УДК 621.87 DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.05 ¹Човнюк Ю. В., ²Остапущенко О. П., ²Кравченко І. М. ¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

² Київський Національний університет будівництва і архітектури

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КРАНОВОГО ВІЗКА З ГНУЧКИМ ПІДВІСОМ ВАНТАЖУ НА ОПТИМАЛЬНИЙ ДИНАМІЧНИЙ РЕЖИМ ЙОГО РУХУ. І: ЛІНІЙНА МОДЕЛЬ

Анотація. При русі кранового візка вантаж на гнучкому підвісі здійснює коливання. Ці коливання суттєво впливають на характер руху кранового візка, а також на надійність роботи крана, його продуктивність та безпечність експлуатації. Усунення коливань вантажу під час руху кранового візка є актуальною задачею. Зазвичай проблему усунення коливань вирішують для випадків аналізу руху механічних систем під час перехідних режимів їх роботи (періоди пуску та гальмування), або ж протягом усього періоду руху. Проте аналіз впливу параметрів руху самого візка (кранової системи) на функціонування оптимальні режими вказаних систем не розглядається. Мета дослідження полягає у визначенні оптимального режиму руху кранового візка за динамічним критерієм під час розгону, а також у проведенні аналізу впливу параметрів кранового візка з гнучким підвісом вантажу на його оптимальний режим руху. Для розв'язку задачі по визначенню оптимального режиму руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу використані методи класичного варіаційного числення, а також спеціальний динамічний критерій. Проаналізований вплив співвідношень мас вантажу та візка, частоти власних коливань системи на характер оптимального руху візка. Результати розв'язку подані графічними залежностями.

Ключові слова: крановий візок, вантаж, коливання, оптимальний режим, варіаційна задача, аналіз, гнучкий підвіс.

Постановка проблеми.

Відомо [1], що під час руху кранового візка вантаж на гнучкому підвісі здійснює коливання. Зрозуміло, що ці коливання суттєво впливають на характер руху візка, на надійність роботи самого крана, на його продуктивність та безпечність експлуатації кранового обладнання [2]. Тому усунення коливань вантажу при русі кранового візка є актуальною задачею.

Аналіз останніх публікацій по темі дослідження.

Слід зазначити, що проблема усунення коливань вантажу на

[©] Човнюк Ю. В., Остапущенко О. П., Кравченко І. М., 2020

гнучкому підвісі при русі кранового візка розглянута у багатьох наукових працях, зокрема, у [3-7]. Автори цитованних робіт проблему усунення вказаних коливань аналізували під час саме перехідних режимів руху кранової системи (пуск/гальмування) або на протязі усього періоду руху [8]. Проте у цих роботах не розглядався аналіз впливу параметрів руху візка на його оптимальні режими функціонування.

Мета даної роботи полягає у визначенні параметрів оптимального режиму руху кранового візка за динамічним критерієм у процесах розгону системи, а також у оцінці ступеню впливу параметрів самого кранового візка з гнучким підвісом вантажу на оптимальні режими руху системи.

Виклад основного змісту дослідження.

1.Оптимізація руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу. Лінійна модель.

Для проведення оптимізації руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу (у лінійному наближенні) оберемо двомасову динамічну модель, показану на рис.1. Вона складається з візка масою m_1 і вантажу масою m, підвішеному на гнучкому канаті довжиною l. На візок діють рушійна сила F і зусилля статичного опору F_0 .

Вважаємо, що канат нерозтяжний, невагомий і абсолютно гнучкий, масса вантажу зосереджена в одній точці, коливання вантажу малі і відбуваються лише у площині руху візка. Маса приводного механізму зведена до маси візка і зосереджена в його центрі мас.

Пружністю елементів приводного механізму нехтуємо, оскільки частоти їхніх коливань приблизно на порядок більші за частоту коливань вантажу і на коливання останнього не впливають [1]. За узагальнені координати цієї моделі прийняті координати центрів мас візка і вантажу, відповідно x_1 та x.



Рисунок 1 Двомасова динамічна модель вантажного візка (\vec{g} вектор прискорення вільного падіння)

Вважаючи, що кут відхилення канату з вантажем маси *m* від вертикалі незначний по величині ($\phi << 1$), можемо його подати наступним чином:

$$\varphi = \frac{\left(x_1 - x\right)}{l}.$$
(1)

Тоді, на основі рівнянь Лагранжа другого роду матимемо систему рівнянь руху для цієї моделі наступного вигляду:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F - \frac{mg}{l} \cdot (x_1 - x) - F_0; \\ \ddot{x} = \frac{g}{l} \cdot (x_1 - x) \end{cases}, \qquad (2)$$

яку легко звести шляхом лінійних перетворень до одного рівняння для змінної $\xi = x_1 - x$:

$$\ddot{\xi} + \frac{g}{l} \cdot \left(\frac{m}{m_1} + 1\right) \cdot \xi = \frac{F - F_0}{m_1}.$$
(3)

Нехай тривалість розгону розглядуваної системи до усталеного режиму руху складає t_1 , тоді для $t \in [0, t_1]$ можна вважати $(F, F_0) = const$. Розв'язок (3) має вид:

$$\begin{cases} \xi(t) = A_1 \sin(\Omega t) + A_2 \cos(\Omega t) + \frac{(F - F_0)}{m_1} \cdot \frac{l}{g} \cdot \left(\frac{m_1}{m + m_1}\right) \\ \Omega = \left[\frac{g}{l} \cdot \left(\frac{m}{m_1} + 1\right)\right]^{1/2} \end{cases}, \quad (4)$$

де A_1, A_2 невизначені константи, значення котрих можна знайти з початкових/кінцевих умов для t = 0 й $t = t_1$.

Розглянемо наступні початкові/кінцеві умови даної задачі на інтервалі $t \in [0, t_1]$:

Підйомно-транспортна техніка, №2 (63), 2020

$$\xi |_{t=0} = 0; \dot{\xi} \Big|_{t=t_1} = V;$$
 (5)

де V усталена швидкість руху розглядуваної системи при завершенні перехідного періоду (розгону).

Тоді розв'язок (4), при умовах (5), набирає вигляду:

$$A_{2} = -\frac{\left(F - F_{0}\right)}{m_{1}} \cdot \frac{l}{g} \cdot \left(\frac{m_{1}}{m + m_{1}}\right) = -\frac{\left(F - F_{0}\right)}{g} \frac{l}{\left(m + m_{1}\right)},$$

$$A_{1} = A_{2}tg\left(\Omega t_{1}\right) + \frac{V}{\Omega}\sec\left(\Omega t_{1}\right) = -\frac{\left(F - F_{0}\right)}{g} \frac{l}{\left(m + m_{1}\right)}tg\left(\Omega t_{1}\right) + \frac{V}{\Omega}\sec\left(\Omega t_{1}\right),$$

$$\xi\left(t\right) = \left[-\frac{\left(F - F_{0}\right)}{g} \frac{l}{\left(m + m_{1}\right)}tg\left(\Omega t_{1}\right) + \frac{V}{\Omega}\sec\left(\Omega t_{1}\right)\right]\sin\Omega t + \left[-\frac{\left(F - F_{0}\right)}{g} \frac{l}{\left(m + m_{1}\right)}\right]\cos\Omega t + \frac{\left(F - F_{0}\right)}{m_{1}} \cdot \frac{l}{g}\left(\frac{m_{1}}{m + m_{1}}\right).$$
(6)

Розв'язок $\xi(t)$ з (6) можна подати наступним чином:

$$\xi(t) = B\sin\left[\Omega t + \phi\right] + \frac{\left(F - F_0\right)}{m_1} \cdot \frac{l}{g} \cdot \left(\frac{m_1}{m + m_1}\right),\tag{7}$$

де:

$$B = \begin{cases} \left[-\frac{(F - F_0)l}{g(m + m_1)} tg(\Omega t_1) + \frac{V}{\Omega} \sec(\Omega t_1) \right]^2 + \\ + \left[-\frac{(F - F_0)}{g(m + m_1)} \frac{l}{2} \right]^2 & \\ + \left[-\frac{(F - F_0)l}{g(m + m_1)} \frac{l}{2} \right]^2 & \\ \end{cases}$$
(8)
$$\phi = \operatorname{arctg} \left\{ \left[\frac{-(F - F_0)l}{g(m + m_1)} \frac{l}{2} \cdot \left[-\frac{(F - F_0)}{g(m + m_1)} tg(\Omega t_1) + \\ + \frac{V}{\Omega} \sec(\Omega t_1) \right]^2 \right\}$$

Запис (7) розв'язку рівняння (3) при умовах (5) показує, що у системі виникають коливання амплітуди B з плином часу t. Максимального значення B вказані коливання вантажу на канаті набувають у момент часу \tilde{t}_i :

$$\Omega \tilde{t}_i + \phi = \frac{\pi}{2} + 2i\pi, \quad i = 1, 2, 3, \dots$$
(9)

Значення \tilde{t}_i з (9) легко знайти:

$$\tilde{t}_i = \left\{ \left[\frac{\pi}{2} + 2i\pi \right] - \phi \right\} \cdot \Omega^{-1}$$
(10)

Розглянемо далі критерії і закони руху даної системи, які мінімізують її кінематично-силові параметри.

Закон руху системи $\xi(t)$, за якого на проміжку часу $t \in [0, t_p]$, (де $t_p \equiv t_1$) тривалість розгону, мінімізується ефективна рушійна сила, прикладена до вантажного візка, тобто:

$$\int_{0}^{t_p} \left(F - F_0\right)^2 dt \to \min, \ t_p \equiv t_1,$$
(11)

має вигляд:

$$\xi(t) = C_1 \sin \Omega t + C_2 t \sin \Omega t + C_3 \cos \Omega t + C_4 t \cos \Omega t , \qquad (12)$$

де константи C_i , $i = \overline{(1,4)}$, можна знайти з умов:

$$\xi\big|_{t=0} = 0; \, \dot{\xi}\big|_{t=0} = 0; \, \dot{\xi}\big|_{t=t_p} = V; \, \ddot{\xi}\big|_{t=t_p} = 0 \quad .$$
 (13)

Результат (12) отриманий при розв'язку рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\xi^{(IV)} + 2\Omega^2 \ddot{\xi} + \Omega^4 \xi = 0, \qquad (14)$$

що є необхідною умовою реалізації критерію (11).

Якщо необхідно задовольнити критерію руху типу

$$\int_{0}^{t_{p}} \xi^{2} dt \to \min, \qquad (15)$$

тоді закон руху системи, при умовах (13), набирає наступного вигляду:

$$\xi(t) = \frac{V}{t_p} \cdot t^2 - \frac{V}{3t_p^2} \cdot t^3.$$
⁽¹⁶⁾

З рівнянь системи (2) можна легко знайти наступні співвідношення:

$$x_{1} = x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x}; \ \dot{x}_{1} = \dot{x} + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x}; \ \ddot{x}_{1} = \ddot{x} + \frac{l}{g} \cdot x^{(IV)}.$$
 (17)

За критерій оптимізації тепер приймемо умову, що призводить до мінімізації "енергії" прискорень елементів розглядуваної системи на протязі періоду розгону t_n кранового візка:

$$I_V = \int_0^{t_p} \tilde{V} dt \to \min, \qquad (18)$$

де \tilde{V} "енергія" прискорень [8].

Для обраної динамічної моделі запишемо вираз для \tilde{V} у наступному вигляді:

$$\tilde{V} = \frac{1}{2}m_1\ddot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m\ddot{x}^2 = \frac{1}{2}m_1\left(\ddot{x} + \frac{l}{g}x^{(IV)}\right)^2 + \frac{1}{2}m\ddot{x}^2.$$
 (19)

Умовою реалізації критерію (18) є рівняння Ейлера-Пуассона типу [9]:

$$\frac{\partial \tilde{V}}{\partial x} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial \dot{x}} \right) + \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial \ddot{x}} \right) - \frac{d^3}{dt^3} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial \ddot{x}} \right) + \frac{d^4}{dt^4} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial x^{(IV)}} \right) = 0$$
(20)

Після підстановки виразу для \tilde{V} (19) у рівняння (20) матимемо:

$$m_1 \cdot \frac{l^2}{g^2} x^{(VIII)} + 2m_1 \cdot \frac{l}{g} x^{(VI)} + (m_1 + m) \cdot x^{(IV)} = 0.$$
 (21)

Розділимо всі члени рівняння (21) на коефіцієнт біля старшої похідної і зробимо наступні заміни: $\frac{g}{l} = k^2$, $\frac{m}{m_1} = \overline{m}$, тоді отримаємо замість (21):

$$x^{(VIII)} + 2k^2 \cdot x^{(VI)} + (1 + \overline{m}) \cdot k^4 \cdot x^{(IV)} = 0, \qquad (22)$$

де k частота власних коливань математичного маятника (який частково моделює вантаж на канаті, закріпленому на крановому візку). До речі, справедливим є співвідношення:

$$\Omega^2 = k^2 \cdot \left(1 + \overline{m}\right). \tag{23}$$

Рівняння (22) можна розв'язати аналітично. Введемо наступну заміну: $z = x^{(IV)}$. Тоді для z(t) рівняння (22) приймає наступний вигляд:

$$z^{(IV)} + 2k^2 \cdot \ddot{z} + (1 + \overline{m}) \cdot k^4 \cdot z = 0.$$
 (24)

Характеристичне рівняння для (24) має вид:

$$\lambda^{4} + 2k^{2} \cdot \lambda^{2} + (1 + \overline{m}) \cdot k^{4} = 0.$$
 (25)

Корені (25) можна подати наступним чином:

$$\begin{cases} \lambda_{1,2} = k \cdot \sqrt[4]{1 + \overline{m}} \cdot \exp\left\{ \mp i \cdot \frac{1}{2} \cdot \operatorname{arctg}\left[\sqrt{\overline{m}}\right] \right\}, i^{2} = -1, \\ \lambda_{3,4} = -k \cdot \sqrt[4]{1 + \overline{m}} \cdot \exp\left\{ \mp i \cdot \frac{1}{2} \cdot \operatorname{arctg}\left[\sqrt{\overline{m}}\right] \right\}. \end{cases}$$
(26)

Використовуючи відому формулу Ейлера, корені рівняння (25) з урахуванням (26) можна записати інакше:

$$\lambda_1 = a - ib; \lambda_2 = a + ib; \lambda_3 = -a + ib; \lambda_4 = -a - ib, \quad (27)$$

де введені наступні позначення:

$$a = k \cdot \sqrt[4]{1 + \overline{m}} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} \operatorname{arctg}\left(\sqrt{\overline{m}}\right)\right];$$

$$b = k \cdot \sqrt[4]{1 + \overline{m}} \cdot \sin\left[\frac{1}{2} \operatorname{arctg}\left(\sqrt{\overline{m}}\right)\right].$$

(28)

Тоді розв'язок (24) набуває наступного вигляду:

$$z(t) = x^{(IV)}(t) = \tilde{C}_1 \cdot e^{at} \cdot \{\sin bt\} + \tilde{C}_2 \cdot e^{at} \cdot \{\cos bt\} + \tilde{C}_3 \cdot e^{-at} \cdot \{\sin bt\} + \tilde{C}_4 \cdot e^{-at} \cdot \{\cos bt\},$$
(29)

де \tilde{C}_j , $j = (\overline{1,4})$, є константами (невизначеними). Величину \tilde{C}_j можна знайти з граничних/початкових (і кінцевих) умов задачі. Враховуючи ту обставину, що $\xi = (x - x_1)$ і співвідношення (17), можна записати:

$$\ddot{\xi} = -\frac{l}{g} \cdot x^{(IV)}.$$
(30)

Використовуючи рівняння (3), після нескладних перетворень матимемо:

$$\xi(t) = \frac{\left\{\frac{F - F_0}{m_1} - \ddot{\xi}\right\}}{\Omega^2}.$$
(31)

Враховуючи (30), можна отримати для $\xi(t)$ наступне співвідношення:

$$\xi(t) = \frac{\left\{\frac{F - F_0}{m_1} + \frac{l}{g} \cdot x^{(IV)}\right\}}{\Omega^2}.$$
 (32)

Для визначення констант \tilde{C}_j , $j = (\overline{1,4})$, маємо наступні умови:

$$\xi\Big|_{t=0} = 0; \ \dot{\xi}\Big|_{t=0} = 0; \ \dot{\xi}\Big|_{t=t_p} = V_b; \ \ddot{\xi}\Big|_{t=t_p} = 0,$$
(33)

де V_b відносна швидкість руху вантажу маси *m* відносно кранового візка маси m_1 після закінчення розгону цього візка $(t \ge t_p)$, тобто при виході розглядуваної системи на усталений режим руху.

В таблиці 1 подані результати розрахунку частот k, Ω, b для різних значень довжини канату (l) та параметра $\overline{m} = \frac{m}{m_1}$.

Таблиця 1. Значення частот k, Ω, b для різних значень довжини канату (l) та параметру \overline{m} .

| <i>l</i> ,м | L 1 | Ω ,c ⁻¹ | | | <i>b</i> ,c ⁻¹ | | | |
|-------------|---------------------------|---------------------------|---------------------|---------------|---------------------------|---------------|---------------|--|
| | <i>K</i> ,c ⁻¹ | $\overline{m}=0,5$ | \overline{m} =1,0 | <i>m</i> =2,0 | <i>m</i> =0,5 | <i>m</i> =1,0 | <i>m</i> =2,0 | |
| 39,2 | 0,5 | 0,61 | 0,71 | 0,87 | 0,168 | 0,228 | 0,303 | |
| 9,8 | 1,0 | 1,22 | 1,41 | 1,73 | 0,335 | 0,455 | 0,605 | |
| 2,45 | 2,0 | 2,45 | 2,83 | 3,46 | 0,670 | 0,910 | 1,210 | |
| 10 | 0,99 | 1,21 | 1,40 | 1,71 | 0,332 | 0,450 | 0,599 | |
| 20 | 0,70 | 0,86 | 0,99 | 1,21 | 0,235 | 0,319 | 0,424 | |
| 30 | 0,57 | 0,70 | 0,81 | 0,99 | 0,191 | 0,259 | 0,345 | |
| 50 | 0,44 | 0,54 | 0,62 | 0,76 | 0,147 | 0,200 | 0,266 | |
| 100 | 0,31 | 0,38 | 0,44 | 0,54 | 0,104 | 0,141 | 0,188 | |

Аналіз чисельних розрахунків, поданих у таблиці 1, показує, що при зміні довжини канату l у межах (2, 45 ... 100) м: 1) частота k

змінюється у межах (0,31 ... 2,0) с⁻¹, причому остання спадає зі зростанням довжини канату; 2) власна частота коливань системи Ω (за відсутності оптимізації її руху) змінюється при цьому у межах (0,38 ... 3,46) с⁻¹, причому остання зростає при збільшенні параметру \overline{m} у межах (0,5 ... 2,0); 3) якщо система рухається за законами, що відповідають критерію мінімізації "енергії" прискорень високого (до четвертого) порядку під час її розгону, частота коливань b суттєво зменшується і лежить у межах (0,104 ... 1,210) с⁻¹, тобто приблизно у 3 рази менше, ніж Ω , що є, безумовно, перевагою оптимального режиму руху досліджуваної системи.

Нижче, на рис.2 подані залежності нормованих на k частот: (Ω / k) та (b / k) від параметру \overline{m} .

Зазначимо, що "нормовані" частоти (Ω / k) та (b / k) мають наступну залежність від \overline{m} :

$$\frac{\Omega}{k} = \sqrt{1 + \overline{m}}; \frac{b}{k} = \sqrt[4]{1 + \overline{m}} \cdot \sin\left[\frac{1}{2}arctg\left(\sqrt{\overline{m}}\right)\right].$$
(34)



б)

Рисунок 2 Залежність "нормованих" частот від параметру \overline{m} :

a
$$\left(\frac{\Omega}{k}\right) = f_1(\overline{m}); \ \mathbf{B}\left(\frac{b}{k}\right) = f_2(\overline{m})$$

Висновки

1. Обгрунтовані лінійна фізико-механічна та математична моделі, які адекватно описують динаміку кранового візка з гнучким підвісом вантажу, характерну для функціонування мостових кранів. Встановлені основні параметри системи "вантажний візок- гнучкий підвіс/канат -вантаж", зокрема, характерні частоти коливань та їх залежність від довжини канату l й співвідношення мас \overline{m} (кранового візка й вантажу).

2. Встановлені закони оптимального динамічного режиму руху розглянутої системи, за яких мінімізуються у процесі пуску рушійна сила та відносне відхилення вантажу від вертикалі, що проходить через центр маси візка (ξ), а також сумарна "енергія" прискорень вищих порядків системи (за врахування діючої у системі сили тертя).

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення інженерних методів розрахунку кінематично-силових параметрів та оптимальних режимів руху мостових кранів у процессах їх пуску, що мінімізують небажані для функціонування останніх маятникові коливання вантажу як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації вантажопідйомних машин.

Список використаної літератури

1.Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов/Н.А.Лобов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.

2.Сергеев С.Т. Надежность и долговечность подъемных кранов/С.Т.Сергеев. К.: Техніка, 1968. 238 с.

3.Перельмутер М.М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом/М.М.Перельмутер, Л.Н.Пляхов//Электромеханика. 1971. №7. С.769-774.

4.Аксенов Л.Б. Синтез системы для гашения колебаний груза/Л.Б.Аксенов//Подъемно-транспортные машины. 1981. №10. С.66-69.

5.Герасимяк Р.П. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения/Р.П.Герасимяк, Л.В.Петренко//Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. 1999. №1. С.87-94.

6.Смехов А.А. Оптимальное управление подъемнотранспортными машинами/А.А.Смехов, Н.И.Ерофеев. М.: Машиностроение, 1975. 239 с. 7.Ловейкін В.С. Про можливість оптимізації режиму пуску механізму пересування кранового візка за різними критеріями/В.С.Ловейкін, В.Ф.Ярошенко, Ю.О.Ромасевич//Підйомно-транспортна техніка. Дніпропетровськ: ДПТ, 2007. Вип.№3. С.15-23.

8.Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин/В.С.Ловейкин.К.: УМК ВО, 1990.168 с.

CRANE TROLLEY WITH FLEXIBLE LOAD SUSPENTION PARAMETERS INFLUENCE ANALYSIS ON THE OPTIMAL DYNAMIC MOVEMENT MODE. I: LINEAR MODEL

Chovnyuk Yu. V., Ostapushchenko O. P., Kravchenko I. M. Nathional University of Bioresources and Life Sciences of Ukraine, Kyiv National University of Construction and Architecture

Annotation. Moving a crane trolley, the flexible suspention load oscillates. These oscillations significantly affect the crane truck's movement characteristics, as well as the crane's operation reliability, its productivity and safe operation. Elimination load shifts while moving a crane trolley is an urgent task. Usually, the elimination oscillations problem is solved for cases of mechanical systems during transient modes of their operation (startup and braking periods) motion analysis or during the whole motion period. However, the influence of the movement of truck itself (crane system) parameters on the optimal modes of operation of these systems analysis is not considered. The investigation purpose is to determine the optimal crane truck movement mode according to the dynamic criterion during acceleration, as well as to analyze the influence of the crane truck with flexible load suspension on its optimal movement mode parameters. To solve the determining problem of the optimal crane truck with flexible load suspention movement mode classical variational calculus, as well as a special dynamic criterion method are used. The weight ratios influence of the load and the trolley, the natural oscillations frequency of the system on the optimum movement trolley nature is analyzed. The solution results are represented by graphical dependencies.

Key words: crane trolley, load, oscillation, optimal mode, variationnal problem, analysis, flexible suspension.

УДК 621.22 DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.06 Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Жерелій А. І., Капустіна К. В. Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ ВІДВАЛУ АВТОГРЕЙДЕРА ДЗк250В

Анотація. Дослідження динамічних процесів в об'ємному гідроприводі обертання грейдерного відвалу під час його пуску є актуальною задачею, так як вона направлена на зниження коливань тиску та частоти обертання, що дає можливість зниження динамічного навантаження гідропривода і підвищення довговічності аксіальнопоршневого гідромотора як найбільш вагомого за ціною гідропристрою. Досліджено режими навантаження об'ємного гідропривода, які знижують коливання тиску та швидкості обертання гідромотора під час його пуску та запропонувати інженерне рішення для практичної реалізації в гідравлічній принциповій схемі автогрейдера.

Ключові слова: автогрейдер, об'ємний гідропривод, аксіальнопоршневий гідромотор, математична модель, динаміка гідропривода, пакет програм VisSim.

Постановка проблеми. Автогрейдери (рисунок 1) призначені для землерийно-профілювальних робіт, будівництва та утримання доріг і можуть використовуватися на роботах з переміщення та розподілу ґрунту та дорожньо-будівельних матеріалів, плануванні укосів, виїмок, насипів, улаштування корита і бічних канав, очищення доріг від снігу, змішування ґрунтів з добавками і в'яжучими матеріалами на полотні дороги, а також для розпушування асфальтових покриттів, брукових мостових і важких ґрунтів за допомогою додаткового робочого органа – розпушувача заднього розташування.

Об'ємний гідропривод (ОГП) [2] робочих органів і повороту коліс рульового керування автогрейдера побудовані за розімкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР) і включають насоси для нагнітання РР у гідроциліндри та гідромотор, апаратуру регулювання напряму і швидкості руху робочих органів і їх фіксації (гідрозамки), апаратуру захисту від перевантажень, гідропідсилювачі вимикання муфти зчеплення і приводу робочих гальм, пристрої кондиціонування РР і контролю параметрів ОГП.

[©] Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Жерелій А. І., Капустіна К. В., 2020



Рисунок 1. Загальний вид автогрейдера

Основний матеріал дослідження.

Розглянемо ОГП для автогрейдера ДЗК-250 масою 10 т і потужністю ДВЗ близько 70 кВт, розробленого за участю вчених ХНАДУ [3]. Для нагнітання РР в ОГП використовуються шестеренні насоси Н1 і Н2 з робочим об'ємом 10 см³ і 32 см³, відповідно. Всмоктування РР насосами здійснюється з гідробака Б ємністю 100 дм³. Насос Н1 рульового керування нагнітає РР у насос-дозатор НД і далі по трубопроводах і рукавах високого тиску РВД до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 повороту коліс.



Рисунок 2 - Структурна схема ОГП автогрейдера ДЗк250В

Насос Н2 нагнітає РР до гідродвигунів робочих органів через гідропідсилювачі гальма УС1, зчеплення УС2 і блок А керування робочими органами. До складу блока А входять гідророзподільники Р1...Р10 і запобіжний клапан КП1. Всі гідророзподільники трипозиційні, управління золотниками ручне або електромагнітне з пружинним поверненням в нейтральну позицію, в якій насос H2 розвантажується від тиску завдяки сполученню лінії нагнітання на вході в гідророзподільникі P1...P10 зі зливною лінією в бак. Сполучення блока A з гідродвигунами здійснюється за допомогою металевих трубопроводів та PBД. Запобіжний клапан в ОГП налаштований на тиск 9...10 МПа. Фільтрація PP забезпечується фільтром Ф з номінальною тонкістю фільтрації 25 мкм.

ОГП автогрейдера забезпечує:

1. Поворот грейдерного відвалу від гідромотора М аксіальнопоршневого типу з похилим блоком циліндрів і робочим об'ємом 56 см³ (рис. 3,а). Для захисту від перевантажень (закиду тисків) при різкому розгоні або гальмуванні тягової рами автогрейдера магістралі підведення і відведення РР забезпечені запобіжно-антикавітаційними клапанами КП2 і КП3 (комбінація запобіжного клапана і зворотного, сполученого з баком для пропускання РР з бака в порожнини гідромотора за умов падіння в них тиску нижче атмосферного);

2. Нахил передніх коліс (рис. 3,ж) здійснює гідроциліндр ЦЗ (двосторонньої дії, одноштоковий);

3. Підіймання-опускання відвала грейдера забезпечується за допомогою двох гідроциліндрів Ц5 і Ц6 (рис. 3,6). Гідродроселі ДР1 і ДР2 із зворотними клапанами забезпечують регулювання швидкості поршнів при підведенні РР до безштокових порожнин гідроциліндрів. При подачі РР у штокові порожнини гідроциліндрів поршні здійснюють прискорений хід, пропорційний подачі насоса H2, тоді як РР на зливі з безштокових порожнин гідроциліндрів зливається в бак через зворотні клапани паралельно дроселям ДР1 і ДР2. Для захисту від підвищених зустрічних навантажень слугують запобіжноантикавітаційні клапани КП5 і КП6. Для фіксації відвала слугують гідрозамки 3M2 і 3M3;

4. Висування відвала автогрейдера гідроциліндром Ц8 (рис. 3,є). Регулювання швидкості поршня при подачі РР до безштокової порожнини здійснюється шляхом попереднього налаштування площі перетину дроселя ДРЗ із зворотним клапаном. При подачі РР до штокової порожнини швидкість штока досягає максимального значення, пропорційного подачі насоса Н2. Захист від перевантажень безштокової порожнини забезпечується запобіжно-антікавітаційним клапаном КП8. Гідрозамок ЗМ4 фіксує відвал;

5. Підіймання-опускання бульдозерного відвала гідроциліндром Ц4 (рис. 3,в). Від закидів тиску при зустрічному навантаженні на відвал слугує запобіжно-антикавітаційний клапан КП4. Гідрозамок ЗМ1 фіксує відвал;



Рисунок 3 - Гідравлічні схеми гідропристроїв автогрейдера ДЗк250В

6. Розпушування грунту за допомогою гідроциліндра Ц12 (рис. 3,в), забезпеченого запобіжно-антикавітаційним клапаном КП10 для захисту безштокової порожнини від перевантажень і гідрозамок ЗМ6 для фіксації розпушувача в заданому положенні;

7. Зміну кута різання відвалу автогрейдера здійснюється гідроциліндрами Ц9 і Ц10 (рис. 3,г), для захисту від перевантажень встановлений запобіжно-антикавітаційний клапан КП9, фіксація кута різання забезпечується гідрозамком ЗМ5;

8. Винесення тягової рами за допомогою гідроциліндра Ц7 (рис. 3,д). Цей гідроциліндр є найбільш довгоходовим (1400 мм) в автогрейдері. Захист від перевантажень безштокової порожнини забезпечується запобіжно-антикавітаційним клапаном КП7;

9. Фіксацію хомута за допомогою гідроциліндра Ц11, шток якого встановлюється у відповідні отвори хомута (рис. 3,ж).

Автогрейдер працює в умовах тяжких пускових режимів, що може приводити до скорочення ресурсу окремих гідропристроїв, але

за даними літературних джерел аналіз динаміки ОГП обертання відвалу не проводився.

Аналіз сучасного гідробладнання автогрейдерів. Для реалізації завдань енергозбереження, підвищення ресурсу та зниження динамічних навантажень розглянемо номенклатуру гідропристроїв, які пропонуються для ОГП сучасних автогрейдерів.

Для ОГП обертання грейдерного відвалу застосовують аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів [4;5]. На рисунку 4 представлені аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів, які застосовуються в приводі обертання відвалу автогрейдера. Основними деталями гідромотора (рисунок 4,а) є похилий блок циліндрів 2, вихідний вал 1, поршні 6 з шатунами 5, розподільний диск 3 з дугоподібними вікнами 4 високого і низького (зливу) тиску та задня кришка 7.



Рисунок 4 – Аксіальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів:

а – з окремим поршнем 6 і шатуном 5; б – з єдиною деталлю шатунпоршень 5 і ущільнювальним кільцем [5] (1 – вал; 2 – блок циліндрів;
3 – розподільник з дугоподібними вікнами 4, 7 – задня кришка)

Аналіз конструкцій гідромашин з похилим блоком циліндрів показав, що вже до кінця 80-х рр. минулого століття істотну перевагу отримали нові конструкції поршневих груп, які мають єдину деталь зі сферичною опорою, конічною частиною і поршня з ущільнювачем також сферичної форми (рисунок 4,б). Ці конструкції прийшли на зміну поршневим групам з шатунами з двома сферичними опорами і циліндричним поршнем, у внутрішньому розточуванні якого кріпився шатун шляхом завальцювання, втулочно-штифтового або різьбового кріплення (рисунок 4.а) [6;7]. Суміщення шатунами функцій опор фланця вихідного вала і сферичних поршнів дозволили знизити сили тертя між поршнями і циліндрами і підвищити механічний ККД. Завдяки унікальній конструкції ущільнення сферичного поршня забезпечуються мінімальні витоки, запобігаючи термічному заклинюванню, що дає можливість працювати на високих частотах обертання. Великий кут нахилу блоку циліндрів по відношенню до вихідного вала (40...45 градусів в порівнянні з 25 градусами в старих конструкціях) дозволяє збільшувати робочий об'єм і мінімізувати габарити і масу гідромашин [5;8].

Ведучі позиції в створенні аксіальнопоршневих гідромашин з поршень-шатун спочатку займали єдиною деталлю фірми «M.REXROTH» i «PARKER HYDRAULICS» (серія F [8;9]), ав підприємство «Гідросила» (м. Україні тільки в останні роки Кропівницький) В таблиці 1 приведені основні технічні [10]). аксіальнопоршневих гідромашин вітчизняного та характеристики імпортного виробництва.

| пдрежетеры с пеникный оноком цилидры | | | | | | | | |
|--------------------------------------|-------|-------|-------|-----------|-----------|--------|--|--|
| Модель | 410.5 | 310.5 | 410.5 | MBF10.4. | MBF20.56 | A2FM | | |
| гідромото | 6 | 6 | 6 | 56 | Гідросила | 56 | | |
| pa | Одеса | PCM | PCM | Гідросила | | M. | | |
| | | | | | | Rexrot | | |
| | | | | | | h | | |
| γ_{HG} , град | 25 | 25 | 40 | 25 | 40 | 40 | | |
| $V_{i\acute{a}}$, см ³ , | 56 | 56 | 56 | 56 | 56,1 | 56,1 | | |
| <i>р</i> , МПа | 25/45 | 35/40 | 40/45 | 25/40 | 40/45 | 40/45 | | |
| n, xb ⁻¹ | 1500/ | 1800/ | /5500 | 1800/ | 2000/ | /5500 | | |
| | 3720 | 3750 | | 3750 | 5000 | | | |
| Масса, кг | 26 | 17 | 17 | 17 | 18 | 18 | | |

Таблиця 1 – Порівнювальні характеристики аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим блоком циліндрів

Примітки: 1. Кут нахилу блоку циліндрів до осі вихідного валу; 2. Скорочення: Одеса – Стройгідравліка [11]); РСМ – Пневмостоймашина [12]); М. Rexroth – Rexroth Bosch Group [8]).

В ΟΓΠ автогрейдерів знайшли застосування секційні гідророзподільники різних типів [13]. До сучасного технічного рівня відносяться гідророзподільникі серії РVG фірми «SAUER DANFOSS» золотникові з пропорційним електричним, гідравлічним і механічним управлінням [14]. За допомогою вбулованої в гідророзподільники системи LS [15] забезпечується ефективне енергозбереження в ОГП з дросельним (при використанні насоса з постійним робочим об'ємом) і машинним (шляхом зміни робочого об'єму насоса) регулюванням подачі за рахунок автоматичної мінімізації значень тиску і витрати, що задовольняє потреби конкретного гідроциліндра або гідромотора робочого органу машини [14]. Електромагнітне керування забезпечується системами: 1. PVES – пропорційної з супервисокою точністю; 2. PVEH – пропорційної з високою точністю; 3. PVEM – пропорційної з середньою точністю; 4. PVEO – двопозиційної дискретної (On/Off). Гідророзподільники мають до 10 робочих секцій, кожна з яких забезпечує функціонування певного гідроциліндра або гідромотора, номінальний тиск становить 30 МПа (максимальний 35 МПа), витрата PP до 240 л/хв. Напруга живлення на електромагнітах 12 або 24 В постійного струму.

На рисунку 7 представлена гідравлічна принципова схема ОГП напірною секцією НС гідророзподільника серії РVG з З нерегульованим насосом Н. Напорна секція НС містить основні лінії підведення p від насоса і зливу T, лінію p_{y} керування гідророзподільниками робочих секцій і лінію LS дистанційного керування основним запобіжним клапаном КП1. До складу секції входять пілотний запобіжний клапан КПп, налаштований на максимальний тиск ОГП, при якому відкривається основний клапан КП1, редукційний КР і підпірний КД1 гідроклапани системи керування золотниками гідророзподільників робочих секцій, дроселі ДР1 і ДР2 в лініях керування. Для використання гідророзподільника в ОГП з нерегульованим насосом і дросельним регулюванням швидкості в напірній секції між точками К1 і К2 виконаний розрив. Дистанційне керування налаштуванням тиску основного запобіжного клапана КП1 здійснюється зовнішнім клапаном тиску КД2 з пропорційним електромагнітним Точка Мв керуванням. використовується для підключення перетворювача тиску (на схемі показаний перетворювач ПД з аналоговим вихідним сигналом). При відсутності струму У на електромагніті клапана КД2 основний клапан КП1 повністю відкритий і РР зливається в бак, збільшення струму призводить до пропорційного зростання тиску на виході з напірної секції. Перед клапаном КПп встановлений мініатюрний фільтр Ф для часток більше 200 мкм.

Робочі секції містять гідророзподільники Р1 і Р2 для подачі РР до гідроциліндра Ц і гідромотора М. У кожній секції розміщені клапани тиску КДа типу «або», які забезпечують автоматичну передачу сигналу тиску LS від максимально навантаженого споживача до клапана КП1 в ОГП з нерегульованим насосом.



Рисунок 7 - Гідравлічна принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG і нерегульованим насосом

Більш прогресивним з точки зору енергозбереження є ОГП з аксіальнопоршневим регульованим насосом (рисунок 8). забезпеченим автоматичним регулятором «витрата-тиск» і системою пріоритету ΟΓΠ LS. Уведення в такий клапана дозволяє встановлювати один насос, що забезпечує функціонування рульового керування (пріоритетного) і технологічного (робочого) обладнання.

При використанні гідророзподільника в ОГП з регульованим насосом H в напірній секції HC виконаний розрив між точками K2 i K3, а лінія LS сполучена з комбінованим регулятором робочого об'єму насоса типу «тиску РД - витрати PP», в якому тиск p_y є сигналом, що забезпечує два режими роботи ОГП: при досягненні тиску спрацьовування регулятора РД подача насоса H стає мінімальною, компенсуючи лише витоки в регуляторі і насосі; при тиску p_y менше спрацьовування регулятора РД і при використанні дроселя на вході в гідродвигун і зворотного зв'язку за тиском LS за дроселем, можливо автоматичне керування подачею насоса регулятором витрати PP.



Рисунок 8 - Гідравлічна принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG і регульованим насосом

Безпека експлуатації гідророзподільників серії PVG може бути забезпечена різними за рівнем ступенями. Джойстик PVRE має можливості для підключення гідророзподільника PVG з різними рівнями безпеки [16].

Гідророзподільники PVG оснащують ручним (мускульним), гідравлічним та електрогідравлічним механізмами керування. Електрогідравлічне керування реалізовано в дискретному (On/Off) виконанні PVEO (без зворотного зв'язку за положенням основного золотника) і з пропорційним керуванням середньої точності PVEM, високої точності PVEH і супервисокої точності PVES. Основними параметрами, що характеризують ступінь точності керування, є швидкодія і гістерезис.

В ОГП автогрейдерів широко застосовуються гідрозамки – спрямівні гідроапарати, призначені для перепускання РР в одному напрямку та запирання у зворотному напрямку за умови відсутності керувальної дії, але за наявності керувальної дії – для перепускання в обох напрямах [13;17]. Гідрозамки мають один або два запірноелементи (односторонні і двосторонні регулювальних замки. відповідно). Конструкція гідрозамка включає зворотний клапан і гідроциліндр керування для примусового відкриття зворотного клапана. Односторонні гідрозамки перекривають тільки один канал, а двосторонні – обидва канали, що йдуть від гідророзподільника до розвантаженого гідроциліндра. Розрізняють гідрозамки нерозвантаженого типів. У гідрозамках нерозвантаженого типу порожнина гідроциліндра сполучена з штокова підклапанною порожниною гідрозамка, а в гідрозамках розвантаженого типу цi порожнини роз'єднані й ізольована штокова порожнина гідрозамка сполучена з дренажним каналом.

На рисунку 9 наведена конструкція двостороннього гідрозамка фірми «BONDIOLI & PAVESI» (Італія) [7], що складається з корпусу 1, в центральному розточуванні якого розміщені штуцери 2, в кожному з яких вмонтовані зворотний клапан 3 з упором 4 для пружини 5. Плаваючий поршень 6 також розміщений в центральному розточуванні корпусу 1 і при своєму переміщенні відкриває один із зворотних клапанів для вільного проходу РР до гідроциліндра. Отвори A1 і B1 повідомлені з гідрозподільником, а A2 і B2 з гідроциліндром.



Рисунок 9 - Гідрозамок двосторонній трубного приєднання фірми «BONDIOLI & PAVESI»: а – конструкція; б – умовне позначення

Підвищені вимоги до безпеки ОГП можуть бути досягнуті в конструкціях гідрозамків з герметичними ущільненнями, наприклад в односторонньому гідрозамку (рисунок 10) [7], що містить корпус 1, пробку 2, сідло 3, поршень 4, клапан 5, пробку 6 з упором, пружину 7, опорне металеве кільце 8 і еластичне кільце ущільнювача 9. При підведенні РР в отвір (рисунок 10,а) клапан 5 герметично замикає сідло 3 завдяки наявності кільця ущільнювача 9 між ними і РР у вихідний отвір B не потрапляє. При реверсі гідроциліндра

(рисунок 10,б), коли РР надходить до гідроциліндра каналом A - A1, зусилля F, створюване тиском РР, зміщує поршень 4 вліво і услід за ним клапан 5. При цьому отвір B1 в гідроциліндрі сполучається з отвором B по зазору між клапаном 5 і сідлом 3, завдяки чому РР зливається з гідроциліндра в гідробак.



Рисунок 10 - Односторонній гідрозамок з герметичним сідлом [7] у замкненому (а) й у відкритому (б) положеннях та його умовне графічне позначення (б)

Розрахунок динаміки об'ємного гідропривода. На рисунку 11 представлена стендова розрахункова схема ОГП повороту грейдерного відвалу. Насос Н нагнітає РР до гідромотора М крізь дросель ДР з пропорційним електромагнітним керуванням. Приводним двигуном насоса є електродвигун Е, навантаження на гідромотор здійснюється пристроєм РО. Потік РР йде двома потоками – крізь дросель ДР та запобіжний клапан КП, якій постійно переливає надмірну витрату насоса Н. Витрата крізь дросель ДР є корисною, що забезпечує функціонування ОГП повороту відвалу, витрата через клапан КП йде на нагрів РР в гідросистемі. Блок управління регулює силу струму в електромагніті, завдяки чому площа дроселя може змінюватись та пропорційно їй витрата РР. Крім того, в блоці БУ є функція регулювання часу відкриття дроселя, що дає можливість міняти інтенсивність витрати за часом. Інші позначки на схемі будуть приведені при складанні математичної моделі ОГП.



Рисунок 11-Розрахункова схема визначення параметрів ОГП повороту грейдерного відвалу з дросельним пропорційним електрогідравлічним керуванням частоти обертання гідромотора

За результатами проведених попередньо статичних розрахунків ОГП повороту грейдерного відвалу складемо математичну модель зміни динамічних характеристик гідромотора – частоти обертання і тиску в режимі розгону від часу. Скористаємося рекомендаціями по побудові математичної моделі [18] із розімкненим ланцюгом циркуляції PP [2], замінивши також обчислювальний пакет SIAM на прогресивніший VisSim [19-21]. У математичній моделі робляться наступні допущення:

- модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями;

- крутний момент опору робочого органу (повороту грейдерного відвалу) є постійним;

- момент інерції приймається постійним;

- хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані рукавами високого тиску);

- тиск на виході гідромотора (на зливі $p_{_{\rm 3Л}}$) приймається постійним;

- ККД гідромотора і насоса приймаються постійними.

Витрата крізь дросель на основі рівняння нерозривності РР [18] визначається з виразу

$$Q_{\rm gp}(t) = Q_{\rm M}(t) + \Delta Q_{\rm My}(t) + \Delta Q_{\rm MII}(t) + \Delta Q_{\rm MII}(t), \quad (1)$$

де $Q_{\rm M} = W_{\rm M} \omega_{\rm M}$ - фактична витрата гідромотора, а параметр t для спрощення запису для даного і подальшого виразів опускаємо;

 $W_{\rm M} = V_{\rm M} / 2\pi$ — характерний об'єм гідромотора з робочим об'ємом $V_{\rm M}$ [см³], см³/рад;

$$V_{\rm M} = 2\pi \cdot W_{\rm M}, \, \mathrm{c}\mathrm{M}^3, \tag{2}$$

 $\mathcal{O}_{\rm H}$ - частота обертання гідромотора (кутова швидкість), с⁻¹, яка пов'язана з частотою його обертання $\mathcal{N}_{\rm M}$ [хв⁻¹] залежністю

$$\omega_{\rm M} = \frac{2\pi \cdot n_{\rm M}}{60} = \frac{\pi \cdot n_{\rm M}}{30},\tag{3}$$

 $\Delta Q_{\rm My}$ - зовнішні витоки з гідромотора (витік із внутрішніх порожнин), см³/хв;

 $\Delta Q_{\rm MII}$ - внутрішні витоки з гідромотора (витік між внутрішніми порожнинами), см³/хв; які розраховуються за формулами

$$\Delta Q_{\rm My} = C_{\rm My} p_{\rm M}; \ \Delta Q_{\rm MII} = C_{\rm MII} (p_{\rm M} - p_{\rm 3JI}), \tag{4}$$

 $p_{_{\rm H}}$ і $p_{_{3\Pi}}$ - тиску в лініях нагнітання і зливу, відповідно, МПа;

 $C_{_{\rm My}}$ - коефіцієнт зовнішніх витоків РР в гідромоторі, см³/с.МПа;

 $_{C_{_{\rm M\Pi}}}$ - коефіцієнт внутрішніх витоків PP в гідромоторі, см³/с.МПа;

деформаційна витрата, викликана стисливістю РР, визначається за формулою

$$Q_{\rm MI} = \frac{V_{\rm TP}}{E} \frac{dp_{\rm M}}{dt}, \, \mathrm{cM}^{3/\mathrm{c}}; \tag{5}$$

V_{тр} - об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора, см³.

Наведемо рівняння (1) з урахуванням (2...5)

$$Q_{\rm Ap}(t) = W_{\rm M}\omega_{\rm M}(t) + C_{\rm My}p_{\rm M}(t) + C_{\rm MII}(p_{\rm M} - p_{\rm 3JI})(t) + \frac{V_{\rm Tp}}{E}\frac{dp_{\rm M}}{dt}(t).$$
 (6)

В зв'язку з тим, що виробники гідромоторів вказують в технічних характеристиках значення об'ємного ККД ($\eta_{\text{M.ob}}$), а дані за $C_{\text{му}}$ та $C_{\text{мп}}$ не приводять, то розраховуємо підсумкові витоки (внутрішні та зовнішні) РР з допущенням про тиск на зливі близький до нуля ($p_{3\pi} = 0$)

$$\eta_{\mathrm{M.o6}} = \frac{Q_{\mathrm{M}}}{Q_{\mathrm{M}} + \Delta Q_{\mathrm{M.yn}}}; \quad \eta_{\mathrm{M.o6}} \cdot Q_{\mathrm{M}} + \eta_{\mathrm{M.o6}} \cdot \Delta Q_{\mathrm{M.yn}} = Q_{\mathrm{M}};$$

$$\Delta Q_{\mathrm{M.yn}} = Q_{\mathrm{M}} \left(\frac{1}{\eta_{\mathrm{M.oM}}} - 1\right); \quad C_{\mathrm{M.yn}} = \frac{\Delta Q_{\mathrm{M.yn}}}{p_{\mathrm{M}}},$$
(7)

де $\Delta Q_{\text{м.уп}}$ і $C_{\text{м.уп}}$ - підсумкові витоки РР та коефіцієнт витоків, відповідно.

Таким чином, рівняння нерозривності РР (6) з урахуванням виразу для коефіцієнту сумарних витоків $C_{_{\rm M},_{\rm VII}}$ (7) приймає вид

$$Q_{\rm Ap}(t) = W_{\rm M}\omega_{\rm M}(t) + C_{\rm M.ym} \cdot p_{\rm M}(t) + \frac{V_{\rm Tp}}{E} \frac{dp_{\rm M}}{dt}(t).$$
(8)

Після перетворень маємо

$$\frac{dp_{\rm M}}{dt}(t) = \left[Q_{\rm Ap}(t) - W_{\rm M}\omega_{\rm M}(t) - C_{\rm M.ym} \cdot p_{\rm M}(t)\right] \frac{E}{V_{\rm Tp}},\tag{9}$$

та після інтегрування отримаємо вираз для обчислення тиску в лінії нагнітання гідромотора

$$p_{\rm M} = \int_{0}^{t} \left[Q_{\rm Ap}(t) - W_{\rm M} \omega_{\rm M}(t) - C_{\rm M.ym} \cdot p_{\rm M}(t) \right] \frac{E}{V_{\rm Tp}} dt \,. \tag{10}$$

Для розрахунку частоти обертання гідромотора та характеру її зміни розглянемо рівняння моментів

$$M_{\rm M} - M_{\rm c} = J_{\sum} \cdot \frac{d\omega_{\rm M}}{dt}, \qquad (11)$$

де $M_{_{\rm M}} = M_{_{\rm MT}} \cdot \eta_{_{\rm M.FM}} = W_{_{\rm M}}(p_{_{\rm H}} - p_{_{\rm 3Л}}) \cdot \eta_{_{\rm MF.M}}$ - крутний момент гідромотора;

 $M_{_{\rm MT}} = W_{_{\rm M}}(p_{_{\rm H}} - p_{_{3 \Pi}})$ - теоретичний крутний момент гідромотора, Н.м;

 $\eta_{\rm M.rm}$ - гідромеханічний ККД гідромотора з допущенням того, що всі втрати в гідромоторі залежать від рідинного тертя між контртілами

$$\eta_{\rm m.fm} = \frac{M_{\rm m}}{M_{\rm mt}} = \frac{M_{\rm mt} - M_{\rm w.fp}}{M_{\rm mt}} = 1 - \frac{M_{\rm w.fp}}{M_{\rm mt}},$$
(12)

 $M_{\rm c}$ - момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м;

 $J_{\sum} = J_{M} + J_{p} + J_{po}$ - сумарний момент інерції, приведений до валу гідромотора, Н.м.с²/рад²;

 $J_{\rm M}$ - момент інерции частин гідромотора, що обертаються, H.м.c²/paд²;

 $J_{\rm p}$ - момент інерції приводної частини (редуктора), Н.м,с²/рад²;

 J_{po} - момент інерції робочого органу (зовнішнього навантаження), Н.м.с²/рад².

Після перетворювань

$$W_{\rm M}(p_{\rm H} - p_{\rm 3J}) \cdot \eta_{\rm M.FM} - M_{\rm c} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{\rm M}}{dt}, \qquad (13)$$

отримаємо вираз для розрахунку частоти обертання гідромотора

$$\omega_{\rm M} = \int_{0}^{t} \frac{1}{J_{\sum}} \left[W_{\rm M} (p_{\rm H} - p_{\rm 3T}) \cdot \eta_{\rm M.FM} - M_{\rm c} \right] dt.$$
(14)

Таким чином, при аналізі динаміки ОГП будемо використовувати вирази (10) для значень тиску $p_{\rm M}(t)$ та (14) для значень частоти обертання $\omega_{\rm M}(t)$ або $n_{\rm M}(t)$ згідно з (3).

В роботі [18] запропоновано задаватися лінійним зусиллям навантаження на гідроциліндр ОГП зворотно-поступового руху, однак при цьому тільки зі ступеневим (скачковим) значенням витрати РР. Тому для більш поглибленого аналізу ОГП приймаємо лінійні закони змінювання крутного моменту гідромотора M_c та витрати РР крізь дросель $Q_{_{\rm ЛP}}$ з такими обмеженнями

$$M_{\mathbf{c}} = \begin{cases} k_M \cdot t & \text{при } 0 \le t \le t_0, \\ M_{\mathbf{c}} & \text{при } t \ge t_0, \end{cases} \qquad Q_{\mathbf{\beta}\mathbf{p}} = \begin{cases} k_Q \cdot t & \text{при } 0 \le t \le t_0, \\ Q_{\mathbf{\beta}\mathbf{p}} & \text{при } t \ge t_0, \end{cases}$$
(17)

де $k_M = \frac{M_c}{t_0}$ і $k_Q = \frac{Q_{\rm AP}}{t_0}$ – швидкість зростання крутного моменту та

витрати крізь дросель за лінійним законом.

 t_0 – час зростання M_c або $Q_{\Pi p}$.

В подальшій роботі використовуємо програмний комплекс VisSim (Visual Simulator) розроблений фірмою Visual Solutions Inc (США), який відноситься до ряду класичних програм блокового моделювання [19]. У ньому інтегрована більшість відомих програмно-апаратних методів дослідження і розробки систем Програма VisSim дозволяє будувати моделювання. моделі безпосередньо по математичному опису об'єкту моделювання, в якому диференціальні рівняння представлені в нормальній формі блок реалізує певну математичну функцію. Коши. Кожен досліджуваної системи (її алгебраічні, Математична модель трансцендентні і звичайні диференціальні рівняння, нерівності та ін.) має бути представлена у вигляді структурно-функціональної схеми для подальшого набору у вигляді сукупності блоків і зв'язків між ними (діаграм).

Методи інтегрування в пакеті VisSim дозволяють вирішувати диференціальні рівняння методами: Euler - Ейлера; Trapezoidal трапецій; RK2 - Рунге-Кутта 2-го порядку точності; RK4 - Рунге-Кутта 4-го порядку точності; Adaptive - адаптивний Рунге-Кутта 5-го порядку точності; Backward Euler - зворотний метод Ейлера (чи неявний метод Ейлера), який є одним з основних чисельних методів рішення звичайних диференціальних рівнянь.

Вихідні дані для динамічного розрахунку, які є результатом статичного розрахунку за методикою в роботі [7] та заданих початкових умов:

$$\begin{split} M_{\rm c} = 70\,{\rm H.m}; & n_{\rm M} = 720\,{\rm x\,B}^{-1}; & V_{\rm M} = 56\,{\rm c\,M}^3; & Q_{\rm Др, MAKC} = 42\,{\rm \pi/\,xB}; \\ V_{\rm Tp} = 283\,{\rm c\,M}^3; & \eta_{\rm M.O\overline{0}} = 0,95; & \eta_{\rm M.\Gamma M} = 0,94; & J_{\sum} = 0,046\,{\rm H.m.c}^2/\,{\rm pag}^2; \\ E = 1500\,{\rm M\Pi a}. \end{split}$$

При проведені динамічних розрахунків ОГП задаємо змінну витрату PP за часом зростання до максимального значення $tQ_{др,макс}$ від 0,042 с до 0,56с (6 значень) та одне постійне значення часу зростання крутного моменту за 0,05 с.

На рисунках 12 приведені блоки VisSim завдання зростання крутного моменту M_c та витрати крізь дросель $Q_{др}$ тиску в ОГП та частоти обертання гідромотора згідно з виразами (17).



Рисунок 12 - Блоки VisSim завдання зміни крутного моменту Мс за 0,05 с та витрати крізь дросель Qдр за 0,17 с

На рисунках 13 і 14 приведені блоки VisSim розрахунку перепаду тисків та частоти обертання гідромотора та відповідні результати моделювання динаміки на режимі задання часу зростання витрати крізь дросель до виходу на максимальне значення $tQ_{\rm др, макс} = 0,042 \,{\rm c}$.



Рисунок 13 - Блок розрахунку тиску в ОГП та динамічний процес зростання витрати РР крізь дросель до виходу на максимальне значення $tQ_{др,макc} = 0,042 c$



Рисунок 14 - Блок розрахунку частоти обертання гідромотора та динамічний процес при витраті РР крізь дросель до виходу на максимальне значення $tQ_{др,макс} = 0,042 \,\mathrm{c}$

На рисунку 15 приведені осцилограми зміни частоти обертання гідромотора та перепаду тисків в ОГП при $tQ_{\pi D, \text{макс}} = 0,56 \text{ c}$, тобто за час, збільшений на порядок.

Слід відзначити, що зі зростанням часу виходу на максимальну витрату РР кількість коливань тиску і частоти обертань гідромотора зростають, однак час їх стабілізації не перевищує 0,7 с, тобто є достатньо малим для всіх режимів пуску ОГП.



Рисунок 15 - Динамічні процеси в ОГП обертання гідромотора при витраті РР крізь дросель до виходу на максимальне значення за $tQ_{др, макс} = 0,56 c$.

На рисунку 16 зображені дані коливань частоти обертання (а) та тиску (б) в ОГП гідромотора при часі відкриття дроселя від 0,042 с до 0,56 с. Зі збільшенням часу зростання витрати скрізь дросель до її максимального значення зменшуються максимальні значення частоти обертання від 949 хв⁻¹ до значення в 725 хв⁻¹ (на 24 %), досить близького до робочого постійного в 717 хв⁻¹, а перепад тисків

досить суттєво з 23,4 МПа до 11,8 МПа (на 50 %), але не до робочого постійного тиску в 8,3 МПа.

Таким чином, встановлено, що час відкриття дроселя витрати РР до гідромотора суттєво впливає на динамічні процеси в ОГП. Однак для реалізації режиму змінювання часу зростання витрати потрібно використовувати в ОГП гідророзподільникі або дроселі з електромагнітним пропорційним керуванням [22], в склад яких входить електронний блок з функцією зміни часу переміщення робочого елементу (золотника).





Висновки

1. В автогрейдері ДЗк250В застосований об'ємний гідропривод (ОГП) з електромагнітним дистанційним керуванням переміщення золотників, що є прогресивним рішенням в порівнянні з ручним керуванням, однак з відсутностю безступеневого пропорційного керування та системи енергозбереження.

2. Застосований в ОГП ДЗк250В аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів та двома деталями поршневої групи (поршень- шатун) має кут похилу блока циліндрів 25 градусів, що суттєво поступається

по металоємністі сучасним конструкціям гідромоторів з кутом в 40 градусів завдяки єдиної деталі поршень-шатун (від 28 до 17 кг). Такі гідромотори засвоєні виробництвом на вітчизнянному підприємстві «Гідросила» (м. Кропівнийький).

Аналіз динаміки ОГП на режимах пуску гідромотора 3. повороту грейдерного відвалу показав, що на амплітуду початкових коливань швидкості та тиску суттєво впливає час зростання витрати Залежно від часу зростання витрати амплітуда коливань тиску PP. може зменшуватись від 24 МПа до 16 МПа, а коливання частоти обертання практично до значення, яке встановлюється в робочому режимі обертання. Однак для реалізації режиму змінювання часу використовувати зростання витрати потрібно в ΟΓΠ гідророзподільникі або дроселі з електромагнітним пропорційним керуванням [14], електронний блок керування якими має звичай функцію зміни часу переміщення робочого елементу (золотника). прогресивним є перехід в ОГП автогрейдера Тому на гідророзподільникі з електромагнітним пропорційним керуванням, PVG фірми «SAUER DANFOSS», оснащених наприклад, серії системою енергозбереження LS як при дросельному, так і при машинному (за рахунок автоматичної зміни робочого об'єму насоса) способах керування витратою РР.

4. Треба також відмітити, що ОГП автогрейдера ДЗк250В потребує суттєвої модернізації, так як максимальний тиск не перевищує 10 МПа, а сучасні ОГП працюють на тиску до 25 МПа та вище [23;24]. Підвищення тиску дозволяє зменшити габарити і масу низки гідропристроїв, зокрема зменшити робочий об'єм гідромотора обертання грейдерного відвалу.

Список використаної літератури

1. Емельянова И.А. Машины и оборудование для возведения зданий и сооружений из монолитного железобетона / И. А. Емельянова. – Харьков : Факт, 2008. – 376 с.

2. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Термини та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).

3. Автогрейдеры ДЗк250В и ДЗк251 и их модификации / Руководство по эксплуатации // АО «Крюковский вагоностроительный завод». – ДЗк250В. РЭ (редакция 1). – 2000 г. – 129 с.

4. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Термини та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Чинний від 1998-01-01]. – 60 с. Державний стандарт України.

5. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель :Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.

6. Мушловин Б.Л. Аксиально-поршневые насосы за рубежом / Б. Л. Мушловин, Ю. А. Гавриленко, В. М. Волоцкий НииМаш, Серия С-V: Гидравлическое и пневматическое оборудование, 1973. – 106 с.

7. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.

8. Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. (на русском языке). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88c.

9. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12 Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS; HY17-8249/UK, October, 2000 – 31p.

10. Bent-axis pumps and motors. Аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы с наклонным блоком серии BF10/BF20/BV10. Гидросила, Украина, Кировоград (Кропівницький). – Каталог 022015. – 60 с.

11. ОАО «Стройгидравлика»: Каталог изделий : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http:// www.stroygidravlika.com.ua. – 31.03.2012. – Одесса : – 2008г. – 58 с.

12. ОАО «Пневмостроймашина» PSM-Hydraulics: Каталог продукции : [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.psm-hydraulics.ru. – 29.03.12. – Екатеринбург : – 282 с.

13. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоавпарати. Термини та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Державний стандарт України).

14. Не зависящие от нагрузки пропорциональные распределители

РVG 32: каталог : SAUER-DANFOSS. – М. : ЗАО Данфосс. – 02/02. – 40 с.

15. Бондарь В.А. Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет. – 2003. – № 4(30). – С. 19–26.

16. Ручки дистанционного управления. Электронные аксессуары. Для группы гидравлических клапанов фирмы «Данфосс». НК.50.С1.02. – Данфосс 11/92. – 56 с. 17. Беркович Ф.М. Применение гидрозамков в гидроприводах строительных и дорожных машин / Ф. М. Беркович, Ф. Н. Жуков // Строительные и дорожные машины. – 1976. – № 3. – С. 27–28.

18. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода /

3. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан и др. – Киев : НТУУ «КПИ» ВПИ ВПК «Политехника», 2006. – 216 с.

19. Клиначёв Н. В. Моделирование систем в программе VisSim: Справочная система. – Online версия 1.0. – Челябинск, 2001. – файлов 214, ил. (архив Offline версии – vsmhlpru.chm).

20. Систук В. А., Богачевский А. А., Шумский В. Ю. Возможности использования программы имитационного моделирования РТV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт». Інформаційні технології і засоби навчання. 2016. Т. 52, № 2. С. 93–107.

21. Сизый Ю. А., Сталинский Д. В., Любимый Ю. Н. Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: лабораторно-компьютерный практикум. Харьков: Изд-во «ИНДУСТРИЯ», 2013. 104 с.

22. Шольц D. Пропорциональная гидравлика. Основной курс. ТР 701. ISBN 966-96191-1-4. «Фесто-Дидактик»: Учебник / Д. Шольц – Киев : ДП «Фесто», 2002. – 123 с.

23. Григоров О.В. Гідравлічний привод підйомнотранспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. Посібник / О. В. Григоров – Харків : НТУ «ХПІ», 2005. – 264 с.

24. Андренко П.М. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедєв // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2017. – № 3(57). – С. 3–11.

ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF A VOLUME HYDRAULIC DRIVE OF THE DZk250B GRADER

Avrunin G. A., Pimonov I. G., Zherelii O. I., Kapustina K. V. *Kharkiv National automobile and highway University*

Annotatoin. Research of dynamic processes in by volume hydraulic drive of rotation a grader to the dump during his starting is an actual task, so as she is sent to the decline of pressure and frequency of rotation that gives an opportunity of decline of the dynamic loading of hydraulic drive and increase of longevity of axial piston hydromotor as the most ponderable at price hydraulic unit fluctuations. The modes of loading of by volume hydraulic drive are investigational, that reduce pressure and velocity of circulation of hydromotor fluctuation during his starting and to offer engineering solution for practical realization in the hydraulic fundamental chart of motor-grader. The analysis of the applied and perspective hydraulic units is driven to by volume hydraulic drive of motor-grader of model of DZk250B. To find the decision of aim of the advanced study in the real construction of by volume hydraulic drive motor-grader with a axial piston hydromotor, that must create a twisting moment no less than 70 H.M and frequency of rotation of to 700 min-¹.During work methodologies of research of analytical methods of static and dynamic calculations were used on the basis of mathematical model in that equalization of unbreak and Pascal's law are included for a working liquid, and also laws of mechanics of Newton. Nonlinear differential equalizations are untied by means of application of VisSim package with further application of design of work of hydraulic drive on the starting mode of hydromotor. Job performances are useful to the specialists that engage in planning and modernisation of motor-graders. Increasing the pressure can reduce the size and weight of a number of hydroprints, in particular, reduce the working volume of the motor of the rotary grader blade. Such work is executed first.

Keywords: motor-grader, by volume hydraulic drive, axial piston hydromotor, mathematical model, dynamics of hydraulic drive, package of softwares of VisSim. УДК 621.86.06 DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.07 Чаюн И. М., Вовк П. Е. Одесский национальный политехнический университет

РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ УПРУГОМУ СОСТОЯНИЮ

Анотація. Розроблено методику теоретичного визначення міцностних Ре та деформативних характеристик граничного пружного стану канатів для чотирьох схем навантаження в початковому стані, а також з урахуванням експлуатаційного обриву дротів : дві схеми - це розтягання з навивкою на барабан при вільному підвісі вантажу і при вантажі в направляючих, дві інші схеми - це розтягання прямого каната без згину. В якості граничного пружного прийнято стан каната, при якому один з дротів (або група) досягають деформації порогу пружності (плинності). Зусилля розтягування канатів Р_е граничного пружного стану істотно залежать від схеми навантаження, конструкції каната та наявності обривів дротів. Для досліджуваних схем навантаження і різних конструкцій канатів зусилля представлені у відносному вимірі \overline{P}_{ρ} = P_e/P_c, де P_c – сумарне розривне зусилля дротів каната. При розтягуванні з вільно підвішеним вантажем $\overline{P}_{e} = 0,22-0,31$ (менші значення при розтягуванні з навивкою на барабан); при вантажі в направляючих $\overline{P}_{e} = 0,61-0,72$. Головною причиною низьких значень характеристик \overline{P}_e ϵ нерівномірність деформацій розтягання дротів в канаті. Це в першу чергу обумовлюється деформацією в крутіння каната, в другу деформацією х згину. Величини середнього умовного напруження σ показують, що їх рівень в граничному пружному стані канатів вище цього параметра при робочих (експлуатаційних) навантаженнях. Це корисно враховувати при аналізі нормативних запасів міцності для конкретних схем навантаження канатів.

Наявність обривів дротів призводить до формування жорсткостей впливу: поздовжньо згинних G_{13}, G_{14} , крутильно згинних G_{23}, G_{24} , а також, згинно-згинної G_{34} . При розтягуванні канатів в стані з цими жорсткостями виникають додаткові деформації зигину і крутіння каната, а відповідно і деформації дротів як в сторону збільшення в порівнянні з номінальним станом, так і в бік зменшення. Характеристики \overline{P}_e в станах з обривами дротів при розтягуванні в направляючих зменшуються, а при вільно підвішеному вантажі залишаються практично незмінними, тому що деформації крутіння

[©] Чаюн И. М., Вовк П. Е., 2020

канатів істотно не змінюються.

Ключові слова: канат, межа плинності, пружний стан, напруження, деформації, тертя.

В основе методов расчета на прочность лежит Введение. сопоставление двух состояний детали, или конструкции, в целом: номинального и предельного. В методе расчета по допускаемым напряжениям В качестве параметра номинального состояния, принимается напряжение (нормальное, касательное или эквивалентное) в той точке детали, где его величина наибольшая. В качестве предельного состояния принимается напряжение, равное пределу текучести (упругости) σ_{T} или пределу прочности σ_{B} , которые прочностными являются характеристиками материала летали. Применительно к нормальным напряжением условие прочности имеет ВИД

$$max\sigma \le [\sigma] = \frac{\sigma_L}{[n]'} \tag{1}$$

где $[\sigma]$ – так называемое допускаемое напряжение;

 $\sigma_L = \sigma_T$ или $\sigma_L = \sigma_B$ – предельное напряжение.

На диаграмме $\sigma - \varepsilon$ (рис.1) смысл условия (1) определяется тремя напряжениями: допускаемым [σ], предельным σ_L и третьим напряжением – текущим $0 \le max\sigma \le \sigma_L$, которое при предусмотренных условиях эксплуатации может подойти к предельному σ_L но не превысит его. Это гарантируется нормативным [n] запасом.



Рисунок 1 – Соотношение напряжений номинального (допускаемого) $[\sigma]$ и предельного σ_L

Термин «допускаемое напряжение» не совсем точно отражает суть метода. Точнее отвечал бы сути термин «номинальное напряжение».

В методе расчета по несущей способности номинальным принимается состояние, соответствующее паспортным данным, например, грузоподъемности крана. Предельным состоянием является несущая способность детали или конструкции в целом (это нагрузка, превышение которой ведет к разрушению).

1. Анализ литературы. По сути канаты на прочность рассчитываются по несущей способности. Здесь следует возразить утверждению в [1], что прочностной расчет канатов выполняется по методу допускаемых напряжений. Предельное состояние в расчете каната отражается его характеристикой, которая в [2] называется «разрывное усилие каната в целом», в [3] называется *Mindest bruchkraft* – (*минимальное разрывное усилие каната*). Обобщенная суть этих характеристик

$$P_H = K P_C \tag{2}$$

где K = 0,83 согласно [2] и $K = 0,75 \div 0,9$ согласно [3] (меньшее значение относятся к трехслойную канату двойной свивки, больше к однослойным конструкциям);

 P_{C} – суммарное разрывное усилие всех проволок каната ($P_{C} = F_{C} \cdot \sigma_{B}$, где F_{C} – суммарная площадь сечения проволок, σ_{B} – предел их прочности).

Известно, что такая расчетная схема в определении несущей способности P_H каната весьма неточна, т.к. неполноценно учитывает схему нагружения каната его конструкцию и пластические свойства проволок.

В работе [4,5] приведен расчет несущей способности канатов при растяжении в направляющих и растяжении свободно подвешенным грузом на основе исследования упруго-пластического деформирования проволок с учётом их пластических свойств (равномерной предельной деформации *e*_L, методика определения которой описана в [6]).

Представляется целесообразным по аналогии с методом «допускаемых напряжений» и в расчете канатов использовать две характеристики предельного состояния: усилие растяжения каната, соответствующее предельному упругому состоянию и усилие растяжения, равное несущей способности каната.

2. Изложение основного материала. Целью данной работы является аналитическое определение растягивающих усилий, деформаций и напряжений в проволоках в предельном упругом состояние каната, что составляет основу прочностного расчета. Указанные исследования относятся как к первому периоду нагружения, так и к эксплуатационному состоянию, связанному с появлением обрывов проволок.

Рассматривается четыре схемы нагружения каната, две из которых – это растяжение с навивкой на барабан при свободном подвесе груза (рис.2, *a*) и при грузе в направляющих (рис.2, *б*) [7].



Рисунок 2 – Схемы нагружения каната

Две другие схемы – это растяжение прямого каната можно считать частным случаем двух первых (формально они получаются при диаметре барабана $D_6 \rightarrow \infty$).

2.1 Параметры изгиба. Уравнение изогнутой оси каната (рис. 2)

$$y = f(1 - e^{-kx}); \quad f = \frac{G_{33}}{PR},$$
 (3)

где G₃₃ – изгибная жесткость сечения каната в плоскости навивки.

Функции кривизны и угла поворота сечений каната

$$\chi = R^{-1} e^{-kx}; \quad \psi = (G_{33} / PR^2)^{0.5} e^{-kx}, \tag{4}$$

где $k = (P/G_{33})^{0.5}$; $R = 2(D_{\delta} + d_{\kappa})$; d_{κ} – диаметр каната.

2.2 МКЭ в деформированном состоянии канатов. Из трех разновидностей МКЭ применяем метод перемещений с основным уравнением в таком виде:

$$|G| \cdot |DK| = |F|. \tag{5}$$

Здесь [G] глобальная матрица жесткости сечений каната [7]

$$|G| = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} \end{vmatrix} = \sum_{1}^{S} sc \,\alpha_{i} \cdot sc \,\beta_{i} |K|_{i} \begin{vmatrix} \Phi_{p_{i}} & & 0 \\ & \Phi_{l_{i}} \\ & & \Phi_{u_{i}} \end{vmatrix} \cdot |K|_{i}^{T}, \quad (6)$$

где G₁₁, G₂₂, G₃₃, G₄₄ – продольная, крутильная и изгибные жесткости сечения каната; $G_{12} = G_{21}, ..., G_{34} = G_{43}$ – жесткости влияния; $\Phi_p = \pi \, \delta^2 / 4; \, \Phi_t = \pi \, \delta^4 / 32; \, \Phi_u = \pi \, \delta^4 / 64$ – жесткости

сечения проволоки (продольная, крутильная, изгибная).

Матрица |К|_i удельных деформаций *i-ой* проволоки. Ee элементы получены на основе геометрических уравнений деформации проволок в канате одинарной свивки (в пряди) и прядей в канате двойной свивки [7]

$$\begin{aligned} \left| K \right|_{i} &= \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\zeta} & K_{t\zeta} & K_{b\zeta} & K_{n\zeta} \end{vmatrix} = \left| KT \right|_{i} \cdot \left| KF \right|_{i} = \\ &= \begin{vmatrix} \overline{K}_{E\varepsilon} & \overline{K}_{T\varepsilon} & \overline{K}_{B\varepsilon} & 0 \\ \overline{K}_{E\theta} & \overline{K}_{T\theta} & \overline{K}_{B\theta} & 0 \\ \overline{K}_{E\chi} & \overline{K}_{T\chi} & \overline{K}_{B\chi} & \overline{K}_{N\chi} \\ \overline{K}_{E\zeta} & \overline{K}_{T\zeta} & \overline{K}_{B\zeta} & \overline{K}_{N\zeta} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} K_{eE} & K_{tE} & K_{bE} & 0 \\ K_{eT} & K_{tT} & K_{bT} & 0 \\ K_{eB} & K_{tB} & K_{bB} & K_{nB} \\ K_{eN} & K_{tN} & K_{bN} & K_{nN} \end{vmatrix};$$
(7)

 $|KT|_i$ – матрица удельных деформаций пряди в канате, в которую входит *i-я* проволока; $|KF|_i$ – матрица удельных деформаций *i*-ой проволоки в пряди.

В элементах матрицы $|K|_i$ первый индекс указывает деформацию проволок в канате (e – продольная; t – кручения; b и n – изгиба), а второй – деформацию каната, от которой происходит данная деформация проволоки.

В элементах матрицы $|K|_i$ первый индекс указывает деформацию пряди в канате, в которую входит *i-я* проволока (E – продольная; T – кручения; B и N – изгиба), а второй индекс указывает деформацию каната, от которой происходит данная деформация пряди.

В элементах матрицы $|KF|_i$ первый индекс указывает деформацию проволоки в пряди (e – продольная; t – кручения; b и n – изгиба), а второй – деформацию пряди, с которой непосредственно связана данная деформация проволоки.

Элементы матриц $|KF|_i$ и $|KT|_i$ получаются на основе геометрических уравнений деформации проволок в канате одинарной свивки (пряди) и прядей в канате двойной свивки с учетом поперечного сужения и трения [6].

Деформации каната

$$DK = \left| \varepsilon \theta \chi \zeta \right| = \left| G \right|^{-1} \left| F \right|, \tag{8}$$

где *ε* – продольная деформация; *θ* – деформация кручения; *χ* и *ζ* – деформации изгиба в плоскости барабана и из плоскости.

Вектор внутренних силовых факторов в сечениях каната (рис.2, б)

$$|F| = |T M L \Gamma|^T.$$
(9)

(11)

Компоненты вектора |F| согласно рис.2, б:

продольное усилие $T = P \cos \psi$, (10)

крутящий момент $M = M_H \cos \psi$, изгибающие моменты $L = Pfe^{-kx} \sin \psi$; $\Gamma = M_H \sin \psi$, (12)где *M_H* – реакция направляющих.

2.3 Общее выражение усилия растяжения предельного упругого состояния каната. Предельным упругим считаем состояние каната, при котором один из его элементов достигает деформации соответствующей пределу упругости (пределу текучести) проволок (в общем случае элементами являются каждая из проволок каната). Это состояние соответствует усилию растяжения каната

$$P_e = \min \frac{e \cdot \kappa_o}{\delta_i}; \quad i = 1, 2, ..., s ,$$
⁽¹³⁾

где $e = \varepsilon_T$ – предельное значение упругой деформации растяжения проволок в канате (ε_T – деформация проволоки, соответствующая пределу текучести (упругости) по схематизированной диаграмме $\sigma - \varepsilon$ проволоки);

 $\kappa_a \leq 1 -$ коэффициент учета других деформаций проволоки в канате;

 δ_i – наибольшее значение среди всех *s* проволок удельной деформации растяжения *i-ой* проволоки в канате (т.е. от действия концевого груза $\overline{P} = 1$), которая зависит от его жесткостных характеристик, схемы нагружения, а также наличия обрывов проволок.

2.3.1 Растяжение с навивкой на барабан при грузе в направляющих. Компоненты вектора удельных деформаций каната на основе (5) с использованием (6) – (12) и (3), (4) имеют вид:

$$\overline{\varepsilon} = (A_{11}\cos\psi - A_{12}(A_{12}\cos\psi + A_{14}\sin\psi) / A_{22} + A_{13}fe^{-kx}) / |D|; \qquad (14)$$

$$\overline{\theta} = (A_{23} f e^{-kx} - A_{24} \frac{A_{12}}{A_{22}} \sin \psi) / |D|; \qquad (15)$$

$$\overline{\chi} = (A_{13} - A_{12}(A_{23}\cos\psi + A_{34}\sin\psi) / A_{22} + A_{33}fe^{-kx}) / |D|; \qquad (16)$$

$$\overline{\zeta} = (A_{14}\cos\psi - A_{12}(A_{24}\cos\psi + A_{44}\sin\psi) / A_{22} + A_{34}fe^{-kx}) / |D|.$$
(17)

где |D| – определитель матрицы жесткости; $A_{11}; A_{12}; ...; A_{34}$ – алгебраические дополнения.

Удельная деформация δ_i растяжения проволок в канате

$$\delta_{i} = \overline{\varepsilon} K_{e\varepsilon} + \overline{\theta} K_{e\theta} + \overline{\chi} K_{e\chi} + \overline{\zeta} K_{e\zeta}$$
(18)

зависит от соответствующих удельных деформаций *i-ой* проволоки, которые для канатов одинарной свивки имеют вид [5]:

$$K_{ee} = \cos^2 \alpha \left(1 - \mu_E \mathrm{tg}^2 \alpha \right); \tag{19}$$

$$K_{e\theta} = v_{e\theta} \cos^2 \alpha \, \mathrm{tg} \, \alpha \left(r - \mu_T \mathrm{tg} \alpha \right); \tag{20}$$

$$K_{e\chi} = v_{e\chi} r \cos^2 \alpha \cos \varphi \,; \tag{21}$$

$$K_{e\zeta} = v_{e\zeta} r \cos^2 \alpha \sin \varphi \tag{22}$$

и от параметров изгиба (3), (4), а они определяются уровнем концевого груза P. Поэтому вычислять усилие растяжения P_e (13) предельного упругого состояния для этой схемы нагружения можно только путем последовательных приближений. В качестве первого приближения следует принимать P_e , отвечающее схеме растяжения прямого каната грузом в направляющих.

2.3.2 Растяжение с навивкой на барабан при свободном грузе

Отличие от предыдущей схемы нагружения состоит только в выражениях удельных деформаций каната:

$$\overline{\varepsilon} = (A_{11}\cos\psi + A_{13}fe^{-kx})/|D|; \qquad (23)$$

$$\overline{\theta} = (A_{12}\cos\psi + A_{23}fe^{-kx})/|D|; \qquad (24)$$

$$\overline{\chi} = (A_{13}\cos\psi + A_{33}fe^{-kx})/|D|;$$
(25)

$$\overline{\zeta} = (A_{14}\cos\psi + A_{34}fe^{kx}) / |D|.$$
(26)

Усилие P_e также вычисляется путем последовательных приближений. Для первого приближения следует принимать P_e соответствующее растяжению каната при свободном подвесе груза.

2.3.3 Растяжение прямого каната грузом в направляющих Удельные деформации каната

$$\overline{\varepsilon} = \left(A_{11} + A_{12}^2 / A_{22}\right) / |D|; \tag{27}$$

$$\overline{\theta} = (A_{13} + A_{12}A_{23}/A_{22})/|D|; \tag{28}$$

$$\overline{\chi} = (A_{13} + A_{12}A_{24}/A_{22})/|D|; \tag{29}$$

2.3.4 Растяжение прямого каната свободно подвешенным грузом Удельные деформации каната

$$\overline{\varepsilon} = \frac{A_{11}}{|D|}; \ \overline{\theta} = \frac{A_{12}}{|D|}; \ \overline{\chi} = \frac{A_{13}}{|D|}; \ \overline{\zeta} = \frac{A_{14}}{|D|}.$$
(30)

Таким образом, усилие P_e (13) предельного упругого состояния посредством деформации δ_i (18) зависит от жесткостей сечения каната, в том числе и в состоянии наличия обрывов проволок.

3. Жесткости сечения каната с учетом обрывов проволок.

Проволока с обрывом за счет сопротивления от трения получает упругую деформацию, возрастающую по мере удаления от мест обрыва. На определенном расстоянии от обрыва проволока оказывает полноценное сопротивление пропорциональное полной продольной жесткости.

Используем решение [8], в котором сила сопротивления нити (проволоки) навитой на цилиндр с прямой образующей (подходит к канатам (прядям) одинарной свивки) и на цилиндр с винтовой образующей (подходит к канатам двойной свивки) имеет выражение

$$F = P(1 - e^{-fb}); \quad b = \frac{2\pi l \sin \alpha}{h \cos \beta}, \tag{31}$$

где f – коэффициент трения; l – расстояние от места обрыва проволоки до расчетного сечения каната; h – шаг свивки проволок.

На основе (31) получаем связь влияния обрыва проволок с жесткостями сечения каната через изменяющееся значения жесткостей сечений проволок

$$\Phi_{\rm p} = \frac{\pi \delta^2}{4} E(1 - e^{-fb}).$$
(32)

В качестве примера приведены расчеты для двух канатов, сечения которых с нумерацией проволок показано на рис. 3 и 4, где затемнением указаны проволоки с обрывами.



Рисунок 3 – Канат 1+6+12

Рисунок 4 – Канат 12(1–6) – 6(1+6) + о.с.

Канат одинарной свивки (рис.3) конструкции 1/1,15+6/1+12/1; диаметр 5,15 *мм*; $F_c = 15,175 \ mm^2$; суммарное разрывное усилие всех проволок $P_c = 27315H$; шаг свивки проволок наружного слоя h = 45*мм*; углы свивки $\alpha_2 = 16,75^{\circ}$; $\alpha_3 = 16,16^{\circ}$, деформация предела текучести проволоки $\varepsilon_T = 0,0073$. Канат двойной свивки (рис.4) конструкции 12(1-6) – 6(1+6) + о.с.; диаметр 9,3 *мм*; $F_c = 15,175 \ mm^2$; шаг свивки наружного слоя прядей $h = 256 \ mm$; шаг свивки проволок в прядях $h = 112 \ mm$; диаметры проволок $\delta = 0,6 \ mm$; углы свивки прядей $\beta_2 = -17,5^{\circ}$; $\beta_3 = 19,5^{\circ}$; суммарная площадь сечения проволок $F_c = 36,625 \ mm^2$; $P_c = 57000 \ H$, деформация предела текучести проволоки $\varepsilon_T = 0,00665$.

В табл.1 показано значение жесткостей сечений этих канатов для трех ситуаций: 1 – без обрывов проволок; 2 – обрывы равномерно разнесены в пределах одного шага; 3 – обрывы в одном сечении (это значит в формуле (32) b=0).

| Ситу- | G ₁₁ , | G ₂₂ , | G ₃₃ , | G ₄₄ , | G ₁₂ , | G ₁₃ , | G ₁₄ , | G ₂₃ , | G ₂₄ , | G ₃₄ , | |
|-------|---|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|---------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--|
| аци | H | $H:MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | $H:MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | $H \cdot MM^2$ | |
| | Канат 1+6+12; диаметр 5,15 мм; шаг h=45мм | | | | | | | | | | |
| 1 | 270 | 85,9 | 24,4 | 24,5 | 127 | ~0 | ~0 | ~0 | ~0 | ~0 | |
| 2 | 233 | 72,5 | 23,3 | 23,9 | 104,6 | -6,2 | -3,2 | -3,7 | -1,9 | -0,43 | |
| 3 | 229 | 68,3 | 20,5 | 20,8 | 101,8 | -6,7 | -3,9 | -4,2 | -3,4 | 0,063 | |
| | | Кан | ат 12(1-6) | - 6(1+6) + | о.с.; диамо | етр 9,3 <i>мм</i> ; | ; h=112мм | ;Н=256мм | | | |
| 1 | 473 | 631 | 17,9 | 17,9 | 337 | ~0 | ~0 | ~0 | ~0 | ~0 | |
| 2 | 436 | 565 | 17,6 | 17,8 | 287 | -2,6 | 0,42 | -3,5 | 0,54 | 0,039 | |
| 3 | 419 | 535 | 16,1 | 15,9 | 266 | -3,7 | 1,03 | -5,08 | 0,95 | 0,45 | |

Таблица 1 – Жесткости сечения канатов х 10-4

В табл. 2 и 3 приведены расчетные значения для 3-х ситуаций усилий растяжения $P_e(13)$ предельного упругого состояния указанных канатов при деформациях ε_T . Усилия представлены в относительном измерении: $\overline{P}_e = P_e / P_c$. Рядом со значениями \overline{P}_e в скобках указаны номера проволок, в которых первыми достигается предельная упругая деформация растяжения равная ε_T . Далее в табл. 2 и 3 приведены деформации $\varepsilon, \theta, \chi, \zeta$ канатов в предельном упругом состоянии; экспериментальные значения напряжений растяжения проволок тах σ и min σ (в скобках указаны номера проволок согласно рис. 2 и 3); параметр $\overline{\Delta} = \min \sigma / max\sigma$, наконец, указаны средние напряжения растяжения: $\sigma = P_e / F_c$ (это напряжение является условным, но оно удобно для интегральной оценки напряженного состояния канатов [1]).

| Таблица | 2 – | Параметры | предельного | упругого | состояния | каната |
|-----------|-------|------------|-------------|----------|-----------|--------|
| 1+6+12; " | циаме | тр 5,15 мм | | | | |

| Расчетные параметры | Схемы растяжения | | | | | | | | |
|---|------------------|---------------------|----------------------|-----------|--|--|--|--|--|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | | | | | |
| 1. Номинальное состояние каната | | | | | | | | | |
| $\overline{P}_e = P_e / P_C \text{ (N}^{\text{o}}\text{)}.$ | 0,522 (2) | 0,223 (1) | 0,723 (1) | 0,222 (1) | | | | | |
| $\varepsilon \cdot 10^4$ | 52,7 | 73 | 73 | 73 | | | | | |
| $	heta \cdot 10^4$, рад/мм | ~0 | -107 | 0 | -108 | | | | | |
| $\chi \cdot 10^4$, рад/мм | 125 | 125 | ~0 | ~0 | | | | | |
| $\overline{\zeta}$ $\cdot 10^4$, pad/мм | 14,2 | ~0 | ~0 | ~0 | | | | | |
| $\max \sigma, H/MM^2$ (N ^o) | 1460 (2) | 1459(1) | 1459 (1) | 1460 (1) | | | | | |
| $\min \sigma$, H/MM^2 (N ^o) | 472 (5) | -328 (14) | 1338 (5) | 151 (11) | | | | | |
| $\overline{\Delta}$ | 0,230 | -0,225 | 0,911 | 0,103 | | | | | |
| σ , H/MM^2 | 845 | 401 | 1301 | 400 | | | | | |
| 2. | Обрывы проволок | № 8÷10 в пределах і | шага <i>h</i> = 45мм | | | | | | |
| $\overline{P}_{e}.(\mathbb{N}^{\underline{o}})$ | 0,389 (1) | 0,218 (1) | 0,618 (1) | 0,221 (1) | | | | | |
| $\varepsilon \cdot 10^4$ | 47,3 | 73 | 73 | 73 | | | | | |
| $	heta \cdot 10^4$, рад/мм | 4,96 | 98,7 | 0 | -105 | | | | | |
| $\chi \cdot 10^4$, рад/мм | 139 | 129 | 19,6 | 2,64 | | | | | |
| $\overline{\zeta}\cdot 10^4,$ pad/мм | 18 | 4,19 | 10,2 | 1,37 | | | | | |
| $\max \sigma, H/MM^2$ (N ^o) | 1445 (19) | 1463(1) | 1459 (1) | 1459 (1) | | | | | |
| $\min \sigma$, H/MM^2 (N ^o) | 348 (5) | -239 (16) | 1261 (5) | 169 (15) | | | | | |
| $\overline{\Delta}$ | 0,24 | -0,163 | 0,864 | 0,116 | | | | | |
| $\sigma, H/MM^2$ | 701 | 392 | 1112 | 397 | | | | | |
| Обрывы проволок № 8÷10 в одном сечении | | | | | | | | | |

ISSN 2311-0368 (Print) ISSN 2409-1049 (Online)

| P (No) | 0.360(1) | 0.204 (1) | 0.603 (1) | 0.205(1) |
|---|----------|-----------|-----------|-----------|
| $P_e.(\mathbb{N}^{\underline{o}})$ | 0,309(1) | 0,204 (1) | 0,003 (1) | 0,205 (1) |
| $\epsilon \cdot 10^4$ | 45,07 | 73 | 73 | 73 |
| $	heta \cdot 10^4$, рад/мм | 7,79 | -101 | 0 | -109 |
| $\chi \cdot 10^4$, рад/мм | 141 | 128 | 23,7 | 1,4 |
| $\overline{\zeta}$ $\cdot 10^4$, pad/мм | 2,49 | -3,16 | 13,6 | -4,1 |
| $\max \sigma, H/MM^2$ (N ^o) | 1430 (2) | 1460 (1) | 1460 (1) | 1459 (1) |
| $\min \sigma$, H/MM^2 (N ^o) | 314 (5) | -266 (14) | 1242 (15) | 121 (12) |
| $\overline{\Delta} = \min \sigma / \max \sigma$ | 0,220 | -0,182 | 0,851 | 0,0829 |
| <i>σ</i> , <i>Н</i> /мм ² | 665 | 367 | 1086 | 369 |

Таблица 3 – Параметры предельного упругого состояния каната 12(1–6) – 6(1+6) + о.с.; диаметр 9,3 *мм*

| Расчетные параметры | Схемы растяжения | | | | | | | | | |
|---|------------------------------|----------------------|------------------------|-----------|--|--|--|--|--|--|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | | | | | | |
| | Номинальное состояние каната | | | | | | | | | |
| $\overline{P}_e = P_e / P_C (N^{\underline{o}}).$ | 0,612 (123) | 0,301 (3) | 0,669 (44) | 0,308 (2) | | | | | | |
| $\varepsilon \cdot 10^4$ | 73,7 | 58,6 | 80,6 | 60 | | | | | | |
| $	heta \cdot 10^4$, pad/мм | ~0 | -31,3 | 0 | -32,1 | | | | | | |
| $\chi \cdot 10^4$, рад/мм | 69,4 | 69,4 | ~0 | ~0 | | | | | | |
| $\overline{\zeta} \cdot 10^4$, pad/мм | 21,8 | ~0 | ~0 | ~0 | | | | | | |
| $\max \sigma, H/_{MM^2}$ (N ^o) | 1330 (117) | 1333 (3) | 1305 (2) | 1305 (2) | | | | | | |
| $\min \sigma, H/MM^2$ (N ^o) | 974 (123) | 100 (87) | 1230 (3) | 232 (44) | | | | | | |
| $\overline{\Delta}$ | 0,73 | 0,075 | 0,94 | 0,174 | | | | | | |
| $\sigma, H/MM^2$ | 979 | 482 | 1071 | 493 | | | | | | |
| | Обрывы проволок | № 44-57 в пределах п | ага <i>h</i> = 66,5 мм | | | | | | | |
| $\overline{P}_{e}.(N^{o})$ | 0,586 (123) | 0,301 (3) | 0,649 (44) | 0,308 (2) | | | | | | |
| $\varepsilon \cdot 10^4$ | 72,9 | 58,8 | 80,7 | 61,2 | | | | | | |
| $	heta \cdot 10^4$, рад/мм | 0,14 | -30,7 | 0 | -30,4 | | | | | | |
| χ · 10 ⁴ , рад/мм | 73,9 | 70,4 | 18,9 | 4,9 | | | | | | |
| $\overline{\zeta}$ $\cdot 10^4$, pad/мм | 22,3 | -0,6 | -5,8 | -2,3 | | | | | | |
| $\max \sigma, H/_{MM^2}$ (N ^o) | 1329 (117) | 1333 (3) | 1329 (58) | 1329 (2) | | | | | | |
| $\min \sigma$, H/MM^2 (N ^o) | 950 (123) | 112 (87) | 1189 (24) | 291 (58) | | | | | | |
| $\overline{\Delta}$ | 0,71 | 0,084 | 0,93 | 0,219 | | | | | | |
| $\sigma, H/MM^2$ | 938 | 481 | 948 | 492 | | | | | | |
| | Обрывы про | волок № 44-57 в одно | м сечении | | | | | | | |
| $\overline{P}_{e}.(N^{o})$ | 0,582 (123) | 0,301 (5) | 0,630 (44) | 0,308 (3) | | | | | | |
| $\varepsilon \cdot 10^4$ | 72,6 | 58,8 | 80,7 | 60,7 | | | | | | |
| $	heta \cdot 10^4$, рад/мм | 0,15 | -30,7 | 0 | -30,9 | | | | | | |
| χ · 10 ⁴ , <i>рад/мм</i> | 74,5 | 70,5 | 12,0 | 2,96 | | | | | | |
| $\overline{\zeta}\cdot 10^4,$ pad/мм | 24,1 | 1,3 | -1,94 | -0,5 | | | | | | |
| $\max \sigma, H/MM^2$ (N ^o) | 1329 (123) | 1333 (3) | 1329 (14) | 1329 (2) | | | | | | |
| $\min \sigma, H/MM^2$ (N ^o) | 944 (24) | 113 (87) | 1204 (44) | 272 (122) | | | | | | |
| $\overline{\Delta}$ | 0,71 | 0,085 | 0,906 | 0,205 | | | | | | |
| $\sigma, H/MM^2$ | 931 | 480 | 986 | 493 | | | | | | |

Выводы. Прочностные характеристики P_e (13) предельного упругого состояния канатов весьма существенно зависят от схемы нагружения, конструкции каната и наличия обрывов проволок. Их представление в табл. 2 и 3 в относительном измерении $\overline{P}_e = P_e/P_C$ по сути адекватно коэффициенту K в формуле (2). Главной причиной низких значений характеристик \overline{P}_e является неравномерность $\overline{\Delta}$ деформаций и напряжений растяжения проволок в канате. Это в первую очередь обусловливается деформацией θ кручения каната, во

вторую деформацией χ изгиба. Знак минус при $\overline{\Delta}$ означает, что проволоки указанного номера среди тех, которые в данном состоянии каната испытывают сжатие.

Значение \overline{P}_e для 2-ой и 4-ой схем растяжения значительно зависят от жесткости влияния G_{12} , с которой связана деформация кручения каната. Так для каната ϕ 5,15 мм при конструкции 1+6+12 жесткость $G_{12} = 1270 \ \kappa H_{MM}$ и $\overline{P}_e = 0,222$. В случае конструкции 1– 6+12 т.е. с противоположным направлением свивки слоев $G_{12} = 736$ κH_{MM} и $\overline{P}_e = 0,47$.

Величины среднего условного напряжения σ показывают, что их уровень в предельном упругом состоянии канатов выше этого параметра при рабочих (эксплуатационных) нагрузках [1]. Это полезно учитывать при анализе нормативных запасов прочности для конкретных схем нагружения канатов.

Наличие обрывов проволок приводит к формированию жесткостей влияния (табл.1): продольно изгибных G_{13} , G_{14} ; крутильно изгибных G_{23} , G_{24} , а также изгибно-изгибной G_{34} . При растяжении канатов в состоянии с этими жесткостями возникают дополнительные деформации изгиба и кручения каната, а значит и деформации проволок как в сторону увеличения по сравнению с номинальным состоянием, так и в сторону уменьшения.

Характеристики \overline{P}_e в состояниях с обрывами проволок при 1-ой и 3-ей схемах уменьшаются. При 2-ой и 4-ой остаются практически неизменными, т.к. деформации кручения θ изменяются незначительно.

Для 3-ей схемы растяжения соотношение между характеристикой P_e предельного упругого состояния каната и характеристикой его несущей способности составляет $P_e = (0,7 \div 0,75)P_{\rm H}$. Для других схем растяжения, связанных с кручением и изгибом, соотношение носит менее стабильный характер (зависит от жесткостей влияния и отношения диаметра барабана к диаметру каната).

Предлагаем на основе характеристик P_e растяжения каната по предельному упругому состоянию построить методику расчета канатов на прочность, которая будет иметь преимущества по сравнению с существующей, основанной на характеристике (2). Аргументы преимущества:

– Прочностные характеристики *P_e* непосредственно связаны со схемой нагружения каната.

– Значение *P_e* учитывает все геометрические характеристики одинарной и двойной свивки, а также деформативные свойства проволок.

– Характеристики *P_e* позволяют учитывать влияние обрывов проволок в процессе эксплуатации канатов как в пределах норм браковки, так и в направлении оптимизации норм.

Все характеристики P_e должны быть предварительно определены для типовых конструкций канатов в соотношениях к их суммарным разрывным усилиям. Это будет удобно для использования.

Наибольшая трудоемкость и ответственность при создании предполагаемой методики ляжет на пересчет обоснованных нормативных запасов прочности.

Список использованной литературы

1. Бережинский, В.И., Шатило, А.Н. Канаты шахтных подъемных установок. Унивеситетская книга, Москва, Россия (2015), 232 с.

2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов. Форт, Харьков, Украина (2007), 268 с.

3. DIN-Taschenbuch. Drahtseile: Normen. — Berlin-Koln: Beuth (1990), 360 s.

4. Чаюн И.М. Связь точности расчетной схемы и запасов прочности канатов Стальные канаты 9, Астропринт, Одесса, Украина (2013), с.126 – 141.

5. Чаюн, И.М. Несущая способность подъемных канатов и лент / И.М. Чаюн. – Одесса: Астропринт, 2003. – 233 с.

6. ГОСТ 12004-81 Сталь арматурная. Методы испытания на растяжение. Стандартинформ Москва, Россия (2009).

7. Чаюн, И.М. Обоснование повышения точности расчетной прочностной схемы подъемных кнатов / И.М. Чаюн // Підйомно-транспортна техніка. — 2013. – №3. – С. 36 – 44.

8. Чаюн И.М. Вовк П.Е. Трение нити расположившейся на винтовой линии при растяжении на цилиндрической поверхности /И.М. Чаюн, П.Е Вовк // Підйомно-транспортна техніка. – 2019. – №2.– С. 75 – 82.

CALCULATION OF ROPES FOR STRENGTH BY THE EXTREME ELASTIC STATE

Chayun I. M., Vovk P. E. Odessa National Polytechnic University

Annotation. A technique has been developed for the theoretical determination of the strength P_e and deformation characteristics of the

limiting elastic state of ropes for four loading schemes in the initial state, and also with taking into account the operational breakage of the wires. Two schemes are stretching with winding onto the drum with free suspension of the load and with the load in the guides, the other two schemes are stretching the straight rope without bending. As the ultimate elastic, is taken the state of the rope, in which one of the wires (or a group) reaches deformation of the limit of elasticity (yield). Tensile force P_e of the ultimate elastic state significantly depends on the loading scheme, rope design and the presence of wire breaks. For the studied loading schemes and various rope designs, the forces are presented in relative measurement $\overline{P}_e = P_e/P_c$, where P_c is the total breaking strength of the wire ropes. When stretching with a freely suspended load \overline{P}_e is 0,22 - 0,31 (lower values when stretched with a winding on the drum); when loaded in guides \overline{P}_e is 0,61 - 0,72. The main reason for the low values of \overline{P}_e characteristics is the unevenness of the tensile strains of the wires in the rope. This is primarily due to the torsional deformation θ of the rope, to the second due to bending deformation χ .

The values of the average conditional stress σ show that their level in the ultimate elastic state of the ropes is higher than this parameter at working (operational) loads. This is useful to consider when analyzing standard safety factors for specific rope loading schemes.

The presence of wire breaks leads to the formation of stiffness effects: longitudinally bending G_{13} , G_{14} ; torsionally bending G_{23} , G_{24} , as well as bending-bending G_{34} . When the ropes are stretched in a state with these stiffnesses, additional bending and torsion deformations of the rope occur, and, therefore, deformations of the wires both in the direction of increase compared to the nominal state, and in the direction of decrease. The characteristics of \overline{P}_e in states with wire breaks under tension in the guides decrease, and with a freely suspended load they remain almost unchanged, because torsional strains of the ropes change insignificantly.

Key words: rope, yield strength, elastic state, stress, strain, friction.

УДК 629-413-592.112

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.08

Вольченко А. И.¹, Скрыпнык В. С.¹, Вольченко Н. А.², Витвицкий В. С.¹, Насирова Н. Н.³

¹ Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

² Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар

³ Азербайджанская авиационная академия, г. Баку

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН МОКРЫХ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Аннотация. В материалах статьи рассмотрена свободная и вынужденная конвекция слоев воды, находящейся в каналах между микровыступами поясов трения сплошных и самовентилируемых дисков тормозов транспортных средств. Определены силы, действующие в слоях воды. Введены новые понятия динамичнотермический и термо-динамический слои. На основе разработанной тепловой модели дисковых тормозов двух типов оценены их теплопередающие способности при сухих и мокрых парах трения.

Ключевые слова: транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, тормозной диск, пояс трения, фрикционная накладка, свободный и вынужденный конвективный теплообмен.

Введение. Фрикционные узлы дисково-колодочных тормозов транспортных средств работают в тяжелых условиях, которые характеризуются высокими скоростями скольжения, продолжительным действием импульсных удельных нагрузок. Износосвойства пар трения тормозов фрикционные зависят от параметров термодинамических среды. В которой они эксплуатируются. В сырую погоду такой средой является влажный воздух, при сильном дожде – капли и струи воды, попадающей на полированные и матовые поверхности тормозных дисков. При таких условиях необходимо снижать скорость движения транспортного средства, чтобы при торможении вписаться в регламентированный тормозной путь. Это вызвано тем, что резко падает прижимное усилие фрикционных накладок к поясам трения диска, а, следовательно, и удельные нагрузки, динамический коэффициент трения и тормозной момент. Количество влаги, попадающей на поверхности трения

[©] Вольченко А. И., Скрыпнык В. С., Вольченко Н. А., Витвицкий В. С., Насирова Н. Н., 2020

дисково-колодочных тормозов по осям и бортам транспортных средств, разное.

Состояние проблемы. Противоречивые данные о влиянии орошающей диски воде на износо-фрикционные свойства дисковых тормозов транспортных средств, а также полученные различными авторами закономерности изменения основных эксплуатационных параметров мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов указывают на то, что проблема повышения надежности указанных тормозных механизмов не решена.

Установлено, что толщина водяного слоя, образовавшегося на поясе трения сплошного диска тормоза переднего колеса транспортного средства, зависит от [2, 3, 4]:

 скорости скольжения пар трения: толщина водяного слоя резко падает, а затем квазистабилизируется в связи с ростом удельных нагрузок в них;

 интенсивности атмосферных осадков: при сильном и слабом дожде толщина водяного слоя отличается в 2,0 – 2,5 раза;

 удельных нагрузок: при увеличении контактных нагрузок снижается влияние вязкости пленки воды на динамический коэффициент трения, поскольку слой воды расплющивается по обе стороны от радиусов поясов трения диска;

 величины среднего радиуса пояса трения: толщина водяного слоя уменьшается с увеличением радиуса пояса трения вследствие возрастания центробежных сил.

По данным И. В. Крагельского характер и интенсивность износа зависисит от влажности воздуха. При 5 %-ной влажности частицы износа очень мелкие, темно-серого цвета (вероятно, Fe₂O₃), содержание металлических частиц мало. При влажности 50% и выше мономолекулярный слой воды полностью покрывает поверхность диска, при трении образуется серая металлическая пыль. Установлено, что при работе пар трения в воздухе с влажностью до 50% частицы их износа содержат в основном окислы металла.

Испытания в вакууме показали, что пары воды, внесенные в вакуумированную камеру, почти не влияют на состав частиц износа. Продукты износа представляют собой металлические частицы, перемешанные с серо-черной пудрой (Fe₃O₄).

Недостатком указанных исследований является то, что в них не рассмотрено влияние свободной и вынужденной конвекции при орошении водой незащищенных пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств. Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

 – обоснование расчетной схемы для определения интенсивности теплообменных процессов металлического элемента трения;

– влияние свободной и вынужденной конвекции на интенсивность теплообменных процессов;

– результаты расчета теплообменных процессов;

Цель работы – оценить интенсивность теплообменных процессов в мокрых парах трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

Обоснование расчетной схемы для определения интенсивности теплообменных процессов металлического элемента трения.

В тормозных устройствах динамическую нагрузку несут ободья тормозных барабанов и шкивов (рис. 1 *a*) и левая сторона сплошных и самовентилируемых тормозных дисков (рис. 1 б). На правой стороне диска расположен фланец, увеличивающий ее металлоемкость. Тепловой поток в любом тормозном диске направлен слева направо. В расчетных схемах динамической и тепловой нагруженности ободов барабана И шкива, а также левую сторону сплошного И самовенитилируемого диска представляем в виде пластины. Для нее оценим напряженное состояние, а также интенсивность свободного и вынужденного теплообмена.



Рис. 1 *а*, *б* – Расчетные схемы металлических элементов трения и направления тепловых потоков, генерируемых на их рабочих

поверхностях:

а – рабочие поверхности обода шкива и барабана; *б* – поверхности сплошного диска

На рис. 1 *а*, б использованы следующие условные обозначения: d_{θ} , d_{H} , d_{∂} – диаметры: внутренний барабана; наружный шкива; сплошного диска; *B*, δ – ширина и толщина пластины; q_{i} – тепловые потоки; t_{i} , t_{0} – температуры поверхностей; t_{0} – температура окружающей среды.

Влияние конвекции на интенсивность теплообменных процессов:

свободной

Моделирование процессов, происходящих в мокрых парах трения дисково-колодочных тормозов грузовых транспортных средств, производилось на тормозном стенде с учетом правил подобия: процессы на модели должны быть той же физической природы, что и в натурных условиях; условия однозначности для процессов на модели в натурных условиях должны быть подобными; безразмерные комплексы (критерии), составленные из размерных величин, входящих в описание условий однозначности, должны быть равны или изменяться в одинаковых пределах.

Для оценки интенсивности конвективного теплообмена рассмотрено свободное движение омывающей среды вдоль нагретой поверхности пояса трения диска (рис. 2 *a*), расположенного вертикально в неограниченном объеме подвижной среды.

Наблюдения показывают, что по нагретой поверхности пластины сверху вниз движется достаточно тонкий слой воды, остальная его часть неподвижна. Этот слой свободной конвекции воды рассматриваем как пограничный.

Отличие физической модели слоя свободной конвекции от модели пограничного слоя, возникающего в струйках воды и на поверхности тела, заключается в следующем. В поперечном сечении слоя воды на эпюре скорости должен быть максимум, обусловленный эффектом прилипания воды на поверхности пластины, с одной стороны, и условием неподвижности воды в окружающей среде, с другой его стороны.

Аналогично динамическо-термическому слою на поверхности пластины возникает и термо-динамический слой, в котором температура воды монотонно убывает от значения T_u на поверхности теплообмена до температуры T_e окружающей среды. Следовательно, подобия полей скоростей и температур в сечениях слоя не наблюдается (рис. 2 δ , δ).



Рис. 2 *а*, *б*, *в* – Закономерности изменения: *а* – скорости движения (*w*) холодного (*δ*) и нагретого (*δt*) слоя воды вдоль нагретой (*T_w*) вертикальной пластины при температуре окружающей среды (*T_θ*); *б* и *в* – полей скоростей (*w_x*) и относительной температуры (*θ*) слоя воды в зависимости от ее кинематической вязкости (*η*) при различных величинах критерия Прандтля (*Pr*)

Для математического описания поля температур качестве В характерной выберем температуру окружающей среды Te как известную и постоянную величину. Введем избыточную температуру в $\mathcal{G} = T - T_{\rho}$ слое воды И относительную температуру $\theta = \vartheta / \vartheta_{\rho}, \vartheta_{\rho} = T_w - T_{\rho}.$ Возникшая разность плотности неизотермической среды выражается через ее коэффициент объемного расширения $\Delta \rho = \rho \beta \vartheta = \rho \beta \vartheta_{\rho} \vartheta$.

Перечисленным условиям свободной конвекции соответствует следующая система уравнений:

- уравнение неразрывности $\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0,$ (1)
- уравнение движения $w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = v \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + g\beta \mathcal{G}_e \theta,$ (2)
- уравнение энергии $w_x \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \frac{\partial \theta}{\partial y} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2},$ (3)

• условие состояния среды $\rho = \text{const}, p = p_e = \text{const}$ (см. рис. 2),

где *w_x*, *w_y* – проекции векторов скорости движения; *g* – гравитационная сила;

v – коэффициент динамической вязкости; *a* – коэффициент теплопроводности.

Граничные условия решения системы уравнений:

• при y = 0 $w_x = w_y = 0$, $\theta = 1$,

• при $y \rightarrow \infty w_x = 0, \theta = 0.$

Существенной особенностью свободной конвекции, отраженной в системе уравнений, является то, что законы распределения скоростей и температур взаимосвязаны. Разность температур приводит к возникновению объемной силы, вызывающей движение воды.

Температурное поле, в свою очередь, устанавливается в поле течения в зависимости от интенсивности его движения и оказывает вторичное влияние на это движение. Следовательно, поля скоростей и температур невозможно определить отдельно.

После ряда преобразований системы уравнений (1) – (3) и введения критериев подобия получили зависимость, которая позволяет вычислить местные значения коэффициентов теплоотдачи *а*.

$$Nu_{x} = \frac{\alpha x}{\lambda} = \frac{x}{\beta_{e}} \frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{w} = x \frac{\partial \theta}{\partial y}\Big|_{w} = x \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial y}\Big|_{w}, \text{ rge } \frac{\partial \eta}{\partial y} = \frac{1}{x} \sqrt[4]{\frac{1}{4}} Gr_{x};$$

где *Nu*, *Gr* – критерий Нуссельта и Грасгофа.

Таким образом, критериальное уравнение теплоотдачи на вертикальной пластине при ламинарном характере свободной конвекции имеет вид:

$$Nu_x = 0,478Ra_x^{0,25}, Ra_x = Gr_x Pr_x.$$
 (4)

где $Gr = Pr = v/\alpha$.

Для осредненного коэффициента теплоотдачи на поверхности вертикальной пластины получена следующая эмпирическая зависимость:

$$Nu = A \cdot Ra^{0,25},\tag{5}$$

где A = 0,56 для вертикальной пластины.

В области $Ra < 5 \cdot 10^2$, когда приближения Прандтля для пограничного слоя становятся недействительными, опытные данные при $Pr \ge 1$ удовлетворительно описываются эмпирической формулой М. А. Михеева:

$$Nu=1,18 \cdot Ra^{1/8}.$$
 (6)

При *Ra* > 2·10⁷ возникает устойчивая свободная турбулентность, и закон теплоотдачи соответствует формуле:

$$Nu=0,13 \cdot Ra^{1/3}.$$
 (7)

В критериальных уравнениях (4) – (6) должна быть введена поправка $\psi(Pr)$ на число Прандтля, поскольку направление распространения теплового потока к водяному слою не изменяется.

Вынужденной

Основным пространственным краевым условием для движущегося слоя воды по каналам микровыступов пояса трения тормозного диска является_ скорость ее течения вблизи дна канала. Из условия прилипания граничного водяного слоя к поверхности стенки канала касательная составляющая вектора относительной скорости воды стенки равна нулю.

Безразмерные комплексы-критерии сохраняют свои конкретные значения в любой системе измерения. Кроме того, критерии подобия определяют, как говорят, «правильную» взаимосвязь между переменными размерными параметрами протекающих процессов, эффектов и явлений [8].

Остановимся на физическом смысле критериев подобия, которые фигурируют в критериальных уравнениях при определении коэффициентов теплоотдачи:

$$Bi = CNu^m Re^n Pr^l , (8)$$

где

$$Bi = \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_1} = \alpha_2 R = \frac{\alpha_2}{K_1}; \quad Nu = \frac{\alpha_1 d}{\lambda_2}; \quad Re = \frac{wd}{v}; \quad Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu c_1}{\lambda_2} = \frac{v\rho c_1}{\lambda_2}$$

– безразмерные комплексы, числа, термы, инварианты, критерии подобия: Био (*Bio*), Нуссельта (*Nusseli*), Рейнольдса (*Reynolds*), Прандтля (*Prandtl*), соответственно; С, *m*, *n*, *l* – постоянные; α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи с наружных поверхностей металлического элемента трения; δ – толщина металлического элемента трения; *R* – термическое сопротивление теплопроводности; *K* – коэффициент теплопередачи через металлический элемент трения; λ_1 λ_2 – коэффициенты теплопроводности металла и омывающей среды; *d* – характерный размер; *w* – скорость; *v* = μ/ρ – коэффициент кинематической вязкости; ρ – плотность; μ – коэффициент – изобарная теплоемкость.

Критерий *Bi* можно рассматривать как отношение параметров процессов вынужденного и естественного охлаждения при омывании скоростными токами омывающей среды, являющейся смесью компонентов, к соответствующим параметрам процессов кондуктивного нагревания металлического элемента трения при достижении тепловыми токами определенной глубины.

Критерий Re определяет гидродинамическое подобие омывающего теплоносителя, а критерий Pr является теплофизической характеристикой теплоносителя (в него входят только физические константы). При неизменном критерии Re условие постоянства критерия Pr обеспечивает тепловое подобие (подобие тепловых потоков и полей температурных напоров). Выражения Re=idem и Pr = idem являются условиями инвариантности критериев. При этом $RePr = \frac{vd}{a} = Pe$ – критерий подобия Пекле (*Peclet*). В процессах

конвективного теплообмена использован критерий Нуссельта.

С другой стороны, при помощи критерия *Nu* учитываем тепловое состояние нагретого неподвижного граничного слоя воздуха, критерий *Re* – граничный слой потока омывающего воздуха, критерий *Pr* – взаимосвязь между вышеуказанными граничными слоями. При этом $\delta_{\mu} / \delta_{w} = (\sqrt{Pe})^{-1}$; при *Pr*=1 слои имеют одинаковую толщину.

Для оценки теплового состояния охлаждаемого пояса трения тормозного диска и его энергонагруженности используется критерий Вольченко:

$$Bi/Nu = b\lambda_c/(\lambda h_c) = R_1/R_2 = Vo,$$

где R_1 , R_2 – термические сопротивления металлического элемента трения и циркулирующей среды, находящейся в парообразном или жидком состоянии между микровыступами его поверхностей трения; *Vo* – критерий Вольченко.

Полученные отношения термических сопротивлений поверхностного и приповерхностных слоев пояса трения диска, к которым как бы прилипает омывающая среда, получены при поверхностной температуре полимерной накладки, не превышающей допустимую. При высоких поверхностных температурах (выше допустимой) происходит выгорание связующих компонентов материала. Образовавшиеся полимерного при продукты этом смешиваются с циркулирующим воздухом. Затем на поверхности накладки появляются островки жидкости, которая переносится на рабочую поверхность пояса трения диска. Управляющим воздействием величину термического сопротивления поверхностного слоя на полимерной накладки является фазовое состояние ее материала газообразное). (твердое, жидкое, Для поверхностных И приповерхностных пояса трения слоев диска управляющим воздействием является его энергонагруженность. Критерий Вольченко позволяет прогнозировать энергонагруженность поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения.

Уравнение подобия (критериальное уравнение (8)) для процессов вынужденного конвективного теплообмена имеет вид:

f(Bi, Nu, Re, Pr) = 0, или

Bi = (Nu, Re, Pr) = 0.

В окончательном виде:

$$\frac{\alpha_2}{K_1} = C \left(\frac{\alpha_1 d}{\lambda_2}\right)^m \left(\frac{wd}{v}\right)^n \left(\frac{v \rho c_p}{\lambda_2}\right)^l.$$
(9)

В дальнейшем необходимо определить α_2 и K_1 , коэффициент С и показатели степени *m*, *n* и *l*. Они должны быть такими, чтобы соблюдалось равенство (9).

Расчеты показали, что значения коэффициентов теплоотдачи (a_2) и теплопередачи (K_1) различаются между собой не более чем на 5,0 %.

Результаты расчетов теплообменных процессов.

Оценена эффективность вынужденного водяного охлаждения мокрых пар трения пар трения дисково-колодочных тормозов со сплошными дисками (рис. 3 a) и самовентилируемыми дисками с шипами (рис. 3 δ).

| | a) | | Условн обознач | НЫЕ ІЕНИЯ | δ/ | |
|-----------------------|-----------------------|--|--|--|---|--|
| | ſ | Омыбающая среба | <u> </u> | α ₄ | Омыбающая среда |) |
| | | Тормозная колодка | δ_{κ} , λ_{κ} | δ'_{κ} , λ_{κ} | Тормозная колодка | |
| | | Фрикционная накладка | $\delta_{\!\scriptscriptstyle H}$, $\lambda_{\scriptscriptstyle H}$ | $\delta_{\!\scriptscriptstyle H},\lambda_{\scriptscriptstyle H}$ | Фрикционная накладка | |
| <i>q</i> ₁ | <i>K</i> ₃ | Приповерхностный и поверхностный слои | δ_{c}, λ_{c} | δ_{c}, λ_{c} | Приповерхностный и поверхностный слои | $\begin{bmatrix} K_4 \\ q_3 \end{bmatrix}$ |
| | | Водяной слой | α ₂ | α_5 | Водяной слой | Kont |
| | 'Ų | Поверхностный слой | δ_n, λ_n | δ', λ', | Поверхностный слой |] [] ' |
| | K_1 | Пояс трения диска | δ_T , λ_T | δ'_T, λ'_T | Пояс трения левого полудиска | $rac{K_5}{r}$ |
| | K_2 | Тело сплошного диска с фланцем | $\delta_{_{\!$ | $\delta_{np}', \lambda_{d}$ | Тело самовентилируемого диска с шипами и фланцем | |
| | | Пояс трения диска | | 5' 2 | Правый полудиск с поясом | |
| | í – | Поверхностный слой | | Unp, Na | прения с шипами и фланцем | |
| | | Водяной слой | | δ'_n, λ'_n | Поверхностный слой | K_7 |
| Q_2 | | Ппиппвелхностный и | | α_{6} | Водяной слой | |
| 12 | | поверхностный слои | | δ., λ. | Приповерхностный и | |
| | | Фрикционная накладка | | | подерхностный слой | $>K_{\theta}$ |
| | | Тормозная колодка | колодка | | Фрикционная накладка | |
| | J | Омивающая спода | - | $\delta'_{\kappa}, \lambda_{\kappa}$ | Тормозная колодка | J |
| | | опысающия среси | | α_7 | Омываюшая соеда | |

Рис. 3 a, δ – Схема многослойной тепловой модели фрикционных узлов с вынужденным водяным охлаждением дисково-колодочных тормозов со сплошными (a) и самовентилируемыми с шипами (δ) дисками: q_i – тепловые потоки; α_i, λ_i – коэффициенты: теплоотдачи, теплопроводности; δ – толщина; K_i – коэффициент теплопередачи; I ... VI – нумерация слоев, участвующих в теплообмене

Произведено ее сравнение с эффективностью вынужденного воздушного охлаждения сухих пар трения на основе их многослойной

тепловой модели. Рассмотрены особенности предложенных тепловых моделей с учетом направления тепловых потоков, они распространяются от менее металлоемких частей дисков к более массивным.

Получены аналитические зависимости для определения коэффициентов теплопередачи и термического сопротивления (*R_i*) и определены их величины (табл. 1).

Условие неидеального импульсного теплового контакта в паре фрикционная накладка» моделировали с «пояс трения диска – помощью введения между контактирующими поверхностями дополнительных (водяных) слоев вместо третьего тела. Толщину учитывали определении коэффициентов водяного слоя при теплопередачи в слоях тепловой модели различных типов дисков (см. рис. 3 а, б).

Толщину водяного слоя и его теплофизические свойства рассчитывали из условия создания им термического сопротивления заданной величины, которая зависит от величины импульсных контактных удельных нагрузок, объема каналов между микровыступами и теплофизических свойств элементов трибосопряжения.

Тепловой поток, действующий на пояс трения диска, равен:

$$q_1 = \frac{E_i}{A\tau}, \frac{Bm}{M^2}, \tag{10}$$

где E_i – энергия, поглощаемая тормозами передней (1/3 веса) и задней (2/3 веса) оси транспортного средства; A – площадь пояса трения;

 τ – время торможения.

Тепловой поток, проходящий через тело диска, левого и правого полудиска с шипами, равен:

$$q_1 = K_1(t_1 - t_2), \frac{Bm}{M^2},$$
 (11)

где K_1 – коэффициент теплопередачи; t_1 и t_2 – поверхностные температуры поясов трения диска сплошных и самовентилируемых с шипами дисков

| ках | | | | | | | | | | |
|---|-----------|---|---------------|--|---|--|---------------------------------|---|--|--|
| ами тормозных дис | ІАНИРІ | $R_i \cdot 10^{-2}, (M^2 \cdot {}^0C)/B_T$ | | 6,47/7,19 | 1,75/1,97 | 8,10/8,81 | | 6,90/7,66 | 2,06/2,29 | 5,40/6,00 |
| уемом с шипа | Bei | $K_i, \operatorname{BT}(M^{2.0}C)$ | | 15,45/13,91* | 57,1/50,8 | 12,34/11,35 | | 14,50/13,05 | 48,56/43,70 | 18,52/16,67 |
| глопередачи в сплошном и в самовентилир | | Расчетная зависимость <u>і</u> сплошной диск | сплошной диск | $K_{1} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{2}} + \frac{\delta_{n}}{\lambda_{n}} + \frac{\delta_{T}}{\lambda_{T}} \right); (10)$ | $K_{2} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{3}} + \frac{\delta_{n}}{\lambda_{n}} + \frac{\delta_{np}}{\lambda_{n}} \right); \qquad (11)$ | $K_{3} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{1}} + \frac{\delta_{x}}{\lambda_{x}} + \frac{\delta_{x}}{\lambda_{x}} + \frac{\delta_{\epsilon}}{\lambda_{\epsilon}} + \frac{1}{\alpha_{3}} \right); (12)$ | самовентилируемый диск с шипами | $K_{4} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{4}} + \frac{\delta_{1}}{\lambda_{k}} + \frac{\delta_{n}}{\lambda_{k}} + \frac{\delta_{e}}{\lambda_{i}} + \frac{1}{\lambda_{i}} \right); (13)$ | $K_{s} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{s}} + \frac{\delta_{n}}{\lambda_{n}} + \frac{\delta_{r}}{\lambda_{r}} \right); $ (14) | $K_{s} = 1 / \left(\frac{\delta_{nk}}{\lambda_{n}} + \frac{\delta_{ny}}{\lambda_{n}} \right); \tag{15}$ |
| генсивности теп | Вид | теплообмена | | конвективный | радиационно- конвективный | конвективный | | конвективный | радиационно- конвективный | радиационно- конвективный |
| Оценка инт | Тумерация | CIIOEB | | I | Π | Ш | | IV | Λ | IJ |

*Примечание: в числителе приведены данные для сухих пар трения, в знаменателе – для мокрых

ď

11

K

конвективный

IIIΛ

4,12/4,57

24,30/21,87

(16)

7,39/8,21

13,54/12,19

(17)

م | -

ŝ

<u><u>S</u>" S"</u>

Š

ď

72.72

11

K,

конвективный

ΠΛ

ŝ

Анализ полученных данных по интенсивности теплообмена различных по конструкции тормозных дисков (сплошных и самовентилируемых с шипами) показал следующее:

– термическое сопротивление теплопроводности $\frac{\delta_i}{\lambda}$ не зависит ни от конструкции диска тормоза, ни от состояния его пар трения. Коэффициенты теплоотдачи α_i мокрых пар трения по сравнению с сухими уменьшились, соответственно, на 5,5% и 7,3%;

– коэффициенты теплопередачи мокрых пар трения уменьшились, соответственно, на 10,42% и 9,97% по сравнению с сухими парами трения.

Выводы. Математически описаны свободная и вынужденная конвекция при орошении водой поясов трения дисково-колодочных тормозов и определена теплопередающая способность тормозных дисков. Доказано отрицательное влияние влаги на эффективность трения.

Список литературы

1. Технологическое обеспечение износостойкости деталей трибомеханических систем дискретными поверхностями / М. В. Киндрачук, В. Е. Марчук, А. И. Духота [и др.] // К., НАУ, 2020. – 204 с. На укр. яз.

2. Влияние влаги на эксплуатационные параметры трибосопряжений тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, М. Я. Джавадов [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2019. – Т. 11, №2. – С. 15-23.

3. Mitschke Manfred, Braun Horst. Das Verhalten von Scheibenbreinsen bei Nass. «Dtsch. Kraftfahrtforsch. Unci Strassenverkehrstechn.», 1970, – №240, 31 S., ill. (нем., рез. англ.).

4. Влияние влажности на работу дискового тормоза. Scheibenbremmse bei Nasseeinfluss. "Kraftfalirzeugtechnik", 1976. – №3. – С. 74-76, 77 (нем.).

5. Нестационарный теплообмен / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.

6. Трибология: трение, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, К.Т. Набизаде [и др.] // Баку: Апостроф-А, 2019. – 640 с.

7. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 366 с.

8. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles / Volchenko, N.,, Volchenko; A.,, Volchenko, D., Poliakov P., Malyk V., Zhuravlev D.,, Vytvytskyi, V., Krasin, P. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – 1/5 (97). – pp. 47-53.

УДК 621.867.2 DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.09 Ткачук К. В., Суглобов В. В. Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет»

ВПРОВАДЖЕННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ

Анотація. Розглянуті питання імітаційного моделювання портових машин та впровадження інтерактивних технологій у експериментальні дослідження портальних кранів. Досліджено характер переміщення вантажозахоплювального пристрою на різних етапах циклу роботи крана. Наведено результати апроксимації функції переміщення вантажу та її вплив на точність позиціонування при робочих операціях портального крана. В роботі запропоновано алгоритм імітаційного моделювання експериментальних досліджень та випробувань портальних кранів.

Ключові слова: симулятор, переміщення, вантаж, експеримент, випробування, позиціонування, траєкторія, портальний кран.

Вступ. Портальні крани є основним засобом механізації вантажо-розвантажувальних робіт у порту, тому існує потреба підвищення ефективності їх роботи. Велике значення в експлуатації портальних кранів має зменшення аварійних відмов, відсутність коливань тросу, хитання вантажу, позиціонування вантажів при дії різних комбінацій зовнішніх факторів, досягнення високої продуктивності технологічного процесу. У якості технічного засобу, що імітує технологічний процес портальних кранів, використовують комп'ютерні тренажери – симулятори [1]. Комп'ютерний тренажер – складний, програмно-апаратний комплекс, який складається з засобів моделювання, аналізу. симуляції, візуалізації [2]. Структура комп'ютерних тренажерів докладно описана у роботах Морозова, Вільвера [3, 4].

У роботах Файзрахманова, Хабібуліна, Сальникової [5-7] реалізована автоматизована навчальна система, яка дозволяє отримати навички керування краном і позиціонування вантажів у обстановці, яка максимально наближена до реальних умов. Але у представленому тренажерному комплексі не розроблено розділ експериментальних досліджень та випробувань портальних кранів.

© Ткачук К. В., Суглобов В. В., 2020

Завдяки інноваційним інтерактивним технологіям є можливість виконувати різні експерименти та випробування з меншими витратами, але з більшою ефективністю. У віртуальному середовищі можливо імітувати різні закони матеріального миру, при цьому, не витрачати реальних матеріалів. Так, для проведення будь-яких експериментів не потрібна реальна лабораторія, достатньо відтворити комп'ютерні моделі кранів та виконувати необхідні дії над ними в інтерактивному актуальним середовищі. Таким чином, завданням є побудова комп'ютерних моделей портальних кранів, розробка алгоритму імітаційного експериментів моделювання впровадження та комп'ютерних симуляторів у практику експериментальних досліджень.

Авторами даної статті пропонується впровадити в структуру комп'ютерного тренажера портального крана можливість перевірки власної та вантажної стійкості, точності позиціонування вантажу при різних ступенях інтенсивності та напряму вітру, ривках і коливаннях крана. Експериментальні дослідження можливо проводити з різним розташуванням об'єктів вантажо-розвантажувального комплексу (кран, судно, вантаж, контейнер, причал, склад та ін.) та давати оцінку якості роботи крана.

Мета. Метою даної роботи є вдосконалення комп'ютерних тренажерів, впровадження імітаційного моделювання в експериментальні дослідження портальних кранів.

Методика досліджень. Використовуючи сучасні 3D-технології візуалізації та моделювання, вільний доступ програмного забезпечення, побудована статична модель портального крана для комп'ютерного симулятору (рис. 1), розроблено алгоритм імітаційного моделювання експериментальних випробувань, виконано дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою за допомогою інтерактивних технологій.

1. Побудова статичної моделі портального крана

Статична модель для комп'ютерного симулятора являє собою статичну схему портального крана у вигляді креслення, розробленого за допомогою графічного редактора AutoCAD.

Далі графічний інтерфейс необхідно представити у вигляді трьохмірної моделі (рис. 2) віртуального портального крана. Завдяки цьому видається можливість маніпулювати маштабом збільшення (зменшення) моделі, швидкістю пересування та виконання вантажних операцій крана.

Інформаційна модель – це система візуалізації, що забезпечує відображення результатів моделювання зовнішнього середовища та об'єкту керування. Робота інформаційної моделі здійснюється за рахунок взаємозв'язку електронних 3D-моделей з керованими динамічними елементами. Розробка віртуальних сценаріїв роботи портального крана виконується за допомогою систем симуляції: Workcell Simulator, Dyn-Soft RobSim [4].



Рисунок 1 – Схема статичної моделі портального крана для комп'ютерного симулятору



Рисунок 2 – Імітаційна трьох мірна модель портального крана

На основі статичної моделі створюється динамічна модель у формі мережі Петрі [3], яка дозволяє візуально смоделювати технологічний процес портального крана, спрогнозувати значення робочих параметрів крана та порівняти їх с критеріями якості роботи портової машини. Взаємодія динамічної моделі та серверу даних імітаційного моделювання формує архітектуру керування комп'ютерного тренажера-симулятора.

У комп'ютерних тренажерах зображення генерується в реальному часі, тому важливо враховувати потужність процесора комп'ютера, якість відеокарти, зовнішнє оточення, що забеспечує імітацію процеса роботи портального крана.

2. Розробка алгоритму імітаційного моделювання експериментальних досліджень та випробувань

Для імітації технологічного процесу роботи портального крана доцільно використовувати метод статистичних сит та нейронних зв'язків для прогнозування стану технічної моделі крана у системі об'єктів вантажо-розвантажувального комплексу.

Ідеологія побудови імітації робочих операцій, експериментальних досліджень та випробувань портального крана представлена алгоритмом (рис. 3).

Принцип побудови симулятора роботи портального крана представляється в наступному виді.

Для запуску комп'ютерного симулятора для експериментальних досліджень повинен бути сформований сценарій експерименту або випробування, банк даних виконання робочих операцій крана, координати зміни положень стрілової системи, діапазони варійованих введення масиву інформації параметрів. Після виконується випробування власної стійкості портального крана. Якщо спрацювує запобіжний рейковий захват від перекидання крана, то починається ввімкнення візуальних індикаторів у імітованій кабіні машиніста, звуковий сигнал обмежувачів, анемометру. В цьому випадку оператор випробування зупиняє рух імітованої моделі. Якщо кран проходить випробування власної стійкості, то починається перевірка на його вантажну стійксть, в автоматичному режимі здійснюється розрахунок і формування нових координат стрілової системи. При втраті стійкості крана випробування зупиняється, а при задовільних результатах формується команда на переміщення вантажу. Далі проводиться дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою та вантажу. На даному етапі роботи симулятора може спрацювати обмежувач кінцевих положень, що диктує зміну положення стрілової системи. На цьому етапі в діалоговому режимі може бути зроблена оцінка результатів, введені дані для додаткових перешкод – розгойдування вантажу. Результатом експерименту є оцінка якості роботи портального крана, формування бази даних випробувань та печать експериментальних даних крана та графіків переміщення вантажу.



Рисунок 3 – Алгоритм роботи комп'ютерного симулятора для експериментальних досліджень портального крана

3. Дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою за допомогою комп'ютерного моделювання

При переміщенні вантажу портальний кран виконує ряд послідовних операцій:

– переміщення вантажозахоплювального пристрою до зони навантаження (стропування, захвату вантажу);

 переміщення вантажозахоплювального пристрою на задану висоту підйому;

- зміна вильоту стріли з вантажем;

 переміщення вантажу пристрою за горизонтальною траєкторією;

- поворот до зони розвантаження (відстроповка);

– холостий хід: поворот до зони навантаження, зміна вильоту стріли.

Забезпечення плавного руху стріли та виконання умови переміщення вантажу за горизонтальною траєкторією рекомендовано

перевіряти за допомогою комп'ютерного імітаційного моделювання, а саме – з використанням програм-симуляторів Plant Simalation, LiSIM (Liebherr), GlobalSIM, KoneCranes Simulator.

Вплинути на відхилення від оптимальної висоти підйому, на точність позиціонування вантажу та плавність руху стріли можна за рахунок методу апроксимації.

Авторами встановлено, що характер руху вантажозахоплювального пристрою описується різними аналітичними функціями, пошук яких здійснено методом найменших квадратів у програмі MatLab.

У статті виконано дослідження функції переміщення вантажу від часу, який складає цикл роботи портального крана. Так, функція F(t), була апроксимована за лінійним законом (1), (рис. 4) та за квадратичним законом (2), (рис. 5).

$$F = a_1 + a_2 \cdot t, \tag{1}$$

$$F = a_1 + a_2 \cdot t + a_3 \cdot t^2.$$
 (2)



Рисунок 4 – Лінійна функція руху вантажозахоплювального пристрою в залежності від часу циклу кожної робочої операції портального крана

Але найкраще функцію F(t) описати комбінацією двох законів: за квадратичним законом операції повороту та за лінійним законом опреації підйому та зміни вильоту (рис. 6).

Аналіз графіка на рис. 6 показує, що перші сім хвилин циклу роботи портального крана відповідають умові оптимальної висоти підйому, далі забезпечується плавність повороту стріли, з десятої по чотирнадцяту хвилину виконується переміщення вантажу за горизонтальною траєкторією, що позитивно впливає на точність позиціонування вантажу.



Рисунок 5 – Квадратична функція руху вантажозахоплювального пристрою в залежності від часу циклу робочих операцій крана



Рисунок 6 – Комбінована функція руху вантажозахоплювального пристрою в залежності від часу циклу робочих операцій крана

Таким чином, за допомогою комп'ютерних тренажерів симуляторів, можливо не тільки вдосконалювати навички оператора портального крана, але й виконувати експериментальні дослідження, статичні та динамічні випробування. Аналіз результатів дослідження вантажозахоплювального траєкторії переміщення пристрою та відхилення положень симулятор вантажу показує, фіксує ЩО координати руху стріли з робочим обладнанням. Це дає можливість порівнювати фактичну траєкторію переміщення з результатами, які отримано в процесі комплексного оптимізаційного синтезу шарнірнозчленованої стрілової системи [8].

Висновки. В роботі встановлена сутність процесу імітаційного моделювання. Складена статична модель портального крана для комп'ютерного симулятора. Вперше викладено алгоритм роботи комп'ютерного симулятора для експериментальних досліджень характеристик та можливостей портальних кранів. Матеріали цієї статті можуть бути використані в учбовому процесі у якості завдань до лабораторних, практичних, курсових робіт.

Список використаної літератури

1. Якимова, М. О. Панорамное окружение виртуального компьютерного тренажера / М. О. Якимова, А. Ф. Хабибулин // MASTER'S JOURNAL, №2, 2016. – С. 274-279.

2. Шушарина, А. В. Анализ и перспективы развития компьютерных тренажеров для обучения сенсомоторным навыкам / А. В. Шушарина, И. С. Полевщиков // Инновационные технологии: теория, инструменты, практика: сб. науч. трудов. – Пермь : ПНИПУ, 2018. – Том. 1. – С. 61 – 69

3. Вильвер, П. Ю. Специализированный программный комплекс «АСТ» для создания тренажеров / П. Ю. Вильвер, А. Ю. Юрин // Программные продукты и системы/ Softwave & System: научн. журнал.– Уфа: УГАТУ 2016. – Том 29. – Вып. №3. – С. 136 – 141.

4. Морозов, П. В. Тренажер оператора дистанционноуправляемого транспортного средства / П. В. Морозов, Г. Г. Гладков, А. Г. Кураков // Материалы научно-исследовательского конкурса «Профессионал года 2018», г. Пенза (15 декабря 2018 г.) / МЦНС «Наука и просвещение». – Пенза, 2018. – С.28 – 33.

5. Файзрахманов, Р. А. Проектирование и разработка тренажерного комплекса оператора портального крана / Р. А. Файзрахманов, А. Ф. Хабибулин // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления: научн.-техн. журнал. – Пермь: ПНИПУ, 2014. – Вып. №9. – С. 80 – 92.

6. Хабибулин, А. Ф. Использование проекта «Тренажерный комплекс крановщика портального крана» / А. Ф. Хабибулин // Материалы тринадцатой открытой Всероссийской конференции «Преподавание информационных технологий», г. Пермь (14-15 мая 2015 г.) / Издательский центр «Перм. гос. нац. исслед. ун-т». – Пермь, 2015. – С.51 – 53.

7. Сальникова, О. С. К вопросу создания компьютерного тренажерного комплекса оператора портального крана «Сокол» / О. С. Сальникова, Р. А. Хакимов // Материалы IX Международной нучн.-практической конференции «EurasiaScience», г. Москва (31 мая 2017 г.) / Научно-издательский центр «Актуальность РФ». – Москва, 2017. – С. 174 – 175

8. Ткачук К. В. Обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованих стрілових систем портальних кранів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05/ Ткачук Катерина Володимирівна. – ; Українська інженерно-педагогічна академія. – Харків, 2017. – 178 с.

PROVIDED COMPUTER SIMULATED MODELING IN EXPERIMENTAL ADDITIONAL PORTAL CRANES

Tkachuk K. V., Suglobov V. V. Department of Lifting-transport Machines and Details of Machines, Pryazovskyi State Technical University

Abstract. There is a look at the power supply of the imitating model of port machines and the introduction of interactive technologies at experimental portal cranes. The nature of the movement of the ventage sacroplasty attached to the open stages of the crane robot has been increased. Indicated the results of approximating the function of the ventilation and the fact that the accuracy of positioning during the operation of the gantry crane is accurate. In the robot, the algorithm of the userdefined model of experimental experiment and portal testing of portal cranes is replicate. The authors of this article want to admit to the structure of the computer simulator of the portal crane the possibility of interpreting the voltage and the value of the voltage, accuracy of positioning at the lower levels of intensity and voltage, the edges of the loop. It is possible to carry out experimental experiments with the winter rosette of the ventilation and rooftop complex (crane, ship, cable, container, berth, warehouse and warehouse) and give an estimate of the crane's robots. By the way I have given robots комп a comprehensive computer tracking experience, an interactive simulation in experimental gantry cranes. Successful 3D technology, visualization of that model, high access of software protection, a static model of the portal crane for a computer simulator was stimulated, an algorithm of advanced model of experimental testing was scanned. The article establishes the daily process of the imitation model. The static model of the portal crane for a computer simulator is stacked. The robot algorithm of a computer simulator for experimental experimental characteristics and capabilities of portal cranes is uploaded. Materials and materials can be used in the educational process at the factory to laboratory, practical, coursework.

Keywords: simulator, moving, setting, experiment, vibrating, positioning, traction, gantry crane.