

ФОРМУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН МАНІПУЛЯТОРНОГО ТИПУ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

Прийоми та принципи проектування підйально-транспортних машин маніпуляторного типу (ПТММТ) є різноманітними та складними. Сучасні методики проектування підйально-транспортних машин і окремих їх елементів реалізуються на основі аналізу технологічного процесу, в якій їх передбачається експлуатувати. Також для зниження собівартості та скорочення термінів проектування, виготовлення та впровадження підйально-транспортних машин спеціального призначення, підвищення їх ремонтпридатності та полегшення комплектації багато вітчизняних та зарубіжних фірм почали використовувати агрегатномодульне проектування. Такий підхід дозволяє розділити ПТММТ на більш прості функціональні елементи, податливість яких легко визначити методами теорії опору матеріалів. Для переходу від податливості таких окремих елементів до податливості підйально-транспортних машин в цілому використовують матриці передавальних відносин, отримані в процесі силового аналізу та розрахунок елементів на точність. Агрегатно-модульний принцип може бути одним із основних принципів реалізації ПТММТ. Цей принцип дає можливість з урахуванням обмеженої кількості нормалізованих елементів створити спеціалізовану конструкцію підйально-транспортної машини, яка найповніше задовольняє вимогам виконання конкретного технологічного завдання і немає надмірності. Такий підхід у кожному конкретному випадку дозволяє скоротити час розробки та проектування спеціалізованих ПТММТ, підвищити надійність за рахунок відпрацьованості елементів, що входять до нього, здешевити виробництво за рахунок зниження номенклатури деталей та вузлів. Запропоновано виконувати формування конструктивних параметрів елементів ПТММТ на етапі проектування шляхом проведення силового аналізу та розрахунку елементів на точність. Це забезпечує покращення відомих проектних рішень, роблячи їх більш придатними для практичного застосування.

Ключові слова: галузеве машинобудування; машини маніпуляторного типу; проектування; підйально-транспортна машина.

Актуальність. Вихідні дані для проектування ПТММТ і окремих їх елементів формуються на основі аналізу технологічного процесу роботи вантажопідйальної машини, в якій їх передбачається використовувати [1, 2]. На основі цієї інформації та сформованих вимог у технічному завданні на проектування попередньо вибирають структурну і кінематичну схему підйально-транспортної машини маніпуляторного типу [3-6]. Шляхом розв'язання обернених задач про положення, швидкість та точність маніпулятора, як основного технологічного устаткування ПТММТ, визначають кінематичні і геометричні вимоги до їх елементів.

Постановка задачі. Вимоги до розмірів зони обслуговування ПТММТ і його швидкодії визначають відповідно до геометричних розмірів елементів, передавальних відношень і швидкостей приводів. Формування вимог до похибки позиціонування обумовлюються вимогами до точності і жорсткості окремих елементів підйально-транспортних машин [1, 3]. Конструкторські параметри елементів підйально-транспортних машин (рис. 1) повинні бути обрані таким чином, щоб обмежити відхилення грейферного пристрою за рахунок пружних деформацій.

Проектування окремих елементів підйально-транспортних машин доцільно розпочинати з елемента, на якому встановлено робоче устаткування, оскільки в цьому випадку можна прийняти величину граничного навантаження (наприклад

масою переміщуваного вантажу). Максимальні значення швидкості і прискорення елемента можуть бути визначені на основі використання закону зміни швидкості за узагальненими координатами. Ця інформація дозволяє спроектувати або вибрати необхідне робоче устаткування, визначити необхідні технічні параметри приводу та конструктивні особливості.

На підставі отриманих даних, на наступному етапі можна спроектувати наступний елемент, що несе вже спроектований елемент, захватний пристрій, об'єкт переміщення тощо. Після розроблення всіх елементів підіймально-транспортної машини маніпуляторного типу необхідно виконати їх розрахунок на точність і жорсткість. Розрахунок елементів на точність виконуємо визначенням допустимої похибки позиціонування елементів підіймально-транспортної машини для встановлення зв'язку похибки позиціонування для прийнятого компоновання машини маніпуляторного типу з похибками її елементів [1-3, 7].

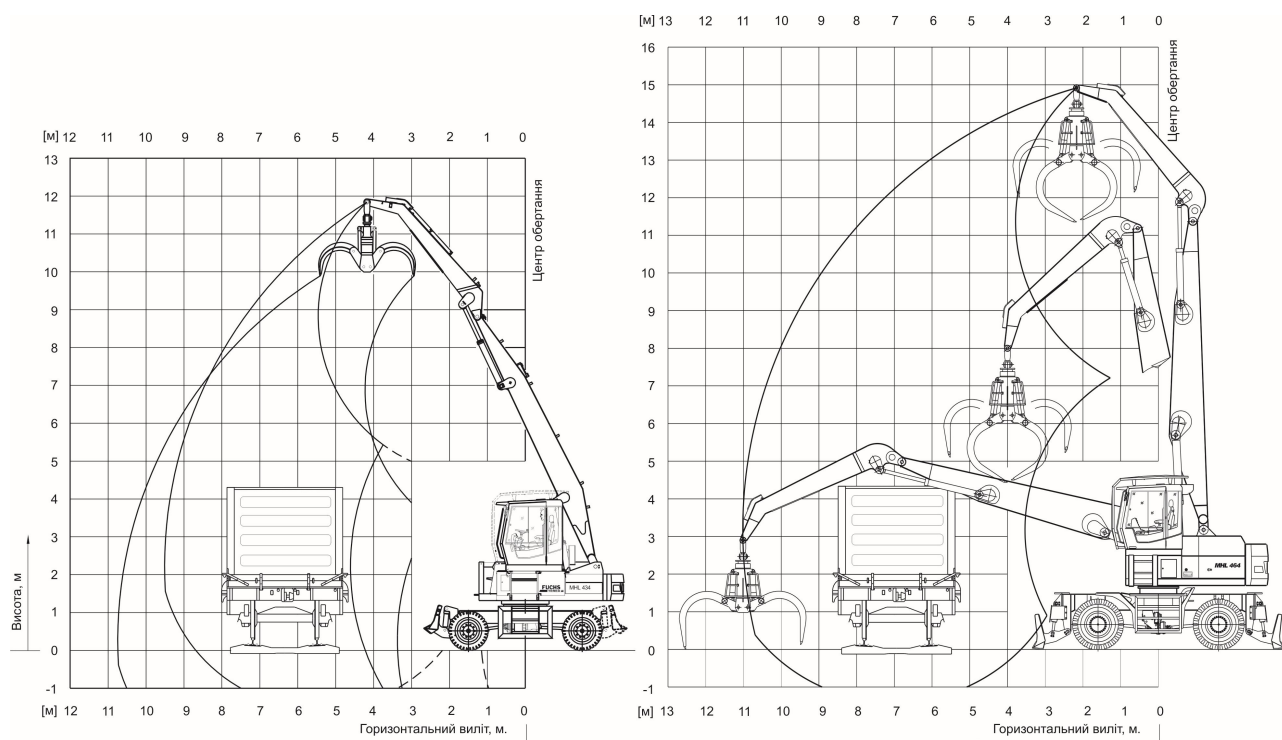


Рис. 1. Підіймально-транспортні машини маніпуляторного типу TEREX-FUCHS: MHL-434; MHL-464

Відомо, що похибка позиціонування робочого органу підіймально-транспортних машин може бути представлена як шестивимірний вектор

$$\Delta_0 = \sum_n C_{0n} \Delta_n, \quad (1)$$

де C_{0n} – матриця передавальних відношень похибки n -го елемента до викликаних ними похибок позиціонування робочого органу; Δ_n – похибка позиціонування елементів підіймально-транспортної машини.

За допомогою наведеного виразу (1) та за відомими похибками елементів Δ_n можна знайти похибку позиціонування робочого органу, встановленого на маніпуляторі підіймально-транспортної машини. Такій підхід під час проектування передбачає вирішення зворотної задачі – вибору допустимих похибок елементів Δ_n , що забезпечує задану похибку позиціонування робочого органу Δ_0 . Це завдання вирішується поетапно, спочатку допустима похибка позиціонування робочого

органу машини маніпуляторного типу $[\Delta_0]$ розподіляється між окремими елементами, тобто значення величини $[\Delta_0]$ представимо у вигляді суми

$$[\Delta_0] \geq \sum_{i=1}^n [\Delta_0]_n, \quad (2)$$

де $[\Delta_0]_n$ – складова допустимої похибки позиціонування робочого органу, викликана похибками n -го елемента машини маніпуляторного типу.

Відомо, що запропонована нерівність (2) має велику множину можливих рішень. Тому, в залежності від прийнятих критеріїв в процесі оптимізації конструкції ПТММТ можна вибрати найбільш прийнятне рішення, що задовольняє вимогам технічного завдання. Однак, на ранніх етапах проектування ПТММТ здійснити таку оптимізацію достатньо складно.

Тому складові похибки $[\Delta_0]_n$ доводиться вибирати на основі аналогій та припущень з типових співвідношень [1, 7], характерних для даного компонування підйимально-транспортних машин $[\Delta_0]_n = K_{0n} [\Delta_0]$, (3)

$$\text{де } K_{0n} \geq \begin{bmatrix} k_{xn} & & 0 \\ & k_{yn} & \\ 0 & & \dots \\ & & k_{vn} \end{bmatrix}.$$

Значенням K_{0n} і k_{vn} відповідає матриця коефіцієнтів і коефіцієнти відношення складової допустимої похибки позиціонування робочого органу ПТММТ $[\Delta v_0]_n$, викликані похибками n -го елемента, до повної допустимої похибки позиціонування маніпулятора $[\Delta v_0]_n$; $k_{vn} = [\Delta v_0]_n / [\Delta v_0]$; $v = x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$. Для забезпечення необхідної похибки позиціонування робочого органу ПТММТ, очевидно, необхідно, щоб $\sum k_{vn} = 1$. За допомогою наведених співвідношень встановлюють складові допустимої похибки $[\Delta_0]_n$ і робочого органу підйимально-транспортних машин, викликані похибками окремих елементів. У свою чергу, зв'язок між такою складовою похибки $[\Delta_0]_n$ і окремими компонентами допустимої похибки n -го елемента $[\Delta \mu_n]$ описується аналогічно

$$[\Delta v_0]_n \geq \sum_n (\Delta_{0n}), \quad (4)$$

де (Δ_{0n}) – складова похибки позиціонування робочого органу підйимально-транспортних машин від μ -ої компонентної похибки n -го елемента.

Нерівність (4) також має безліч можливих рішень, причому спроба визначити складові допустимих похибок елемента $[\Delta \mu_n]$ з системи рівнянь, отриманої переходом від нерівностей до рівності, зазвичай призводить до нераціональних результатів. На ранніх стадіях проектування також складно вибирати шукані складові похибки $[\Delta \mu_n]$ в процесі тієї чи іншої оптимізації конструкції. Тому для вибору прийнятних складових $[\Delta \mu_n]$ необхідно додатково ввести типові для даного виду елемента співвідношення між окремими складовими його похибок:

$$[\Delta x_n] = k_{\gamma\mu} [\Delta \mu_n],$$

...

$$[\Delta \gamma_n] = k_{\gamma\mu} [\Delta \mu_n].$$

Значення $[\Delta\mu_n]$ доцільно приймати, як найбільш вагому складову похибки елемента. Для визначення складових допустимої похибки позиціонування елементів підставимо $\Delta x_n \dots \Delta\mu_n$ в систему нерівностей $[\Delta_0]_n$ і з кожного її ν -го нерівності знайдемо значення $[\Delta\mu_n] = \frac{[\Delta v_0]_n}{b_{x\nu}^n k_{x\mu} + b_{y\nu}^n k_{y\mu} + \dots + b_{\gamma\nu}^n k_{\gamma\mu}}$. (5)

З отриманих шести значень рівняння (5) вибирають найменше. Таким чином визначаються складові допустимої похибки кожного елемента.

Жорсткість елементів підйимально-транспортної машини маніпуляторного типу в цілому визначає жорсткість маніпулятора і точність позиціонування робочого органу. У загальному випадку деформація елемента описується шестивимірним вектором $\delta_n \{\delta x_n, \delta y_n, \delta z_n, \delta\alpha_n, \delta\beta_n, \delta\gamma_n\}$, що містить три лінійні і три кутові складові величини [7]. Відомо, що податливість елемента підйимально-транспортної машини характеризується зворотньою жорсткістю і встановлює зв'язок між деформацією δ_n і викликаним навантаженням P_n

$$\delta_n = \lambda_n \cdot P_n, \quad (6)$$

де λ_n – матриця податливості елемента рівна

$$\lambda_n = \begin{pmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \dots & \lambda_{x\theta} & \dots & \lambda_{x\gamma} \\ \lambda_{yx} & \lambda_{yy} & \dots & \lambda_{y\theta} & \dots & \lambda_{y\gamma} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{\alpha x} & \lambda_{\alpha y} & \dots & \lambda_{\mu\theta} & \dots & \lambda_{\alpha\gamma} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{\gamma x} & \lambda_{\gamma y} & \dots & \lambda_{\gamma\theta} & \dots & \lambda_{\gamma\gamma} \end{pmatrix}, \quad (7)$$

$\lambda_{\mu\theta} = (\delta\mu)_\theta / P_\theta$ – коефіцієнт податливості в μ -му напрямку під дією навантаження в θ -му напрямку.

Основною метою розрахунку елемента на жорсткість є визначення матриці податливості λ_n , що характеризує його пружні властивості. Ефективним методом для розрахунку жорсткості елементів і всієї конструкції підйимально-транспортної машини в цілому є метод кінцевих елементів. Основна ідея методу полягає в розбитті складної механічної конструкції на прості кінцеві елементи та в наближеному описі їх деформацій і напружень простими функціями. У першому наближенні за кінцеві елементи можуть бути прийняті ланки елементів, які можуть бути також розбиті на кінцеві елементи. Відомо, що у випадку використання методу скінченних елементів реальні напруження і деформації елемента приводяться до вузлових точок. Розглянемо питання розрахунку сил і моментів у вузлових точках. Для визначення вектора зусиллі в вузловій точці $\{P/M\}$, який включає вектор сил P і вектор моментів M , що діють на ланці маніпулятора, проведемо послідовний розрахунок, починаючи з точки робочої ланки маніпулятора до основи навантажувача. Вектор зусиль в вузловому з'єднанні кінцевих елементів n і $n-1$ визначається з матричного рівняння

$$\begin{pmatrix} P_{n-1} \\ M_{n-1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L_n & 0 & L_n^T & \dots & L_1^T \\ R_n^P L_n & L_n & R_n^G L_n^T & \dots & L_1^T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_n \\ M_n \\ G_n \end{pmatrix}. \quad (8)$$

де: L_n – матриця (3×3) напрямних косинусів перетворення координат грейферного пристрою (x_c, y_c, z_c) в координати (x_n, y_n, z_n) ланки n ; $L_n^T, \dots, L_1^T$ – транспоновані матриці напрямних косинусів перетворення координат; R_n^P – матриця, отримана з елементів вектора R_n^P , проведеного з початку системи координат ланки n в початок системи координат грейферного пристрою; R_n^G – матриця, отримана з елементів вектора R_n^G , проведеного з початку системи координат ланки n в точку центру мас ланки, грейферного пристрою та предмета в ньому; G_n – вектор сили тяжіння ланки n ;

$$R_n^P = \begin{pmatrix} 0 & z_n^P & -y_n^P \\ -z_n^P & 0 & x_n^P \\ y_n^P & -x_n^P & 0 \end{pmatrix}; \quad R_n^G = \begin{pmatrix} 0 & z_n^G & -y_n^G \\ -z_n^G & 0 & x_n^G \\ y_n^G & -x_n^G & 0 \end{pmatrix}, \quad (9)$$

де x_n^P, y_n^P, z_n^P – складові вектора R_n^P ; x_n^G, y_n^G, z_n^G – складові вектора R_n^G ;

$$G_n = m_n \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{pmatrix}, \quad (10)$$

де m_n – маса ланки n , грейферного захоплювача та предметом переміщення; g – прискорення вільного падіння.

Для ланок маніпулятора, що представляють собою стрижневу конструкцію, матриці R_n^P і R_n^G мають вигляд

$$R_n^P = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_n \\ 0 & -l_n & 0 \end{pmatrix}; \quad R_n^G = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_n^G \\ 0 & -l_n^G & 0 \end{pmatrix}, \quad (11)$$

де l_n – довжина стержня; l_n^G – відстань від початку координат ланки до центру мас ланки, грейферного захоплювача з предметом переміщення.

Використовуючи аналогічні перетворення, можна визначити вектор зусиль у шарнірах ланок i та $i+1$ з матричного рівняння

$$\begin{pmatrix} P_{i-1} \\ M_{i-1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L_i & 0 & L_i^T & \dots & L_1^T \\ P_i \\ R_i^P L_i & L_i & R_i^G L_i^T & \dots & L_1^T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_i \\ M_i \\ G_i \end{pmatrix}. \quad (12)$$

де $L_i, \dots, L_1$ – матриці напрямних косинусів; R_i^{Pi}, R_i^{Gi} – матриці, отримані з елементів векторів r_i^P і r_i^G , проведених з початку системи координат ланки i в початок системи координат ланки $i+1$ та у точку центру мас ланки i ; G_i – вектор сили тяжіння ланки i

Переміщення вузлових точок (схема деформацій) кінцевого елемента в цілому характеризують деформований стан всієї конструкції. У методі кінцевих елементів вузлові переміщення прийнято називати ступенями свободи елемента. При розрахунках деформацій вузлових з'єднань повинна забезпечуватися нерозривність взаємного переміщення елементів. Переміщення всіх точок кінцевого елемента представимо через переміщення і їх похідні у вузлових точках. Введемо

матрицю форми елемента, для отримання якої використовуються інтерполяційні функції Ерміта.

Результати досліджень. Розглянемо отримання матриці форми для стрижневого елемента, як наближеної та спрощеної моделі маніпулятора підйомально-транспортної машини (див. рис. 1). У маніпуляторах деформація елемента під дією сил, прикладених уздовж осі x , мала у порівнянні з згином і крученням, тому нею можна знехтувати. Подамо лінійні $v(x)$ і $\omega(x)$ та кутові $\alpha(x)$, $\beta(x)$, $\gamma(x)$ деформації елемента поліномами:

$$v(x) = a_{11} + a_{12}x + a_{13}x^2 + a_{14}x^3; \quad \omega(x) = a_{21} + a_{22}x + a_{23}x^2 + a_{24}x^3; \quad \alpha(x) = a_{32}x;$$

$$\beta(x) = \frac{\partial \omega}{\partial x} = a_{22} + 2a_{23}x + 3a_{24}x^2; \quad \gamma(x) = \frac{\partial v}{\partial x} = a_{12} + 2a_{13}x + 3a_{14}x^2.$$

Коефіцієнти a_{ij} визначаються з початкових умов:

$$v(0) = \omega(0) = \alpha(0) = \beta(0) = \gamma(0) = 0;$$

$$v(l) = v_i; \quad \omega(l) = \omega_i; \quad \alpha(l) = \alpha_i; \quad \beta(l) = \beta_i; \quad \gamma(l) = \gamma_i.$$

Після підстановки початкових умов та розв'язування системи рівнянь щодо невідомих коефіцієнтів отримаємо вирази для матриці форми стрижневого елемента (табл. 1). Зв'язок між зусиллями і переміщеннями для кінцевого елемента виражається матрицями жорсткості і податливості:

$$\begin{pmatrix} P \\ M \end{pmatrix} = K \Delta; \quad \Delta = K^{-1} \begin{pmatrix} P \\ M \end{pmatrix}.$$

Для побудови матриці жорсткості елементів скористаємося рівнянням потенційної енергії елемента

$$\dot{I} = \frac{1}{2} \left[\int_0^l EJ_y \left(\frac{d^2 \omega}{dx^2} \right)^2 dx + \int_0^l EJ_z \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 dx + \int_0^l \sigma J_{\text{ед}} \left(\frac{d\alpha}{dx} \right)^2 dx \right]. \quad (13)$$

де E – модуль пружності 1-го роду; J_y і J_z – моменти інерції площі перерізу відносно осей y і z ; σ – модуль пружності 2-го роду; $J_{\text{кр}}$ – крутний момент інерції щодо осі x . Після підстановки виразів для v , ω та α (елементів матриці форми) і інтегрування отримаємо вираз для Π через вузлові деформації v_i , ω_i , α_i , β_i , γ_i у квадратичній формі $\Pi = 0,5(\Delta)^T K(\Delta)$, де K – матриця жорсткості елемента.

Табл. 1. Вирази для матриці форми стрижневого елемента

Переміщення у вузлах	Поліном переміщення				
	$v(x)$	$\omega(x)$	$\alpha(x)$	$\beta(x)$	$\gamma(x)$
v_i	$\frac{3x^2}{l_i^2} - \frac{2x^3}{l_i^3}$	0	0	0	$\frac{6x}{l_i^2} - \frac{6x^2}{l_i^3}$
ω_i	0	$\frac{3x^2}{l_i^2} - \frac{2x^3}{l_i^3}$	0	$\frac{6x}{l_i^2} - \frac{6x^2}{l_i^3}$	0
α_i	0	0	$\frac{x}{l_i}$	0	0
β_i	0	$-\frac{x^2}{l_i^2} - \frac{x^3}{l_i^3}$	0	$-\frac{2x}{l_i} - \frac{3x^2}{l_i^2}$	0
γ_i	$-\frac{x^2}{l_i} - \frac{x^3}{l_i^2}$	0	0	0	$-\frac{2x}{l_i} - \frac{3x^3}{l_i^2}$

Кожен елемент матриці жорсткості K є коефіцієнт жорсткості, що характеризується значення сили і переміщенням у напрямку дії сили, рівним одиниці. При цьому всі інші переміщення приймаються рівними нулю. Матрицю податливості стержневого елемента отримуємо шляхом обертання матриці жорсткості K (табл. 2). У нашому випадку розглянемо розрахунок жорсткості елемента маніпулятора – рукояті. Для спрощення розв’язання задачі приймаємо, що її конструктивні елементи будемо вважати стрижневими. Деформація рукояті, як окремого елемента, під дією зовнішнього навантаження визначається деформаціями різних елементів. Отже, загальна податливість може бути представлена у вигляді суми податливостей елементів, які викликані деформаціями окремих елементів технічної системи.

Табл. 2. Матриця податливості елемента машини маніпуляторного типу

Переміщення у вузлах	Значення величини зусилля				
	P_{yi}	P_{zi}	M_{xi}	M_{yi}	M_{zi}
v_i	$\frac{12EJ_z}{l_i^3}$	0	0	0	$-\frac{6EJ_z}{l_i^2}$
ω_i	0	$\frac{12EJ_x}{l_i^3}$	0	$-\frac{6EJ_y}{l_i^2}$	0
α_i	0	0	$\frac{6EJ_{\text{êđ}}}{l_i}$	0	0
β_i	0	$-\frac{6EJ_x}{l_i^2}$	0	$\frac{4EJ_z}{l_i}$	0
γ_i	$-\frac{6EJ_z}{l_i^2}$	0	0	0	$\frac{4EJ_z}{l_i}$

Кожна така складова рівна податливості елемента, всі функціональні елементи якого, крім розглянутого, прийнято абсолютно жорсткими. Наприклад, стріла маніпулятора уздовж її осі x має характерну податливість, у якій її корпус деформується, а всі інші елементи – рама машини, гідравлічні циліндри, механізм обертання поворотної платформи – умовно прийняті абсолютно жорсткими.

У розглянутому прикладі стріли маніпулятора найбільш легко визначається складова податливості, викликана деформаціями корпусу стріли маніпулятора підйимально-транспортної машини матриця якої аналогічна матриці податливості елементів в цілому. Користуючись теорією опору матеріалів, визначимо деформації і розділимо їх на навантаження P :

Таким чином, визначають коефіцієнти податливості, після чого до вузлів по чергово прикладаються інші реакції та аналогічним шляхом визначаються відповідні коефіцієнти податливості. Малі деформації розглядаються так як і похибки. Наведеним способом визначають всі складові податливості елемента ПТММТ.

Висновки. Даний підхід дозволяє розділити елементи ПТММТ на більш прості функціональні елементи, податливість яких легко визначити методами теорії опору матеріалів. Для переходу від податливості таких окремих елементів до податливості елементів підйимально-транспортних машин в цілому використовують матриці передавальних відносин, отримані в процесі силового аналізу та розрахунок елементів на точність.

Література

1. **Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I., Kaplunov S.M.** (2006) : *Teoreticheskiye osnovy robototekhniki* [Theoretical foundations of robotics]. Institute of Mechanical Engineering A.A. Blagonravov. – Moscow: Science. – Book. 2. – 376 p. (in Russian).
2. **Vigen Arakelian, Suren Sargsyan.** (2012) : On the design of serial manipulators with decoupled dynamics. *Mechatronics*. – Vol. 22:904-909.
3. **Seungnam Yu, Seungwhan Suh, Woonghee Son, Youngsoo Kim, Changsoo Han.** (2010) : Manipulator Design Strategy for a Specified Task Based on Human-Robot Collaboration. In book: *Robot Manipulators New Achievements*. – P. 621-644. DOI: <https://doi.org/10.5772/9334>.
4. **Seung Nam Yu, Seung Yeol Lee, Chang Soo Han, Kye Young Lee, Sang Heon Lee.** (2007) : Development of the curtain wall installation robot: Performance and efficiency tests at a construction site, *Autonomous Robots*. – Vol. 22(3): 281-291.
5. **Manja Kircanski.** (1996) : Kinematic isotropy and optimal kinematic design of planar manipulators and a 3-dof spatial manipulator, *Int. Journal of Robotics. Research*. – Vol. 15(1): 61-77.
6. **Przemyslaw Herman.** (2006) : Non-linearity evaluation and reduction for serial manipulators. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Multibody Dynamics. Part K*. – Vol. 220:283-291. DOI: <https://doi.org/10.1243/1464419JMBD34>
7. **Timofeev A.N.** (1982) : *Raschet i konstruirovaniye nesushchikh konstruktsii moduley stepeney podvizhnosti promyshlennykh robotov* [Calculation and design of bearing structures of modules of degrees of mobility of industrial robots]. – Leningrad : Leningrad Polytechnic Institute. – 62 p. (in Russian).

UDC 621.86.06

Assoc. prof. B.Ya. Bakay; assist. V.M. Hobela – UNFU

Formation of parameters of elements of hoisting and transport machines of manipulator type at the design stage

Techniques and principles of designing loading machines of manipulator type are diverse and complex. Modern methods of designing loading machines and their individual elements are implemented on the basis of analysis of the technological process in which they are expected to operate. Also, to reduce the cost and reduce the time of design, manufacture and implementation of special purpose loading machines, increase their maintainability and facilitate the acquisition of many domestic and foreign companies began to use unit-modular design. This approach allows to divide the loading machines of the manipulator type into simpler functional elements, the pliability of which is easy to determine by the methods of the theory of resistance of materials. To transition from the pliability of such individual elements to the pliability of loading machines in general, use the matrix of transmission relations obtained in the process of force analysis and calculation of elements for accuracy. The aggregate-modular principle can be one of the main principles of realization of loading machines of manipulator type. This principle makes it possible, given the limited number of normalized elements to create a specialized design of the loading machine, which best meets the requirements of a particular technological task and there is no redundancy. This approach in each case allows to reduce the time of development and design of specialized hoisting machines of the manipulator type, increase reliability due to the durability of the elements included in it, reduce the cost of production by reducing the range of parts and components. It is offered to carry out formation of constructive parameters of elements of loading machines of manipulator type at a design stage by carrying out the power analysis and calculation of elements on accuracy. This improves the known design solutions, making them more suitable for practical application.

Keywords: branch mechanical engineering; manipulator type machines; designing; lifting and transport machine.
