшується. Перспективним на наш погляд є застосування радіохвильового методу [3], який дозволяє оцінити не тільки знос циліндру при різних положеннях поршня, а і стан внутрішніх поверхонь циліндрів та дна поршня. Радіохвильовий метод базується на оцінці параметрів електромагнітних коливань, які взаємодіють з контрольованим об'єктом. Особливістю радіохвильового методу є використання електромагнітних хвиль довжиною від одиниць міліметрів до десятків сантиметрів (хвилі міліметрового, сантиметрового або дециметрового діапазону). Такі електромагнітні коливання відносять до діапазону НВЧ (надзвичайно високих частот). Умови взаємодії НВЧ хвиль з контрольованим об'єктом можуть бути різними – резонансне збудження в контрольованому об'єкті електромагнітних хвиль, проходження або відбиття останніх від контрольованого об'єкта. В загальному випадку на параметри електромагнітної хвилі впливають розмір і форма об'єкта контролю, діелектрична і магнітна проникність середовища, його діелектричні втрати та інші параметри. При цьому в якості вихідних параметрів можна використовувати зміни амплітуди, частоти, фази або поляризації електромагнітної хвилі, або інші, пов'язані з цими параметри.

Метою досліджень є підвищення якості оцінки зносу циліндро-поршневої групи автотракторних двигунів та зменшення витрат часу та коштів.

Об'єктом досліджень є радіохвильовий метод та параметри електромагнітних коливань, які взаємодіють з контрольованим об'єктом.

Аналіз останніх досліджень. Уявимо внутрішній об'єм камери згоряння в якості об'ємного циліндричного резонатора, як відрізок порожнистого циліндричного хвилеводу. Для збудження такого резонатору можна використовувати індуктивний або ємнісний зв'язок. При ємнісному зв'язку подовжений внутрішній провідник коаксіальної лінії, що грає роль штиря для зв'язку, розташовують в області максимальної напруженості електричного поля і встановлюють його по можливості паралельно напрямковій лінії поля. При індуктивному зв'язку на кінці кабелю, що з'єднується з резонатором, включають петлю, яку розташовують в область максимальної напруженості магнітного поля і встановлюють так, щоб лінії магнітного поля пронизували площину петлі по можливості під прямим кутом. Елементи збудження можуть вводитися в порожнину циліндру через отвір для свічки запалювання. В циліндричних резонаторах співіснують два види коливань з складовими типів Е і Н. В такій електромагнітній системі можливе використання щонайменше двох інформативних параметрів: основної резонансної

частоти та добротності резонансної системи [4]. У загальному випадку визначення резонансної частоти являє собою складну задачу, що найчастіше вирішують наближеними методами. Визначення резонансної частоти в широкому діапазоні частот ще більш ускладнюється. Якщо необхідно знати тільки зміну резонансної частоти, то в загальному випадку вона може бути знайдена при відомих структурах поля [5]. Якщо в ідеальному випадку в циліндричному об'ємному резонаторі діаметром D і довжиною l уздовж довжини l укладається p на півхвиль, то резонансна довжина хвилі:

$$\lambda_{pe3} = \frac{\lambda_{kp}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p\lambda_{kp}}{2l}\right)^2}}, \quad (1)$$

де: λ_{kp} – критична довжина хвилі даного типу.

Відомо, що довжина хвилі та резонансна частота зв'язані співвідношенням:

$$f_{pe3} = c / \lambda_{pe3}, \quad (2)$$

де: c – швидкість розповсюдження електромагнітної хвилі.

Реальна камера згоряння мало схожа на ідеальний циліндричний резонатор, а значення її власної резонансної частоти визначається багатьма факторами, серед яких форма та об'єм камери, стан внутрішньої поверхні, кількість продуктів згоряння (нагару), що покривають стінки камери та ін. При цьому слід відмітити, що в даному випадку викликає зацікавленість не власне значення резонансної частоти, а її відхилення від нормованого показника, визначеного для ідеального стану циліндропоршневої групи двигуна. Тому доцільно розглянути два випадки. В першому будемо вважати, що стінки циліндра двигуна мають ідеальну форму, але на поверхні поршня та тарілок клапанів є відкладення нагару. Цей випадок відповідає тому, що у резонатор довільної форми об'ємом V_0 обмежений ідеально провідною поверхнею S_0 і заповнений середовищем з параметрами ε_0 , μ_0 , вноситься інше середовище з параметрами ε_a , μ_a і об'ємом $V < V_0$. Відносна зміна власної частоти в загальному випадку визначається з виразу:

$$\frac{f}{f_0} = \frac{\int_V (\Delta\varepsilon \dot{E}_0^* + \Delta\mu \dot{H}_0^*) dV}{\int_V (\varepsilon_0 \dot{E}_0^* + \mu_0 \dot{H}_0^*) dV}, \quad (3)$$

де: $\Delta\varepsilon = \varepsilon_a - \varepsilon_0$; $\Delta\mu = \mu_a - \mu_0$; $\dot{E}_0^*$, $\dot{H}_0^*$ – вектори, комплексно поєднані векторам електричної $\dot{E}_0$ і магнітної $\dot{H}_0$, напруженості в об'ємному

резонаторі об'ємом V_0 , обмеженому ідеальною провідною поверхнею S_0 і заповнений середовищем з параметрами ε_0, μ_0 ;

f_0 – власна частота, що відповідає цьому полю;

$\dot{E}, \dot{H}$ – вектори електричної і магнітної напруженостей у тім же резонаторі, заповненому іншим середовищем з параметрами ε_a, μ_a ;

f – власна частота, що відповідає цьому полю; $\Delta f = f_0 - f$.

Визначення напруженості поля $\dot{E}, \dot{H}$ пов'язано зі значними труднощами. При малих збурюваннях поля E_0 , приблизно можна вважати $E = E_0, H = H_0$. Тоді при заповненні камери згоряння діелектричним середовищем ($\mu_a = 0$) вираз (3) перетвориться до вигляду:

$$\frac{\Delta f}{f_0} = \left[\frac{1 + (\varepsilon_a - 1) \frac{\int_V \dot{E}_0^2 dV}{\int_V \dot{E}_0^2 dV}}{1} \right]^{1/2}. \quad (4)$$

В другому випадку будемо вважати, що нагар у камері згоряння відсутній, але поверхня циліндра має деякий знос. Цей випадок відповідає тому, що резонатор довільної форми об'ємом V_0 , обмежений ідеальною провідною поверхнею S_0 і заповнений середовищем з параметрами ε_0, μ_0 має деформацію ідеально провідної поверхні порожнини, що приводить до зміни об'єму резонатора на величину $V < V_0$.

Зміна власної частоти:

$$\Delta f = \frac{\pm \int_V \dot{E}_0^2 dV \pm \int_V \dot{H}_0^2 dV}{\int_V (\dot{E}_0^2 + \dot{H}_0^2) dV}, \quad (5)$$

де верхній знак „+” відповідає збільшенню, нижній „-” – зменшенню об'єму.

При малих збурюваннях поля E_0 вираз (5) можна записати у вигляді:

$$\frac{\Delta f}{f} = \frac{\pm \int_V \dot{E}_0^2 dV \pm \int_V \dot{H}_0^2 dV}{\int_V (\varepsilon_0 \dot{E}_0^2 + \mu_0 \dot{H}_0^2) dV}. \quad (6)$$

Відзначимо, що в резонаторах на відрізках порожнистих хвильоводів при заповненні уздовж осі z розподіл поля має вигляд:

$$\dot{E} = \dot{E}_0 \phi(z); \quad \dot{H} = \dot{H}_0 \psi(z), \quad (7)$$

де $\dot{E} = \dot{E}(x, y, z)_{z \in 0}$; $\dot{H} = \dot{H}(x, y, z)_{z \in 0}$, а об'ємні інтеграли можуть бути замінені лінійними.

В реальних умовах експлуатації двигунів на зміну власної частоти можуть впливати як наявність нагару, так і зміна геометрії циліндру. Тому для отримання інформаційної надлишковості доцільно використовувати і інший інформативний параметр – зміну добротності резонансної системи.

Відомо, що добротність Q об'ємного резонатора визначається відношенням запасеної енергії до енергії втрат за період і характеризує смугу пропущення резонатора в режимі змущених коливань, а також його здатність зберегти накопичену енергію в режимі власних коливань. Розрізняють добротність Q_0 не навантаженого резонатора і добротність Q_H навантаженого резонатора. Добротність ненавантаженого резонатора визначається за формулою:

$$Q_0 = \frac{2 \int_v H^2 dv}{\delta \int_s H^2 ds}, \quad (8)$$

де: δ – глибина проникнення електромагнітної хвилі в металеву стінку;

v – об'єм резонатора; s - площа поверхні стінок резонатора;

H –напруженість магнітного поля.

З виразу (8) видно, що добротність характеризує затухання електромагнітних коливань у резонаторах, що, у свою чергу, визначається втратами енергії в стінках резонатора і у середовищі, що заповнює резонатор. Крім того, добротність Q_0 залежить від характеру розподілу магнітного поля по об'єму, її значення тим більше, чим більше відношення об'єму резонатора до площі його поверхні.

Стосовно випадку, що розглядається можна прогнозувати, що основний вклад у зміну добротності резонансної системи буде вносити наявність нагару і викликані цим втрати енергії електромагнітного поля. При цьому втрати енергії через знос поверхні циліндру будуть відносно малими. При зміні положення поршня в циліндрі відповідно будуть змінюватись резонансна частота і добротність системи. Тому доцільно проводити виміри не при одному положенні поршня (наприклад, у нижній мертвій точці), а при повному робочому ході. Результатом вимірювань при цьому будуть дві залежності, які показують зміни резонансної частоти та добротності від положення поршня. По відношенню значень максимальної та мінімальної резонансних частот можна також посередньо оцінювати ступінь стиску в кожному циліндрі.

Представлені матеріали показують принципову можливість

використання радіохвильового методу для діагностики циліндропоршневої групи двигунів внутрішнього згорання. Застосування запропонованого методу дозволяє визначати характерні для кожного циліндру двигуна параметри, диференціювати несправність циліндропоршневої групи та робити висновок про необхідність ремонту або очищення циліндрів шляхом видалення продуктів згорання.

Висновок. Проведені дослідження показують на принципову можливість застосування радіохвильового методу для діагностики циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання.

Список літератури

1. Румянцев С. И. Ремонт автомобилей. Москва. Транспорт. 1998. 327 с.
2. Кисляков В. Ф., Луцник В. В. Будова й експлуатація автомобілів. Київ. Либідь. 2002. 273 с.
3. Білоконь Я. Ю., Горкун В. М., Окоча А. І. Автотранспортні засоби категорій «В» і «С»: навчальний посібник. Київ. Арії. 2009. 352 с.
4. Ключев В. В. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий: справочник. Кн. 2. Москва. Машиностроение. 1986. 352 с.
5. Головкин Д. Б., Скрипник Ю. О., Шевченко К. Л. Частотно-дисперсійні аналізатори складу та властивостей матеріалів та речовин. Київ. МП Леся. 2002. 182 с.
6. А. с. 1506372 СССР МПК В17.1 15/00. Шевченко К. Л. СССР. 275356/25-05; заявл. 05.05.88; опубл. 07.09.89. Бюл. №32. 3 с.

References

1. Rumyantsev S. S. (1998). Car repair. Moscow. Transport. 327.
2. Kislyakov V. V., Lushchik V. V. (2002). Structure and operation of vehicles. Kiev. Lybid. 273.
3. Belokon Y. Y., Gorkun V. M., Okocha A. I. (2009). Vehicles of categories "B" and "C": textbook. Kiev. Arias. 352.
4. Klyuev V. V. (1986). Devices for the nondestructive testing of materials and products: Handbook. Kn. 2. Moscow. Engineering. 352.
5. Golovko D. B., Skrypnyk Y. O., Shevchenko K. L. (2002). Frequency-dispersive analyzers of composition and properties of materials and substances. Kiev. 182.
6. A. s. 1506372 USSR IPC B17.1 15/00. Shevchenko K. L. USSR. 275356/25-05. Appl. 05.05.88. Publ. 07.09.89. Bull. 32. 3.

СОВРЕМЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ИЗНОСА ЦИЛИНДРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

К. Л. Шевченко, С. И. Козупиця, В. Н. Горкун

Аннотация. Изложена методология оценки износа основных элементов двигателей внутреннего сгорания и обоснованы современные требования, которые к ним предъявляются. Применение радиоволнового метода диагностирования позволяет не только качественно оценивать состояние

поверхности цилиндро-поршневой группы двигателя, а также возможность его количественной оценки, что является преимуществом метода.

Показана принципиальная возможность использования радиоволнового метода для диагностики цилиндро-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания. Использование предложенного метода позволяет без разборки двигателя дифференцировать неисправность цилиндро-поршневой группы и сделать вывод о необходимости ремонта или очистки цилиндров двигателя от продуктов сгорания.

Предложенный метод радиоволнового диагностирования по нашему мнению является уникальным и обещает огромные возможности для работы инженеров при диагностике современных двигателей внутреннего сгорания и позволит быстро и качественно провести оценку надежности их работы.

Приведенный в данной статье метод радиоволнового диагностирования, кроме оценки состояния поверхности цилиндра поршневой группы двигателей, может найти свое применение в других объектах научно-виробничої деятельности.

Ключевые слова: **автомобильные двигатели, цилиндры-поршневая группа, износ стенок цилиндра, оперативная диагностика, электромагнитная волна, напряженность электромагнитного поля, измерительная цепь, резонансная частота системы**

MODERN METHOD OF ASSESSMENT OF WEAR OF CYLINDERS OF AUTOMOTIVE ENGINES

K. L. Shevchenko, S. I. Kozupitsa, V. M., Gorkun

Abstract. The methodology for the evaluation of wear of the main elements of internal combustion engines and based on current requirements., which they imposed. Using radiowave method of diagnostics allows not only to qualitatively evaluate the surface condition of the cylinder piston group of the engine, and the possibility of quantitative assessment, which is an advantage of the method.

We show the possibility of using radio wave method for the diagnosis of the cylinder-piston group of internal combustion engines. Using the proposed method allows without disassembly of the engine to differentiate between a malfunction of the cylinder group and to conclude about the necessity of repair or cleaning of the cylinders of the engine from the combustion products.

The proposed method of radio wave diagnostics in our opinion is unique and promises huge opportunities for engineers in the diagnosis of modern internal combustion engines and will allow you to quickly and

accurately assess the reliability of their work.

Outlined in this article a method of radio wave diagnostics in addition to assessing the surface condition of the cylinder piston group of engines may be used in other objects of scientific activities.

Key words: *automotive engines, cylinder piston group, cylinder walls wear, line diagnostics, electromagnetic wave, electromagnetic field strength, measuring circuit, resonance frequency of system*

УДК 378.147.88-057.87

АКТИВІЗАЦІЯ ПІЗНАВАЛЬНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ СТУДЕНТІВ В УМОВАХ ПРАКТИЧНОЇ ПІДГОТОВКИ З ДИСЦИПЛІНИ “ПРАВИЛА ДОРОЖНЬОГО РУХУ”

***I. О. Колосок, кандидат педагогічних наук
e-mail: kolosoc@online.ua***

Анотація. *Кількісне зростання автомобільного парку у нашій країні і як наслідок збільшення учасників дорожнього руху призводить до зростання кількості дорожньо-транспортних подій. В Україні за останні п'ять років зареєстровано 293 тис. дорожньо-транспортних пригод, у яких загинуло майже 35 тис. і травмовано понад 286 тис. осіб. Переважну більшість дорожньо-транспортних пригод скоєно з вини водіїв транспортних засобів (77 відсотків загальної кількості). Рівень смертності внаслідок дорожньо-транспортних пригод в Україні (102 особи на 1 млн. жителів) значно перевищує показники таких держав, як Швейцарія (49 осіб), Німеччина (62 особи). Основними причинами такого стану є недостатній рівень забезпечення безпеки дорожнього руху; неналежне забезпечення технічного обслуговування транспортних засобів; низький рівень дисципліни учасників дорожнього руху; невідповідність стану вулично-дорожньої мережі рівню інтенсивності транспортного руху; недостатність впровадження новітніх технологій і технічних засобів організації дорожнього руху; невисокий рівень підготовки майбутніх водіїв. В статті розглядаються проблеми навчального процесу вишу, що пов'язані з підвищенням якості практичної підготовки студентів з дисципліни “Правила дорожнього руху” та запропоновані дійові шляхи їх вирішення за рахунок диференціації підходів у керуванні пізнавальною діяльністю студентів.*

accurately assess the reliability of their work.

Outlined in this article a method of radio wave diagnostics in addition to assessing the surface condition of the cylinder piston group of engines may be used in other objects of scientific activities.

Key words: *automotive engines, cylinder piston group, cylinder walls wear, line diagnostics, electromagnetic wave, electromagnetic field strength, measuring circuit, resonance frequency of system*

УДК 378.147.88-057.87

АКТИВІЗАЦІЯ ПІЗНАВАЛЬНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ СТУДЕНТІВ В УМОВАХ ПРАКТИЧНОЇ ПІДГОТОВКИ З ДИСЦИПЛІНИ “ПРАВИЛА ДОРОЖНЬОГО РУХУ”

***I. О. Колосок, кандидат педагогічних наук
e-mail: kolosoc@online.ua***

Анотація. *Кількісне зростання автомобільного парку у нашій країні і як наслідок збільшення учасників дорожнього руху призводить до зростання кількості дорожньо-транспортних подій. В Україні за останні п'ять років зареєстровано 293 тис. дорожньо-транспортних пригод, у яких загинуло майже 35 тис. і травмовано понад 286 тис. осіб. Переважну більшість дорожньо-транспортних пригод скоєно з вини водіїв транспортних засобів (77 відсотків загальної кількості). Рівень смертності внаслідок дорожньо-транспортних пригод в Україні (102 особи на 1 млн. жителів) значно перевищує показники таких держав, як Швейцарія (49 осіб), Німеччина (62 особи). Основними причинами такого стану є недостатній рівень забезпечення безпеки дорожнього руху; неналежне забезпечення технічного обслуговування транспортних засобів; низький рівень дисципліни учасників дорожнього руху; невідповідність стану вулично-дорожньої мережі рівню інтенсивності транспортного руху; недостатність впровадження новітніх технологій і технічних засобів організації дорожнього руху; невисокий рівень підготовки майбутніх водіїв. В статті розглядаються проблеми навчального процесу вишу, що пов'язані з підвищенням якості практичної підготовки студентів з дисципліни “Правила дорожнього руху” та запропоновані дійові шляхи їх вирішення за рахунок диференціації підходів у керуванні пізнавальною діяльністю студентів.*

Ключові слова: *пізнавальна діяльність, сприймання, вправи, мотив, понятійно-логічна сфера мислення, образна сфера мислення, емоційна сфера мислення, практичні завдання*

Постановка проблеми. Викладання дисципліни “Правила дорожнього руху” на інженерних факультетах аграрного вишу вимагає від викладача особливого ставлення до студентської аудиторії. Особливість ця полягає в урахуванні неоднакової підготовленості студентів до сприймання матеріалу, що підлягає засвоєнню. Частина студентів непогано знають правила дорожнього руху, оскільки отримали підготовку на курсах підготовки водіїв та мають досвід їхнього застосування як під час керування транспортними засобами так і у якості пішохода. Це один з найважливіших чинників, що надалі допомагає студенту під час навчання. Частина студентів мають досить приблизну уяву про Правила і використовують отримані до вступу у виш знання з правил дорожнього руху, які стосуються виключно пішоходів. Досвід викладання дисципліни “Правила дорожнього руху”, отриманий в процесі теоретичної і практичної підготовки, враховуючи перелічені об’єктивні обставини, дає підстави застосовувати індивідуальний підхід до студентів під час їхнього навчання.

Аналіз останніх досліджень. Вирішенню проблеми підвищення якості професійної підготовки висококваліфікованих фахівців присвячені наукові розробки таких відомих вчених як С.І. Архангельського, С.Я. Батишева, А.І. Дьоміна, Б.П. Єсіпова, С.І. Зінов’єва, О.П. Кондратюка, Г.С. Костюка, Є.О. Мілеряна, С.Л. Рубінштейна, Н.Ф. Тализіної, Д.О. Тхоржевського, С.А. Шапоринського та ін. Вирішенням актуальних питань практичної підготовки студентів у вишах займалися І.Й. Блозва, А.А. Бугерко, Д.Г. Войтюк, В.С. Гапоненко, А.А. Гуменюк, А.І. Дьомін, Г.І. Живолуп, В.М. Красильников, П.В. Лауш, П.Г. Лузан, І.І. Паламар, В.І. Рябець, Д.А. Сметанін, П.Н. Ярошенко, Л.О. Ярошенко та ін.

Метою досліджень є виявлення характерних особливостей у методиці практичної підготовки студентів під час вивчення ними дисципліни “Правила дорожнього руху” та її удосконалення з урахуванням специфіки сприймання студентами начального матеріалу.

Результати досліджень. Для того, щоб отримати більш чітке уявлення про особливість сприймання студентами дисципліни “Правила дорожнього руху” за рівнем попередньо набутих знань з Правил, ми умовно поділили студентів 2 курсу на пряму підготовки

“Транспортні технології” НУБіП України, де проводились спостереження, на три підгрупи:

1) студенти, які частково обізнані з окремими положеннями правил дорожнього руху та мають досвід їхнього застосування переважно у якості пішохода;

2) студенти, які до навчання в університеті мали можливість вивчати правила дорожнього руху на курсах підготовки водіїв проте у них відсутній досвід їхнього застосування у якості водія транспортного засобу, лише у якості пішохода.

3) студенти, які до навчання в університеті мали можливість вивчати правила дорожнього руху на курсах підготовки водіїв, мають відповідне посвідчення водія транспортного засобу та мають досвід застосування Правил у якості учасника дорожнього руху.

Перевагу під час навчання за рівнем попередньо набутих знань мають студенти третьої підгрупи, які навчалися на курсах підготовки водіїв та отримали відповідне посвідчення. Працювати з такими студентами значно легше, бо вони володіють базовими знаннями, вільно оперують у відповідях термінами з правил дорожнього руху та, звичайно, не мають труднощів у складанні заліку або іспиту з дисципліни. Але навчання для цієї підгрупи студентів є не механічним повторюванням раніш вивченого, а можливістю закріпити та розширити знання та уміння, перевірити міцність отриманих раніше знань у спілкуванні з викладачем та при нагоді допомогти своїм менш підготовленим товаришам опанувати дисципліну.

Труднощі у вивченні дисципліни виникають у студентів перших двох підгруп. Ці труднощі у кожній підгрупі відрізняються за характером прояву.

Студенти, що входять до складу першої підгрупи, які частково знають окремі положення правил дорожнього руху та мають досвід їхнього застосування тільки у якості пішохода складають, приблизно, до 60%, в окремих випадках до 70% від загальної кількості на курсі. Ці студенти знайомі з правилами дорожнього руху у межах шкільної підготовки або завдяки своїй допитливості. Труднощі, що виникають на перших етапах навчання у студентів цієї підгрупи, пов'язані з відсутністю або недостатністю досвіду сприймання інформації про Правила. Тобто труднощі у пізнавальній діяльності пов'язані саме із недостатнім рівнем попередньої підготовки студента.

Рівень попередньої підготовки студентів до свідомого вивчення матеріалу визначається, в основному, особистим досвідом. А досвід у пізнавальній діяльності характеризується певними знаннями, уміннями і навичками, які потрібні для формування нових знань і умінь [3]. За даними науковців рівень підготовленості студента до

свідомого оволодіння знаннями визначається завдяки наявності необхідних опорних понять, пізнавальних умінь і навичок та готовності пам'яті вчасно реалізувати їх. Слід відзначити наукові розробки С.І. Архангельського, В.М. Вергасова, А.І. Дьоміна, І.Я. Лернера, М.М. Скаткіна, В.А. Сластьоніна, Т.І. Шамової, Г.І. Щукіної [1–8, 10] в яких науковці розглядали певні пізнавальні уміння й навички, що сприяють оволодінню новою навчальною інформацією. Проте спеціальних наукових досліджень, щодо виявлення необхідних пізнавальних умінь і навичок, якими мають володіти студенти для засвоєння знань з правил дорожнього руху у процесі практичної підготовки майже не проводилося. Таким чином, завданням нашого дослідження є виявлення необхідних пізнавальних умінь і навичок, які мають бути сформовані у студентів для свідомого оволодіння ними навчальною інформацією.

На нашу думку, наявність певних пізнавальних умінь є необхідною умовою успішного оволодіння студентами знаннями із Правил:

1. Наявність умінь сприймати плоскі навчальні рисунки у вигляді просторових образів ділянок доріг та перехресть.

Для формування у студентів умінь сприймати плоскі навчальні рисунки у вигляді просторових образів ділянок доріг та перехресть доцільно на початковому періоді вивчення правил дорожнього руху застосовувати прийоми зіставлення рисунків на навчальних плакатах, у підручниках та тестових завданнях в білетах з конкретними ділянками доріг та перехрестями на вулично-дорожній мережі населеного пункту. З цією метою пропонуємо студентам вправи за допомогою бесіди:

- на плакаті наведено рисунок ділянки дороги, яка має дві смуги для руху в одному напрямку; наведіть приклад такої ділянки дороги, що розташована у нашому мікрорайоні;

- нарисуйте на дошці ділянку дороги, яку ви назвали та покажіть на рисунку її основні елементи;

- розташуйте на рисунку транспортні засоби так, як показано на плакаті.

2. Наявність умінь уявляти траєкторії руху транспортних засобів на плакатах та рисунках у тестових завданнях в екзаменаційних білетах.

Ми пропонуємо формувати у студентів уміння уявляти траєкторії руху транспортних засобів на рисунках у тестових завданнях в білетах та плакатах за допомогою виконання ними на практичних заняттях вправ під час бесіди з використанням моделей. Моделями на практичних заняттях виступають спеціальні дошки, на яких зображені частини ділянок доріг та за допомогою магнітів

закріплені автомобілі.

Так, наприклад, під час вивчення студентами змісту правил дорожнього руху у розділі “Початок руху та зміна його напрямку”, студенти виконують такі завдання:

- розташуйте на проїзній частині чотирисмугової дороги транспортні засоби, що рухаються суміжними смугами в одному напрямку так, як показано на плакаті;

- продемонструйте траєкторію руху транспортних засобів у разі перестроювання одного з них на суміжну смугу, якою рухається інший транспортний засіб так, як це показано на плакаті;

- продемонструйте, не користуючись плакатом, траєкторії руху транспортних засобів у разі їх одночасного перестроювання.

Під час бесіди ми коригуємо відповіді студентів, а в разі потреби даємо додаткові пояснення, використовуючи наочні посібники.

Зовсім інші за проявом труднощі виявляються у студентів другої підгрупи, що мають знання, отримані на курсах підготовки водіїв. В процесі сприймання знань вони відчутно відрізняються від представників першої підгрупи, бо вони вже вивчали правила дорожнього руху і відносно легко орієнтуються у навчальному матеріалі.

Проте значно відрізняється поведінка студентів другої підгрупи від решти на практичних заняттях, вони неухважно слухають викладача, відволікаються, інколи заважають іншим сприймати навчальну інформацію. Труднощі виникають і під час захисту звітів з практичних робіт, коли на поставлені викладачем питання відповідь студента містить багато грубих помилок. Таким чином, труднощі під час навчання, що виникають у студентів другої підгрупи, базуються на власному помилковому уявленні про рівень своїх знань та умінь, на небажанні працювати разом з групою на заняттях, користуватись підручниками та довідковою літературою. Для того, щоб спрямувати пізнавальну діяльність таких студентів на активне засвоєння потрібної навчальної інформації, викладач повинен своєчасно відновити дію рушійної сили процесу навчання. Для цього ми створюємо ситуацію, що дасть змогу студенту виявити дійсний рівень своїх знань. Вона реалізується під час бесіди викладача зі студентами або під час виконання ними комплексу практичних завдань, що дасть можливість без втручання викладача оцінити рівень своїх знань. Практичні завдання, наприклад, під час вивчення теми “Регулювання дорожнього руху. Заборонні знаки” даємо такого характеру:

- дайте точну назву дорожнього знака, на який вказує указка;
- назвіть умови застосування даного дорожнього знака;

- наведіть перелік транспортних засобів, на які не поширюється дія даного дорожнього знака;

- наведіть приклад застосування даного знака у реальних дорожніх умовах;

- дайте правильну відповідь на питання тесту.

Розглянемо деякі аспекти, що впливають на пізнавальну діяльність студентів перелічених підгруп на практичних заняттях. Відомо, що будь-яка діяльність людини не тільки характеризується наявністю змістовних цілей а й мотивована. Мета діяльності – це те, на що вона спрямована і що повинно складати її прямий результат. Мотив – це те, що зумовлює прагнення людини до даної, а не якої-небудь іншої мети. Цим терміном позначають ті спонукальні причини, що зумовлюють цілеспрямовану діяльність людей. Для студентів перелічених підгруп спонукальними причинами або мотивами до навчання є потреба пізнання нового. Але виникає питання: чому ця потреба для студентів першої та третьої підгруп викликає мотивацію оволодіння знаннями а для студентів другої підгрупи ця мотивація втрачена?

Внаслідок задоволення або незадоволення потреб у людини виникають певні емоції. Вчені-психологи стверджують, що в когнітивному плані в людини працюють три основні сфери психічної діяльності: понятійно-логічна; образна; емоційна [9].

Понятійно-логічна сфера мислення дає змогу студенту сприймати й розуміти закономірності, закони, конкретні й абстрактні поняття, які відображають існуючі процеси, явища, предмети та інші об'єкти, що вивчаються. Завдяки такій позитивній властивості понятійно-логічної сфери мислення на неї покладається основне суб'єктивне навантаження у навчанні. Для того, щоб студент мав змогу досконало зрозуміти навчальний матеріал і добре оволодіти знаннями потрібний відповідний час розумової роботи його понятійно-логічної сфери. У роботі цієї сфери мислення в процесі оволодіння знаннями простежуються три взаємопов'язаних етапи. Перший етап – формування основ понять, їх початкове розуміння і запам'ятовування, що потребує багаторазового повторення навчальної інформації. Другий етап – різнобічне відтворення і осмислення основ понять, їх доповнення новими відомостями і формування умінь пов'язувати ці поняття із знаннями нової інформації. Третій етап – виникнення нових проблем, гіпотез і пошуки їх розв'язання. Це етап творчого застосування знань. Образне мислення відбувається на основі безпосереднього і опосередкованого сенсорного сприймання інформації про явища, процеси, предмети. Емоційна сфера мислення сама по собі не виконує роботу з осмислення інформації. Проте вона може значно

впливати на діяльність обох сфер мислення. Тому емоційна сфера в процесі навчання не використовується як самостійна пізнавальна сила.

Розглянемо студентів другої підгрупи на предмет визначення мотивів до навчання. Як зазначалось вище, студенти цієї підгрупи знайомі з правилами дорожнього руху на певному рівні і потреба пізнання нового в них є. Але враження нового пройшло. Студент вже вивчав зміст Правил та застосовував на практиці деякі положення. Тому потреба пізнання нового не викликає мотивів до навчання, ця потреба задоволена. Переживання незадоволення потребою на рівні емоційної сфери мислення вже пройшло і тому спонукання, прагнення до дій, спрямованих на предмет вивчення не відбувається. До того ж, емоційна сфера мислення не терпить повторень. Під час викладання на практичних заняттях навчального матеріалу, з яким частково обізнані студенти другої підгрупи, вступає в дію емоційна сфера і викликає гальмівні процеси в пізнавальній діяльності студентів, емоції відключають від роботи понятійно-логічну і образну сфери мислення. Для того, щоб нейтралізувати негативну дію емоційної сфери і підключити студентів до пізнавальної діяльності нами запропоновані практичні завдання, що руйнують у студентів установку про рівень своїх знань. Практичні завдання відкривають ті сторони об'єкта пізнання, які ще невідомі студенту і таким чином відновлюється мотивація пізнання нового.

Для студентів першої підгрупи потреба пізнання нового зберіглася. Переживання незадоволення потребою включає спонукання, прагнення до дій на оволодіння об'єктом пізнання. Емоційна сфера мислення студентів цієї підгрупи підключає до пізнавальної діяльності понятійно-логічну і образну сфери мислення. Для того, щоб студент мав змогу досконало зрозуміти навчальний матеріал і добре оволодіти знаннями потрібний відповідний час розумової роботи його понятійно-логічної сфери мислення. На першому етапі роботи понятійно-логічної сфери відбувається пасивне сприйняття студентами навчального матеріалу – вони слухають лекцію або роз'яснення викладача на практичних заняттях, працюють з підручником, методичним посібником. Але пасивне повторення не дає змогу надати знанням діяльних властивостей. Пасивне повторення обов'язково змінюється активним, коли студент відтворює свої знання під час усних відповідей. Саме вправи у вигляді практичних завдань є активним повторенням, що дає змогу студенту відтворити і систематизувати знання, закріпити їх в пам'яті, показати уміння застосовувати теоретичні знання до практичних дій.

У студентів третьої підгрупи, найбільш підготовлених до

сприймання навчальної інформації з дисципліни “Правила дорожнього руху”, знання сформовані на першому етапі роботи понятійно-логічної сфери мислення. Перевага в рівні сформованості знань перед представниками першої і другої підгруп виявляється в достатньо швидкому переході роботи понятійно-логічної сфери мислення від першого до другого етапу, етапу продуктивного відтворення і застосування знань у різних умовах. Об’єм та зміст навчальної інформації на практичних заняттях викликає інтерес, пов’язаний з відновленням мотивації пізнання, виникає переживання потреби, або точніше переживання її незадоволення. Переживання незадоволення потребою підключає емоційну сферу мислення, яка в свою чергу позитивно впливає на понятійно-логічну і образну сфери, спонукаючи їх до активної пізнавальної роботи.

Висновок. Вправи та практичні завдання, які ми пропонуємо для застосування під час проведення практичних занять мають за мету стимулювати пізнавальну діяльність студентів під час вивчення дисципліни “Правила дорожнього руху”. Вправи та практичні завдання є засобами активізації пізнавальної діяльності студентів і складають невід’ємну частину основного методичного комплексу, що цілеспрямовує студентів на засвоєння навчальної технічної інформації, зосереджує увагу певної частини студентів на низькому рівні попередньо набутих ними знань, стимулює їх на активну навчальну діяльність.

Список літератури

1. Архангельский С. И. Лекции по теории обучения в высшей школе. Москва. Высшая школа. 1974. 384 с.
2. Вергасов В. М. Активизация познавательной деятельности студентов в высшей школе. Київ. Вища школа. 1985. 176 с.
3. Дьомін А. І. Розвиток пізнавальної діяльності учнів. Київ. Вища школа. 1976. 90 с.
4. Дидактика средней школы. Некоторые проблемы соврем. Дидактики : учебное пособие. Под редакцией М. А. Данилова и М. Н. Скаткина. Москва. Просвещение. 1975. 303 с.
5. Лернер И. Я. Развитие мышления учащихся в процессе обучения истории. Пособие для учителей. Москва. Просвещение. 1982. 191 с.
6. Педагогика. Курс лекций. Под редакцией Г. И. Щукиной. Москва. Просвещение. 1966. 648 с.
7. Сластенин В. А., Исаев И. Ф., Мищенко А. И., Шиянов Е. Н. Педагогика. Москва. Школа-Пресс. 1997. 512 с.
8. Шамова Т. И. Формирование познавательной самостоятельности школьников. Формирование познавательной самостоятельности школьников в процессе усвоения системы ведущих знаний и способов деятельности. Москва. НИИ школ. 1975. С. 5—19.
9. Лузан П. Г., Дьомін А. І., Рябець В. І. Формування активності студентів у навчанні: монографія. Київ. Вища школа. 1998. 192 с.
10. Щукина Г. И. Активизация познавательной деятельности учащихся в

учебном процессе: учебное пособие. Москва. Просвещение. 1979. 160 с.

References

1. Arkhangelsk P. S. (1974). Lectures on the theory of education in high school. Moscow. High school. 384.
2. Vergasov V. M. (1985). Activation of cognitive activity of students in higher education. Kiev. High school. 176.
3. Demin A. I. (1976). Development of cognitive activity of students. Kiev. High school. 90.
4. Didactics of high school. (1975). Some of the problems lie. Didactics : textbook. Edited by M. A. Danilov and M. N. Skadina. Moscow. Education. 303.
5. Lerner I. Y. (1982). Development of students thinking in history teaching. A Handbook for teachers. Moscow. Education. 191.
6. Pedagogy. (1966). A course of lectures. Edited by G. S. Schukina. Moscow. Education. 648.
7. Slastenin V. A., Isaev S. F., Mishchenko A. S., Shiyanov E. N. (1997). Pedagogy. Moscow. School-Press. 512.
8. Shamova T. S. (1975). The formation of cognitive independence of pupils. the Formation of cognitive independence of students in learning systems leading knowledge and ways of working. Moscow. Research Institute schools. 5-19.
9. Luzan P. G., Demin A. I., Ryabets V. I. (1988). Formation activity of students: monograph. Kiev. High school. 192.
10. Shchukin G. S. (1979). Activation of cognitive activity of pupils in educational process: the manual. Moscow. Education. 160.

АКТИВИЗАЦИЯ ПОЗНАВАТЕЛЬНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ СТУДЕНТОВ В УСЛОВИЯХ ПРАКТИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ “ПРАВИЛА ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ”

И. А. Колосок

Аннотация. *Количественный рост автомобильного парка в нашей стране и как следствие увеличение участников дорожного движения приводит к росту количества дорожно-транспортных происшествий. В Украине за последние пять лет зарегистрировано 293 тыс. дорожно-транспортных происшествий, в которых погибло почти 35 тыс. и травмировано более 286 тыс. лиц. Подавляющее большинство дорожно-транспортных происшествий совершено по вине водителей транспортных средств (77 процентов общего количества). Уровень смертности вследствие дорожно-транспортных происшествий в Украине (102 человека на 1 млн. жителей) значительно превышает показатели таких государств, как Швейцария (49 человек), Германия (62 лица). Основными причинами такого состояния является недостаточный уровень обеспечения безопасности дорожного движения, ненадлежащее обеспечение технического обслуживания транспортных средств, низкий уровень дисциплины участников дорожного движения, несоответствие состояния улично-дорожной сети уровню*

интенсивности транспортного движения, недостаточность внедрения новейших технологий и технических средств организации дорожного движения, невысокий уровень подготовки будущих водителей. В статье рассматриваются проблемы учебного процесса вуза, связанные с повышением качества практической подготовки студентов с дисциплины "Правила дорожного движения" и предложены действенные пути их решения за счет дифференциации подходов в управлении познавательной деятельностью студентов.

Ключевые слова: познавательная деятельность, восприятие, упражнения, мотив, понятийно-логическая сфера мышления, образная сфера мышления, эмоциональная сфера мышления, практические занятия

ACTIVATION OF COGNITIVE ACTIVITY OF STUDENTS IN CONDITIONS OF PRACTICAL TRAINING ON DISCIPLINE "RULES OF ROAD"

I. O. Kolosok

Abstract. Quantitative growth of the automobile fleet in the country and as a consequence the increase of road users leads to an increase in the number of road accidents. In Ukraine for the last five years was 293 thousand traffic accidents, which killed nearly 35 thousand and injured more than 286 thousand. the Vast majority of the road accidents made because of drivers of vehicles (77 percent total). The mortality rate due to road accidents in Ukraine (102 persons per 1 million inhabitants) is much higher than such countries as Switzerland (49 people), Germany (62 persons). The main reasons for this condition is the insufficient level of safety of the road, improper maintenance of maintenance of vehicles, a low level of discipline of road users, failure of the state road network level of the traffic volume, insufficient introduction of new technologies and technical means of traffic organization, low level of training of future drivers. In the article the problems of the educational process of the University associated with improving the quality of practical training of students with dicipline "Rules of the road" and proposing effective solutions to them at the expense of differentiation approaches in the management of students ' cognitive activity.

Key words: educational activities, perception, exercises, motive, conceptual and logical thinking, creative thinking, emotional perception, practical training

ОСОБЛИВОСТІ СПРИЙМАННЯ СТУДЕНТАМИ ЗОРОВОЇ НАВЧАЛЬНОЇ ІНФОРМАЦІЇ В ПРОЦЕСІ ВИВЧЕННЯ ОБ'ЄКТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

**О. А. Дьомін, кандидат педагогічних наук
e-mail: demin31@gmail.com**

Анотація. У статті аналізується специфіка навчального процесу аграрного ВНЗ з точки зору вивчення сільськогосподарської техніки. За результатами аналізу визначено, що студенти переважної більшості факультетів в тій чи іншій мірі вивчають об'єкти сільськогосподарської техніки. Основи знань про цю техніку закладаються на лекціях і лабораторних заняттях. Майбутні випускники факультетів технічного та агрономічного профілю повинні не тільки досконало вивчити існуючі сільськогосподарські машини, а і вміти розібратися в будові, робочому процесі, технічних і технологічних регулюваннях нових сучасних об'єктів сільськогосподарської техніки, що надходять в господарства.

Виявлено основні суперечності в навчальному процесі аграрного ВНЗ які гальмують задоволення потреби України у конкурентоздатних висококваліфікованих фахівцях аграрного профілю в сучасних умовах ринкової економіки.

Проведено аналіз досліджень відомих вчених з використання наочності в навчальному процесі. На основі аналізу дії подразників зору визначено їх ієрархію за силою впливу на увагу студентів під час використання об'єктів сільськогосподарської техніки як засобів наочності в навчанні.

Також виявлені особливості сприймання зорової інформації з використанням яких основні подразники зору будуть не гальмувати, а зосереджувати увагу студентів на навчальній інформації з об'єктів сільськогосподарської техніки і тим самим сприяти активізації пізнавальної діяльності студентів, що в свою чергу відчутно впливатиме на підвищення ефективності підготовки висококваліфікованих фахівців аграрного профілю.

Ключові слова: зоровий аналізатор, сприймання, зорова навчальна інформація, основні подразники зору

Постановка проблеми. За роки незалежності в Україні визначено пріоритетні напрями розвитку освіти, створено сучасну

її нормативно-правову базу, здійснюється практичне реформування з орієнтацією на найкращі світові та європейські освітні традиції і стандарти, на гуманістичну філософію освіти. Водночас темпи і глибина цих перетворень не задовольняють потреб суспільства, держави та особистості. В Україні мають забезпечуватися прискорений, випереджувальний інноваційний розвиток освіти, а також умови для всебічного розвитку, самоствердження і самореалізації особистості протягом усього життя. Визначальними державними документами, в яких проголошено пріоритет освіти в державній політиці, сформульовано систему концептуальних ідей і поглядів щодо стратегії та основних напрямів розвитку освіти в першій чверті XXI ст., є Закони України "Про освіту", "Про професійно-технічну освіту" і "Про вищу освіту", Національна доктрина розвитку освіти [3, 5, 8].

Важливою складовою системи освіти в Україні є аграрна освіта, яка спрямована на кадрове забезпечення сільського господарства. Вона, являючись складовою загальнодержавної системи освіти, має сприяти відтворенню кадрового потенціалу аграрної сфери, забезпечувати високу якість підготовки фахівців для неї, безпосередньо впливати на розв'язання багатьох проблем агропромислового комплексу [1].

Вищі аграрні заклади освіти готують майбутніх висококваліфікованих фахівців для роботи в сільськогосподарському виробництві, які повинні бути конкурентоздатними на ринку праці, мислити ринковими категоріями, здатними творчо розв'язувати найскладніші проблеми сільського господарства, творчо працювати в складних економічних умовах і бути готовими в цих умовах знаходити можливості нарощувати продуктивність сільськогосподарського виробництва.

На сучасному етапі розвитку дидактики, процес наочного навчання у вищому аграрному навчальному закладі перебуває під впливом суперечностей, основні з яких полягають в наступному.

1. Насиченість об'єктів сучасної техніки, що вивчаються в аграрних ВНЗ, засобами автоматизації та комп'ютеризації і недостатня підготовка фахівців-аграрників, щодо використання цих засобів в практичній роботі на виробництві.

2. Значне скорочення навчального часу на теоретичну підготовку і тенденція постійного зростання обсягу складної навчальної інформації, що призначена для оволодіння майбутніми фахівцями.

3. Впровадження досягнень світового НТП і нових технологій в с/г виробництво динамічно зростає, а виробництво наочних посібників для їх вивчення, значно скорочується на державному рівні

і не відчувається тенденцій для сприяння його розвитку. Також в дидактиці вищої школи і педагогічній психології приділяється дуже мало уваги дослідженням шляхів удосконалення пізнавальної діяльності майбутніх фахівців-аграрників за допомогою наочності.

4. Слід також додати, що матеріальна база кафедр тракторів та сільськогосподарських машин не в змозі поновлюватися синхронно з розвитком НТП.

Для того, щоб здійснювати підготовку конкурентоспроможних фахівців, є потреба постійно удосконалювати навчально-виховний процес, підвищувати його здатність забезпечувати студентам розвиток їх особистості і надавати можливості оволодіти системою знань, умінь і навичок, які потрібні виробництву сучасному і на перспективний його розвиток у майбутньому. Одним з найголовніших шляхів удосконалення підготовки майбутніх фахівців є розробка прогресивних педагогічних технологій, удосконалення інноваційними надбаннями з найновіших досягнень психолого-педагогічних наук та практичного досвіду викладачів, які опанували педагогічну майстерність.

Для того, щоб інновації мали позитивний вплив і сприяли удосконаленню підготовки майбутніх фахівців сільськогосподарського виробництва, ми провели наукові дослідження з визначенням та обґрунтуванням засад, які спрямовують пошуки інноваційних педагогічних технологій, що мають прогресивний характер. Технологій, що підвищують можливості залучення студентів до наполегливої, вдумливої навчальної праці, яка сприяє розвитку здібностей студентів в оволодінні професійними знаннями, вміннями і навичками за майбутнім фахом.

Навчальний процес вищого аграрного закладу освіти має ту особливість, що студенти переважної більшості спеціальностей вивчають рослини, тварини, ґрунти, сільськогосподарську техніку, та технології сільськогосподарського виробництва. На цих об'єктах зосереджується в основному весь навчальний процес. Крім того, кожен "об'єкт вивчення" має індивідуальні особливості, не притаманні іншим об'єктам того ж типу. Це зумовлює необхідність організувати безпосереднє вивчення студентами конкретних об'єктів в їх натуральному вигляді. В процесі такого учіння відбувається безпосередній контакт студентів з об'єктом пізнання, в результаті якого вони відкривають для себе нові знання, формують специфічні пізнавальні вміння, які утворюють базу для подальшого проникнення в сутність об'єкту, що вивчається на професійному рівні. Безперечно, цей процес повинен скеровуватись чіткими діями

викладача, що спрямовують і коригують пізнавальну роботу студентів.

Слід підкреслити, що здебільшого об'єкти вивчення в природно-натуральному вигляді мають обмежену зорову інформативність, яка багато в чому не розкриває їх сутності, і тому студенти відчують значні труднощі при сприйманні зорової навчальної інформації з таких об'єктів. Такі об'єкти часто бувають важкодоступними, а іноді й недоступними, для оволодіння знаннями про них на професійному рівні. Тому в навчальному процесі широко застосовуються наочні посібники, які опосередковано розкривають нову зорову інформацію про об'єкти пізнання, і таким чином дають можливість створювати умови доступності для оволодіння знаннями про них. Інтегративним поєднанням зорової інформації в природно-натуральному вигляді та наочності, яка опосередковано несе зорову інформацію про об'єкт пізнання, розгортається безмежне поле діяльності для педагогічних пошуків прогресивних інновацій, спрямованих на вдосконалення існуючих, на створення нових прогресивних педагогічних технологій.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі використання наочності в навчальному процесі приділялась увага як вчених педагогів далекого минулого (В.Н. Водовозов, П.Ф. Каптерев, Я.А. Коменський, Й.Г. Песталоцці, К.Д. Ушинський) так і сучасних вчених (А.М. Алексюк, С.І. Архангельський, Ю.К. Бабанський, Д.В. Вількеєв, М.А. Данілова, І.І. Дрига, А.І. Дьомін, В.Є. Євдокимов, Л.В. Занков, С.І. Зінов'єв, А.І. Зільберштейн, З.І. Калмикова, Є.Н. Кабакової-Меллер, Б.І. Коротяєв, І.Я. Лернер, М.І. Махмутов, Н.Г. Ничкало, В.О. Онищук, І.І. Паламар, В.І. Паламарчук, М.М. Скаткін, А.В. Усова, І.Ф. Харламов, Г.І. Щукіна, В.Ф. Шаталов, Т.І. Шамова). Розробкою методики проведення занять з вивчення сільськогосподарської техніки займалися в різні часи такі досвідчені викладачі і науковці, як В.Л. Кобезський, В.С. Гапоненко, Д.Г. Войтюк, Г.С. Баранівський та інші.

Разом з тим, не всі викладачі усвідомлюють, що сприймання зорової інформації студентами, як і інші складні психічні процеси, відбувається за своїми закономірностями. Як показали дослідження, ці закономірності досить складні і суперечливі, до того ж в значній мірі ще не розкриті. В педагогічній науці останні десятиріччя було надто мало праць, присвячених використанню наочності у вищій школі, і практично відсутні дослідження цього напрямку в умовах вищих аграрних закладів освіти.

У зв'язку з цим, при розробці та запровадженні інноваційних педагогічних технологій виникають проблеми щодо ефективності їх застосування у навчально-виховному процесі [2, 4, 9, 10].

Результати досліджень. Відчутний ефект від використання наочності в навчальному процесі ВНЗ можливий лише тоді, коли викладач знає особливості сприймання зорової інформації і вміє правильно їх використовувати в процесі навчання. Для того щоб виділити ці особливості, доцільно спочатку визначити і розглянути основні подразники зору, які містить наочна інформація.

Зоровий аналізатор реагує на загальну силу світлової енергії, що діє на сітчатку ока, реагує на розподіл і перерозподіл цієї енергії по площі сітчатки. Тривала еволюція виробила своєрідну властивість реакції зору людини на світлові подразники різноманітного характеру. В першу чергу нас цікавить сила залучення уваги людини різними подразниками зору. У цьому явищі ми спостерігаємо таку закономірність: чим раніше в процесі еволюції у людини з'явилась реакція на той чи інший світловий подразник, тим сильніше він привертає до себе увагу. Увага зосереджується вибірково і в кожний момент може бути ефективно залучена лише одним подразником. Разом з тим, сильніші подразники зору можуть перешкоджати сприйманню подразників, що мають меншу силу дії.

У далекого предка людини, у якого з'явилась подібність зорового аналізатора, реакція обмежувалася фіксуванням різниці між світлом і темрявою в зовнішньому середовищі. Ця функція виявилась настільки життєво важливою, що і нині око людини першочергово реагує на зміну загального потоку світлової енергії на сітчатку. Серед усіх зорових подразників зміна сили світла є найсильнішим по залученню уваги людини. Варто змінитися силі освітленості, що потрапляє у поле зору, як це явище негайно фіксується увагою. Студентам не потрібно показувати, де вони мають побачити спалахуючі лампочки або пучки світла при демонстрації наочності. Вони самі мимоволі фіксують це.

Другим по силі подразником, що привертає увагу зорового аналізатора, є рух. Здатність бачити рух - наступна, що збереглася до цієї пори, функція, яку еволюція подарувала зоровому аналізатору нашого далекого предка і цим самим сприяла його виживанню.

Ця здатність зберігає могутню силу залучення уваги і сьогодні.

Студентам немає потреби показувати - що і куди пересунеться, вони самі відразу ж помітять це. З успіхом вони помічають усі рухи в межах порогів чутливості зору. Тому доречно в першу чергу наголосити на тому, що на заняттях необхідно позбавлятися від зайвих рухів, що потрапляють у поле зору студентів і відволікають їх увагу від навчальної роботи. Сила подразнення зору рухом, обумовлює доцільність використання цілеспрямованих рухів на заняттях.

Третім за силою подразником, що негайно привертає увагу, є сприймання загальної ситуації перед очима. Наприклад, студент заходить до аудиторії і в першу чергу, зрозуміло, після світла і рухів фіксує наявність викладача і студентів. Підтверджують цю закономірність такі експерименти.

Перший експеримент. На малюнку: лисиця ловить сачком метелика, а збоку стоїть козеня. Реципієнту показують малюнок з експозицією до 40 мілісекунд. Він помічає лише рух, а картини не бачить. При експозиції 80 мілісекунд – каже: "Хтось замахнувся на когось". Тобто зафіксовано загальну ситуацію. Протягом 160 мілісекунд реципієнт побачив якусь тварину, що підняла сачок. Тобто знову зафіксована ситуація, але в більш чіткому образі. І лише за 320 мілісекунд він розпізнав лисицю [11].

Другий експеримент, проведений за методикою Д. Іраклієвої. У кімнаті поклали кілька коробок. На їх кришках намальовані різні фігури, кожна з яких має свій колір. Дитині дошкільного віку запропонували знайти цукерку, вкладену в одну з коробок, і порадили запам'ятати цю коробку - у ній наступного разу знову буде цукерка. Коли дитина знайшла цукерку, їй ще раз кажуть: "Запам'ятай цю коробку". Наступного разу коробки поміняли місцями, але дитина впевнено йде на те місце, де минулого разу знайшла цукерку, хоч фігура, зображена на коробці, зовсім інша. Дитина зафіксувала ситуацію, а не конкретний предмет. У пошуках вона, як і минулого разу, відкривала одну за одною коробки, поки знайшла цукерку.

Знову одержала завдання: запам'ятати не місце, а фігуру, намальовану на коробці, у ній буде лежати нова цукерка. На коробці був зображений трикутник червоного кольору. Цукерка кожного разу клалася у коробку з зображенням тільки цієї фігури, але різних кольорів.

Наступного разу дитина підійшла до коробки, на якій було зображено червоний круг, але у ній, звичайно, цукерки не було. Знову вона шукала цукерку, поки знайшла її в коробці з трикутником. Правда він був іншого кольору. І лише через кілька днів, в результаті вправ, дитина почала відрізняти коробку з цукеркою за намальованою на кришці фігурою. Проте, на запитання: "В якій коробці ховається цукерка?", дитина назвала колір, а не фігуру. Хоча були коробки такого ж кольору з іншими фігурами. Тобто подразнювач кольору вже фіксувався свідомістю, в той час, коли фігура упізнавалася ще тільки завдяки перцептивним діям [12].

Подібний експеримент був проведений з мавпою шимпанзе. Послідовність її помилок була такою ж, як і у досліді з дитиною. Інші експерименти також підтверджували все ту ж черговість зорових

вражень. Спочатку ситуація, тоді колір, лише потім форма і в останню чергу фіксувалися деякі елементи форми. В своїх дослідженнях Колерс П.А. і Померанц Дж.Р. експериментально довели первинність сприймання руху по відношенню до сприймання форми [12]. Вчений Егет у своїх дослідках спостерігав, що різниця об'єктів за кольорами сприймається раніше, ніж їх різниця за формою або за розміром [7, 13].

Проводилися й інші досліді. Всі вони, як правило, підтверджували порядок розташування подразників зору за силою їх дії на привертання уваги людини. На основі досліджень вимальовується дидактична класифікація ієрархії подразників зору в процесі пізнавальної діяльності людини. Подразники розташовуються в такому порядку.

1. Світло.
2. Рух.
3. Загальна ситуація.
4. Колір.
5. Форма.
6. Елементи форми.

Образне співвідношення подразників зору за силою їх привертання уваги показано на діаграмі (рис. 1).

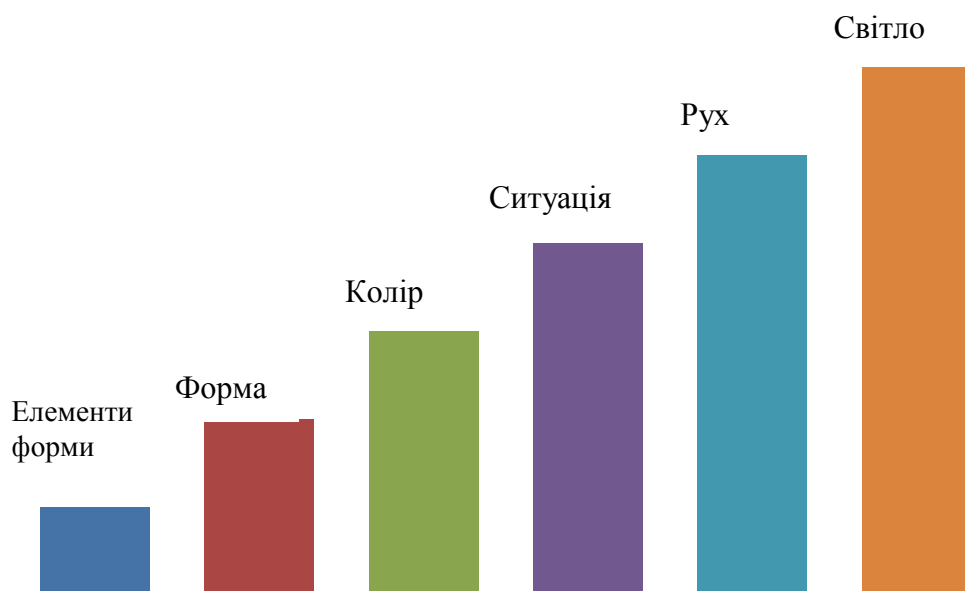


Рис. 1. Співвідношення основних подразників зору за силою привертання уваги.

Відображаючи сутність механізму сприймання людиною навколишнього світу за допомогою органів зору, В. Лебедев слушно

відмітив, що людина дивиться не очима, а мозком з допомогою очей [6]. Уточнюючи його думку можна сказати - людина дивиться очима, а бачить мозком. Але рецептори зорового аналізатора реагують безпосередньо на конкретну дію зовнішніх подразників. Цими подразниками є дія енергії світлових променів, що потрапляють на сітчатку ока.

Висновки

1. В залежності від інтенсивності потоку світлових променів і змін цієї інтенсивності на окремих ділянках сітчатки ока, а також залежно від довжини хвиль променів, мозок вимальовує образи предметів, процесів, явищ, тобто те, що ми бачимо.

2. Якщо коротко охарактеризувати механізм кожного з означених нами подразників зору за силою їх дії на привертання уваги то сутність цього механізму буде виглядати наступним чином.

Світло – це та променева енергія, для сприймання якої природа створила органи зору. Тому увага в першу чергу привертається зміною загальної інтенсивності світла.

Рух (як явище) – око сприймає зміну інтенсивності променевої енергії локально в окремих ділянках сітчатки ока. Мозок фіксує таку локальну зміну як рух. Отже, рух слід вважати як своєрідну реакцію зорового аналізатора на локальну динаміку змін інтенсивності променевої енергії на окремих ділянках сітчатки ока. Тобто реакція теж на зміну інтенсивності світла, але вже не загального потоку променів на все око, а на локальні зміни в межах певних ділянок сітчатки. В результаті рух займає друге місце за силою привертання уваги.

Загальна ситуація – мозок фіксує розподіл променевої енергії різної концентрації по сітчатці. Сприймається як зовнішній вигляд сукупності об'єктів, що потрапили в поле зору. За силою привертання уваги вона займає третє місце.

Колір – відображення дії променів на зоровий аналізатор в залежності від довжини їх хвиль. У привертанні уваги колір дещо поступається ситуації, але є досить сильним подразником.

Форма – відображення мозком статичного розподілу променевої енергії на окремих ділянках сітчатки. Форма і її елементи виявилися найслабкішими подразниками по своїй дії на увагу. Вони займають останнє місце в ієрархії подразників зору.

3. Форма та її елементи є основними носіями навчальної інформації в наочних посібниках. Тому часто зорова навчальна інформація не сприймається студентами через відволікаючу дію сильніших подразників, які є в тому ж наочному посібнику.

4. Внаслідок незнання викладачем вище приведених закономірностей виникають такі колізії. Викладач, використовуючи

наочний посібник, впевнений, що студенти сприймають інформацію так як він їм викладає, насправді значна частина суттєвих фрагментів навчальної інформації лишається за межами сприймання студентів. Причиною такого явища, здебільшого, є те, що викладач не враховує закономірності ієрархічного розподілу подразників зору за силою привертання уваги.

Список літератури

1. Дацишин О. В. Завдання аграрної освіти України. Активізація форм і методів навчального процесу: Матеріали республіканської науково-методичної конференції. Київ. Видавництво НАУ. 1994. С. 3.
2. Дьомін А. І. Психолого-фізіологічні основи активізації навчання. Формування активності студентів у навчанні. Київ. Вища школа. 1998. С. 59—95.
3. Закон України «Про освіту» від 23.05.1991 р. № 1060-XII. Законодавство України про освіту. Київ. Парламентське видавництво. 2002. С. 3—27.
4. Кларин М. В. Педагогическая технология в учебном процессе. Москва. Знание. 1989. 80 с.
5. Концепція розвитку професійно-технічної (професійної) освіти в Україні. Професійно-технічна освіта. 2004. №3. С. 2—5.
6. Кудрявцев Т. В. Психология технического мышления. Москва. Педагогика. 1975. 328 с.
7. Комарова Т. С., Сакулина Н. П., Халезова Н. Б. Методика обучения изобразительной деятельности и конструированию. Москва. Просвещение. 1991. 256 с.
8. Національна доктрина розвитку освіти: затверджено Указом Президента України від 17 квітня 2002 року. № 347/2002. Освіта. 2002. № 26. С. 2—4.
9. Освітні технології. Київ. АСК. 2001. 256 с.
10. Селевко С. К. Современные образовательные технологии: учебное пособие. Москва. Народное образование. 1998. 256 с.
11. Хаджава З. И. Проблема навыка в психологии. Тбилиси. АН Грузинской ССР. 1960. 296 с.
12. Kolars P. A., Pomerantz J. R. Figural change in apparent motion. Journal exper. psychol. 87. 1971. P. 99—108.
13. Navon D. Forest before trees: The precedence of global features in visual perception. Cogn. Psychology. N 9. 1977. P. 353—383.

References

1. Datsishin O. V. (1994). Objectives of agrarian education of Ukraine. the Intensification of the forms and methods of educational process: materials of the Republican scientific-methodical conference. Kiev. Publishing house NAU. 3.
2. Demin A. I. (1998). Psycho-scoligin basis for activation of Formation of activity of students in learning. Kiev. High school. 59-95.
3. The law of Ukraine "About education" from 23.05.1991. (2002). № 1060-XII. Law of Ukraine on education. Kiev. Parliamentary publishing house. 3-27.
4. Klarin M. V. (1989). Pedagogical technology in the educational process. Moscow. Knowledge. 80.
5. The concept of development of vocational (professional) education in Ukraine (2004).. Vocational education. No. 3. 2-5.
6. Kudryavtsev T. V. (1975). Psychology of technical thinking. Moscow. Pedagogy. 328.

7. Komarova T. S., Sakulina N. P., Halezova N. B. (1991). Methods of teaching fine art and design. Moscow. Education. 256.
8. National doctrine of education development: approved by decree of the President of Ukraine of April 17, 2002. (2002). № 347/2002. Education. No. 26. 2-4.
9. Educational technology. (2001). Kiev. ASK. 256.
10. Selevko S. K. (1998). Modern educational technology: textbook. Moscow. Education. 256.
11. Hadjawa Z. I. (1960). The problem of the skill in psychology. Tbilisi. Academy of Sciences of the Georgian SSR. 296.
12. Kolers P. A., Pomerantz J. R. (1971). Figural change in apparent motion. Journal exper. psyexol. 87. 99-108.
13. Navon D. (1977). Forest before trees: The precedence of global features in visual perception. Cogn. Psychology. N 9. 353-383.

ОСОБЕННОСТИ ВОСПРИЯТИЯ СТУДЕНТАМИ ЗРИТЕЛЬНОЙ УЧЕБНОЙ ИНФОРМАЦИИ В ПРОЦЕССЕ ИЗУЧЕНИЯ ОБЪЕКТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

А. А. Дёмин

Аннотация. В статье анализируется специфика учебного процесса аграрного вуза с точки зрения изучения сельскохозяйственной техники. По результатам анализа выявлено, что студенты подавляющего большинства факультетов в той или иной мере изучают объекты сельскохозяйственной техники. Основы знаний об этой технике закладываются именно на лекциях и лабораторных занятиях. Будущие выпускники факультетов технического и агрономического профиля должны не только в совершенстве изучить существующие сельскохозяйственные машины, но и уметь разобраться в строении, рабочем процессе, технических и технологических регулировках новых современных объектов сельскохозяйственной техники, которые приходят в хозяйства.

Выявлены основные противоречия в учебном процессе аграрного вуза, тормозящие удовлетворение потребности Украины в конкурентоспособных высококвалифицированных специалистах аграрного профиля в современных условиях рыночной экономики.

Проведен анализ исследований известных ученых по использованию наглядности в учебном процессе. На основе анализа действия раздражителей зрения определена их иерархия по степени влияния на внимание студентов во время использования объектов сельскохозяйственной техники как средства наглядности в обучении.

Также выявлены особенности восприятия зрительной информации, с использованием которых основные раздражители зрения будут не тормозить, а концентрировать внимание

студентов на учебной информации с объектов сельскохозяйственной техники и тем самым способствовать активизации познавательной деятельности студентов, что в свою очередь будет ощутимо влиять на повышение эффективности подготовки высококвалифицированных специалистов аграрного профиля.

Ключевые слова: зрительный анализатор, восприятие, зрительная учебная информация, основные раздражители зрения

FEATURES OF PERCEPTION OF VISUAL EDUCATIONAL INFORMATION BY STUDENTS DURING STUDYING OF AGRICULTURAL MACHINERY

O. A. Dyomin

Abstract. *In the article the specific of educational process of agrarian institution of higher learning is analyzed from the point of view of study of agricultural technique. Based on results of analysis determined, that the students of swinging majority of faculties study the objects of agricultural technique in one or another measure. Bases of knowledge about this technique are mortgaged exactly on lectures and laboratory employments. The future graduating students of faculties of technical and agronomical profile have to not only perfectly study existent agricultural machines but also to understand a structure, working process, technical and technological adjusting of new modern objects of agricultural technique, that come in economies.*

Shown main conflicts in the educational process of agrarian institution which brake the satisfaction of needs of Ukraine in competitive highly qualified experts in agrarian business in contemporary conditions of market economy.

Analysed the studies of famous scientists of using of clearness in education process. Basing on analysis of action of irritants of vision was determined their hierarchy in strength of influence to the attention of students during the use of agricultural machinery as a means of visual aids in teaching.

Also are shown the features of perception of visual information, using which main irritators of vision would not brake but concentrate the attention of students on the studying of the information about agricultural machinery and thereby contribute to cognitive activity of students that in turn significantly affect the efficiency of training highly qualified specialists of the agricultural segment.

Key words: *visual analyzer, perception, main irritators of vision, visual educational information*

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ В ПРОЦЕСІ РЕМОНТУ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

***В. М. Ночвай, кандидат технічних наук
Житомирський державний технологічний університет
e-mail: nochvaj-volodimir@yandex.ua***

Анотація. В статті проаналізовано наявні в різних літературних джерелах інформації рекомендації для вибору методів зміцнення та відновлення спрацьованих деталей машин. До них відносяться: метод електродугового наплавлення, хіміко-термічної обробки, газопорошкового наплавлення, газопорошкового і плазмового напилення, електродугової металізації.

В результаті досліджень спрацювання робочих поверхонь газорозподільних валів, встановлено перелік дефектів: спрацювання опорних шийок, кулачків за висотою; шпонкового паза за шириною; спрацювання різі.

З метою зміцнення та відновлення номінальних розмірів валів вибрано метод газополуменевого напилення зносостійких покриттів, який має ряд переваг: простота апаратури, не вимагається висока кваліфікація оператора, відновлена деталь має рівну поверхню. Технологічний процес ремонту вала складається з наступних основних операцій: підготовка деталей, підготовка порошку, нанесення покриття на опорні шийки та кулачки вала, оплавлення покриття, токарна обробка, обробка шліфуванням, вихідний контроль.

Значення економічного показника надійності вала K_e дорівнює 12,6. Вищу надійність вала досягнуто за рахунок додаткових затрат при зміцненні вала з використанням порошку ПГ-10Н01 і використано поняття ціни надійності вала B_n , яка дорівнює 1831,5 грн.

Для більш повної оцінки надійності застосовано комплексні показники надійності відновленого вала: коефіцієнт готовності $K_g = 0,997$; коефіцієнт технічного використання $K_{т.в.} = 0,99$.

Ключові слова: *надійність деталі, показники надійності, наробіток на відмову, ремонт деталі, відновлення деталі*

Постановка проблеми. Спрацювання машин поглинає працю машинобудівників, експлуатаційників та ремонтників. Проблему підвищення якості виробів неможливо вирішити без вирішення

проблеми підвищення надійності виробів. Малі міжремонтні наробітки виробів, значні витрати запасних частин визначаються, частіше всього, невисокою зносостійкістю поверхонь деталей. Проблема надійності комплексна, потребує вирішення в сферах виробництва та експлуатації двигунів, в т.ч. в процесі ремонту деталей, які швидко спрацьовуються. Підвищення надійності деталей в процесі їх ремонту, покращення таких показників, як безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, в порівнянні з аналогічними показниками базової (нової) деталі, є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень. В роботі [1] розроблено захисні покриття, технологічні процеси їх отримання з метою зміцнення і відновлення спрацьованих деталей автомобілів.

В практиці широко застосовують наплавлення, яке дає можливість відновити спрацьовану поверхню, отримати покриття, яке характеризується високою стійкістю проти спрацювання. Для наплавлення використовують широко розповсюджені обладнання і пристрої [2].

Хіміко-термічна обробка сталі широко застосовується з метою збільшення міцності і стійкості проти спрацювання деталей машин і обладнання [3, 4].

Для відновлення спрацьованих деталей обладнання широко застосовують також газотермічні методи: газопорошкового наплавлення, газопорошкового і плазмового напилення, електродугової металізації [5]. З метою підвищення зносостійкості деталей застосовують газову та електродугову металізацію [4].

Для зміцнення та відновлення інструменту, шийок кулачкових валів, ексцентриків, храповиків, кулачків використовують порошок ПГ-10Н01. Обробку покриття виконують методом шліфування [6].

Мета досліджень. Підвищити надійність газорозподільних валів при виконанні ремонту методом газополуменевого напилювання покриттів, виконати розрахунки показників надійності відновлених валів.

Результати досліджень. Розподільний вал виготовляють зі сталі або спеціального чавуну марки ВЧ55-48-1 і піддають термічній обробці. Відновленню підлягають вали при наявності таких дефектів: спрацювання опорних шийок; кулачків за висотою; шпонкового паза за шириною; спрацювання різі.

Методом підвищення та підтримання надійності вала вибрано технологічний. Одним з основних технологічних етапів, на якому формується надійність вала, є зміцнення методом газополуменевого напилювання покриттів. Метод має ряд переваг: простота апаратури, не вимагається висока кваліфікація оператора,

відновлена деталь має рівну поверхню, що дає можливість робити невеликий припуск на механічну обробку покриття.

Для розробки покриттів з заданими властивостями використано порошок марки ПГ-10Н01. Розроблений технологічний процес ремонту вала складається з наступних основних операцій:

1) підготовка деталей (очищення від бруду та мастила; відбір деталей, що підлягають відновленню; зняття залишків нерівномірного спрацювання; знежирювання поверхні; активація і формування шорсткості поверхні;

2) підготовка порошку (просушування при температурі 130...150 °С на протязі 2...3 годин; просіювання на ситі 100 мкм);

3) нанесення покриття (встановлення вала в центрах маніпулятора; нанесення покриття на опорні шийки та кулачки вала);

4) оплавлення покриття (нагрівання напиленого покриття на опорних шийках до температури 900...1050 °С; для нанесення і оплавлення покриттів застосовано пальник ГН-2; твердість покриття становить 55...62 HRC_e; тиск ацетилену – 0,01 Мпа; тиск кисню – 0,2 Мпа; витрати ацетилену – 350 л/год; витрати кисню – 350 л/год; витрати порошку – до 2 кг/год);

5) токарна обробка покриттів (режими чорнової обробки покриттів: $V = 20...25$ м/хв; $S = 0,15...0,2$ мм/об; $t = 0,3...0,4$ мм; матеріал ріжучого інструменту – тверді сплави, ВК3, ВК4, гексаніт; режими фінішної обробки покриттів: $V = 25...30$ м/хв; $S = 0,1...0,15$ мм/об; $t = 0,15...0,2$ мм; матеріал ріжучого інструменту – тверді сплави, гексаніт, ельбор-Р) [7, с. 1–3];

6) обробка шліфуванням (корундові круги на м'якій основі зернистістю 46-60 марки Е60СМ; режими шліфування: швидкість круга $V_k = 25...30$ м/с; швидкість деталі $V_{dem} = 10...20$ м/хв; глибина різання $t = 0,015...0,030$ мм; подача $S = 5...10$ мм/об; охолоджувальна рідина – емульсія);

7) вихідний контроль (візуальний огляд; контроль твердості покриттів; контроль розмірів вала; контроль шорсткості поверхонь; контроль форми).

Після виконання операцій технологічного процесу ремонту та зміцнення спрацьованих валів проведено лабораторні дослідження фізико-механічних властивостей покриттів (стійкості покриттів проти механічного спрацювання покриттів на машині тертя мод. М22П, міцності зчеплення покриття з основою на розтяг проведені на розривній машині Р05, твердості напилених покриттів з використанням приладу ТК-14-250 та інші дослідження).

З метою виробничих випробувань експериментальна партія валів з розробленими захисними покриттями була встановлена на двигуни внутрішнього згорання і випробовували до першої відмови (див. табл. 1).

1. Результати виробничих випробувань газорозподільного вала двигуна внутрішнього згорання.

Найменування показника	Базовий варіант вала (прототип)	Відновлений вал (проектований)
Матеріал напиленого покриття	–	ПГ-10Н01
Твердість робочого шару, HRC_e	52	55...62
Середній наробіток на відмову вала $T_{від}$, тис. км.	30	100
Середній коефіцієнт збільшення терміну експлуатації вала проектного по відношенню до прототипу	1	3,33
Вартість виготовлення, грн.	550	601,7

Одиничні та комплексні показники надійності визначено дослідним шляхом. Для цього в заданих умовах проведено випробування партії валів з фіксацією всіх показників (наробітку, відмов, неполадок). Після математичної обробки дослідних даних отримано кількісні значення необхідних показників. Економічним показником надійності вала може бути коефіцієнт:

$$K_e = \frac{B_v + B_e(t)}{T_e}, \quad (1)$$

де: B_v – затрати на виготовлення вала; $B_e(t)$ – експлуатаційні затрати у функції часу; T_e – час експлуатації [8].

При $B_e(t) = 659$ грн, $B_v = 601,7$ грн і $T_e = 100$ тис. км отримано за формулою (1) значення економічного показника надійності вала. Мінімальне значення цього показника отримано за рахунок раціонального розподілу капіталовкладень між сферою виробництва та сферою експлуатації (табл. 2).

2. Економічні показники надійності відновленого вала з напиленням покриттям.

№ з.п.	Найменування показника	Значення показника
1.	Витрати порошку на 1 вал, кг	0,48
2.	Вартість порошку на 1 вал, грн.	54
3.	Затрати на виготовлення вала B_v , грн.	601,7
4.	Час експлуатації вала T_e , тис. км	100
5.	Економічний показник надійності K_e	12,6
6.	Наробіток на відмову вала $T_{від}^{пр}$, тис. км	100
7.	Ціна надійності B_n , грн.	1831,5

Вища надійність досягається за рахунок додаткових затрат. У зв'язку з цим використано поняття ціни надійності B_n . Для прогнозування затрат на підвищення надійності застосовано метод

порівняння з прототипом (вали без покриття) за результатами обробки дослідних даних про ціну надійності:

$$B_{\text{н}} = B_{\text{н.а}} \left(\frac{T_{\text{від}}^{\text{пр}}}{T_{\text{від}}^{\text{п}}} \right)^a, \quad (2)$$

де: $B_{\text{н}}$ – ціна надійності виробу; $B_{\text{н.а}}$ – ціна надійності аналога чи прототипу; $T_{\text{від}}^{\text{пр}}$ – напрацювання на відмову проектного виробу; $T_{\text{від}}^{\text{п}}$ – напрацювання на відмову (середній термін служби) прототипу; a – емпіричний показник, що характеризує рівень підвищення надійності виробу ($a = 0,5 \dots 1,5$) [8].

При значенні $B_{\text{н.а}} = 550$ грн., $T_{\text{від}}^{\text{п}} = 30$ тис. км, $T_{\text{від}}^{\text{пр}} = 100$ тис. км і $a = 1$, за формулою (2) розраховано значення ціни надійності вала відновленого методом газополуменового напилювання з використанням порошку ПГ-10Н01 (табл. 2).

Для більш повної оцінки надійності застосовано комплексні показники. Коефіцієнт готовності $K_{\text{г}}$ характеризує одночасно дві різні властивості – безвідмовність і ремонтпридатність. Кількісно коефіцієнт готовності визначено за формулою:

$$K_{\text{г}} = \frac{T_{\text{о}}}{T_{\text{о}} + T_{\text{в}}}, \quad (3)$$

де: $T_{\text{о}}$ – середній час безвідмовної роботи за певний період (наробіток на відмову); $T_{\text{в}}$ – середній час на відшукування й усунення відмов [10].

Коефіцієнт технічного використання визначено за формулою:

$$K_{\text{т.в.}} = \frac{T_{\text{о}}}{T_{\text{о}} + \tau_{\text{т.о.}} + \tau_{\text{р}}}, \quad (4)$$

де: $\tau_{\text{т.о.}}$ – тривалість технічного обслуговування; $\tau_{\text{р}}$ – тривалість поточного ремонту [10].

3. Комплексні показники надійності відновленого вала з напиленим покриттям.

№ з.п.	Найменування показника	Значення показника
1.	Середній час безвідмовної роботи за певний період (наробіток на відмову) $T_{\text{о}}$, год.	1600
2.	Середній час на відшукування й усунення відмов $T_{\text{в}}$, год.	12
3.	Коефіцієнт готовності $K_{\text{г}}$	0,997
4.	Тривалість технічного обслуговування $\tau_{\text{т.о.}}$, год	4
5.	Тривалість поточного ремонту $\tau_{\text{р}}$, год.	8
6.	Коефіцієнт технічного використання $K_{\text{т.в.}}$	0,99

Коефіцієнт технічного використання найбільше повно характеризує надійність валів, тому що враховує витрати часу в

процесі проведення технічного обслуговування, ремонту й усунення відмов (табл. 3).

Висновки

1. Мінімальне значення економічного показника надійності валів $K_e = 12,6$ отримано за рахунок раціонального розподілу капіталовкладень між сферою виробництва та сферою експлуатації, а саме при зміцненні вала з використанням порошку ПГ-10Н01.

2. Вища надійність досягнута за рахунок додаткових затрат. При зміцненні вала з використанням порошку ПГ-10Н01 ціна надійності $B_n = 1831,5$ грн.

3. При збільшенні середнього часу безвідмовної роботи T_0 вала за певний період (наробіток на відмову) T_0 коефіцієнт готовності K_r зростає.

4. При збільшенні наробітку за період експлуатації або зменшенні часу простою, витраченого на технічне обслуговування і ремонт за той же період експлуатації коефіцієнт технічного використання $K_{т.в.}$ зростає.

Список літератури

1. Чабанний В. Я., Магопець С. О., Мажейка О. Й., Кропивний В. М., Василенко І. Ф., Шепеленко І. В., Павлюк-Мороз В. А. Ремонт автомобілів: навчальний посібник. Кіровоград. 2007. 720 с.
2. Корсаков В. С., Таурит Г. Э., Василюк Г. Д., Лещенко М. И. Повышение долговечности машин технологическими методами. Киев. Техніка. 1986. 158 с.
3. Харламов Ю. О., Будаг'янц М. А. Основы технологии восстановления и укрепления деталей машин: навчальний посібник. Т. 2. Луганськ. 2003. 480 с.
4. Токарев А. Н. Основы теории надежности и диагностика. Барнаул. АлтГТУ. 2008. 168 с.
5. Ковалевский А. А., Иовенас Л. А. Опыт применения газотермических покрытий для восстановления деталей и защиты металлов от коррозии. Рига. ЛатНИИНТМ. 1986. 46 с.
6. Коломенцев А. Г., Голубев И. Г., Свищев В. И. Опыт восстановления деталей газотермическими методами: обзорная информация. Москва. ЦНТИИТЭИ. 1985. 40 с.
7. Повышение производительности механической обработки изделий с износостойкими газотермическими покрытиями: информационный листок. ЖЦНТИ. Житомир. 1985. 4 с.
8. Канарчук В. Є., Полянський С. К., Дмитрієв М. М. Надійність машин: підручник. Київ. Либідь. 2003. 424 с.

References

1. Chabannyi V. Ia., Mahopets S. O., Mazheika O. I., Kropivnyi V. M., Vasylenko I. F., Shepelenko I. V., Pavliuk-Moroz V. A. (2007). Remont avtomobiliv [Mechanic]. Kirovohrad. Ukraine. Kirovohradska raionna drukarnia. 720.
2. Korsakov V. S., Taurit G. E., Vasilyuk G. D., Leshchenko M. I. (1986). Povysheniye dolgovechnosti mashin tekhnologicheskimi metodami [Increasing the durability of machines by technological methods]. Kiev. Ukraine. Tekhnika. 158.

3. Kharlamov Iu. O., Budah'iants M. A. (2003). Osnovy tekhnolohii vidnovlennia i zmitsnennia detalei mashyn [The basic technology of restoration and strengthening of machine parts]. Vol. 2. no. 2. Lugansk. Ukraine. Skhidnoukrainskyi natsionalnyi universytet imeni V. Dalia. 480.
4. Tokarev A. N. (2008). Osnovy teorii nadezhnosti i diagnostika [Fundamentals of reliability theory and diagnostics]. Barnaul. Russia. AltGTU. 168.
5. Kovalevskiy A. A., Iovenas L. A. (1986). Opyt primeneniya gazotermicheskikh pokrytiy dlya vosstanovleniya detaley i zashchity metallov ot korrozii [Experience in the use of gas-thermal coatings for the restoration of parts and the protection of metals from corrosion]. Riga. Latvia. LatNIINTM. 46.
6. Kolomentsev A. G., Golubev I. G., Svishchev V. I. (1985). Opyt vosstanovleniya detaley gazotermicheskimi metodami [Experience in restoring details with gas-thermal methods]. Moscow. Russia. TSNTIITEI. 40.
7. Levchenko N. V., Danil'chuk N. P., Polonskiy L. G. (1985). Povysheniye proizvoditel'nosti mekhanicheskoy obrabotki izdeliy s iznosostoykimi gazotermicheskimi pokrytiami [Increasing the productivity of machining products with wear-resistant gas-thermal coatings]. Zhitomir. Ukraine. ZHTSNTI. 4.
8. Kanarchuk V. Ie., Polianskyi S. K., Dmytriiev M. M. (2003). Nadiinist mashyn [Reliability of machines]. Kiev. Ukraine. Lybid. 424.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ В ПРОЦЕССЕ РЕМОНТА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В. М. Ночвай

Аннотация. В статье проанализированы имеющиеся в разных литературных источниках информации рекомендации для выбора методов упрочнения и восстановления изношенных деталей машин. К ним относятся: метод электродуговой наплавки, химико-термической обработки, газопорошковой наплавки, газопорошкового и плазменного напыления, электродуговой металлизации.

В результате исследований износа рабочих поверхностей газораспределительных валов, установлено перечен дефектов: износ опорных шеек, кулачков по высоте; износ паза шпонки по ширине; износ резьбы.

С целью упрочнения и восстановления номинальных размеров валов выбран метод газопламенного напыления износостойких покрытий, который имеет ряд преимуществ: простота аппаратуры, не требуется высокая квалификация оператора, восстановленная деталь имеет ровную поверхность.

Технологический процесс ремонта вала состоит из следующих основных операций: подготовка деталей, подготовка порошка, нанесение покрытия на опорные шейки и кулачки вала, оплавление покрытия, токарная обработка, обработка шлифованием, исходный контроль.

Численное значение экономического показателя надежности вала K_e , равно 12,6. Высшую надежность вала достигнуто за счет

дополнительных затрат при упрочнении вала с использованием порошка ПГ-10Н01 и использовано понятие цены надежности вала B_H , которая равна 1831,5 грн.

Для более полной оценки надежности применены комплексные показатели надежности восстановленного вала: коэффициент готовности $K_g = 0,997$; коэффициент технического использования $K_{т.в.} = 0,99$.

Ключевые слова: надежность детали, показатели надежности, наработка на отказ, ремонт детали, восстановление детали

RELIABILITY CONTROL IN PROCESS OF REPAIR OF GAS DISTRIBUTING SHAFT OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

V. M. Nochvay

Abstract. Recommendations existing in different sources of information for the choice of methods of strengthening and reconditioning of worn machine parts are analyzed in the article. These methods include: the method of electric arc deposition, chemico-thermal treatment, gas-powder deposition, gas-powder and plasma spraying, electric arc metallization.

As a result of the research of wear of the working surfaces of the gas distribution shafts the following defects are determined: wear of bearing journals, cams according to height; wear of grooving shaft key according to width; wear of thread.

To strengthen and restore the nominal size of shafts the method of gas-flame spraying of wear-resistant coatings was chosen. This method has a number of advantages: simplicity of equipment; high qualification of the operator is not required; the restored part has smooth surface. Technological process of the shafts repair consists of the following basic operations: parts preparation, powder preparation, coating of the bearing journals and cams of the shaft, thermal reflow of coating, turning, grinding, initial control.

The value of the economic reliability index of the shaft K_e equals to 12,6. Higher shaft reliability is achieved at the expense of extra cost for shaft strengthening using powder ПГ-10Н01, and the price of B_H shaft reliability is 1831,5 UAH.

Complex indicators of reliability of the reconditioned shaft are used for more complete reliability assessment: availability coefficient K_g equals to 0,997; coefficient of technical use $K_{т.в.}$ equals to 0,99.

Key words: machine part reliability, reliability indicators, mean time between failures, repair of machine parts, reconditioning of machine parts

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА

***В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, доктори технічних наук
О. В. Стехно, студент
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. Наведено дослідження динамічних навантажень, що виникають в механізмі зміни вильоту баштового крана з балочною стрілою. Проведено аналіз останніх досліджень та публікацій згідно даної тематики. Дослідження динамічних процесів проведено на новій розробленій конструкції приводного механізму зміни вильоту, яка за рахунок пружно-дисипативного зв'язку (пружин та демпферів) дозволяє зменшувати динамічні навантаження в досліджуваному механізмі. Побудовано динамічну модель руху окремих зведених мас досліджуваної системи на чотирьох ступенях вільності. Для даної динамічної моделі на основі рівнянь Лагранжа другого роду складено диференціальні рівняння другого порядку руху окремих мас. Для проведення динамічного аналізу використано чисельне інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь, які описують рух системи в часі. Для дослідження динамічних процесів використані основні значення параметрів баштового крана КБ-674. В результаті чисельного інтегрування побудовано графіки функцій залежності зміни кінематичних, динамічних, енергетичних та експериментальних характеристик системи в часі при роботі двигуна на природній механічній характеристиці. Встановлено рівень динамічної навантаженості елементів механізму зміни вильоту баштового крана (приводу, тягового канату, коливання вантажу тощо). На основі математичного моделювання встановлено основні закономірності виникнення та еволюції динамічних процесів у досліджуваному механізмі зміни вильоту баштового крана.

Ключові слова: баштовий кран, механізм зміни вильоту, динамічна модель, рівняння Лагранжа, навантаження, електродвигун

Постановка проблеми. Баштові крани широко використовуються для будівництва промислових та цивільних споруд. Одним з основних механізмів баштового крана є механізм зміни вильоту, який дозволяє переміщувати вантажний візок вздовж

напрямних по балочній стрілі. Під час роботи цього механізму виникають коливання вантажу на гнучкому підвісі, що суттєво знижує продуктивність та зменшує надійність роботи крана. Для встановлення причин виникнення небажаних явищ в механізмі проводять динамічний аналіз зміни вильоту вантажу, який базується на адекватній математичній моделі механізму.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням динамічних навантажень у вантажопідйомних кранах займалися багато вчених. Особливу увагу необхідно звернути на динамічні моделі, якими користувались автори для опису руху вантажопідйомних машин. Можна виділити моделі з розподіленими параметрами та системи із зосередженими масами. Область використання моделей першого типу обмежена їх складністю. Тому такі моделі використовуються для перевірочних розрахунків з метою врахування якомога більшої кількості факторів, які впливають на рух машини [1, 2]. Більшого поширення набули моделі із зосередженими масами [1, 3–13]. Динамічні моделі із розподіленими параметрами використані у роботах [1, 5, 7].

У праці [9] наводяться рекомендації щодо побудови динамічних моделей баштових кранів та вказуються найбільш напружені режими роботи крана, за якими необхідно проводити розрахунки.

В роботі [14] наведено динамічні розрахунки механізму зміни вильоту баштового крана на природній та штучній механічних характеристиках, з врахуванням піддатливості каната. Проведено динамічний аналіз, який показав значну навантаженість механізму на штучній характеристиці.

Як видно з розглянутих робіт, питанням динаміки вантажопідйомних кранів займалось досить багато вчених, але механізму зміни вильоту баштових кранів приділено дуже мало уваги. Головним чином, для опису роботи механізмів баштових кранів використовувались спрощені дво- та три масові моделі.

Метою досліджень є встановлення рівня динамічної навантаженості елементів механізму зміни вильоту баштового крана.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: 1) запропонувати конструктивне рішення в механізмі привода, яке б дозволило зменшити небажані динамічні навантаження в елементах механізму зміни вильоту баштового крана; 2) побудувати динамічну модель механізму зміни вильоту баштового крана та на основі неї скласти математичну модель; 3) провести динамічний аналіз механізму зміни вильоту та встановити характер зміни енергетичних, експериментальних, динамічних та кінематичних характеристик.

При побудові динамічної моделі механізму зміни вильоту баштового крана зроблено ряд припущень: 1) всі елементи механізму зміни вильоту є твердими тілами із зосередженими та незмінними масами (моментами інерції), окрім канату та пружно-дисипативного елементу механізму зміни вильоту баштового крана, а також приводного механізму; 2) всі елементи баштового крана

рухаються у вертикальній площині; 3) вантаж виконує маятникові коливання на гнучкому підвісі; 4) статичний опір переміщенню кранового візка є змінною величиною; 5) вітрові навантаження приведені до сили статичного опору переміщення вантажного візка W . В результаті прийнятих припущень розроблена динамічна модель руху механізму зміни, яка представлена на рис. 1.

За узагальнені координати даної динамічної моделі прийняті: приведена кутова координата повороту ротора електродвигуна φ_0 , приведена кутова координата повороту канатного барабана механізму переміщення візка φ_1 , лінійні координати центрів мас візка x_1 , вантажу x_2 та канатного барабана x_3 .

Маючи динамічну модель зміни вильоту, побудуємо її математичну модель, яка є системою диференціальних рівнянь. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду [15], які для побудованої динамічної моделі (рис.1) мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_0} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_0} = Q_{\varphi_0} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_0}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} = Q_{x_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} = Q_{x_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_2}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_3} = Q_{x_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_3} - v \cdot \dot{x}_3, \end{cases} \quad (1)$$

де: T – кінетична енергія руху системи; Π – потенціальна енергія системи; Q_{φ_0} , Q_{φ_1} , Q_{x_1} , Q_{x_2} , та Q_{x_3} – узагальнені сили, які відповідають обраним узагальненим координатам. Крапка над символом означає диференціювання за часом.

Для того, щоб записати рівняння (1) у вигляді придатному для аналізу, необхідно спочатку знайти кінетичну T та потенціальну Π енергії системи.

Кінетична енергія системи становить:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \left[J_0 \cdot \dot{\varphi}_0^2 + J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + m_1 \cdot \dot{x}_1^2 + m_2 \cdot \dot{x}_2^2 + m_3 \cdot \dot{x}_3^2 \right] \quad (2)$$

Потенціальна енергія системи виражається залежністю:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot \left[c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1)^2 + c_2 \cdot \dot{x}_3^2 + c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1)^2 + m_2 \cdot g \cdot l \cdot \cos \frac{x_1 - x_2}{l} \right]. \quad (3)$$

Знайшовши чому дорівнюють частинні похідні кінетичної енергії за узагальненими координатами, відповідні доданки в системі диференціальних рівнянь (1), а також записавши узагальнені сили для відповідних узагальнених координат, отримаємо математичну модель механізму зміни вильоту вантажу баштового крана:

$$\begin{cases} J_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 = M_\partial - c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = -M_0 + c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) - c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1) \cdot R; \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -W + c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1) - m_2 \cdot g \cdot \frac{x_1 - x_2}{l}; \\ x_2 - g \cdot \frac{x_1 - x_2}{l} = 0; \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = -W' - c_2 \cdot x_3 - c_1 \cdot (\varphi_1 \cdot R + x_3 - x_1) - v \cdot \dot{x}_3. \end{cases} \quad (4)$$

У системі рівнянь (5) величина W є змінною – вона залежить від того, яке тертя виникає у системі: спокою чи відносного переміщення маси m_1 . Для адекватної оцінки величини W використаємо вираз:

$$W = \begin{cases} W_0, & \text{якщо } F_{\text{кан.}} \geq W_0; \\ F_{\text{кан.}}, & \text{якщо } F_{\text{кан.}} \leq W_0, \end{cases} \quad (5)$$

де: $F_{\text{кан.}}$ – зусилля натягу канату; W_0 – постійна сила опору руху візка.

Момент на валу двигуна зведений до осі приводного барабана визначається за статичною механічною характеристикою і має вигляд:

$$M_\partial = \frac{2 \cdot M_{\text{макс.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{пр.}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_0 \cdot U}{\omega_0}} + \frac{s_{\text{кр.}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_0 \cdot U}{\omega_0}}, \quad (6)$$

де: $M_{\text{макс.}}$ – максимальний момент на валу двигуна; U – загальне передаточне число привода; $\eta_{\text{п.}}$ – к.к.д. привода; $s_{\text{кр.}}$ – критичне ковзання двигуна.

Для проведення динамічного аналізу перехідного режиму зміни вильоту вантажу крана необхідно задатись початковими умовами, тобто значеннями узагальнених координат та узагальнених швидкостей на початку руху. Для механізму зміни вильоту дані значення приймаються нульовими, що означає відсутність коливань елементів крана та стан спокою візка на початку руху:

$$\begin{cases} \varphi_0(0) = \dot{\varphi}_0(0) = \varphi_1(0) = \dot{\varphi}_1(0) = 0; \\ x_1(0) = \dot{x}_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_2(0) = x_3(0) = \dot{x}_3(0) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Для проведення аналізу прийнято баштовий кран КБ-674. Технічна характеристика приводного механізму зміни вильоту вантажу баштового крана виглядає наступним чином: марка приводного електродвигуна МТ211-6; потужність електродвигуна становить 7,5 кВт; номінальна кутова швидкість обертання електродвигуна складає 94,2 рад/с. Кутова швидкість канатного барабана дорівнює 3,24 рад/с.

Як видно з виразу (7) швидкість нелінійно входить у вираз моменту двигуна, тому система диференціальних рівнянь (5) нелінійна. Для знаходження розв'язків системи диференціальних рівнянь (5) використано чисельні методи в програмі Wolfram Mathematica 9 [16].

Для чисельного інтегрування диференціальних рівнянь визначено всі параметри динамічної моделі, які зведено у табл. 1.

1. Параметри динамічної моделі механізму зміни вильоту крана КБ-674.

Параметри	Значення
Приведений до барабана момент інерції двигуна J_0 , кгм ²	$0.114 \cdot U^2$
Приведений до барабану момент інерції привода механізму J_1 , кгм ²	160
Приведений коефіцієнт жорсткості з'єднувальних механізмів привода c_0 , Н · м/рад	$28,5 \cdot 10^3$
Приведений коефіцієнт жорсткості каната приводу візка c_1 , Н/м	$3,12 \cdot 10^5$
Приведений коефіцієнт жорсткості пружного демпфера приводу візка c_2 , Н/м	$3,50 \cdot 10^5$
Приведена маса вантажного візка m_1 , кг	250
Приведена маса вантажу m_2 , кг	10000
Приведена маса приводного барабана m_3 , кг	70
Довжина гнучкого підвісу вантажу l , м	40
Статичний опір переміщення візка W , Н	3064
Сила тертя, приведені до осі канатного барабану W' , Н	$1,05 \cdot 10^1$
Коефіцієнт демпфування демпфера ν , Н · с/м	$4 \cdot 10^4$

Для механізму зміни вильоту наведено графіки енергетичної (рис. 2), кінематичних (рис. 3) та динамічних (рис. 4) і (рис. 5) функцій.

Аналізуючи графіки, які представлені на рисунках можна дійти до таких висновків. Коливання тягового канату є високочастотним із значною амплітудою, але вони швидко затухають за рахунок пружно-дисипативного елементу в механізмі приводу. Електромагнітний момент двигуна, як видно з рис. 2 в деякому випадку, може приймати від'ємне значення, що говорить про перехід двигуна в режим гальмування.

Аналіз кутової швидкості канатного барабана показує її коливальний характер.

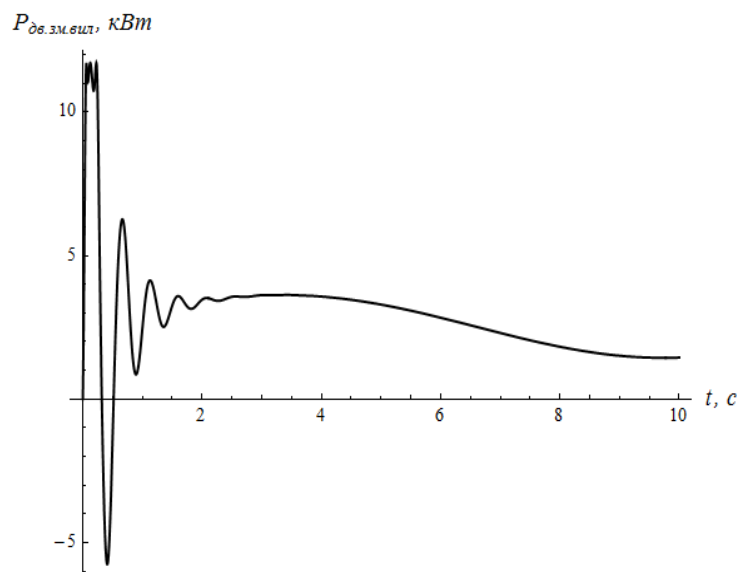


Рис. 2. Графік потужності приводного електродвигуна.

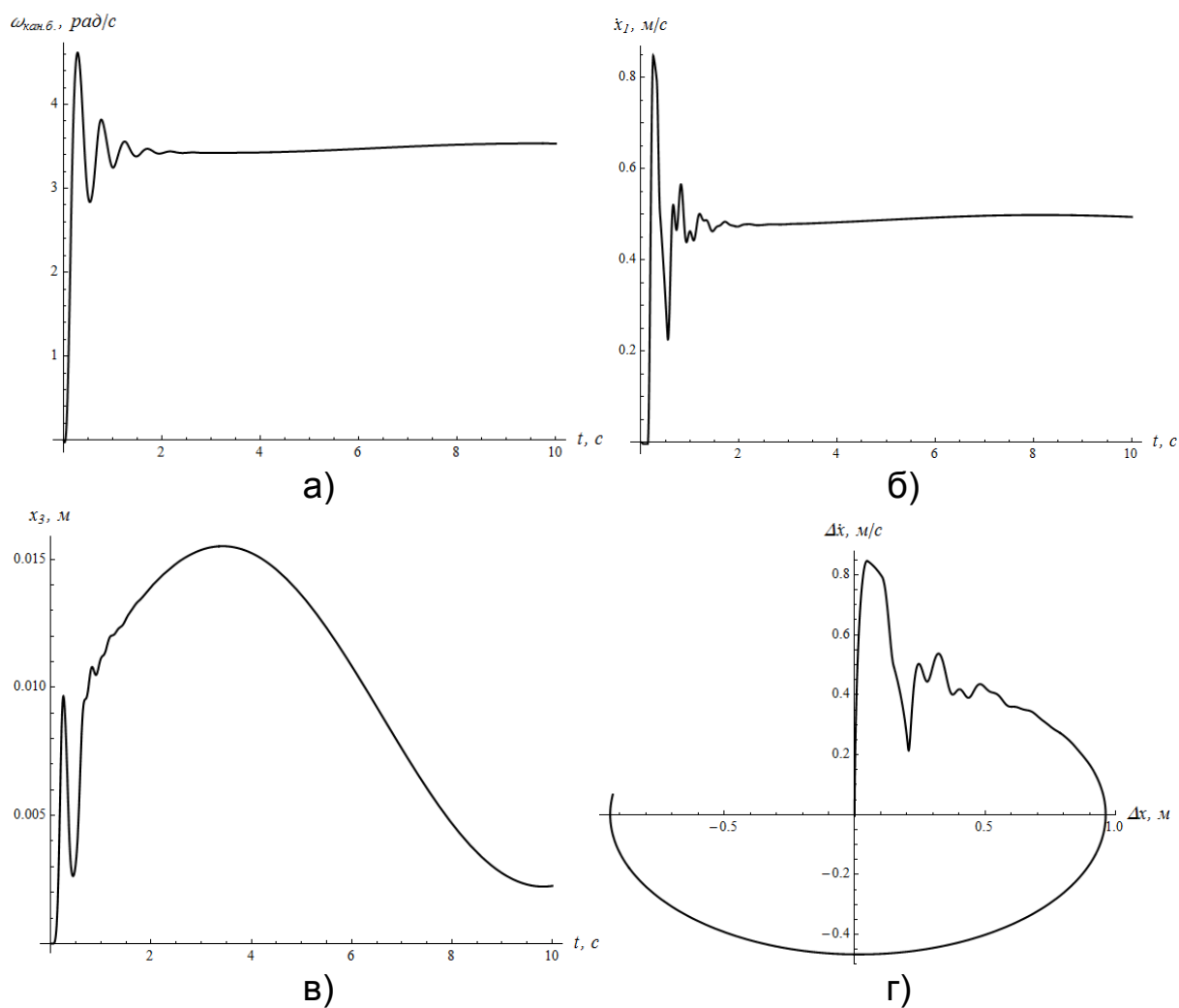


Рис. 3. Графіки кінематичних функцій для механізму зміни вильоту: а – швидкість канатного барабана; б – швидкість вантажного візка; в – переміщення дисипативного елемента; г – фазова траєкторія коливань вантажу.

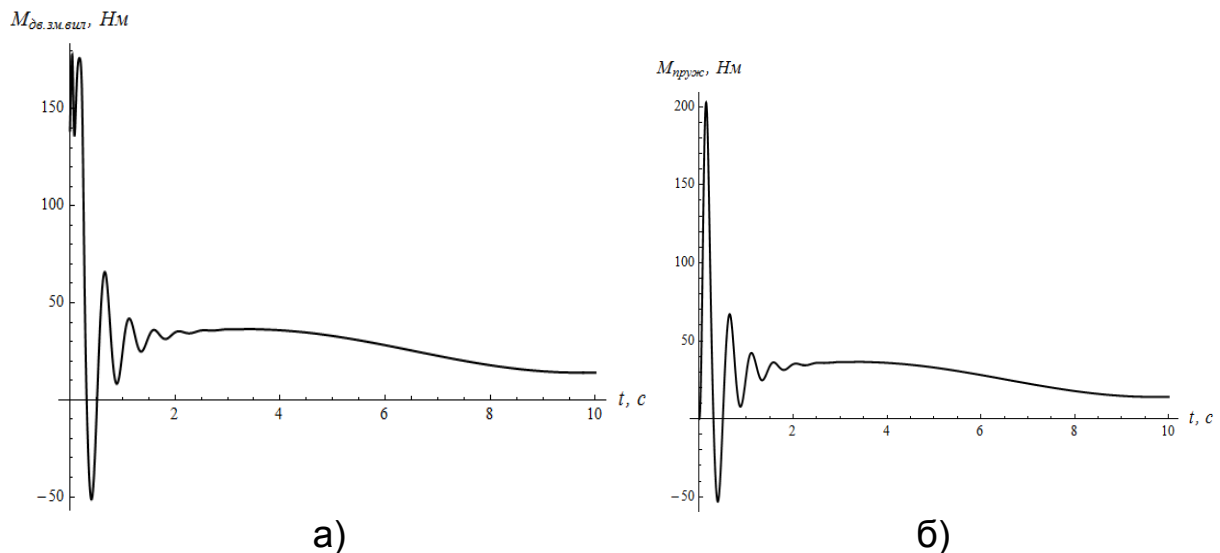


Рис. 4. Графіки динамічних моментів в механізмі зміни вильоту крана: а – момент на валу двигуна; б – момент в пружній муфті.

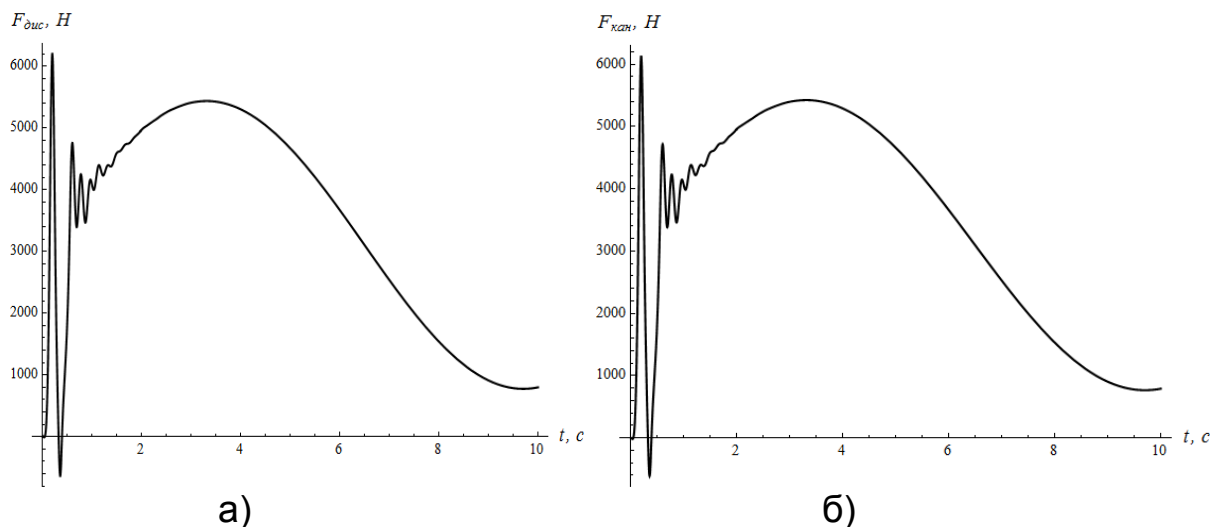


Рис. 5. Графіки динамічних зусиль механізму зміни вильоту: а – зусилля в дисипативному елементі; б – зусилля в тяговому канаті.

Коливання барабана можуть передаватися на металоконструкцію крана, яка також починає коливатися, що є небажаним. Однак за рахунок пружно-дисипативного зв'язку процес коливання триває недовго. Графік лінійної швидкості візка показує, що вона досить швидко досягає номінальних значень.

Висновок. Проведений динамічний аналіз досліджуваного механізму зміни вильоту показав наступні результати. Максимальне значення крутного моменту двигуна складає 178 Нм. Двигун за крутним моментом перевантажується у 2,34 рази. Втрати енергії при пуску системи складають 6980 Дж. Максимальна потужність двигуна складає 12 кВт, перевантаження двигуна за потужністю складає 1,6 рази. Максимальний момент в пружній муфті становить 203 Нм, коефіцієнт динамічності пружної муфти становить 0,81.

Максимальне зусилля в тяговому канаті становить 6135 Н, коефіцієнт динамічності тягового канату складає 2,0. Максимальне зусилля в пружно-дисипативному елементі становить 6200 Н. Максимальне відхилення канату від вертикалі складає 0,96 м. Встановлення приводного барабана з пружно-дисипативним елементом в механізмі зміни вильоту баштового крана дозволяє знизити зусилля в тяговому канаті, а також інтенсивність його зміни у часі, що підвищує довговічність всього механізму.

Список літератури

1. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа. Луганск. Изд-во ВУГУ. 1997. 210 с.
2. Пискунов В. Г., Бузун И. М. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов. Москва. Машиностроение. 1991. 238 с.
3. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 1968. 331 с.
4. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. Москва. Машиностроение. 1969. 206 с.
5. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва. Машиностроение. 1987. 160 с.
6. Григоров О. В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05. Харьков. 1995. 386 с.
7. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. Київ-Миколаїв. РВВ МДАУ. 2004. 286 с.
8. Семенюк В. Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов. Вестник Харьковского государственного политехнического университета. 1999. Вып. 48. С. 48—54.
9. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Москва. Машиностроение. 1969. 520 с.
10. Гайдамака В. Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. Харків. Вища школа. 1988. 141 с.
11. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов. Харьков. ХВКИУ. 1963. 167 с.
12. Смехов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. Москва. Машиностроение. 1975. 239 с.
13. Герасимyak P. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ. 2008. 192 с.
14. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Шумілов Г. В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана. Київ. Компрінт. 2013. 174 с.
15. Лурье А. И. Аналитическая механика. Москва. Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1961. 824 с.
16. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. Солон-Пресс. 2004. 696 с.

References

1. Budikov L. Y. (1997). Multivariable analysis of the dynamics of load-lifting cranes of bridge type. Lugansk. Publishing house WUGU. 210.
2. Piskunov V. G., Boson S. M. (1991). Calculation of crane structures method of finite elements. Moscow. Engineering. 238.

3. Kazak S. A. (1968). Dynamics of overhead cranes. Moscow. Engineering. 331.
4. Komarov M. S. (1969). Dynamics of lifting machines. Moscow. Engineering. 206.
5. Lobov N. A. (1987). Dynamics of load-lifting cranes. Moscow. Engineering. 160.
6. Grigorov A. V. (1995). Improvement of the working characteristics of crane mechanisms: Diss. on competition of scientific degree. Dr. Techn. Sciences: 05.05.05. Kharkov. 386.
7. Loveikin V. S., Chovnyuk Yu. V. , Dickteryk M. G., Pastushenko S. I. (2004). Modeling of dynamics of mechanisms of hoisting machines. Kiev-Nikolaev. RVV NGAU. 286.
8. Semenyuk V. F. (1999). Theoretical determination of the location of the vibration absorbers of the structures gantry cranes. Vestnik of Kharkov State Polytechnic University. Vol. 48. 48-54.
9. Gokhberg M. M. (1969). Metal constructions of lifting-transport machines. Moscow. Engineering. 520.
10. Gaydamaka V. F. (1988). Work of lifting machines with stepless braking. Kharkov. High school. 141.
11. Kowalski B. C. (1963). Hoisting machine. The movement of cranes. Kharkov. HUQUIU. 167.
12. Smekhov A. A., Erofeev N. S. (1975). Optimal control of lifting and transport machinery. Moscow. Engineering. 239.
13. Gerasimjak P. G., Leshchev V. A. (2008). Analysis and synthesis of crane electromech technical systems. Odessa. 192.
14. Loveikin V. S., Tomasevic Y. A., Shumilov G. V. (2013). Optimization of luffing and load hoisting tower crane. Kiev. Comprint. 174.
15. Lurie A. S. (1961). Analytical mechanics. Moscow. State izd-vo fiz.-mat. literature. 824.
16. Dyakonov V. P. (2004). Mathematica 4.1/4.2/5.0 in mathematical and scientific calculations. Moscow. Solon-Press. 696.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ГРУЗА БАШЕННОГО КРАНА

В. С. Ловеикин, Ю. А. Ромасевич, А. В. Стехно

Аннотация. Приведены исследования динамических нагрузок, возникающих в механизме изменения вылета башенного крана с балочной стрелой. Проведен анализ последних исследований и публикаций по данной тематике. Исследование динамических процессов проведены на новой разработанной конструкции приводного механизма изменения вылета, которая за счет упруго-диссипативной связи (пружин и демпферов) позволяет уменьшать динамические нагрузки в исследуемом механизме. Построена динамическая модель движения отдельных приведенных масс исследуемой системы. Для данной динамической модели на основе уравнений Лагранжа второго рода составленные дифференциальные уравнения второго порядка, движения отдельных масс. Для проведения динамического анализа использовано численное интегрирование системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движение системы

во времени. Для исследования динамических процессов использованы основные значения параметров башенного крана КБ-674. В результате численного интегрирования построены графики функций зависимости изменения кинематических, динамических, энергетических характеристик системы во времени при работе двигателя на естественной механической характеристике. Установлен уровень динамической нагруженности элементов механизма изменения вылета башенного крана (привода, тягового каната, колебания груза и т.п.). На основе математического моделирования установлены основные закономерности возникновения и эволюции динамических процессов в исследуемом механизме изменения вылета башенного крана.

Ключевые слова: башенный кран, механизм изменения вылета, динамическая модель, уравнения Лагранжа, нагрузки, электродвигатель

MATHEMATICAL MODELLING OF DYNAMICS OF MOTION CHANGE MECHANISM DEPARTURE OF LOAD OF TOWER CRANE

V. S. Lovejkin, Yu. O. Romasevych, O. V. Stekhno

Abstract. *Researches of dynamic loads that occur in a derricking mechanism of the tower crane with a girder boom are stated in the article. An analysis of recent research and publications of this theme has carried out. The research of dynamic processes with using a new developed construction of drive mechanism has been carried out. The construction reduces the dynamic forces in the investigate mechanism by mean of elastic dissipative connection. A dynamic model of the motion of reduced masses in the system has been designed. Based on Lagrange's equations for the dynamic model have been found the differential equations of motion for reduced masses. The numerical integration of the system of nonlinear differential equations, which describe the motion of the system, has been done. The dynamic parameters of tower crane KB-674 have been used. The plots of kinematic, dynamic, energetic characteristics in the system have been plotted. The level of the dynamic loads in elements of the researched mechanism has been established (drive, rope, load fluctuations, etc.). Based on mathematical modeling have been established the basic principles of the origin and evolution of dynamic processes in the researched derricking mechanism.*

Key words: *tower crane, derricking mechanism, dynamic model, Lagrange's equations, loads, electrical motor*

TECHNOLOGY RECOVERY OF POWER DEVICE OF MACHINES FOR FORESTRY WORK

L. L. Titova, I. L. Rogovskii

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

e-mail: irogovskii@gmail.com

Abstract. *Ways of carrying out technological operations CIP service may be different, they depend on the mechanisms of action of devices and their aggregate forms. For example, oil-soluble devices, such as metalloprotease additives and conditioners, mainly introduced in prepared for loading or preloaded into the machine for forestry contractors fuel and lubricants. Powder devices (demetallized, geomodifiers) can be injected directly into the friction zone (spark plug hole, rolling bearings, etc.). In the case of polymer-containing devices sometimes use a special method of treatment – the introduction of aerosols into the fuel-air mixture.*

The most progressive system of in-place service depending on the technical condition of machines for forestry work in which the need for a particular impact is assessed on the basis of the results of technical diagnostics. In this case, you can either choose preventive medications, milder, or preparate that provides a more intense effect on the friction connections and assemblies of machines for forestry work.

In some cases, the need to use the repair caused by devices and other reasons (compulsory), for example, participation in competitions, races or any other non-standard tests (autogenically tuning).

Key words: *recovery machine, preparate, method, system, technology*

Introduction. Currently there are two main application systems technology CIP recovery, and in General undertake all the technical service and repair of machines for forestry work:

- preventive;
- depending on the technical state of the object.

Preventive system maintenance depending on the developments for a long time existed. This service system focused mainly on the prevention of high intensity wear and failures, but its application is not always economically justified.

Formulation of problem. Ways of carrying out technological operations CIP service may be different, they depend on the mechanisms of action of devices and their aggregate forms.

For example, oil-soluble devices, such as metalloprotease additives and conditioners, mainly introduced in prepared for loading or preloaded into the machine for forestry contractors fuel and lubricants. Powder devices (demetallized, geomodifiers) can be injected directly into the friction zone (spark plug hole, rolling bearings, etc.). In the case of polymer-containing devices sometimes use a special method of treatment – the introduction of aerosols into the fuel – air mixture.

The most progressive system of in-place service depending on the technical condition of machines for forestry work in which the need for a particular impact is assessed on the basis of the results of technical diagnostics. In this case, you can either choose preventive medications, milder, or devices that provides a more intense effect on the friction connections and assemblies of machines for forestry work.

In some cases, the need to use the repair caused by devices and other reasons (compulsory), for example, participation in competitions, races or any other non-standard tests (autogenically tuning).

Repair-and-renewal preparations can also be used as a subsidiary CIP funds for seasonal maintenance and in some other cases.

Analysis of recent research results. Depending on the problem being solved (the technical condition of machines for forestry work, conditions and expected results) by modern science offers a range of exclusive technologies CIP service, including the process of continuous operation, which is equally important. The main ones are [1–7]:

1. The indiscriminate diagnosis of systems and components of machines for forestry work.
2. Break-in period (run-in) units of new or repaired machines for forestry work.
3. Purification systems of machines for forestry work.
4. Prevention of wear and maintenance of components of machines for forestry work.
5. Autogenically engine tuning.
6. The technology of non-recovery surfaces.

All these technologies are primarily aimed at restoring a functioning state of the art, including by restoring worn surfaces to the nominal or repair size.

Purpose of research. To formulate analytical provision of substantiation of the technology recovery power plant of machines for forestry work.

Results of research. The whole process of wear parts, as well as general functioning of the connection or the entire machine overhaul can be divided in time into three characteristic period:

- extra products,
- normative work (the established, the deterioration process),

– emergency operation (catastrophic wear).

The use of repair-regenerative preparations allows to recover a number of indicators of the processed object and thereby raise (extend) its resource (Fig. 1).

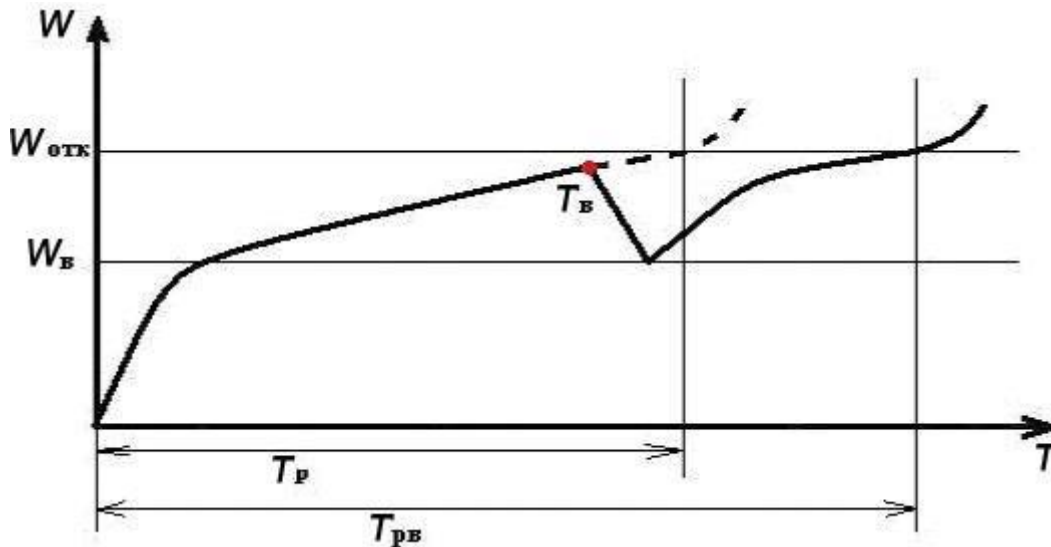


Fig. 1. The overhaul cycle of the equipment in terms of repair and rehabilitation technologies: W_{OTK} – indicators of the onset of the unhealthy condition (failure) object W_B – data recovery after CIP, T_B – point of non-recovery, T_P – resource object in normal operating conditions, T_{PB} – resource object after applying the repair products.

Below are some General requirements to the use of devices for non-recovery of the engine.

The first stage. Assessment of the technical condition of the engine.

The diagnosis is one of the most important elements CIP service vehicles, which includes determining the technical condition of the car, revealing the hidden faults in its units, and systems without disassembly, and on the basis of the results, justification of a particular method of impact (application of certain of the repair technology).

For these purposes, can be used in stationary, mobile, portable, and embedded onboard diagnostics. Stationary diagnostics tools designed to control large number of parameters (up to 150 or more) at stations of technical control, repair shops and shops and farms.

For General diagnostics of machines for forestry work, forestry tractors and other vehicles it is possible to apply a portable kit KI 13901 placed in the suitcase dimensions 520×350×220 mm, weight 19 lbs. Kit KI-13905 is designed for in-place diagnostics of tractors (at-3) and self-propelled machines. It is located in the back of the van. Stationary set KI 5308A is used for diagnosis of tractors and combines in the

workshops of the enterprises with a large Park and can be located in the specially equipped area.

During diagnosis, check the condition of the candle. Identified malfunctioning or causing fears of a candle (burning or erosion of the electrodes, cracks or destruction of the insulator), of course, replaced with new.

It is known that certain groups of the reducing agent due to the peculiarities of functioning in the same conditions can show their maximum quality and be less effective in another third can be useless and sometimes even harmful. Especially, if they violated the guidelines for their application or if they are being misused.

Erosion (lat. erosio – corrosion) is the process of breaking the surface of the part (structure) under the action of the external environment. Erosion depending on an external factor, her calling, decided to subdivide the gas, cavitation, abrasive and EDM, or galvanic corrosion.

The condition of the cylinder group can determine pneumotextured TO-272M air flow to the cylinder being diagnosed. The pressure drop at the throttle characterized the technical condition of the cylinder. The pressure supplied to the instrument air is 0.25...0,08 MPa, air consumption 1.6 m³/h.

The easiest way to determine the technical condition of the cylinder group of the engine of machines for forestry work is the measurement of compression – the maximum pressure developed in the cylinder at the end of the compression stroke (Fig. 2).



Fig. 2. Measurement of compression in the engine cylinder: (reading compression K = 1.2 MPa).

In order to determine the value of compression in the engine, you need to purchase a compression gauge: stamp ICC-1MB, 179 NF4, MT-1, model 88801 (for petrol engines) or model KI-5973 (for diesel).

For petrol engines, the required compression pressure gauge with a measurement range compression $K = 0...1.6$ MPa, for diesel engines $K = 0...4.0$ MPa.

Normative values of compression are presented in table. 33, while its values in the different cylinders should not differ by more than 0.1 MPa for gasoline engines and 0.2 MPa for diesel engines.

Currently, some domestic and foreign companies produced special indicator tests, designed to conduct rapid research motor oil, for example, patented in Germany product MOTOR check UP, which you can use to establish the presence of soot in the oil, water, fuel or antifreeze.

The indicator is made from a special type of paper used in the manufacture of electronic chips, which is further treated with special inorganic composition. This impregnation contributes to a more precise formation of borders between the rings.

The method of conducting such a study is quite simple. Engine machinery for forestry works should be warmed up to operating temperature, and then silence. Before testing to remove marked protective strip of paper. Then remove from crankcase control oil dipstick and hold it at a distance of 3...5 cm from the test plate, to apply one drop of motor oil in its middle (Fig. 3).



Fig. 3. Experienced application of tracer test for engine oil.

To put the test on a horizontal surface protected from moisture and give the drop to be completely absorbed without allowing it to glass control. The total time required for image formation at room temperature is from 2 to 15 minutes, depending on the States of the engine oil. For more "old" oil the process of complete formation of (manifestation) image longer and can take up to 45 minutes.

Oil mixture entering the filter cotton the surface of the indicator, slowing the spread of oil stains between the fibers, divided into more

simple components, which, depending on their volatility are distributed at different distances from the location (epicenter) applying drops.

After the sample oil will completely melt and will be absorbed into the paper, formed of up to four concentric rings (Fig. 4).

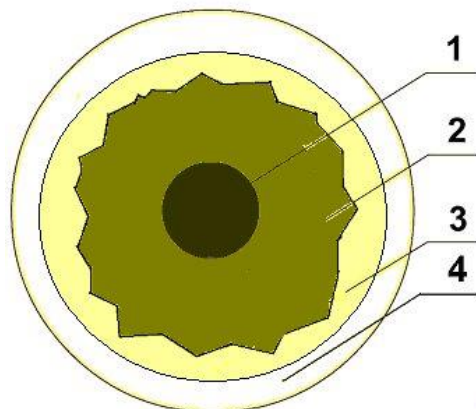


Fig. 4. The scheme of the imprint of the oil drip samples: 1 – soot or mechanical impurities (anti-friction additives), 2 – base base oil, 3 – water (or glycol), 4 – fuel.

The main stage of this research is the identification of concentric circles color intensity, estimation of their diameters and the comparison image with reference chart images.

Color interior (very dark) round 1 using a special scale is determined by the amount of soot and other contaminants in the oil. Excessive soot can be caused by incorrect adjustment of the fuel injection system, which leads to incomplete combustion. The consequences of this accumulation of soot on the valves and pistons, which deteriorates the heat transfer, increase fuel consumption and, consequently, leads to increased wear of engine parts. By the way, most anti-friction additives and modifiers, such as graphite, metal powders, diamonds, polymers, etc., also fall in the Central circle and will be identified as pollution.

The second circle on the indicator 2 describes the basic fundamentals of motor oil is oxidation and aging. The operation of the engine with the oil leads to increased fuel consumption, loss of engine performance, reduction of compression.

The outer contour of the second circle describes the presence of oil and condensate and/or antifreeze. The straight line indicates the absence of water in the oil. If the profile 3 of the zigzag (in this case outside the path can still be formed an additional yellow ring), then the oil is moisture. If the ring is small size – it is a simple condensation, which generally should not cause serious concern, but if large in size, it means the presence of oil and antifreeze. His appearance indicates defects of

the head gasket cylinders and other seals, as well as possible corrosion in the cooling system.

Moisture in lubricants leads not only to a significant reduction of their operational properties, but also to the intensification of corrosion processes in friction joints of the engine.

The presence of an external (light) ring of 4 indicates the presence in the engine oil fuel. It says incorrect adjustment of the injection system, incorrect ignition or some other defects. The presence of fuel in the engine oil leads to a decrease in lubricating properties of oil, and therefore to increased wear of the cylinder group.

Thus, contact lubricants, fuel, moisture, and the occurrence of oxidative processes in the work significantly reduce their stability. Surfactants reducing agents lose their properties, react with moisture and fuel, resulting in not only reduced their efficiency, but deteriorate the tribological properties of the base lubricants.

Thus, in Fig. 5 presents a sample semi-synthetic engine oil LjL Super 10 W-40 SG/CD after a run of 600 Moto hours taken and the total mileage 6900 moto hours.

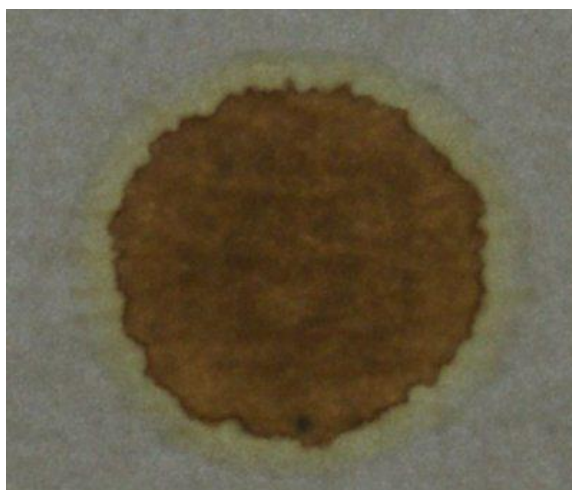


Fig. 5. Fingerprint samples of the engine oil after developments of machines for forestry work 600 hours moto.

On the print you can see the three characteristic fields (concentric circles). The internal field is uniform in color, without the presence of soot and solid impurities. Outer circumference with blurred zigzag edges, indicates the presence in the sample of oil water but in a small amount, most likely it's condensation of atmospheric moisture. The field basics oil has a brown color, indicating the acceptable quality level of engine oil, ie it can still be operated, roughly 150...200 moto hours. Traces of fuel in oil (the presence of another outer circle white color) is not detected.

For ease of monitoring samples and systematization of the data obtained on the test sheet, a line for entering the control records about

the diagnosed machine for forestry work (experience, type of oil, replacement time, etc.) (Fig. 6).

Результат анализа			Состояние	
Смазка	хороший	средний	плохой	
Вода				
Топливо				

☐ Замена масла необходима ☐ да ☐ нет

Пробег (км) _____
 Сорт масла _____
 Время работы масла _____

MOTOR CHECKUP

Fig. 6. The imprint of drops of engine oil on the test paper with columns for entering the control records.

Evaluation tables drawn up only for petrol and diesel engines and cannot be used to assess the quality biomotorai oil, and in the case of the use of biofuels (especially biodiesel).

Before the introduction of reducing agents in lubricants, you must also check the condition of the seals of the restored unit.

The main condition for long and reliable operation of the units is in good condition sealing devices (gaskets) and of different protective covers. Significant loss of oil (leak) can lead to the removal of components of the reductant and decrease the expected results of exposure.

The second stage. Purification systems of machines for forestry work. To clean the lubrication, fuel and cooling systems, special cleaners, replace air, fuel and oil filters, and then refilled with fresh motor oil to the lower level (dipstick – gauge), leaving part of the oil preparation of the composition with a reducing agent and subsequent topping up and replace antifreeze if necessary. Not recommended for cleaning of engine oil system of machinery for forestry work flushing oils, as this leads to reduce the quality then fill the engine oil.

The third stage. Preparation and processing of the engine. Operation of non-recovery of internal combustion engines most advantageously carried out at stations of technical service of machines for forestry work, where experts monitor the process of treatment with

complete diagnosis of the engine and ensure the correct use of the device. However, in view of sufficient simplicity, the treatment process can be carried out both on the motor company, and in an ordinary garage (for Parking) and even on the road.

Before the introduction of the devices should have a temperature not below 20 °C for complete removal from the packaging and ease of administration.

Strictly forbidden them heated on an open fire, stove, etc. for these purposes, they can be soaked in a warm place, under running hot water or air. Immediately before administration vial (tube, bottle, canister) with the additive or additives should be thoroughly shaken for 2...3 minutes.

The resulting composition is a lubricant (oil) and the device mix thoroughly for 3...4 minutes and then introduce to the engine or prepared in advance the necessary amount of engine oil. The operation for the introduction of Teflon preparations should be on a cold engine to minimize the possibility of premature polymerization of during pouring. After the injection, start the engine and to carry out a test run or leave it in working condition at least 30 minutes.

Conclusions. Processed machine for forestry work it is necessary to exploit to achieve higher technical and economic indicators as the best results from treatment are achieved, the operating time of 1500 moto-hours. Moreover, during long-term storage components of the reducing agent can delaminate deposited in the wrong place, the formed coating to be corroded etc So if intensive use of machines for forestry work in the winter is not planned, it is better to postpone the recovery of CIP in the spring. You should not increase the manufacturer's recommended dosage of devices administered, which can lead to the opposite result.

References

1. *Titova Lyudmila, Rogovskii Ivan.* (2015). Improving the recovery efficiency of machines for forestry work. *Motrol: Motorization and power industry in agriculture.* Lublin. T. 17. No 3. 297-310.
2. *Nadtochiy O. V., Rogovskii I. L., Titova L. L.* (2016). Model of pattern recognition parameters of the technical condition of machines for forestry operations. *Technical services agriculture, forestry and transportation systems.* No 6. 8-15.
3. *Titova L. L., Rogovskii I. L.* (2016). Simulation model of the restoration of cars for forestry works. *Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko.* Kharkov. Vol. 178. 77-84.
4. *Titova L. L., Rogovskii I. L.* (2016). Functionality of system restore machinery for forestry works. *Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko.* Kharkov. Vol. 178. 100-106.
5. *Voytyuk V. D., Rogovskii I. L.* (2016). Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. *Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK.* Kiev. Vol. 251. 400-409.

6. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 426-433.
7. Rogovskii I. L. (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 254. 424-431.

Список літератури

1. *Тимова Людмила, Роговський Іван.* Совершенствование системы восстановления работоспособности машин для лесотехнических работ. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2015. Т. 17. №3. Р. 297—310.
2. *Надточій О. В., Роговський І. Л., Тимова Л. Л.* Модель розпізнавання образів параметрів технічного стану машин для лісотехнічних робіт. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. № 6. С. 8—15.
3. *Тимова Л. Л., Роговський І. Л.* Імітаційні моделі відновлення працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2016. Вип. 178. С. 77—84.
4. *Тимова Л. Л., Роговський І. Л.* Функціональні можливості системності відновлення працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2016. Вип. 178. С. 100—106.
5. *Voytyuk V. D., Rogovskii I. L.* Analytical model of parallel complex system of machinery of planting. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400—409.
6. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 426—433.
7. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424—431.

ТЕХНОЛОГІЯ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тимова, І. Л. Роговський

Анотація. *Способи проведення технологічних операцій безрозбірного сервісу можуть бути різними, вони залежать як від механізмів дії препаратів, так і від їх агрегатної форми. Наприклад, оливорозчинні препарати, такі як металоплакуючі присадки і кондиціонери, в основному вводяться в приготовані до заправки або вже заправлені в машину для лісотехнічних робіт паливно-мастильні матеріали. Порошкові препарати (реметалізанти, геомодифікатори) можуть вводитися безпосередньо в зону*

тертя (свічкові отвори, підшипники кочення і т.д.). У разі застосування полімервмісних препаратів іноді використовують метод спеціальної обробки – введення аерозолів в паливно-повітряні суміші.

Найбільш прогресивна це система безрозбірного сервісу в залежності від технічного стану машин для лісотехнічних робіт, при якій необхідність того або іншого впливу оцінюється на підставі результатів технічної діагностики. У цьому випадку можна вибирати або профілактичні препарати, більш м'якої дії, або препарати, що забезпечують більш інтенсивний вплив на тертьові з'єднання і агрегати машин для лісотехнічних робіт.

В окремих випадках необхідність у застосуванні ремонтно-відновлювальних препаратів зумовлена низкою інших причин (примусових), наприклад, участю в нештатних випробуваннях (хімічний тюнінг).

Ключові слова: відновлення, машина, препарат, спосіб, система, технологія

ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Титова, И. Л. Rogovskiy

Аннотация. Способы проведения технологических операций безразборного сервиса могут быть различными, они зависят как от механизмов действия препаратов, так и от их агрегатной формы. Например, маслорастворимые препараты, такие как металлоплакирующие присадки и кондиционеры, в основном вводятся в приготовленные к заправке или уже заправленные в машину для лесотехнических работ топливно-смазочные материалы. Порошковые препараты (реметаллизанты, геомодификаторы) могут вводиться непосредственно в зону трения (свечные отверстия, подшипники качения и т. д.). В случае применения полимерсодержащих препаратов иногда используют метод специальной обработки – введение аэрозолей в топливно-воздушные смеси.

Наиболее прогрессивна система безразборного сервиса в зависимости от технического состояния машин для лесотехнических работ, при которой необходимость того или иного воздействия оценивается на основании результатов технической диагностики. В этом случае можно выбирать либо профилактические препараты, более мягкого действия, либо препараты, обеспечивающие более интенсивное воздействие на трущиеся соединения и агрегаты машин для лесотехнических работ.

В отдельных случаях необходимость в применении ремонтно-восстановительных препаратов обусловлена и рядом других причин (принудительных), например, участием в нештатных испытаниях (химический тюнинг).

Ключевые слова: *восстановление, машина, препарат, способ, система, технология*

УДК 631.31:64

АНАЛІЗ СИСТЕМ І СТРАТЕГІЙ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ТА ЇХ СКЛАДОВИХ ЧАСТИН

Д. Ю. Калініченко, здобувач*

І. Л. Роговський, кандидат технічних наук

e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Ефективність використання зернозбиральних комбайнів безпосередньо залежить від способів і методів підтримання їх у стані технічної справності на необхідному рівні, чого на практиці сприяють різні форми організації систем технічного обслуговування. Існуючі на даний момент форми і методи організації ТО зернозбиральних комбайнів в Україні і за кордоном можна звести до трьох основних стратегій. Будь-який механізм зернозбиральних комбайнів складається з великого числа допусків, починаючи від моменту проектування і конструювання (проектно-конструкторські допуски), виробництва (виробничо-технологічні) і закінчуючи допусками при експлуатації (експлуатаційні), а також під час ТО, які виконуються різними по кваліфікації фахівцями. Так як на практиці не може існувати абсолютно однакових процесів експлуатації, то не існує і двох абсолютно однакових механізмів їх реалізації. До найбільш значущих чинників, який впливає на експлуатаційні характеристики зернозбиральних комбайнів є умови виготовлення, умови зберігання, умови транспортування, умови експлуатації, технічне оснащення і кваліфікація обслуговуючих працівників, номенклатура і якість вироблених обслуговуючих впливів.*

Ключові слова: *аналіз, система, стратегія, технічне обслуговування, зернозбиральний комбайн*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський, 2017

В отдельных случаях необходимость в применении ремонтно-восстановительных препаратов обусловлена и рядом других причин (принудительных), например, участием в нештатных испытаниях (химический тюнинг).

Ключевые слова: *восстановление, машина, препарат, способ, система, технология*

УДК 631.31:64

АНАЛІЗ СИСТЕМ І СТРАТЕГІЙ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ТА ЇХ СКЛАДОВИХ ЧАСТИН

Д. Ю. Калініченко, здобувач*

І. Л. Роговський, кандидат технічних наук

e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Ефективність використання зернозбиральних комбайнів безпосередньо залежить від способів і методів підтримання їх у стані технічної справності на необхідному рівні, чого на практиці сприяють різні форми організації систем технічного обслуговування. Існуючі на даний момент форми і методи організації ТО зернозбиральних комбайнів в Україні і за кордоном можна звести до трьох основних стратегій. Будь-який механізм зернозбиральних комбайнів складається з великого числа допусків, починаючи від моменту проектування і конструювання (проектно-конструкторські допуски), виробництва (виробничо-технологічні) і закінчуючи допусками при експлуатації (експлуатаційні), а також під час ТО, які виконуються різними по кваліфікації фахівцями. Так як на практиці не може існувати абсолютно однакових процесів експлуатації, то не існує і двох абсолютно однакових механізмів їх реалізації. До найбільш значущих чинників, який впливає на експлуатаційні характеристики зернозбиральних комбайнів є умови виготовлення, умови зберігання, умови транспортування, умови експлуатації, технічне оснащення і кваліфікація обслуговуючих працівників, номенклатура і якість вироблених обслуговуючих впливів.*

Ключові слова: *аналіз, система, стратегія, технічне обслуговування, зернозбиральний комбайн*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський, 2017

Постановка проблеми. Ефективність використання зернозбиральних комбайнів безпосередньо залежить від способів і методів підтримання їх у стані технічної справності на необхідному рівні, чого на практиці сприяють різні форми організації систем технічного обслуговування (далі – ТО).

Аналіз останніх досліджень. Існуючі на даний момент форми і методи організації ТО зернозбиральних комбайнів в Україні і за кордоном можна звести до трьох основних стратегій [1–9]:

1. Hard time maintenance (планове технічне обслуговування) деталей, вузлів, агрегатів зернозбиральних комбайнів призначається за встановлений з напрацюванням межами, після якого виконується регламентне ТО.

2. On condition (за станом) – суть даної стратегії підтримки техніки в справному стані полягає в періодичному або безперервному вимірі контрольованих параметрів, відхилення яких від номінальних можуть свідчити про несправності агрегатів зернозбиральних комбайнів. При цьому немає жорстких обмежень щодо напрацювання, так як рішення щодо подальшої експлуатації приймається за результатами технічного контролю.

3. Condition monitoring (за станом з контролем рівня надійності) – в основі лежить комплекс заходів з управління надійністю (аналіз відмов, конструктивні зміни, зміни в технології ТО робіт тощо). При даному підході зернозбиральний комбайн знімається з експлуатації в разі відмови.

Мета досліджень – узагальнити та виконати аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин.

Результати досліджень. Прийнята в Україні планово-попереджувальна система технічного обслуговування (ППС ТО) зернозбиральних комбайнів має високий рівень управління ТО. Вона відповідає наведеній вище стратегії Hard time maintenance і являє собою комплекс організаційно-технічних заходів, що проводяться за планом і спрямованих на забезпечення працездатності та технічної справності зернозбиральних комбайнів протягом усього терміну їх служби, при дотриманні зазначених умов і режимів експлуатації.

Згідно з регламентом ППС ТО, для попередження відмов технологічні операції виконуються тільки за ТО, а періодичність впливів з поточного ремонту (ТР) при цьому не планується, так як відмови носить імовірнісний характер.

Однак, як показує практика, дані принципи ППС ТО не завжди працюють досить ефективно, оскільки в реальних умовах експлуатації про чітко лінійні залежності між технічним станом зернозбиральних комбайнів і агрегатів, та строком експлуатації або

напрацюванням на відмову можна говорити лише при корозійних або ерозійних процесах, або при втомному зношуванні.

Як показує досвід авторських досліджень, необґрунтоване розбирання сполучень, здійснюване в процесі відновлення працездатності, що скорочує реальний міжремонтний період механічних систем виробу в середньому на 15-30%, і це призводить до скорочення ресурсу виробу від 25,0 до 38,5%.

Згідно авторських досліджень, які ґрунтуються на аналізі статистичних даних про надійність зернозбиральних комбайнів, певна номенклатура відмов двигунів і замін деталей повторюється. Крім того, при виборі стратегії очікування відмови в значній мірі збільшуються витрати на підтримку працездатності зернозбиральних комбайнів.

За хронометражними спостереженнями означено, що надходять в ремонт двигуни зернозбиральних комбайнів до 80% деталей мають допустимі для експлуатації зноси. Число придатних елементів у зернозбиральних комбайнів, задіяних у виробничому циклі виробництва продукції рослинництва, в середньому досягає 60...65%.

На технічний стан механізму зернозбиральних комбайнів впливає час його експлуатації, проте залишковий ресурс механізму не повинен визначатися лише цим чинником, тому що цей фактор часто є малозначним.

Будь-який механізм зернозбиральних комбайнів складається з великого числа допусків, починаючи від моменту проектування і конструювання (проектно-конструкторські допуски), виробництва (виробничо-технологічні) і закінчуючи допусками при експлуатації (експлуатаційні), а також під час ТО, які виконуються різними по кваліфікації фахівцями. Так як на практиці не може існувати абсолютно однакових процесів експлуатації, то не існує і двох абсолютно однакових механізмів їх реалізації. До найбільш значущих чинників, який впливає на експлуатаційні характеристики зернозбиральних комбайнів є:

- умови виготовлення;
- умови зберігання;
- умови транспортування;
- умови експлуатації;
- технічне оснащення і кваліфікація обслуговуючих працівників;
- номенклатура і якість вироблених обслуговуючих впливів.

Саме тому надходять на ТО вузли і агрегати при експлуатації в однаковому часовому проміжку мають нерівні залишкові ресурси і, як наслідок, одночасне їх ТО недоцільне. Крім того, ППС ТО є досить витратною формою ТО, так як частіше за все стимулюється

відрядною системою оплати праці. Отже, як керівники підприємств по техобслуговуванню зернозбиральних комбайнів, так і безпосередні виконавці зацікавлені у великих обсягах ТО впливів, що є суттєвою перепорою для впровадження нових підходів до даної системи ТО.

Коли настає епоха ринкової економіки з появою власників ситуація навколо поглядів на ТО зернозбиральних комбайнів змінюється. Керівники підприємств, після оцінки позитивних і негативних сторін планово-попереджувальної системи, починають шукати способи зниження витрат на ТО зернозбиральних комбайнів підприємства, беручи до уваги, що величина цих витрат має бути обґрунтованою з технічної та економічної точки зору. Як наслідок, виникає необхідність у переході на більш досконалий різновид ТО, який частково вже застосовується на підприємствах ряду галузей промисловості – ТО за фактичним технічним станом (відповідає «On condition» у наведеній вище класифікації стратегій). Даний вид ТО є найбільш виправданим варіантом при виборі стратегії, оскільки базується на змінному обсязі робіт в залежності від технічного стану вузлів і агрегатів. Як відомо при впровадженні ТО зернозбиральних комбайнів за фактичним технічним станом, економічний ефект може досягати 30% від загальної вартості парку техніки. ТО за фактичним технічним станом широко застосовується у сферах експлуатації авіаційної техніки і морського транспорту.

ТО, в основі якого лежать принципи серійного виробництва і характеризується широким використанням типових технологічних процесів, називається централізованим ТО по технічному стану (далі – ЦТОТС). Його суть полягає в наступному: за результатами діагностування, яке проводиться або до зняття агрегату з зернозбиральних комбайнів перед його відправкою на ТО, або на випробувальному стенді (при прийманні агрегату на ТО), призначається один із заздалегідь розроблених на підприємстві технологічних маршрутів ТО (комплексів ТО робіт). Як наслідок, відбувається деяке збільшення обсягів розбирально-складальних робіт, із-за невідповідностей виявленого поєднання дефектів агрегату та номенклатури робіт технологічного маршруту ТО, по якому направляється даний агрегат. Однак дане збільшення обсягів компенсується скороченням обсягу контрольно-діагностичних операцій, оскільки при цьому не потрібно виявляти всі дефекти агрегату, а лише досить локалізувати або встановити відсутність тільки тих дефектів, які будуть визначати технологічний маршрут ТО.

Невід'ємною ланкою процесу діагностування є людина (оператор-діагност). Ефективність ЦТОТС значною мірою залежить від застосовуваних методів і засобів технічного діагностування,

однак, якими б застарілими або сучасними вони не були, найслабшою ланкою в людино-машинній системі є людина. Саме тому, на етапі діагностування неминучі значні за величиною помилки 1-го роду («помилковий дефект») і 2-го роду («пропуск дефекту») і, як наслідок, помилка маршрутизації при розподілі за ТО. Фактори, що впливають на постановку правильного діагнозу оператором-діагностом на етапі діагностування агрегатів зернозбиральних комбайнів при їх ЦТОТС представлені на рис. 1.

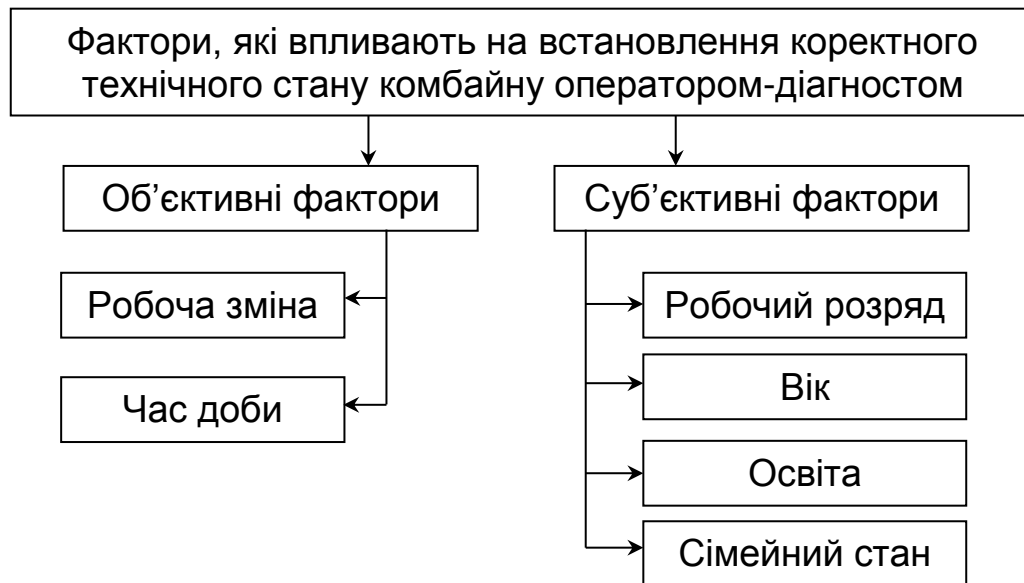


Рис. 1. Фактори, які впливають на встановлення коректного технічного стану комбайну оператора-діагноста при ЦТОТС.

Схема технологічного процесу ЦТОТС при одноетапному контролі представлена на рис. 2, де кожен вхід на ТО агрегат, який характеризується поєднанням наявних у них дефектів (q -м) з безлічі Q ($q = 1, \dots, Q$), за результатами діагностування розподіляється на k -й ТО з безлічі K ($k = 1, \dots, K$), при цьому $K < Q$, тому по одному технологічному маршруту ТО можуть бути спрямовані агрегати з подібними поєднаннями виявлених дефектів. Відповідно до призначеними технологічними маршрутами ТО, агрегати направляють на спеціалізовані робочі місця (далі – СРМ) (R безліч, $r = 1, \dots, R$), яких достатньо, щоб виконати річний обсяг робіт підприємства, крім того на одному СРМ може виконуватися кілька технологічних маршрутів ТО. При одноетапному контролі за виникнення помилок 1-го і 2-го роду до 28% агрегатів зернозбиральних комбайнів поверталися з робочих місць назад на діагностування. Для підвищення достовірності розпізнавання технічного стану зернозбиральних комбайнів, що ремонтується агрегату і правильності призначення технологічного маршруту ТО,

ввів додаткові контрольно-діагностичні операції безпосередньо в процес розбирання агрегату (операційний контроль розбирального процесу), що призвело до зниження повернення агрегатів з робочих місць до 18% і скорочення втрат від виконання зайвих і повторних робіт ТО.

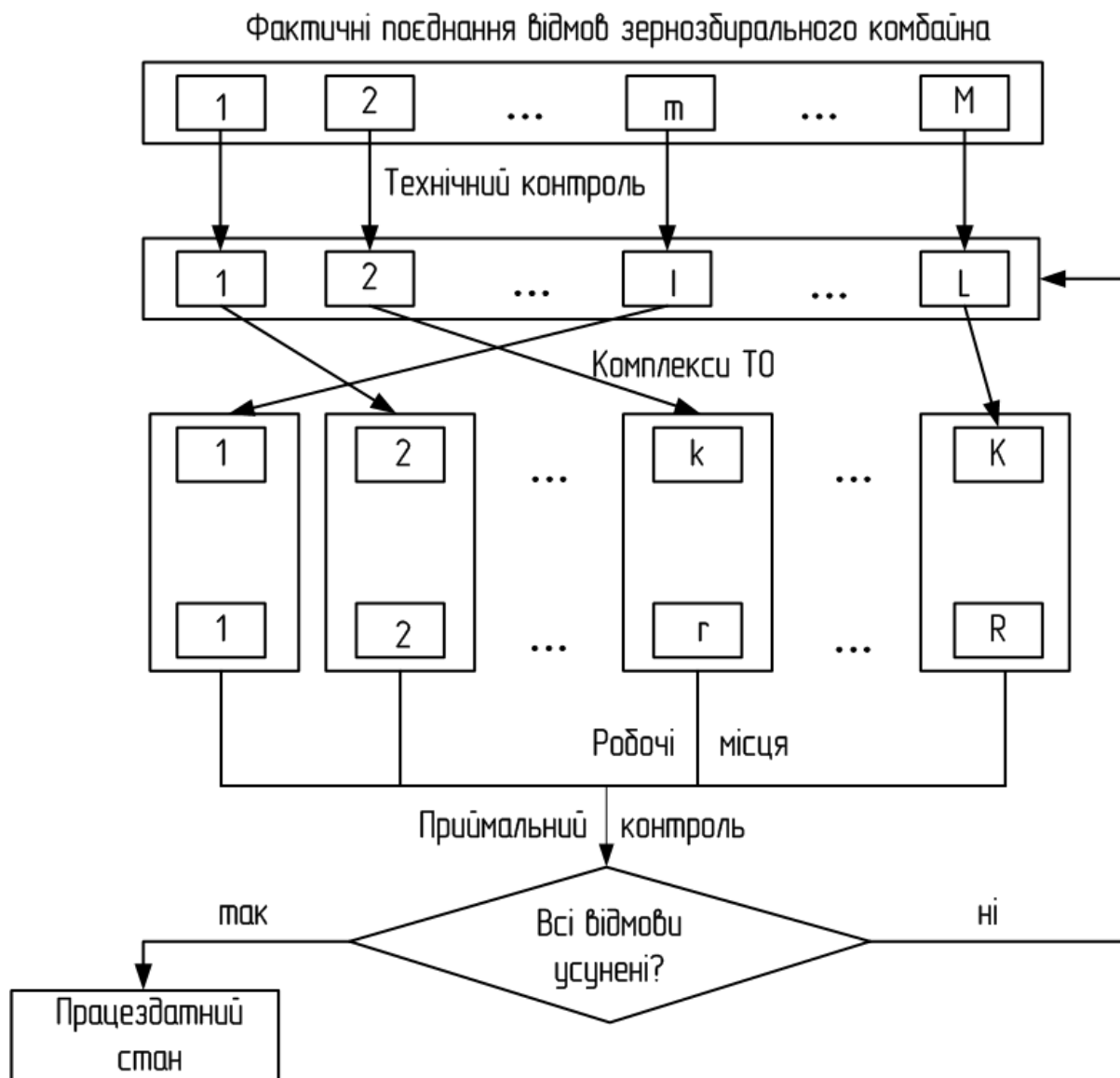


Рис. 2. Схема технологічного процесу ЦТОТС агрегатів зернозбиральних комбайнів при одноетапному контролі.

Схема ЦТОТС агрегатів зернозбиральних комбайнів при багатоетапному контролі представлена на рис. 3. Крім того, на етапі діагностування з'являється можливість локалізувати дефекти, які принципово не піддаються виявленню при діагностуванні. Часткове розбирання агрегату сприяє більш точному визначенню його технічного стану, що дозволяє виключити спотворення впливу структурних параметрів на даний діагностичний параметр.

Наприклад, визначаються пневмотестером значення витоків стисненого повітря, будуть залежати тільки від зазорів між компресійними кільцями і стінками канавок поршнів, а також юбками поршнів і гільзами циліндрів. Однак, при пневмотестуванні на етапі діагностування (коли двигун в зборі), неможливо виключити вплив на цей параметр дефектів прокладки головки циліндрів і нещільності клапанів.

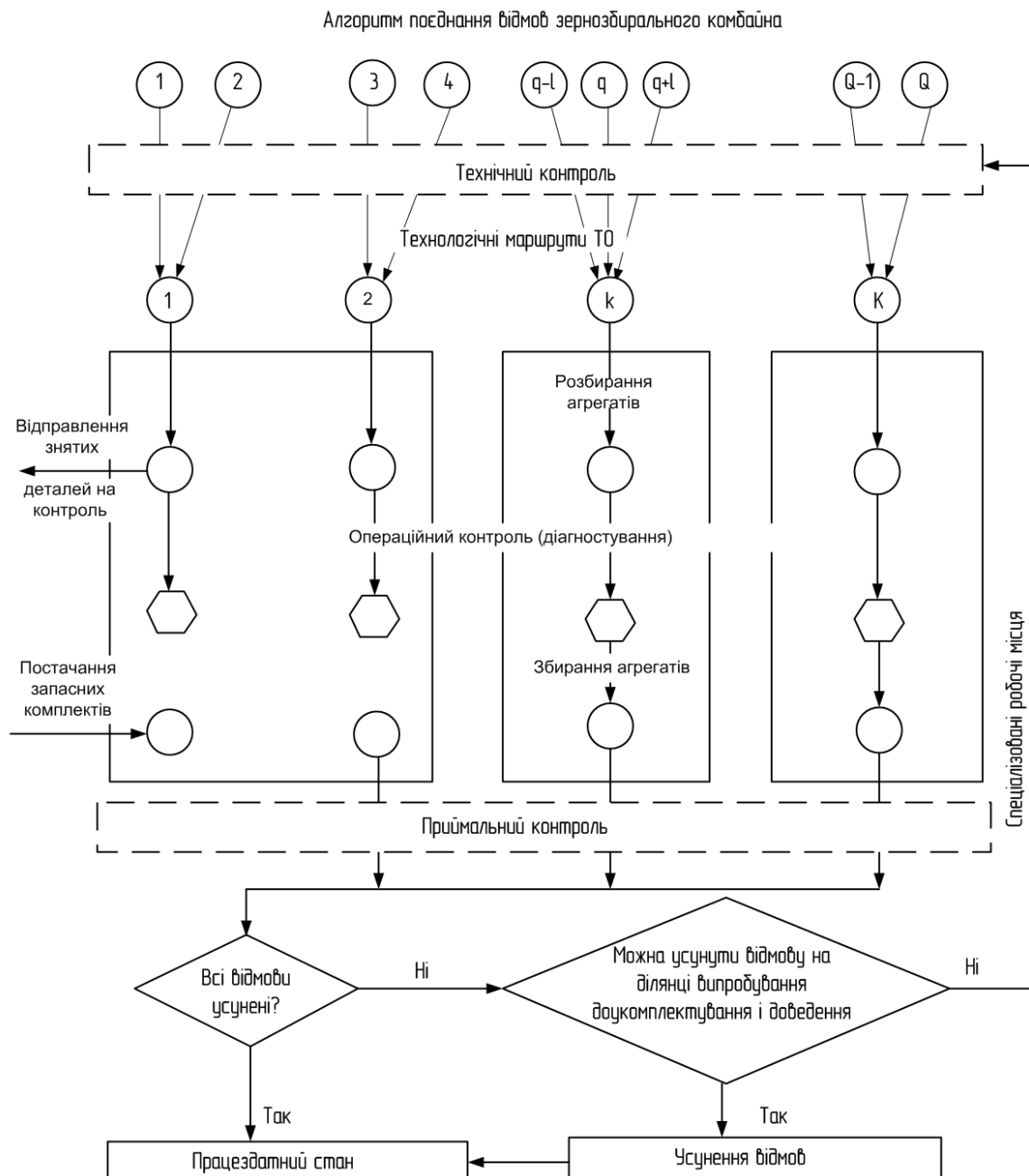


Рис. 3. Схема технологічного процесу ЦТОТС агрегатів зернозбиральних комбайнів при багатоетапному контролі.

Під час розбирання агрегатів виконується діагностування, за результатами якого підтверджується правильність призначення

контрольно-регулювальних робіт. У разі якщо технологічний маршрут ТО призначений правильно, то виконуються всі розбирально-складальні роботи, передбачені даним маршрутом, після чого агрегат направляють у приймальний контроль, де він проходить обкатку і випробування. В іншому випадку за результатами діагностування агрегат перенаправляють на відповідний маршрут, який виконується на цьому ж робочому місці (штрихова лінія) або на іншому (штрихпунктирна лінія). При цьому відповідно до виконуваних маршрутом ТО, зняті з агрегату деталі направляють на дефектацію, а безпосередньо на робочі місця подають необхідні для ТО комплекти деталей. Подальше відновлення деталей після дефектації проводиться на спеціалізованих ділянках ТО.

В разі виявлення дефектів агрегатів на етапі приймального контролю, вони або усуваються, якщо це технічно неможливо чи економічно доцільно, на ділянці по випробуванню, докомплектування і регулювання агрегатів, або агрегат направляють на повторне ТО. Якщо агрегат відповідає технічним умовам на прийом, то його відправляють на склад готової продукції чи на видачу замовнику.

Технічна база ЦТОТС ґрунтується на взаємозв'язку між контрольованими параметрами, що характеризують технічний стан зернозбиральних комбайнів ТО, і дефектами, що мають певні діагностичні ознаки, які змінюються по мірі розвитку дефектів. Інакше кажучи, більшість знайдених дефектів, що виникають в агрегаті, пов'язані з певними діагностичними ознаками і параметрами, які сигналізують про присутність несправностей, що сприяють відмові агрегату. Таким чином, періодичний моніторинг даних параметрів дозволяє вчасно виявити зміну технічного стану агрегату зернозбиральних комбайнів. В такому разі, ТО буде проводитися тільки тоді, коли виникає реальна ймовірність виходу діагностичних параметрів зернозбиральних комбайнів за гранично допустимі межі.

Висновок. Велика різноманітність можливих систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів станом умовно можна об'єднати в дві основні групи: з контролем рівня надійності та контролем параметрів об'єктів експлуатації. У першому випадку обслуговування зводиться до управління рівнем надійності певної сукупності однотипних виробів, а в другому – до управління технічним станом кожного конкретного зернозбирального комбайна. Поступова реалізація завдань для переходу від планово-попереджувальної системи до системи ТО за фактичним станом сприяє їх програмна реалізація класу EAM (від англ. Enterprise Asset Management).

Список літератури

1. https://www.researchgate.net/publication/280303319_Technical_and_economic_performance_of_combine_harvester_in_farmers_field.html.
2. conf.rd.asu.lt/index.php/rd/article/download/151/34.html.
3. *Роговський І. Л.* Відновлення працездатності складальних одиниць сільськогосподарської машини. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 159. С. 224—232.
4. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314—322.
5. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 241. С. 387—395.
6. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400—407.
7. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424—431.
8. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Технічний засіб для перевірки прецизійних пар низького тиску паливних насосів сільськогосподарських машин. Міжнародна наукова конференція “Earth Bioresources and Environmental Biosafety: Challenges and Opportunities”, присвяченої 115-річчю НУБіП України та 15-річчю GCHERA. Секція 5. Інженерія біосистем, м. Київ, 4–8 листопада 2013 року: тези доповіді. Київ. 2013. С. 57—59.
9. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Пристрої для перевірки прецизійних пар паливних насосів і системи паливоподачі низького тиску сільськогосподарських машин. XIII всеукраїнська конференція науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування», м. Київ, 11–15 березня 2013 року: тези доповіді. Київ. 2013. С. 121—122.

References

1. https://www.researchgate.net/publication/280303319_Technical_and_economic_performance_of_combine_harvester_in_farmers_field.html.
2. conf.rd.asu.lt/index.php/rd/article/download/151/34.html.
3. *Rogovskii I. L.* (2015). Recovery Assembly units of agricultural machines. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 159. 224-232.
4. *Rogovskii I. L.* (2015). Methodologist technological operations recovery of agricultural machines with limited resources. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. Vol. 212. Part 1. 314-322.
5. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. Vol. 241. 387-395.

6. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. Vol. 251. 400-407.
7. Rogovskii I. L. (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 254. 424-431.
8. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L. (2013). Technical means to check the precision steam low pressure fuel pumps of agricultural machines. International scientific conference "Earth Bioresources and Environmental Biosafety: Challenges and Opportunities", dedicated to the 115th anniversary of NULES of Ukraine and the 15th anniversary of GCHERA. Section 5. Engineering of biological systems. Kyiv. 4-8 November 2013: abstracts. Kyiv. 2013. 57-59.
9. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L. (2013). Device for testing of precision pairs of fuel pumps and fuel system low pressure agricultural machines. XIII National conference of scientific and pedagogical workers, scientific employees and graduate students "Problems and prospects of development of technical and bioenergy systems of environmental management". Kyiv. 11-15 March 2013: abstracts. Kyiv. 121-122.

АНАЛИЗ СИСТЕМ И СТРАТЕГИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ И ИХ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Д. Ю. Калиниченко, И. Л. Роговский

Аннотация. Эффективность использования зерноуборочных комбайнов напрямую зависит от способов и методов поддержания их в состоянии технической исправности на необходимом уровне, чего на практике способствуют различные формы организации систем технического обслуживания. Существующие на данный момент формы и методы организации технического обслуживания зерноуборочных комбайнов в Украине и за рубежом можно свести до трех основных стратегий. Любой механизм зерноуборочных комбайнов состоит из большого числа допусков, начиная от момента проектирования и конструирования (проектно-конструкторские допуски), производства (производственно-технологические) и заканчивая допусками при эксплуатации (эксплуатационные), а также во время технического обслуживания, которые выполняются разными по квалификации специалистами. Так как на практике не может существовать абсолютно одинаковых процессов эксплуатации, то не существует и двух абсолютно одинаковых механизмов их реализации. К числу наиболее значимых факторов, который влияет на эксплуатационные характеристики зерноуборочных комбайнов являются условия изготовления, условия хранения, условия транспортировки, условия эксплуатации, техническое

оснащение и квалификация обслуживающих работников, номенклатура и качество производимых обслуживающих воздействий.

Ключевые слова: анализ, система, стратегия, техническое обслуживание, зерноуборочный комбайн

SYSTEMS ANALYSIS AND STRATEGIES FOR TECHNICAL MAINTENANCE OF COMBINE HARVESTERS AND THEIR PARTS

D. Yu. Kalinichenko, I. L. Rogovskii

Abstract. *The effectiveness of the use of combine harvesters depends on the ways and methods of keeping them in a condition of technical serviceability at the desired level, which in practice contribute to various forms of organization of maintenance systems. The currently existing forms and methods of organization of technical maintenance of combine harvesters in Ukraine and abroad can be reduced to three basic strategies. Any mechanism of combine harvesters consists of a large number of tolerances, ranging from design and construction (design tolerances), production (production technology) to the tolerances in the operation (operational), and during maintenance which are carried out by different qualification specialists. Since, in practice, may not exist exactly the same processes of operation, it does not exist two identical mechanisms for their implementation. Among the most significant factors that impacts the performance of combine harvesters are the conditions of manufacture, storage conditions, transport conditions, operating conditions, technical equipment and the qualification of service employees, the range and quality of service impacts.*

Key words: *analysis, system, strategy, technical maintenance, combine harvester*

УДК 656.1.004

ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ТРАНСПОРТНИМИ ПОТОКАМИ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ЗЕРНОВОГО ЗБІЖЖА

О. А. Воронков, аспірант*

І. Л. Роговський, кандидат технічних наук

e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Для вирішення завдань управління необхідно застосовувати не тільки сучасні математичні моделі та методи*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© О. А. Воронков, І. Л. Роговський, 2017

оснащение и квалификация обслуживающих работников, номенклатура и качество производимых обслуживающих воздействий.

Ключевые слова: анализ, система, стратегия, техническое обслуживание, зерноуборочный комбайн

SYSTEMS ANALYSIS AND STRATEGIES FOR TECHNICAL MAINTENANCE OF COMBINE HARVESTERS AND THEIR PARTS

D. Yu. Kalinichenko, I. L. Rogovskii

Abstract. *The effectiveness of the use of combine harvesters depends on the ways and methods of keeping them in a condition of technical serviceability at the desired level, which in practice contribute to various forms of organization of maintenance systems. The currently existing forms and methods of organization of technical maintenance of combine harvesters in Ukraine and abroad can be reduced to three basic strategies. Any mechanism of combine harvesters consists of a large number of tolerances, ranging from design and construction (design tolerances), production (production technology) to the tolerances in the operation (operational), and during maintenance which are carried out by different qualification specialists. Since, in practice, may not exist exactly the same processes of operation, it does not exist two identical mechanisms for their implementation. Among the most significant factors that impacts the performance of combine harvesters are the conditions of manufacture, storage conditions, transport conditions, operating conditions, technical equipment and the qualification of service employees, the range and quality of service impacts.*

Key words: *analysis, system, strategy, technical maintenance, combine harvester*

УДК 656.1.004

ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ТРАНСПОРТНИМИ ПОТОКАМИ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ЗЕРНОВОГО ЗБІЖЖА

О. А. Воронков, аспірант*

І. Л. Роговський, кандидат технічних наук

e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Для вирішення завдань управління необхідно застосовувати не тільки сучасні математичні моделі та методи*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© О. А. Воронков, І. Л. Роговський, 2017

управління, але і сучасні обчислювальні та телекомунікаційні засоби. Особливо це відноситься до того випадку, коли система управління транспортними потоками є підсистемою інтелектуальних транспортних систем перевезення зернового збіжжя. Система управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя створюється для вирішення задач керування в реальному часі як підсистема інтелектуальних транспортних систем. Система є системою зі зворотним зв'язком. На підставі проведеного аналізу можна виділити наступні дванадцять особливостей системи. Засоби комутації повинні забезпечити задані структуру і параметри системи зв'язку для передачі зібраних даних. Слід зазначити, що для передачі даних можливо, при дотриманні вимог безпеки, використовувати загальнодоступні канали зв'язку, наприклад Інтернет провайдерів або канали зв'язку операторів зв'язку даного регіону. Підсистема повинна бути орієнтована на зміни в структурі мережі зв'язку, типів каналів зв'язку (провідні, радіо, супутникові) і одночасну роботу різнотипних каналів зв'язку. Надійність підсистеми забезпечується резервуванням засобів збору і передачі даних. Виконання зазначених вимог забезпечується створенням відповідного профілю стандартів для даної підсистеми.

Ключові слова: зернове збіжжя, перевезення, потік, система, управління, транспорт

Постановка проблеми. Для вирішення завдань управління необхідно застосовувати не тільки сучасні математичні моделі та методи управління, але і сучасні обчислювальні та телекомунікаційні засоби. Особливо це відноситься до того випадку, коли система управління транспортними потоками є підсистемою інтелектуальних транспортних систем (далі – ІТС) перевезення зернового збіжжя.

Аналіз останніх досліджень. Система управління транспортними потоками (далі – СУТП) перевезення зернового збіжжя створюється для вирішення задач керування в реальному часі як підсистема ІТС. Система є системою зі зворотним зв'язком. На підставі проведеного аналізу [1–5] можна виділити наступні особливості системи:

1. Велика територіальна розгалуженість елементів системи. Засоби збору даних та виконавчі пристрої розташовані в елементах транспортної мережі, яка має відстань між окремими вузлами в кілька десятків кілометрів.

2. Велика кількість засобів збору (102–103) даних і виконавчих пристроїв (102–103) пов'язаних у єдину мережу передачі даних.

3. Велика розмірність простору станів (до 103 параметрів) і велика кількість станів (104–105).

4. Наявність досить автономних підсистем (груп елементів транспортної мережі) керування якими слабо впливає на стан інших елементів, що не входять у підсистему.

5. Необхідність «ручного управління» при знаходженні мережі в особливих станах.

6. Зміна критеріїв якості управління в процесі роботи системи.

7. Необхідність роботи в режимі «non-stop» 24 години на добу і 47 днів у році (період збирання зернового збіжжя і транспортування на первинну переробку).

8. Необхідність обліку національного законодавства при прийнятті рішень (ПДР, постанови місцевих органів влади тощо).

9. Залежність прийнятих рішень від часу доби і випадкових чинників (погодні умови, місцеві свята тощо).

10. Необхідність забезпечення безпеки каналів зв'язку, захист засобів збору даних та виконавчих пристроїв від несанкціонованого доступу.

11. Обмежений час на усунення несправностей (відновлення).

12. Необхідність реакції на зовнішні управління (рішення адміністрації, рішення органів МВС України).

Мета досліджень – узагальнити принципи створення системи управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя.

Результати досліджень. У таблиці 1 показано залежність часу обробки на серверах від розмірності простору станів. Параметри отримані розрахунковим шляхом, виходячи з необхідної і можливої кількості операцій.

1. Зміна часу обробки на серверах.

Кількість датчиків	1000	Формула простору стану $(10^3 \times 10)^5 = 10^{20}$	
Кількість вимірюваних датчиком параметрів	10		
Кількість станів параметра	5		
Сервер	Продуктивність, терафлопс	Розмір простору вимірювання	Час обробки
Супер ПК Т-платформ	15	10^{20}	2,5 місяців
Кластер із серверов HP	1		3,1 років
Сервер HP Proliant	0,12		-
Робоча станція	0,056		-
Супер ПК Т-платформ	15	10^{15}	1 хвилина
Кластер із серверов HP	1		16,7 хвилин
Сервер HP Proliant	0,12		2,3 годин
Робоча станція	0,056		5 гдин
Супер ПК Т-платформ	15	10^{10}	0,6 мс
Кластер із серверов HP	1		9 мс
Сервер HP Proliant	0,12		83 мс
Робоча станція	0,056		0,18 секунди

Перераховані особливості диктують певні вимоги до системи управління і вирішуваним завданням, до основних з яких можна віднести:

1. Створення автономної мережі передачі даних для системи.
2. Наявність у системі зв'язку різнотипних каналів зв'язку.
3. Резервування програмних засобів, даних та обладнання.
4. Постановка завдань управління як задач оптимізації на кожному кроці управління, а не заданому періоді управління.
5. Скорочення числа станів, з яких приймаються управлінські рішення шляхом укрупнення (об'єднання), або шляхом декомпозиції об'єкта управління на ряд підсистем.

Перша вимога пов'язана з необхідністю забезпечення безпеки системи і захисту від несанкціонованого доступу. При певних умовах можливе використання загальнодоступних каналів зв'язку, але з застосуванням засобів захисту переданих даних.

Друга вимога пов'язана з неможливістю використання тільки дротових каналів (хоча це хороше рішення забезпечує безпеку переданої інформації) із-за складних умов великих відстаней і високої вартості їх прокладки, однак наявність в одній системі дротяних і різних бездротових каналів значно ускладнює структуру системи зв'язку і підвищує її вартість.

Третя вимога пов'язана з необхідністю забезпечення безперебійної роботи системи і малої тривалості відновлення, що пов'язано зі збільшенням вартості системи.

Четверта вимога викликано, по-перше, наявністю особливих станів, що потребують «ручного управління», яке не може бути оптимальним, а по-друге, наявністю зовнішніх керуючих впливів, які не можна оптимізувати. Слід зазначити, що практично неможливо отримати статистичну модель, що дозволяє передбачати появу особливих станів і зовнішніх управлінь. Таким чином, найбільш кращим рішенням є застосування покрокової оптимізації управління, коли управління вибирається оптимальним за заданим критерієм якості на кожному кроці. Такий підхід виправданий ще і тому, що стану системи схильні до впливу випадкового шуму, що знижує зв'язок між ефективністю управління на сусідніх кроки.

П'яте вимога викликана необхідністю приймати управлінські рішення (виробляти управління) в реальному часі при великій розмірності простору станів. У цьому випадку рішення задач оптимізації може вимагати або занадто дорогих обчислювальних пристроїв (високої продуктивності), або розробки складних алгоритмів проведення розрахунків. Зменшення множини станів і зниження розмірності простору станів значно спрощує вирішення завдань управління. Досягти бажаних результатів можна різними шляхами, які досліджуються у третій главі роботи. Виходячи зі

сказаного вище, узагальнена структура системи управління транспортними потоками включає наступні підсистеми (рис. 1), наявність яких властиво багатьом системам управління: підсистема збору і передачі інформації про стан елементів транспортної мережі; підсистема вироблення управлінь; підсистема реалізації управлінь.

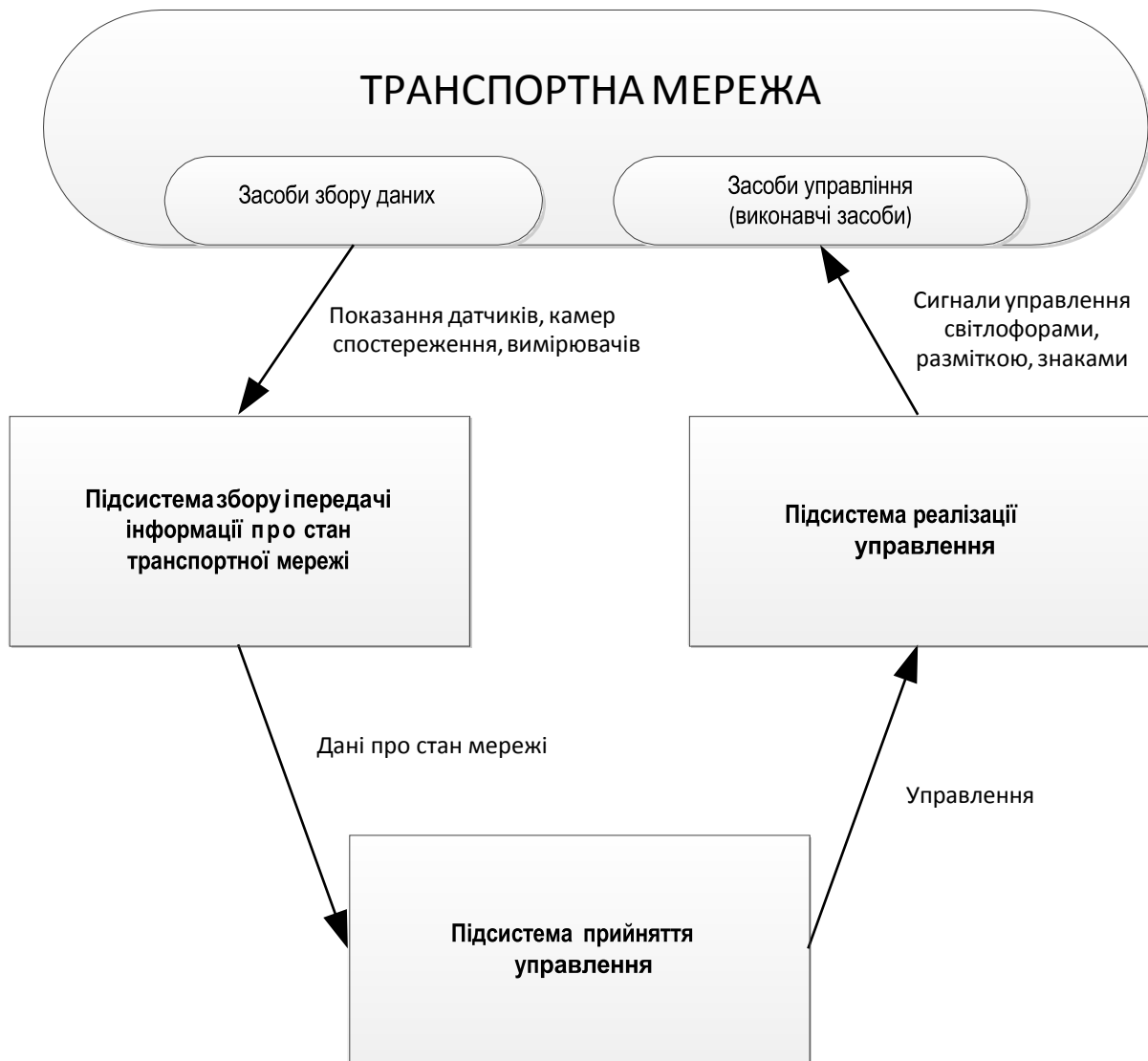


Рис. 1. Узагальнена структура системи управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя.

Підсистема збору і передачі інформації про стан транспортної мережі призначена для збору і передачі даних про стан елементів мережі в підсистему вироблення управлінь.

Підсистема включає:

- засоби збору інформації (даних про стан елементів транспортної мережі) (датчики, реєстратори, фотокамери, мобільні засоби зв'язку для передачі інформації від інспекторів ДПС і т. д.);
- засоби комутації і передачі зібраних даних по каналах зв'язку, що утворюють систему зв'язку для передачі зібраних даних у підсистему вироблення управлінь;

- засоби забезпечення заданої надійності підсистеми.

Засоби збору інформації повинні задовольняти наступним вимогам:

- задана точність представлення зібраних даних;
- задане швидкодія (час одного циклу збору даних);
- заданий формат представлення зібраних даних;
- задана форма подання даних для передачі в канал зв'язку;
- підтримка заданих протоколів для взаємодії з підсистемою вироблення управлінь.

Засоби комутації повинні забезпечити задані структуру і параметри системи зв'язку для передачі зібраних даних. Слід зазначити, що для передачі даних можливо, при дотриманні вимог безпеки, використовувати загальнодоступні канали зв'язку, наприклад Інтернет провайдерів або канали зв'язку операторів зв'язку даного регіону.

Підсистема повинна бути орієнтована на зміни в структурі мережі зв'язку, типів каналів зв'язку (провідні, радіо, супутникові) і одночасну роботу різнотипних каналів зв'язку.

Надійність підсистеми забезпечується резервуванням засобів збору і передачі даних.

Виконання зазначених вимог забезпечується створенням відповідного профілю стандартів для даної підсистеми.

Підсистема вироблення управлінь призначена для збору інформації про стан транспортної мережі, обчислення необхідних залежно від стану управлінь, видачі управлінь на кошти управління, а також збору і обробки статистики про стан мережі, класифікації станів, ведення журналів реєстрації станів і управлінь.

Підсистема включає: апаратно-програмні засоби для збору даних, апаратно-програмні засоби обробки даних і обчислення управлінь, апаратно-програмні засоби для підтримки заданого рівня надійності підсистеми, апаратно-програмні засоби для передачі управлінь на кошти управління.

Всі апаратно-програмні засоби підсистеми повинні відповідати профілю стандартів на підсистему. Апаратно-програмні засоби для передачі управлінь на кошти управління повинні забезпечувати задані форми подання даних і задані формати даних. Апаратно-програмні засоби для передачі управлінь на кошти управління також повинні забезпечувати можливість роботи в захищеному режимі при використанні загальнодоступних каналів зв'язку.

Апаратно-програмні засоби обробки даних і обчислення управлінь повинні забезпечувати обробку даних, що надходять з підсистеми збору даних, у відповідності з їх поданням (дискретні сигнали, цифрові дані, текстовий формат, аудіо дані, мультимедійні дані). Програмне забезпечення для обчислення управлінь повинно

проводити обчислення в режимі реального часу, масштаб якого встановлюється залежно від стану транспортної мережі і може змінюватися протягом доби.

Підсистема повинна дозволяти операторам здійснювати «ручне управління» у разі особливих станів транспортної мережі (перекриття вулиць, вихід з ладу засобів управління, непередбачені стану мережі і т. д.). Підсистема повинна бути масштабованою і забезпечувати можливість введення нових елементів транспортної мережі, нових засобів управління і нових коштів збору даних, а також функціонувати при виході з ладу частини коштів збору даних і управління. Надійність підсистеми забезпечується резервуванням апаратно-програмних засобів та каналів зв'язку, можливістю міграції та виконання програмних засобів на різні апаратні засоби.

Підсистема повинна забезпечувати операторам можливість тестування та перевірки працездатності засобів, що входять до складу підсистем збору і передачі інформації та реалізації управлінь.

Підсистема реалізації управлінь призначена для виконання управлінь, що надходять з підсистеми вироблення управлінь. Підсистема включає: засоби управління (виконавчі пристрої), канали зв'язку між виконавчими пристроями і підсистемою вироблення управлінь, засоби забезпечення заданої надійності підсистеми.

Засоби управління повинні задовольняти наступним вимогам: задане швидкодія (час реакції на яке надійшло керуючий вплив), заданий формат одержуваних даних, задана форма представлення отриманих даних, підтримка заданих протоколів для взаємодії з підсистемою вироблення управлінь.

Висновок. Для даної підсистеми управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя також повинен бути розроблений профіль стандартів. При дотриманні вимог безпеки можливе підключення виконавчих пристроїв до захищених загальнодоступних каналів зв'язку. Підсистема повинна бути орієнтована на зміни в структурі мережі зв'язку, типів каналів зв'язку.

Список літератури

1. Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К., Лановий О. Т., Линник І. Е., Поліщук В. П. Системологія на транспорті. Основи теорії систем і управління: книга 1. Київ. Знання. 2005. 344 с.
2. Воронков О. А., Роговський І. Л. Аналіз ролі автомобільного транспорту в транспортно-технологічному забезпеченні АПК. Збірник тез доповідей II-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології аграрного виробництва», 9-10 листопада 2016 року. Київ. 2016. С. 215—216.
3. Войтюк В. Д., Рубльов В. І., Роговський І. Л. Системні принципи забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки: монографія. Київ. НУБіП України. 2016. 360 с.

4. Pavel Vavra. Role, Usage and Motivation for Contracting in Agriculture. OECD. 2017. France. 36 p. <http://www.oecd.org/tad/agricultural-trade/43057136.pdf>.
5. Rogovskii I. L. Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424—431.

References

1. Gavrilov E. V., Dmitrichenko M. F., Dolya V. K., Lanovoy A. T., Linnik E. I., Polishchuk V. P. (2005). Systematology transport. Fundamentals of the theory of systems and control: book 1. Kiev. 344.
2. Voronkov O. A., Rogovskii I. L. (2016). Analysis of the role of road transport in the transport-technological support of agriculture. Collection of abstracts of II-nd International scientific-practical conference "Modern technologies of agricultural production", 9-10 November 2016. Kiev. 215-216.
3. Voytyuk V. D., Rublyov V. I., Rogovskii I. L. (2016). System guidelines for quality assurance of technical service of agricultural machinery. Kiev. NULESU. 360.
4. Pavel Vavra. (2017). Role, Usage and Motivation for Contracting in Agriculture. OECD. France. 36 p. <http://www.oecd.org/tad/agricultural-trade/43057136.pdf>.
5. Rogovskii I. L. (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 254. 424-431.

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ СОЗДАНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫМИ ПОТОКАМИ ПЕРЕВОЗКИ ЗЕРНОВОГО ХЛЕБА

А. А. Воронков, И. Л. Роговский

Аннотация. Для решения задач управления необходимо применять не только современные математические модели и методы управления, но и современные вычислительные и телекоммуникационные средства. Особенно это относится к тому случаю, когда система управления транспортными потоками является подсистемой интеллектуальных транспортных систем перевозки зернового хлеба. Система управления транспортными потоками перевозки зернового хлеба создается для решения задач управления в реальном времени как подсистема интеллектуальных транспортных систем. Система является системой с обратной связью. На основании проведенного анализа можно выделить следующие двенадцать особенности системы. Средства коммутации должны обеспечить заданные структуру и параметры системы связи для передачи собранных данных. Следует отметить, что для передачи данных возможно, при соблюдении требований безопасности, использовать общедоступные каналы связи, например Интернет провайдеров или каналы связи операторов связи данного региона. Подсистема должна быть ориентирована

на изменения в структуре сети связи, типов каналов связи (проводные, радио, спутниковые) и одновременную работу разнотипных каналов связи. Надежность подсистемы обеспечивается резервированием средств сбора и передачи данных. Выполнение указанных требований обеспечивается созданием соответствующего профиля стандартов для данной подсистемы.

Ключевые слова: зерно, перевозки, поток, система, управление, транспорт

GENERAL PRINCIPLES OF CREATION OF CONTROL SYSTEMS OF TRANSPORT STREAMS TRANSPORT GRAIN PRODUCTION

O. A. Voronkov, I. L. Rogovskii

Abstract. *For the solution of management tasks is necessary to apply not only modern mathematical models and control methods, and modern computing and telecommunication tools. This particularly applies to the case when the system of traffic control is a subsystem of intelligent transportation systems transportation of corn bread. Control system of transport flows transport grain bread is created for the solution of management tasks in real time as a subsystem of intelligent transport systems. The system is a feedback system. On the basis of the conducted analysis it is possible to distinguish the following twelve features of the system. Means of commutation shall provide the specified structure and parameters of the communication system to transfer collected data. It should be noted that for the transmission of data is possible, subject to safety requirements, use of public communication channels, such as Internet service providers or channels of communication Telecom operators in the region. The subsystem should be focused on changes in the structure of communication network, types of communication channels (wire, radio, satellite) and simultaneous operation of different types of communication channels. The reliability of the subsystem is provided by redundant means of data collection and transmission. Compliance with these requirements is ensured by the corresponding profile of standards for a given subsystem.*

Key words: *grain, transportation, stream, system, management, transport*

PROBABILITY OF PREVENTING LOSS OF EFFICIENCY OF AGRICULTURAL MACHINERY DURING EXPLOITATION

I. L. Rogovskii

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
e-mail: irogovskii@gmail.com*

Abstract. *Ensuring availability of agricultural machinery in the process of exploitation is a complex and important task that needs financial support, timely and rational implementation of complex of measures, in most cases, the system, in the context of the functioning of each element of the technical system.*

In the activities of agricultural companies are always risks of failure of agricultural machinery in the period of harvesting crops. The consequences of failure can have negative character. In this regard, there is a need to manage the risk factors of occurrence of failures of the machines. The level of reliability of agricultural machines depends on the competitiveness of the agricultural company. Most large agricultural holdings, as a rule, have the highest indicators of reliability of agricultural machines.

The development of better methods and rules in the framework ensuring the efficiency of agricultural machinery in the process of exploitation to agricultural companies is a topical issue.

If the probability of avoiding failure as a result of implementation of measures to reduce the risk of failure is zero, then interventions are ineffective, all the events in this case are implemented. If the probability of avoiding failure as a result of implementation of measures to reduce the risk of failure tends to one, respectively, the interventions are effective.

Key words: *probability, loss, exploitation, efficiency, agricultural machine*

Introduction. *Ensuring availability of agricultural machinery in the process of exploitation is a complex and important task that needs financial support, timely and rational implementation of complex of measures, in most cases, the system, in the context of the functioning of each element of the technical system.*

Formulation of problem. *In activities of agricultural companies are always risks of failure of agricultural machinery in period of harvesting crops. The consequences of failure can have negative character. In this regard, there is a need to manage the risk factors of occurrence*

of failures of machines. The level of reliability of agricultural machines depends on the competitiveness of the agricultural company. Most large agricultural holdings, as a rule, have the highest indicators of reliability of agricultural machines. The development of better methods and rules in the framework ensuring the efficiency of agricultural machinery in the process of exploitation to agricultural companies is a topical issue.

Analysis of recent research results. Activities to improve the level of reliability of agricultural machines includes the following tasks [1]:

- reduction in the number of failures of agricultural machinery;
- improving the reliability of the park of agricultural machines;
- elimination of human error affecting the level of reliability of agricultural machines;
- introduction into service of new grades of agricultural machinery.

After ranking the identified risks on the level of reliability of agricultural machines in agricultural companies is determined by management strategy risk factors separately for each type of risk allocation priorities. Priority priority of risks is determined on the basis of the following criteria [2–7]:

- proportion of relevant costs in the cost structure of agricultural companies, as well as indirect costs associated with the presence of a particular risk;
- greatest probability of failure (based on expert assessment);
- possible impact on the risk without additional funding;
- ability of risk analysis and risk treatment for early stages of major new projects agricultural company;
- continuation of already initiated projects.

To control the level of reliability of agricultural machinery used predictive strategy for risk management which is to identify potential previously occurring event having internal or external source and adversely affecting the reliability of machines, as well as the development of measures to reduce the risks of identified events (Fig. 1).

According to the developed methods in the management of operational parameters by factors of reliability of the farm equipment was identified four basic ways of responding to failures:

- avoidance of failure – the termination of activities related to the refusal;
- reduction of failure – action taken to reduce the probability of failure;
- reallocation failure – reducing the likelihood of failure by insurance or transfer of any activity to a third party;
- acceptance of failure – actions to reduce the probability of failure is taken.

Reducing the severity of the consequences or the probability of failure will reduce the associated risk can also be reduced as both variables and each variable separately, which produces a result to decrease the likelihood of failure.

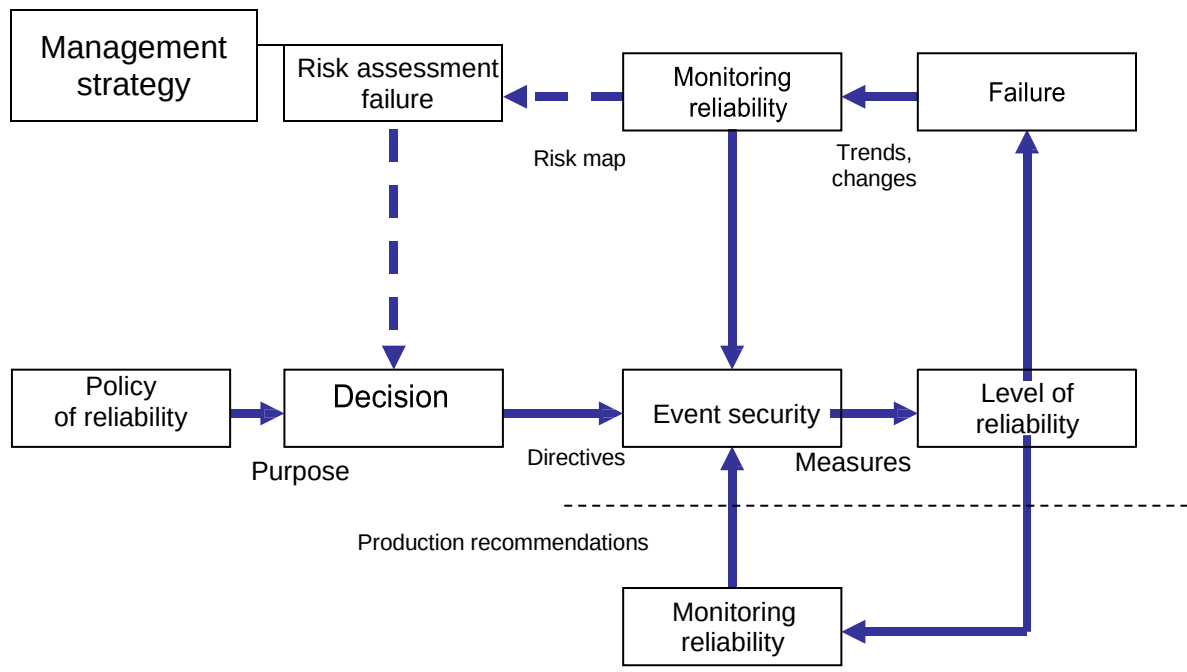


Fig. 1. Management strategy factors of reliability of agricultural machines.

In this regard, there are following options to reduce the likelihood of failure:

- technical measures;
- control measures;
- personnel decisions, economic impact on staff;
- organizational and production decisions.

Typically, analysis of industrial activity shows that to eliminate all hazards is impossible and not economically viable and, in this case, is in effect a rule of priority aims.

Purpose of research to summarize the analytical approaches to probability of preventing the loss of efficiency of agricultural machinery during operation.

Results of research. Suppose that in the framework of strategii introduced event to reduce the risk of failure (Fig. 2 and Fig. 3).

Measures to reduce the risk of failure represent a set of actions (action), aimed at reducing (in some cases prevent) the level of occurrence of a failure of agricultural technology. Prior to the introduction of the event the intensity of the flow failure is λ_1 , after the introduction of – λ_2 . If $\lambda_1 < \lambda_2$, then the result of the implementation of the event part of the

bounce is filtered, countered, destroyed. If $\lambda_1=\lambda_2$, then events are not working, all the aviation events happen.

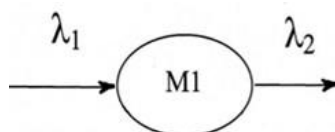


Fig. 2. Count prevent failure of agricultural machinery: M1 – event to reduce the risk of failure.

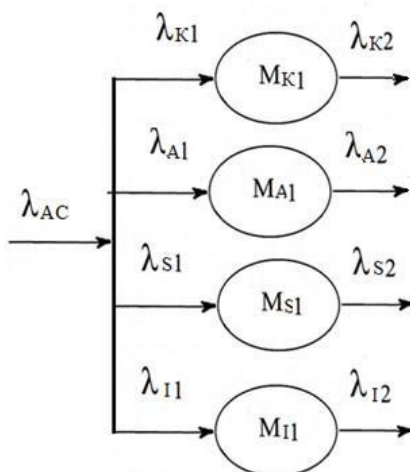


Fig. 3. Count prevent aviation failure of agricultural machinery: M_{K1} – event to reduce the risk of failure, M_{A1} – event to reduce the risk of failure, M_{S1} – event risk reduction of incidents M_{I1} event to reduce the risk of serious incidents.

Measures to reduce risk are characterized by the probability of preventing failure of agricultural machinery. The probability of preventing failure of agricultural machinery (P_1) – the ratio of the intensity of flow of failures of agricultural machines of a certain type after implementation of the measures for the intensity of the flow of these events, which was prior to the implementation of the activities:

$$P_1 = \frac{\lambda_f}{\lambda_o}$$

where: λ_o – the original flow rate of the j-th type aviation events prior to the introduction of measures to reduce risks λ_f – flow rate of the aviation events of the j-th type, taking into account preventive measures.

Intensity flows prevented aviation events are forward-looking variables and are calculated by expert method.

For each factor of the risk reduction activities may be several. One event can prevent several factors.

The legend of the likelihood of the prevention of events following the introduction of measures to reduce risk of aviation events are shown in Table 1.

1. Designation of probability of prevention of refusal of agricultural machinery following the implementation of measures to reduce the risk of failure of agricultural machinery.

Factors of failures	Measures to reduce the risk of failure					
	M ₁	M ₂		M _X		M _Z
F ₁	P(M ₁ /F ₁)	P(M ₂ /F ₁)		P(M _X /F ₁)		P(M _Z /F ₁)
F ₂	P(M ₁ /F ₂)	P(M ₂ /F ₂)		P(M _X /F ₂)		P(M _Z /F ₂)
F ₃	P(M ₁ /F ₃)	P(M ₂ /F ₃)		P(M _X /F ₃)		P(M _Z /F ₃)
...	...	...		...		...
F _a	P(M ₁ /F _a)	P(M ₂ /F _a)		P(M _X /F _a)		P(M _Z /F _a)
...	...	...		...		...
F _g	P(M ₁ /F _g)	P(M ₂ /F _g)		P(M _X /F _g)		P(M _Z /F _g)

If you are implementing multiple risk reduction activities (Fig. 3 and Fig. 4), then when $\lambda_1=10$, $\lambda_2=8$, $\lambda_3=4$, then probability of prevention activities M1 (P_{1M1}):

$$P_{1M1} = \frac{4}{5}$$

then probability of prevention activities M2 (P_{1M2}):

$$P_{1M2} = \frac{4}{8}$$

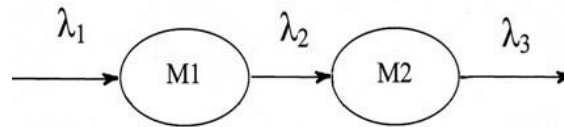


Fig. 3. Count prevent two failures of agricultural machinery: M1 – first event to reduce the risk of failure of agricultural machinery; M2 – second event to reduce the risk of failure of agricultural machinery; λ_1 – intensity of the flow failure of agricultural machinery to implement the measures M1, M2; λ_2 – intensity of the flow failure of agricultural machines after the implementation of measures M1 and M2 to implementation; λ_3 – intensity of the flow failure of agricultural machines after the implementation of measures M1, M2.

Total probability of prevention following implementation of measures M1 (P_{01}):

$$P_{01} = P_{1M1} \cdot P_{1M2} = \frac{4}{5} \cdot \frac{4}{8} = \frac{2}{5}$$

Thus, if several activities, the cost of the implementation of $\bar{C}_n$ risk mitigation will be summed, and the resulting probability of preventing the P_1 will be equal to the product of the probabilities of the prevention of events P_{1n} the results of the implementation of each activity, reducing the risk of events:

$$\bar{C} = \sum_{n=1}^i \bar{C}_n \text{ and } P_1 = \prod_{n=1}^i P_{1n}$$

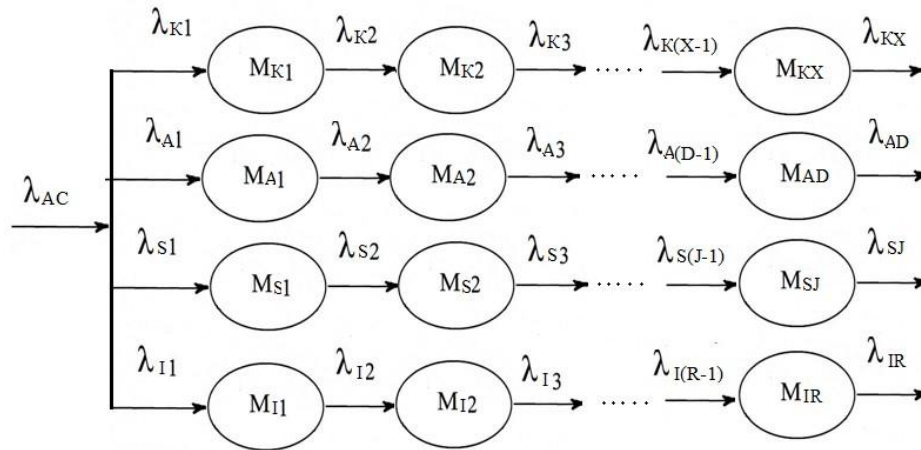


Fig. 4. Graph of prevent four types of failure: M_1 – first event to reduce the risk of failure; M_2 – second event to reduce the risk of failure; $\lambda_{K(X-1)}$ – flow rate crashes to implementation of activities of M_{KX} ; λ_{KX} – flow rate of crashes after implementation of activities of M_{KX} ; $\lambda_{A(D-1)}$ – flow rate crashes to implementation of measures M_{AD} ; λ_{AD} – flow rate of crashes after implementation of measures M_{AD} ; $\lambda_{S(J-1)}$ – intensity of flow of failures prior to introduction of the event M_{SJ} ; λ_{SJ} – intensity of flow of failures after implementation of measures M_{SJ} ; $\lambda_{I(R-1)}$ – intensity of flow of failures prior to introduction of the event M_{IR} ; λ_{IR} – intensity of flow of failures after implementation of measures M_{IR} .

The resulting probability prevent rejection $P\left(\frac{M_x}{F_a}\right)$:

$$P\left(\frac{M_x}{F_a}\right)_r = \prod_{X=1}^I P\left(\frac{M_x}{F_a}\right)$$

Conclusions. If the probability of avoiding failure as a result of implementation of measures to reduce the risk of failure is zero, then interventions are ineffective, all the events in this case are implemented. If the probability of avoiding failure as a result of implementation of measures to reduce the risk of failure tends to one, respectively, the interventions are effective.

References

1. Rogovskii Ivan. (2014). Stochastic models ensure efficiency of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. T. 16. No. 3. 296-302.
2. Rogovskii Ivan. (2014). Methodology of development of normative documents ensure the efficiency of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. T. 16. No. 2. 253-264.
3. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. T. 18. No. 3. 155-164.

4. Rogovskii I. L. (2015). Methodologist vikonannya technologicznych operations vbnewline procedatos clinicopathogenetic machines with obojeni resources. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212. Part 1. 314-322.
5. Voytyuk V. D., Rogovskii I. L. (2016). Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 400-409.
6. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 426-433.
7. Rogovskii I. L. (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 254. 424-431.

Список літератури

1. Rogovskii Ivan. Стохастические модели обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2014. Т. 16. №3. Р. 296—302.
2. Rogovskii Ivan. Методология разработки нормативной документации обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2014. Т. 16. №2. Р. 253—264.
3. Rogovskii Ivan. Граф-моделирование при восстановлении работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2016. Т. 18. №3. Р. 155—164.
4. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314—322.
5. Voytyuk V. D., Rogovskii I. L. Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400—409.
6. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 426—433.
7. Rogovskii I. L. Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424—431.

ЙМОВІРНІСТЬ ЗАПОБІГАННЯ ВТРАТИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

І. Л. Роговський

Анотація. *Забезпечення працездатності сільськогосподарських машин у процесі експлуатації є складним і важливим завданням, що вимагає фінансового забезпечення,*

своєчасного і раціонального впровадження комплексу заходів, у більшості випадків системного, в розрізі функціонування кожного елемента технічної системи.

У діяльності аграрних компаній завжди присутні ризики виникнення відмов сільськогосподарських машин в період збирання врожаю сільськогосподарських культур. Наслідки відмов можуть мати збитковий характер. У зв'язку з цим є необхідність в управлінні факторами ризиків виникнення відмов машин. Рівень безвідмовності сільськогосподарських машин безпосередньо залежить від конкурентоспроможності аграрної компанії. Найбільші агрохолдинги, як правило, мають найвищі показники безвідмовності сільськогосподарських машин.

Розробка більш досконалих методів і правил у рамках забезпечення працездатності сільськогосподарських машин у процесі експлуатації для аграрних компаній є актуальним питанням.

Якщо ймовірність запобігання виникнення відмови за результатами впровадження заходів щодо зниження ризиків виникнення відмови дорівнює нулю, то заходи є неефективними, всі події в цьому випадку реалізуються. Якщо ймовірність запобігання виникнення відмови за результатами впровадження заходів щодо зниження ризиків виникнення відмови прагне до одиниці, відповідно, заходи є ефективними.

Ключові слова: ймовірність, втрата, експлуатація, працездатність, сільськогосподарська машина

ВЕРОЯТНОСТЬ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ПОТЕРИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И. Л. Rogovskiy

Аннотация. Обеспечение работоспособности сельскохозяйственных машин в процессе эксплуатации является сложной и важной задачей, требующей финансового обеспечения, своевременного и рационального внедрения комплекса мероприятий, в большинстве случаев системного, в разрезе функционирования каждого элемента технической системы.

В деятельности аграрных компаний всегда присутствуют риски возникновения отказов сельскохозяйственных машин в самый период уборки урожая сельскохозяйственных культур. Последствия отказов могут иметь убыточный характер. В связи с этим имеется необходимость в управлении факторами рисков возникновения отказов машин. Уровень безотказности сельскохозяйственных машин напрямую зависит от

конкурентоспособности аграрной компании. Самые крупные агрохолдинги, как правило, имеют самые высокие показатели безотказности сельскохозяйственных машин.

Разработка более совершенных методов и правил в рамках обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин в процессе эксплуатации для аграрных компаний является актуальным вопросом.

Если вероятность предотвращения возникновения отказа по результатам внедрения мероприятий по снижению рисков возникновения отказа равна нулю, то мероприятия являются неэффективными, все события в этом случае реализуются. Если вероятность предотвращения возникновения отказа по результатам внедрения мероприятий по снижению рисков возникновения отказа стремится к единице, соответственно, мероприятия являются эффективными.

Ключевые слова: вероятность, потеря, эксплуатация, работоспособность, сельскохозяйственная машина

УДК 631.47.2

ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З ЛЮФТОМ

В. Г. Опалко, здобувач*
e-mail: opalko_viktoriya@ukr.net

Анотація. Безперервно зростаючі вимоги до технічного рівня сільськогосподарських машин пов'язані з необхідністю забезпечувати їх надійність, високу продуктивність, які визначаються такими експлуатаційними показниками їх деталей та вузлів як зносостійкість, контактна жорсткість, герметичність з'єднань.

Під час оцінювання різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки визначається їх здатність максимально тривалий час забезпечувати щільність або герметичність стиків. Розкриття стику деталей визначається як показниками якості самих нарізних елементів (обробка поверхонь стику, число стиків, точність нарізі), так і особливостями експлуатації посівної техніки (корозія, забруднення, зношування заводських покриттів

*Науковий керівник – доктор технічних наук В. Д. Войтюк

© В. Г. Опалко, 2017

конкурентоспособности аграрной компании. Самые крупные агрохолдинги, как правило, имеют самые высокие показатели безотказности сельскохозяйственных машин.

Разработка более совершенных методов и правил в рамках обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин в процессе эксплуатации для аграрных компаний является актуальным вопросом.

Если вероятность предотвращения возникновения отказа по результатам внедрения мероприятий по снижению рисков возникновения отказа равна нулю, то мероприятия являются неэффективными, все события в этом случае реализуются. Если вероятность предотвращения возникновения отказа по результатам внедрения мероприятий по снижению рисков возникновения отказа стремится к единице, соответственно, мероприятия являются эффективными.

Ключевые слова: вероятность, потеря, эксплуатация, работоспособность, сельскохозяйственная машина

УДК 631.47.2

ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З ЛЮФТОМ

В. Г. Опалко, здобувач*
e-mail: opalko_viktoriya@ukr.net

Анотація. Безперервно зростаючі вимоги до технічного рівня сільськогосподарських машин пов'язані з необхідністю забезпечувати їх надійність, високу продуктивність, які визначаються такими експлуатаційними показниками їх деталей та вузлів як зносостійкість, контактна жорсткість, герметичність з'єднань.

Під час оцінювання різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки визначається їх здатність максимально тривалий час забезпечувати щільність або герметичність стиків. Розкриття стику деталей визначається як показниками якості самих нарізних елементів (обробка поверхонь стику, число стиків, точність нарізі), так і особливостями експлуатації посівної техніки (корозія, забруднення, зношування заводських покриттів

*Науковий керівник – доктор технічних наук В. Д. Войтюк

© В. Г. Опалко, 2017

і т.д.). У більшості випадків вищезгадані ефекти можуть відбуватися в одному з'єднанні. Тому розуміння причин і механізмів феномена ослаблення різьбових з'єднань є важливим.

Для моделювання різьбових з'єднань застосовуються прості дискретні моделі, які дозволяють оцінити стан різьбових з'єднань на основі як теоретичних, так і експериментальних досліджень. Для подальшого дослідження цілісності різьбових з'єднань була створена його схема з зазором і розроблена математична модель. Досліджений вплив параметрів вібрації на динамічні властивості різьбових з'єднань сівалки.

Ключові слова: *різьбові з'єднання, вібрація, дисипативні характеристики*

Постановка проблеми. В конструкції сільськогосподарських машин використовуються нерухомі роз'ємні різьбові з'єднання, які забезпечують точну фіксацію відносного положення деталей. Тому під час оцінювання різьбових з'єднань сільгосптехніки визначається їх здатність максимально тривалий час забезпечувати щільність або герметичність стиків за рахунок досягнення необхідного навантаження або ступеня затягування.

На практиці розкриття стику деталей залежить не тільки від значення сили затягування, а й від її збереження в процесі експлуатації. Останнє визначається як показниками якості самих нарізних елементів (обробка поверхонь стику, число стиків, точність нарізи), так і особливостями експлуатації посівної техніки (корозія, забруднення, зношування заводських покриттів і т.д.). Умови експлуатації сільськогосподарських машин обумовлені її мобільністю, виконанням технологічних функцій, станом поверхні поля. У більшості випадків вищезгадані ефекти можуть відбуватися в одному різьбових з'єднань. Це пов'язано зі складним характером процесів деформування елементів конструкцій, а також зі складністю полів напружень. Тому розуміння причин і механізмів феномена ослаблення різьбових з'єднань є важливим.

Спостереження за роботою сільськогосподарських машин переконливо доводять, що умови роботи різьбових з'єднань цих машин мають істотну специфіку, яку треба враховувати при їх проектуванні, виготовленні та експлуатації [1–5]. В реальних умовах роботи різьбових з'єднань машин їх експлуатаційні показники визначаються комплексом умов.

Аналіз останніх досліджень. Розрахунок різьбових з'єднань на сьогодні вивчений недостатньо. Якщо для розрахунку нерухомих з'єднань достатньо розглянути неоднорідний напружено-деформований стан елементів, то у випадку різьбових з'єднань

посівних машин, адекватним можна вважати лише розрахунок, виконаний з урахуванням взаємних зміщень робочих поверхонь деталей. Цей процес супроводжується складним перерозподілом об'ємних напружень та складними трибологічними явищами на контактних поверхнях. Для визначення механічних характеристик конструкцій з'єднань розроблено низку методів розрахунку на основі застосування дискретних, континуальних, та дискретно-континуальних розрахункових моделей. Розрахунок різьбових з'єднань розглядається у монографіях [6–9]. Значна увага дослідників зосереджена на розробці числових методів розв'язування таких задач. Це – методи скінчених елементів, методи граничних елементів, деякі комбіновані методи. Проте, постає питання раціонального добору рівня складності моделі. З математичної точки зору загальна тривимірна постановка задачі даного типу є достатньо складною. Труднощі її розв'язання значно посилюються у зв'язку зі складністю моделювання окремих трубчастих елементів. Це свідчить про те, що розроблення достатньо точних і, в той же час, раціональних математичних моделей напружено-деформованого стану різьбових з'єднань сівалки має не лише прикладне, а й теоретичне значення. У роботах [10, 11] подано огляд проблем міцності і довговічності різьбових з'єднань. Хоча відомо багато робіт по застосуванню методу кінцевих елементів для розрахунку різьбових з'єднань, аналітичні методи застосовуються надалі, наприклад [12–14], де розглядається механізм релаксації різьбових з'єднань.

Мета досліджень. Експлуатаційною характеристикою різьбових з'єднань сівалок буде його можливість зберігати цілісність під час роботи з різним динамічним навантаженням при певних параметрах, які забезпечуються його частотними, дисипативними характеристиками.

Результати досліджень. Основний показник, який забезпечується в умовах експлуатації різьбових з'єднань сільськогосподарських машин, – їх цілісність. На цілісність різьбових з'єднань впливає ряд факторів: фізико-механічні властивості, параметри нарізних деталей і з'єднаних ними частин конструкції, їх конструктивне і технологічне вирішення, характер навантаження. У більшості випадків вищезгадані ефекти можуть відбуватися в одному різьбовому з'єднанні. Тому розуміння причин і механізмів феномена ослаблення різьбових з'єднань є важливим. При цьому основний фактор це градієнт (характер зміни) вібрації.

Різьбові з'єднання, що застосовуються в сільгоспмашинобудуванні, різноманітні за своїми конструктивно-технічними формами. Різьбові з'єднання сільськогосподарської

техніки представляють собою системи, на які впливають як зовнішні фактори, наприклад поверхня поля, так і внутрішні динамічні впливи. Логіка розвитку підходу передбачає використання не тільки понять жорсткості (або пружності), опору, маси, але і поняття, що характеризує взаємодію між різьбовими з'єднаннями і поверхнею поля, між фрагментами системи. При більш загальному підході реальну механічну (коливальну) систему можна представити як багатовимірну систему з m входами і n виходами. Формалізоване уявлення про це може дати передаточна функція. Зручність такого підходу полягає в можливості формалізованої оцінки всього різноманіття простору рішень.

В теорії автоматичного управління для опису динамічних властивостей системи використовується поняття передаточної характеристики, яка представляє собою відношення вихідної величини до вхідної, представлених в операторній формі або у функції комплексної змінної

$$\Phi = \frac{y(t)}{z(t)}, \quad (1)$$

При цьому під вхідним впливом $x(t)$ розуміють прикладені до системи силові фактори (гармонічні, полігармонічні, імпульсні), а під вихідною реакцією $y(t)$ – зміни параметрів коливань системи. Параметри вхідного впливу $z(t)$ і вихідної реакції $y(t)$ функціонально пов'язані з допомогою Φ , який визначає характер трансформації вхідного впливу при його проходженні через систему.

В теорії управління відношення 1 зображують графічно (рис. 1).

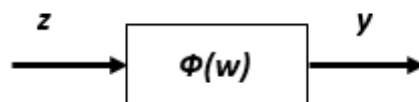


Рис. 1. Схема лінійної системи.

Будемо вважати, що система різьбового з'єднання (рис. 1) перемещується по гармонічному закону:

$$z = z(t) = C e^{ift}, \quad (2)$$

де: $C e^{ift}$ – комплексне кінематичне збурення; $e^{ift} = \cos ft + i \sin ft$ – рівняння Ейлера, яке описує гармонічні коливання; C – амплітуда.

Якщо вхідним сигналом системи є гармонічна функція з частотою w , то вона викликає вихідний гармонічний сигнал тієї ж частоти. Частинне рішення рівняння можна представити у вигляді

$$y = y(t) = A e^{i(ft+\beta)}, \quad (3)$$

Тоді

$$\Phi(f) = \frac{c+ifb}{c+ifb-mf^2}. \quad (4)$$

Як правило передаточна характеристика це комплексна функція, тому її представляють через модуль та аргумент. Модуль представляє собою відношення амплітуди гармонічної вихідної реакції системи до амплітуди вхідного гармонічного впливу. Це відношення залежить від частоти ω , тому воно називається амплітудною частотною характеристикою $\Phi(f)$ системи. Показник $\beta(f)$ є фазовим зсувом між вихідним і вхідним гармонічними процесами, і називається фазовою частотною характеристикою. Таким чином, комплексний коефіцієнт передачі лінійної системи можна записати у вигляді:

$$\Phi(f) = |\Phi(f)|e^{-i\beta(f)}, \quad (5)$$

де: $|\Phi(f)|$ – частотна характеристика; $\beta(f)$ – фазова характеристика.

Передаточна функція визначає динамічні властивості системи. Таким чином, експлуатаційні показники різьбових з'єднань машин визначаються їх динамічними властивостями. Хоча конструктивні рішення можуть бути різними, однак в кінцевому результаті нас цікавить робота різьбових з'єднань при збереженні щільності стику. Поява зазору (дефекту) призводить до зміни цих властивостей (а значить і $\Phi(f)$), що в свою чергу викликає відповідні зміни відгуку $y(t)$. Передаточна функція дозволяє крім двох зовнішніх змінних, які мають вхід і вихід системи, відобразити і всі внутрішні змінні системи, що особливо важливо при визначенні динамічних характеристик. Тоді експлуатаційною характеристикою різьбових з'єднань сільськогосподарських машин буде його можливість зберігати цілісність під час роботи з різним динамічним навантаженням при певних параметрах, які забезпечуються його частотними, дисипативними характеристиками.

Введемо наступний критерій втрати цілісності різьбових з'єднань:

$$Ц_{РЗ} = f(B(f), G_{РЗ}(f)). \quad (6)$$

де: B – характер зміни вібрації в околі різьбових з'єднань; $G_{РЗ}$ – конфігурація з'єднання (параметри різьбових з'єднань, конструктивне і технологічне вирішення елементів, що з'єднуються).

Для моделювання різьбових з'єднань застосовуються прості дискретні моделі [16, 17]. Такі моделі дозволяють оцінити стан різьбових з'єднань на основі як теоретичних, так і експериментальних досліджень. Для подальшого дослідження цілісності різьбових з'єднань була створена його схема з зазором (рис. 2) і розроблена математична модель.

Для того, щоб уникнути складного розрахунку послідовного з'єднання лінійного і нелінійного пружного елемента введемо деяку малу жорстку масу, розбивши пластину на малу початкову жорстку частину та подовгасту пружну (рис. 3).

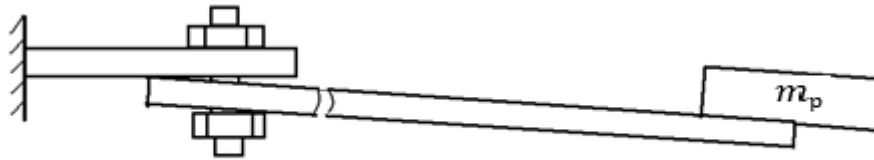


Рис. 2. Загальний вигляд різьбового з'єднання з зазором.

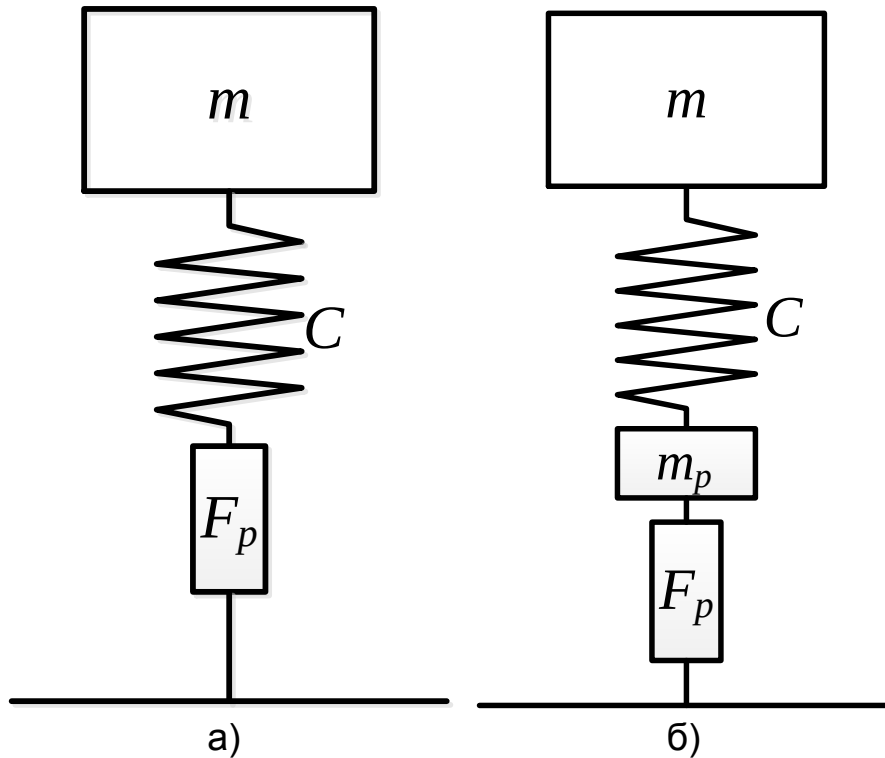


Рис. 3. Розрахункова схема різьбового з'єднання: а – одномасова; б – двомасова.

Рівняння для цієї розрахункової схеми різьбового з'єднання з зазором та додатковою масою будуть мати вигляд

$$\begin{cases} m\ddot{y}_1 + c(y_1 - y_0) + F_p(y_1 - y_2) = 0 \\ m_p\ddot{y}_2 - F_p(y_1 - y_2) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

де: y_0 – кінематичне збурення; y_1 , y_2 – переміщення мас; c – жорсткість РЗ; F_p – нелінійна функція.

У цьому випадку, крім в'язкого тертя, розглядається також сухе тертя між поверхнею болта і поверхнею отвору при наявності зазору. Для опису сухого тертя будемо використовувати найбільш поширену модель Кулона, відповідно до якої сила тертя спрямована протилежно вектору швидкості і пропорційна з коефіцієнтом тертя силі нормального тиску.

$$F_p = -c_{пл}y - b_{пл}\dot{y}, \quad |y| > A \quad (8)$$

$$F_p = -c_v y - b_v \dot{y} - k \cdot \text{sign}\dot{y}, \quad |y| < A \quad (9)$$

де: $c_{пл}$ – жорсткість площадок опору болта; $b_{пл}$ – в'язке демпфування у площадці; c_v – жорсткість опору різьбового з'єднання при переміщенні; b_v – в'язке демпфування при переміщенні; k – коефіцієнт сухого тертя.

Для цієї моделі була складена програма на Фортрані і проведені обчислення. У процесі експерименту задавались такі параметри c, b, k , щоб досягнути максимального співпадіння теоретичних та експериментальних результатів. Нижче наведені віброграми з різним зазором у різьбовому з'єднанні

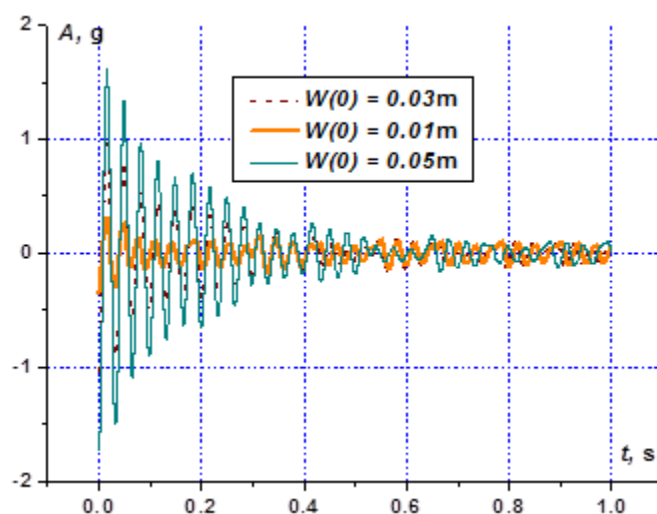


Рис. 4. Віброграми відхилення краю пластини при різних початкових даних.

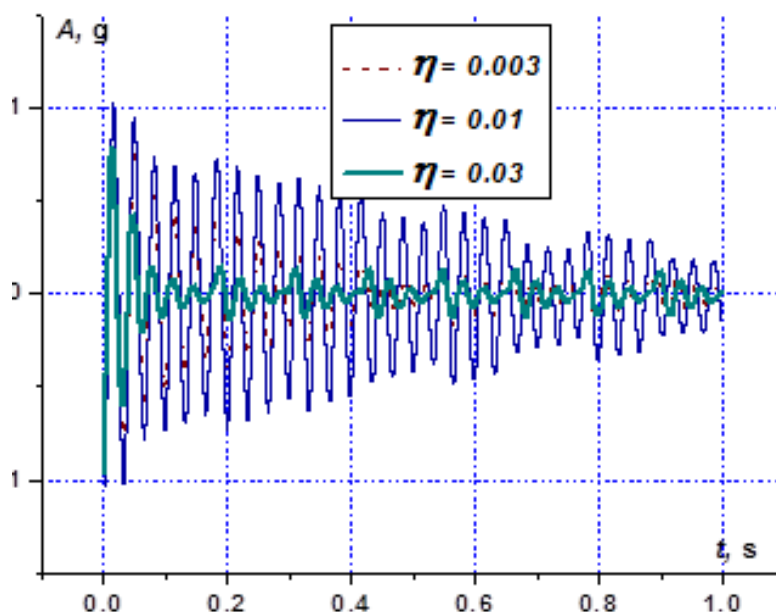


Рис. 5. Віброграми відхилення краю пластини при різних значення коефіцієнта демпфування.

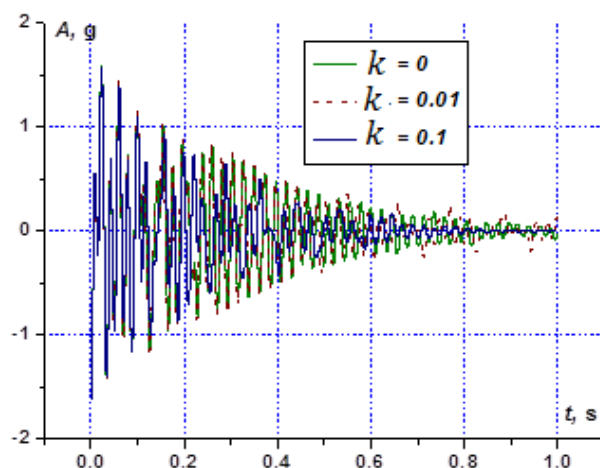


Рис. 6. Віброграми відхилення краю пластини при різних значення коефіцієнта сухого тертя.

Висновок. Розроблені нелінійні математичні моделі коливань послабленого різьбового з'єднання і побудовані графіки, які дозволили виявити характер коливального процесу при різних значеннях коефіцієнтів демпфування і сухого тертя.

Список літератури

1. Дівеев Б. М., Николишин М. М., Опалко В. Г., Черчик Г. Т. Вібронавантаженість з'єднань елементів конструкцій колісних машин. Наукові нотатки. Луцьк. 2016. Вип. 55. С. 127—133.
2. Дівеев Б. М., Коник І. В., Паращук Д. Л., Пелех Я. М. Дослідження розповсюдження вібрації та ударів від коліс до чутливого елемента машини. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2014. № 1. С. 47—53.
3. Вікович І. Дівеев Б. Дискретно-континуальний метод розрахунку динаміки тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємкості. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та праладобудуванні. 2001. Вип 36. С. 47—53.
4. Stotsko Z. A., Diveyev B. M., Sokil B. I., Topilnytskyi V. G. Устройства устранения вибраций технологических машин. Часопис Кошіцького технічного університету «Manufacturing engineering», 2006. Cislo 2. Rocnik V. S. 52—53.
5. Bohdan Diveyev. Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. 2016. Vol. 1, №2. P. 35—50.
6. Junker Kriterien für das selbsttätige Lösen von Verbindungselementen unter Vibration. Verbindungstechnik. 1969. 120 p.
7. Мочернюк Д. Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. Москва. Недра. 1970. 137 с.
8. Якушев А. И., Мустаев Р. Х., Мавлютов Р. Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. Москва. Машиностроение. 1979. 356 с.
9. Бургер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. Москва. Машиностроение. 1990. 368 с.
10. Ibrahim R. A., Pettit C. L. Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners Journal of Sound and Vibration. 279 (2005). P. 858—936.

11. *Tao Wang. Gangbing Song, Shaopeng Liu, Yourong Li, and Han Xiao, Review of Bolted Connection Monitoring Hindawi Publishing Corporation International Journal of Distributed Sensor Networks Volume 2013, Article ID 871213, 8 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2013/871213>.*
12. *Tomotsugu Sakai. Mechanism for a Bolt and Nut Self Loosening under Repeated Bolt Axial Tensile Load Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering. 2011. Vol. 5. No. 11. P. 627—639.*
13. *Ковтун А. В. Об изменении резонансных частот колебаний механических систем при наличии трения. Механіка і машинобудування. 2011. № 1. С. 47—53.*
14. *Курушин М. И., Курушин А. М., Барманов И. С. Распределение усилий по виткам и коэффициенты внешней переменной нагрузки в резьбовых соединениях в условиях вибрации изделий. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. №3(27). С. 47—53.*
15. *Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Москва. Наука. 1967. 444 с.*
16. *Lee J. H., Singh R. Existence of super-harmonics in quarter-vehicle system responses with nonlinear inertia hydraulic track mount given sinusoidal force excitation. Journal of Sound and Vibration. 313 (2008). P. 367—374.*
17. *Gopala Rao L. V., Narayanan S. V. Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road. Journal of Sound and Vibration. 310 (2008). P. 352—365.*

References

1. *Diveev B. M., Nikolysyn M. M., Opalko V. G., Cherchik G. T. (2016). Vibro-loading of joints of elements of constructions of wheeled cars. Scientific notes. Interuniversity collection. Lutsk. Vol. 55. 127-133.*
2. *Diveev B. M., Konik I. V., Paraschuk D. L., Pelech Ya. M. (2014). Investigation of the propagation of vibration and impacts from the wheels to the sensitive element of the machine. Modern technologies in mechanical engineering and transport. No. 1, 47-53.*
3. *Vikovich I. Diveev B. (2001). Discrete-continual method of calculating the dynamics of a tractor unit of a sprayer with a liquid in a container. Ukr interspection Technical sciences Collection "Automation of Production Processes in Mechanical Engineering and Construction". Issue 36. 47-53.*
4. *Stotsko Z. A., Diveyev B. M., Sokil B. I., Topilnytsky V. G. (2006). Devices for eliminating the vibrations of technological machines. Chasopis Koshitskogo technical university «Manufacturing engineering». Cislo 2. Rocnik. 52-53.*
5. *Bohdan Diveyev. (2016). Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. Vol. 1. №2. 35-50.*
6. *Junker Kriterien fur das selbsttatige Losen von Verbindungselementen unter Vibration. (1969). Verbindungstechnik. 120.*
7. *Mocherynu D. Yu. (1970). Investigation and calculation of threaded joints of pipes used in the oil-extracting industry. Moscow. Nedra. 137.*
8. *Yakushev A. I., Mustaev R. Kh., Mavlyutov R. R. (1979). Increase of strength and reliability of threaded joints. Moscow. Mashinostroyeniye. 356.*
9. *Birger I. A., Iosilevich G. B. (1990). Threaded and flanged connections. Moscow. Mashinostroyeniye. 368.*
10. *Ibrahim R. A., Pettit C. L. (2005). Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners Journal of Sound and Vibration. 279. 858-936.*

11. Tao Wang, Gangbing Song, Shaopeng Liu, Yourong Li, and Han Xiao. (2013). Review of Bolted Connection Monitoring Hindawi Publishing Corporation International Journal of Distributed Sensor Networks Volume. Article ID 871213. 8 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2013/871213>.
12. Tomotsugu Sakai. (2011). Mechanism for a Bolt and Nut Self Loosening under Repeated Bolt Axial Tensile Load Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering. Vol. 5. No. 11. 627-639.
13. Kovtun A. V. (2011). Changes in the resonance frequencies of oscillations of mechanical systems in presence of friction Mechanics and machine building. № 1. 47-53.
14. Kurushin M. I., Kurushin A. M., Barmanov I. S. (2011). Distribution of forces by turns and coefficients of external variable load in threaded joints in the conditions of vibration of products, Bulletin of Samara State Aerospace University. №3(27). 47-53.
15. Timoshenko S. P. (1967). Fluctuations in Engineering. Moscow. Nauka. 444.
16. Lee J. H., Singh R. (2008). Existence of super-harmonics in quarter-vehicle system responses with nonlinear inertia hydraulic track mount given sinusoidal force excitation. Journal of Sound and Vibration. 313. 367-374.
17. Gopala Rao L. V. V., Narayanan S. (2008). Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road. Journal of Sound and Vibration. 310. 352-365.

ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С ЛЮФТОМ

В. Г. Опалко

Аннотация. Непрерывно растущие требования к техническому уровню сельскохозяйственных машин связаны с необходимостью обеспечивать их надежность, высокую производительность, которые определяются такими эксплуатационными показателями их деталей и узлов как износостойкость, контактная жесткость, герметичность соединений.

При оценке резьбовых соединений сельскохозяйственной техники определяется их способность максимально длительное время обеспечивать плотность или герметичность стыков. Раскрытия стыка деталей определяется как показателями качества самих резьбовых элементов (обработка поверхностей стыка, число стыков, точность резьбы), так и особенностями эксплуатации посевной техники (коррозия, загрязнение, износ заводских покрытий и т.д.). В большинстве случаев вышеупомянутые эффекты могут происходить в одном соединении. Поэтому понимание причин и механизмов феномена ослабления резьбовых соединений важно.

Для моделирования резьбовых соединений применяются простые дискретные модели, которые позволяют оценить состояние резьбовых соединений на основе как теоретических, так и экспериментальных исследований. Для дальнейшего

исследования целостности резьбовых соединений была создана его схема с зазором и разработана математическая модель. Исследовано влияние параметров вибрации на динамические свойства резьбовых соединений сеялки.

Ключевые слова: *резьбовые соединения, вибрация, диссипативные характеристики*

LOADING OF THREADED JOINTS OF AGRICULTURAL MACHINES WITH BACKLASH

V. G. Opalko

Abstract. *Continuously growing requirements for the technical level of agricultural machines are associated with the need to ensure their reliability, high productivity, which are determined by such operational parameters of their parts and components as wear resistance, contact stiffness, tightness of joints.*

When assessing the threaded connections of agricultural machinery, it is determined that they are able to provide the tightness or tightness of joints for the longest possible time. The opening of the joint of the parts is determined both by the quality of the threaded elements themselves (processing of the joint surfaces, number of joints, thread accuracy), and the features of the operation of the seeding equipment (corrosion, contamination, deterioration of factory coatings, etc.). In most cases, the above effects can occur in one connection. Therefore, understanding the causes and mechanisms of the phenomenon of weakening threaded connections is important.

Simple discrete models are used to model threaded connections, which allow us to evaluate the state of threaded joints on the basis of both theoretical and experimental studies. To further investigate the integrity of the threaded joints, a scheme with a gap was created and a mathematical model was developed. The effect of the vibration parameters on the dynamic properties of the threaded joints of the seeder is investigated.

Key words: *threaded connections, vibration, dissipative characteristics*