

УДК 621.09.04

С.В. Струтинський, канд. техн. наук, О.М. Яхно, проф., д-р техн. наук
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

Статично визначені просторові системи приводів типу механізма гексапода

Розглянута характерна конструкція просторової системи приводів у вигляді механізма-гексапода, яка використовується для встановлення навісного обладнання трактора. Виконано аналіз можливих схемних рішень механізма, що відрізняються різною кількістю суміщених шарнірних опор. Сформульовані раціональні умови статичної рівноваги механізму у вигляді сум моментів сил відносно деяких вісей, які проходять через характерні точки механізму. Показано, що статично визначений механізм має раціональні умови рівноваги у вигляді трьох систем рівнянь із двома невідомими кожна. Запропонована спрощена розрахункова схема, яка дозволяє в загальному вигляді розв'язати задачу статичної просторової системи приводів. Спрощена схема є приведенням просторового механізма до плоского. З використанням спрощеної схеми досліджена статика просторової системи приводів типу механізма-гексапода. Визначено зусилля в ланках механізму, які виникають під дією гравітаційних сил та силових факторів, які описують корисне навантаження на систему.

просторові приводи, механізм-гексапод, схема, рівновага, рівняння, спрощена схема, кінематика, статика

С.В. Струтинский, канд. техн. наук, О.М. Яхно, проф., д-р техн. наук
НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина

Статически определенные пространственные системы приводов типа механизма гексапода

Рассмотрена характерная конструкция пространственной системы приводов в виде механизма-гексапода, которая используется для установки навесного оборудования трактора. Выполнен анализ возможных схемных решений механизма, отличающихся разным количеством совмещенных шарнирных опор. Сформулированы рациональные условия статического равновесия механизма в виде суммы моментов сил относительно некоторых осей, проходящих через характерные точки механизма. Показано, что статически определенный механизм имеет рациональные условия равновесия в виде трех систем уравнений с двумя неизвестными каждая. Предложена упрощенная расчетная схема, которая позволяет в общем виде решить задачу статичности пространственной системы приводов. Упрощенная схема является приведением пространственного механизма к плоскому. На основе упрощенной схемы исследована статика пространственной системы приводов типа механизма-гексапода. Определены усилия в звеньях механизма, возникающие под действием гравитационных сил и силовых факторов, которые описывают полезную нагрузку на систему.

пространственные приводы, механизм-гексапод, схема, равновесие, уравнения, упрощенная схема, кинематика, статика

Вступ. Просторові системи приводів із паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин. Просторові системи приводів включають кілька приводів, з'єднаних кінематичними шарнірними зв'язками. Вони характеризуються просторовим переміщенням окремих приводів. Поширеними є просторові системи приводів типу механізма-гексапода. Просторове переміщення окремого привода складається із поступального руху деякої точки привода (полюса) та сферичного руху привода відносно полюса.

Впровадження просторових систем приводів стримується недостатнім рівнем досліджень та відсутністю досвіду їх застосування. Тому розробка та дослідження просторових систем приводів є актуальним.

Розробка просторової системи приводів являє собою складну науково-технічну проблему. Її основною частиною є реалізація раціонального схемного і конструктивного рішення. Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями створення ефективних сільськогосподарських машин. В літературних джерелах і публікаціях наведено значну кількість досліджень, присвячених розробці та застосуванню просторових систем приводів [1]. Дослідження в основному стосуються визначення статичних і динамічних характеристик систем приводів [2]. Просторові системи приводів широко використовуються в робототехніці, металообробці та в інших технологічних машинах [3, 4]. Окремі джерела [5] містять інформацію про використання просторових систем приводів у сільськогосподарських машинах. Автори відзначають складність розробки схемних рішень та відсутність елементної бази для реалізації систем приводів.

Досліджень, направлених на розробку схемних рішень, які базуються на побудові раціональної статично визначеної системи в літературних джерелах, не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка раціональних схемних рішень просторової системи приводів на основі врахування статичних навантажень в системах.

Метою досліджень, поставлених в даній статті, є розробка аналітичних методів вирішення задач статичної просторової системи приводів на основі механізма-гексапода. Задачами досліджень поставлено аналіз схемних рішень механізма, формулювання раціональних умов рівноваги механізма та побудова спрощеної схеми для аналізу його кінематичних характеристик та розв'язку задач статички.

Виклад основного матеріалу досліджень. Аналіз схемних рішень механізма.

Просторові системи приводів з паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин. Типовою конструкцією є привод з'єднання навісного обладнання з трактором, побудований на основі механізма-гексапода (рис. 1).

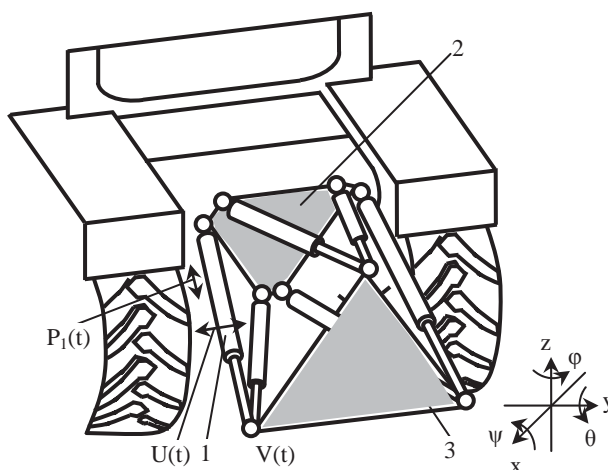


Рисунок 1 - Виконавчий орган просторової системи приводів для з'єднання навісного обладнання з трактором

Обладнання має шість приводів 1, які шарнірно закріплено на основі 2 і зв'язані із виконавчим органом 3. Виконавчий орган служить для закріплення необхідного навісного обладнання. Виконавчий орган переміщується в просторі за допомогою приводів. Виконавчий орган має шість ступенів вільності. В першому наближенні виконавчий орган можна вважати твердим тілом, яке здійснює поступальні переміщення в напрямках вісей x , y , z та поперечно-кутові переміщення у вигляді кутів повороту виконавчого органу ψ , θ , ϕ .

Можливі різноманітні схемні рішення просторової системи приводів, які відрізняються видом з'єднання приводів у шарнірах. Основою просторової системи приводів є виконавчий орган. Для забезпечення фіксованого положення виконавчого органу в просторі необхідно фіксувати як мінімум три точки на ньому [6]. При цьому реалізуються різні варіанти схеми механізма-гексапода (рис.2).

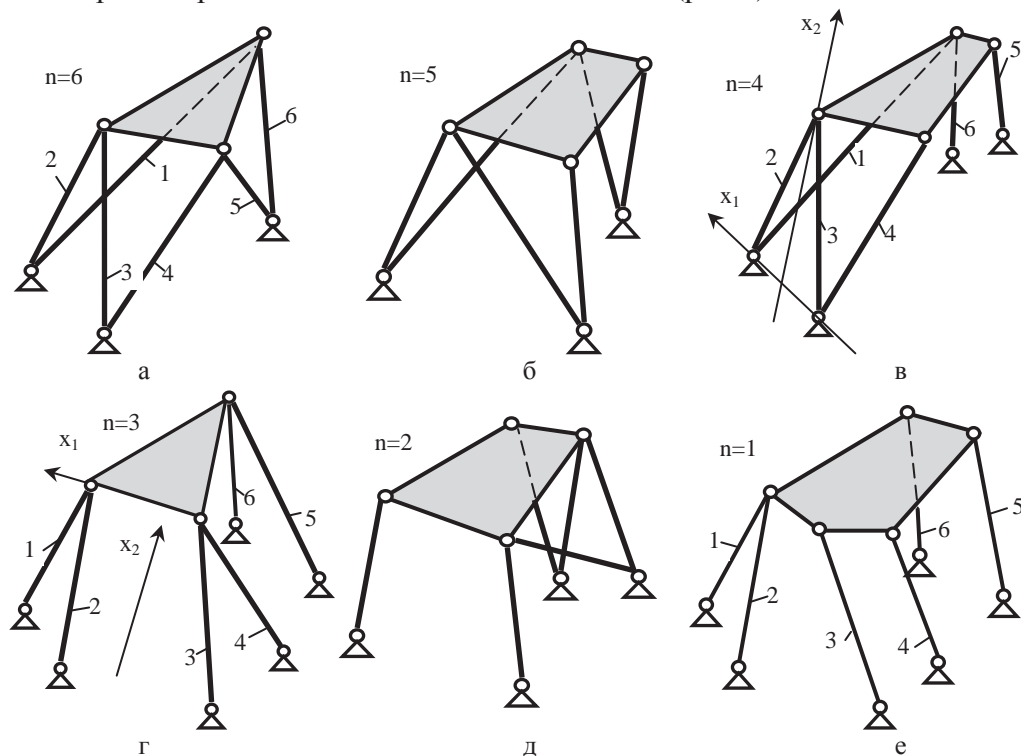


Рисунок 2 – Схеми механізмів-гексаподів з різним числом попарно-суміщених опор (позиції а-е відповідають відповідно $n=6, 5, 4, 3, 2, 1$ попарно суміщеним опорам)

Механізми гексаподи можуть мати суміщені шарнірні опори штанг.

В залежності від числа суміщених опор n має місце відповідне схемне рішення механізму. При суміщенні шарнірних опор маємо різні варіанти схемних рішень

Приводи механізму (на рисунку позначено номерами 1-6) з'єднані в суміщених опорах виконавчого органу або в опорах нерухомої основи. Механізми із попарно-суміщеними опорами забезпечують раціональну схемну реалізацію і є перспективними.

Раціональною є схема механізма-гексапода, який має 6 попарно суміщених опор [6]. Три опори розташовані на виконавчому органі, а три знаходяться на нерухомій основі (рис. 2, а).

Просторові системи приводів реалізуються також на основі механізмів із потрійними суміщеними опорами (рис.3).

Наведені на рисунку реалізації механізму мають потрійнні суміщені опори, розміщені на виконавчому органі. Аналогічним є розташування суміщених опор на нерухомій основі.

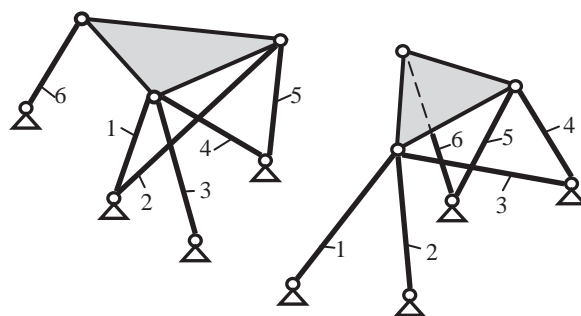


Рисунок 3 – Схеми механізмів гексаподів із потрійними суміщеними шарнірними опорами на виконавчому органі

Формулювання раціональних умов рівноваги механізму.

Виконавчий орган системи приводів навантажений різномірними силами. Навантаження, які діють на виконавчий орган з боку всіх шести штанг являють собою просторову систему сил. Згідно [7] просторова система сил приводиться до комплексу, який відповідає силі і парі.

При розробці просторової системи приводів перевагу віддають статично визначеним системам. В даних системах реакції в приводах однозначно визначаються навантаженнями, що діють на виконавчий орган [8].

В загальному випадку задача визначення реакцій в приводах є статично-невизначеною.

Задача буде статично визначеною, якщо кількість невідомих не перевищує шість. Розглянемо яка кількість невідомих входить в задачу статички гексапода при різних способах закріплення платформи.

Нерухоме закріплення точки здійснюється за допомогою сферичного шарніра, який забезпечує нерухомість точки закріплення платформи і робить можливим поворот її відносно будь-якої осі, що проходить через дану точку. Реакція нерухомо закріпленої точки невідома ні по величині, ні по напрямку. При цьому в рівняння статичної рівноваги увійдуть три невідомі проекції сил.

Для того щоб зробити нерухомою платформу механізму достатньо закріпити три її точки, що не лежать на одній прямій лінії. Якщо закріплення виконати, наприклад, при допомозі трьох сферичних шарнірів, то у рівняння статички, яке визначає рівновагу платформи, увійдуть дев'ять невідомих проекцій реакцій і задача буде статично невизначеною.

Метод надання нерухомості платформі [7], при використанні якого задача пошуку реакцій опорних закріплень є статично визначеною, полягає в тому, що одна точка тіла стає нерухомою (три невідомі), друга точка стає в направляючий прямолінійний жолоб і може переміщуватись по його напрямку (реакція перпендикулярна до жолоба – дві невідомі), третя точка опирається на гладку поверхню і може по ній ковзати в будь-якому напрямку (реакція перпендикулярна до площини – одна невідома). Такий метод використовується при установці платформ фізичних приладів і геодезичних інструментів. Він забезпечує нерухому установку платформи завжди в одному положенні, а також залишає можливість конструкції вільно розширяться при змінах температури.

Другий метод полягає в закріпленні при допомозі шести стрижнів, що шарнірно прикріплені кінцями на платформі та на нерухомій основі. Таке закріплення може забезпечувати нерухомість платформи при різних навантаженнях на платформу.

Умови рівності нулю головного вектора і головного момента не обов'язково формулювати аналітично в формі рівнянь рівності нулю суми проекцій сил та суми проекцій моментів. Щоб перетворити в нуль вектор достатньо перетворити в нуль його

проекції на деякі три (не обов'язково взаємно перпендикулярні) напрямки, що не лежать в одній площині. Це допускає широкі можливості при виборі вісей проекцій сил і моментів. Вибравши відповідним чином вісі можна максимально спростити вид рівнянь статики в кожній окремій задачі. Вісі слід вибирати так, щоб система шести рівнянь розпадалась на декілька окремих систем, в кожен з яких входила б тільки частина невідомих сил.

Доведено, що у випадку платформи, яка закріплена на шістьох стрижнях, реакції стрижнів визначаються з вирішення трьох систем рівнянь, в кожен з яких входять лише дві невідомі.

Розглянемо механізм-гексапод, який має три суміщені шарнірні опори (рис. 4).

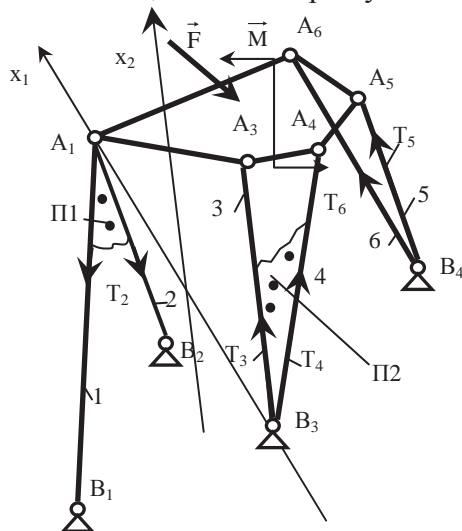


Рисунок 4 – Схема механізму гексапода який має одну суміщену шарнірну опору на платформі та дві суміщені сферичні опори на нерухомій основі

Для визначення зусилля в стрижнях T_5 та T_6 складемо рівняння моментів відносно вісі x_1 яка проходить через загальні точки стрижнів 1, 2, 3, 4

$$M_{1T5} + M_{1T6} + M_{1F} + M_1 = 0,$$

де M_{1T5} – момент реакції T_5 відносно вісі x_1 ; M_{1T6} – момент реакції T_6 відносно вісі x_1 ; M_{1F} – момент відносно вісі x_1 головного вектора сили \vec{F} що діють на платформу; M_1 – проекція на вісь x_1 головного моменту сил \vec{F} , що діють на платформу.

Друге рівняння моментів складемо відносно лінії перетину площин П1 та П2. Лінія перетину площин П1 та П2 являє собою вісь x_2 . Рівняння моментів сил відносно даної вісі

$$M_{2T5} + M_{2T6} + M_{2F} + M_2 = 0,$$

де M_{2T5} – момент реакції T_5 відносно вісі x_2 ;

M_{2T6} – момент реакції T_6 ;

M_{2F} – момент відносно вісі x_2 головного вектора \vec{F} ;

M_2 – проекція на вісь x_2 головного моменту.

Якщо площини П1 та П2 були б паралельними, то друге рівняння необхідно записати у вигляді рівняння проекцій сил на напрям, перпендикулярний площинам П1 та П2. Подібним чином можна написати ще дві системи, кожна з яких складається з двох рівнянь. При цьому буде визначено реакції в стрижнях 1,2 та 3, 4.

Одержана система шести рівнянь, кожне з яких включає по дві невідомі, розв'язується попарно. В результаті знаходяться реакції в штангах механізму.

Дана система узагальнюється на випадок механізму-гексапода, штанги якого попарно лежать в трьох площинах П1, П2, П3 (рис. 5).

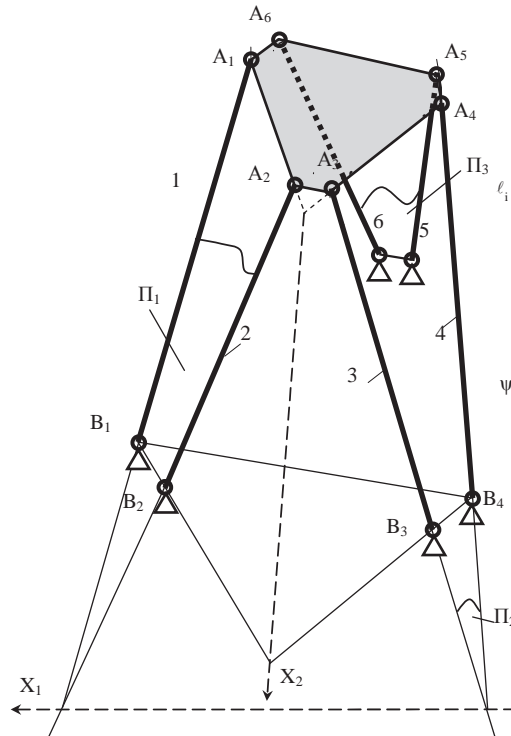


Рисунок 5– Схема механізма-гексапода штанги якого попарно лежать в окремих площинах

Для знаходження реакцій T_5 і T_6 в штангах 5 і 6 необхідно скласти рівняння рівності нулю моментів відносно вісі x_1 та рівняння рівності нулю моментів відносно вісі x_2 .

Вісь x_1 є лінією, на якій лежать точки перетину вісей штанг 1,2,3,4. Вісь x_2 є лінією перетину площин Π_1 та Π_2 , в яких попарно розташовані штанги (1, 2) та (3, 4).

Розглянута схема механізма може досягатись наближено. Це має місце зокрема в тому випадку коли точки (B_1, B_2) , (B_3, B_4) , (B_5, B_6) є попарно близькими одна до одної.

В більш загальному випадку наближена схема досягається при незначних відхиленнях від площинності розташування систем чотирьох точок $(A_1B_1B_2A_2)$, $(A_3B_3B_4A_4)$, $(A_5B_5B_6A_6)$.

Розглянутий раніше випадок потребує розв'язку трьох систем рівнянь, кожна з яких включає два рівняння з двома невідомими.

Розглянута методика визначення зусиль в штангах механізма гексапода потребує складних обчислень. Вони пов'язані із визначенням коефіцієнтів в системі рівнянь та подальшим розв'язком систем рівнянь.

Для визначення зусиль в штангах застосовують спрощені схеми механізмів та проводять їх геометричний та силовий аналіз.

Спрощена схема механізма-гексапода

В ряді випадків можна суттєвим чином спростити знаходження зусиль в ланках механізму [9]. Це стосується аналізу задачі навантаження механізму – гексапода, який має площину симетрії при дії на нього системи сил яка також симетрична відносно площини симетрії механізму. Даним умовам відповідає механізм гексапод, що має шість суміщених шарнірних опор штанг які симетрично розташовані відносно площин ouz (рис. 5).

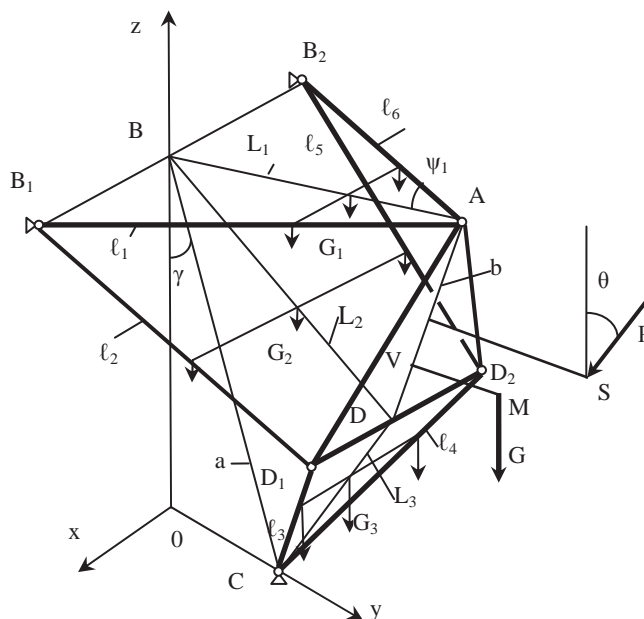


Рисунок 5 – Схема механізма-гексапода, що має шість суміщених шарнірних опор і побудований по симетричній схемі відносно площини oxz

Механізм навантажено системою паралельних сил, які відповідають гравітаційним силам, що діють на платформу і штанги механізму. Сила G прикладена в центрі мас M платформи. Сили G_1, G_2, G_3 являють собою приведені до площини симетрії гравітаційні сили, що діють на штанги механізму. Корисне навантаження P діє в площині симетрії під кутом θ до вертикалі.

Плоский перетин механізму має вигляд шарнірного чотирикутника $ABCD$. Сторона AD відповідає платформі механізму маса якої зосереджена в точці M , а корисне навантаження діє на платформу в точці S . Сторона AB чотирикутника, що має довжину L_1 , зв'язана із довжиною штанг $l_1 = l_6$ співвідношенням

$$L_1 = l_1 \cdot \cos \psi_1, \text{ де } \psi_1 = \arcsin \frac{BB_1}{l_1}. \quad (1)$$

Дане співвідношення (1) також можна записати у вигляді

$$L_1 = \sqrt{l_1^2 - BB_1^2}, \text{ або } l_1 = \sqrt{L_1^2 + BB_1^2}. \quad (2)$$

Аналогічний зв'язок сторони чотирикутника CD із довжиною штанги $l_3 = l_4$

$$L_3 = \sqrt{l_3^2 - DD_1^2}, \text{ або } l_3 = \sqrt{L_3^2 + DD_1^2}. \quad (3)$$

Подібним чином встановлено зв'язок діагоналі чотирикутника $BD = L_2$ із довжиною штанги $l_2 = l_5$. Даний зв'язок визначено формулами

$$L_2 = \sqrt{l_2^2 - (BB_1 - DD_1)^2}, \text{ або } l_2 = \sqrt{L_2^2 + (BB_1 - DD_1)^2}. \quad (4)$$

Аналіз статки і кінематики механізма-гексапода, побудованого по симетричній схемі, зводиться до аналізу плоского шарнірного механізму (рис. 6).

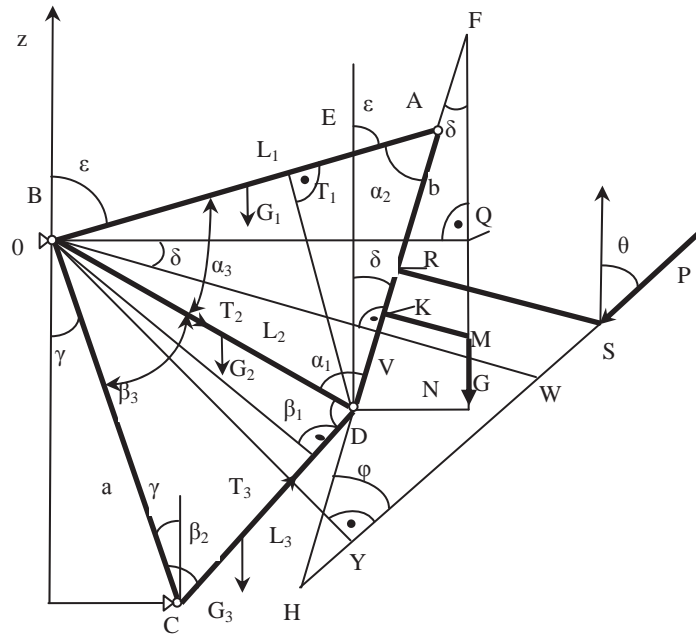


Рисунок 6 – Схема плоского шарнірного механізму який визначає статику і кінематику гексапода, побудованого по симетричній схемі

Для визначення зусиль в штангах змінної довжини складемо умови рівноваги рухомої платформи AD.

Умови рівноваги записані у вигляді рівності нулю суми моментів сил відносно точки B, суми моментів сил відносно точки D та рівності нулю суми проекцій сил на вісь oz. Проведено встановлення геометричних співвідношень.

По відомим сторонам знаходимо кути трикутника ABD:

$$\alpha_2 = \arccos \frac{L_1^2 + b^2 - L_2^2}{2L_1 b}, \quad \alpha_3 = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - b^2}{2L_1 L_2}, \quad \alpha_1 = \arccos \frac{L_2^2 + b^2 - L_1^2}{2L_2 b}, \quad (5)$$

де L_1, L_2, L_3 – проекції на площину симетрії штанг механізму визначені формулами (1)-(4);

$b=AD$ – розмір платформи механізму у вигляді відстаней між проекціями шарнірних опор. Кутові розміри трикутників ΔABD та ΔBCD визначають конфігурацію і розміри чотирикутника ABCD.

Знаходження кутових розмірів $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ проводяться аналогічно із ΔBCD :

$$\beta_1 = \arccos \frac{L_2^2 + L_3^2 - a^2}{2L_2 L_3}, \quad \beta_2 = \arccos \frac{a + L_3^2 - L_2^2}{2a L_3}, \quad \beta_3 = \arccos \frac{a + L_2^2 - L_3^2}{2a L_2}, \quad (6)$$

де $a=BC$ відстань між проекціями шарнірних опор механізму, встановлених на нерухомій основі.

Із геометричних співвідношень визначається кут:

$$\varepsilon = 180^\circ - \gamma - \alpha_3 - \beta_3,$$

де γ – кут між площиною розташування шарнірів нерухомої основи та вертикальною площиною, що включає вісь z.

Із ΔAED визначимо кут δ нахилу рухомої платформи AD відносно вертикалі:

$$\delta = 180^\circ - \alpha_2 - (180^\circ - \varepsilon) = \varepsilon - \alpha_2.$$

Визначимо плече дії гравітаційної сили G. Вона прикладена в центрі мас платформи M.

Із ΔFKM знайдемо сторону:

$$FK = KM \cdot \operatorname{ctg} \delta = h_g \operatorname{ctg} \delta, \quad KM = h_g.$$

Із ΔFDN знайдемо катет:

$$DN=(FK+DK)\sin\delta=(h_g \operatorname{ctg}\delta+DK)\sin\delta.$$

Визначимо плече дії сили G відносно точки B :

$$BQ=L_2\cdot\sin(\alpha_1-\delta)+DN.$$

Визначимо плече дії сили P відносно точки B . Розглянемо ΔRSH . Кут $\varphi=\theta-\delta$. Катет даного трикутника:

$$RH=RS\cdot\operatorname{ctg}\varphi=h_p\cdot\operatorname{ctg}\varphi, RS=h_p.$$

Із ΔBDV знайдемо його сторони:

$$DV=L_2\cos\alpha_1, BV=L_2\sin\alpha_1.$$

Для ΔHVW визначимо сторони:

$$HV=RH-DR+DV=h_p\operatorname{ctg}\varphi-b_2+L_2\cos\alpha_1, DR=b_2$$

Катет даного трикутника:

$$VW=HV\cdot\operatorname{tg}\varphi.$$

Для ΔBYW знайдемо гіпотезу у вигляді суми двох відрізків:

$$BW=VW+BV.$$

Визначимо плече сили P відносно точки B :

$$BY=BW\cdot\cos\varphi.$$

Визначимо плечі дії гравітаційних сил, відповідних масам штанг. Плече сили G_3 відносно точки B визначається залежністю:

$$R_{G3}=a\cdot\sin\gamma+L_{g3}\cdot\sin(\beta_2-\gamma).$$

Плече сили G_2 відносно точки B розраховується по формулі:

$$R_{G2}=L_{g2}\cdot\sin(\beta_3+\gamma).$$

Плече сили G_1 відносно точки B знаходимо згідно залежності:

$$R_{G1}=L_{g1}\cdot\sin\epsilon.$$

На основі вищевведених залежностей встановлюються геометричні співвідношення в механізмі. Зокрема визначаються зміни положення платформи при зміні довжини штанг. Положення платформи характеризується декартовими координатами полюса X_m та Y_m та кутом δ . В якості полюса прийнято центр мас платформи (точка M на рис. 6).

Положення центра мас визначається із геометричних співвідношень (див.рис. 6) і складає:

$$X_m=BQ, Y_m=L_2(\cos\beta_3+\gamma)+Dg\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\delta}-\frac{1}{\sin\delta}\right)DN. \quad (7)$$

Одержані геометричні співвідношення (5)-(7) дають можливість визначити взаємозалежність геометричних параметрів механізму.

Кінематика механізму-гексапода

Положення платформи змінюється в залежності від зміни довжини штанг. Розглянуто зміни положення платформи при змінах довжини штанг. Розрахунки проведені для механізму з наступними геометричними розмірами:

$$L_1=L_{1H}=0.8\text{м}, L_2=L_{2H}=0.7\text{м}, L_3=L_{3H}=0.5\text{м}, a=0.8\text{м}, b=0.6\text{м}, \\ \gamma=20^\circ, h_g=0.18\text{м}, D_g=0.2\text{м}, h_p=0.4\text{м}, D_p=0.3\text{м}.$$

Розрахункові кутові положення платформи при зміні довжини окремої штанги являють собою монотонні криві (рис. 7).

Із аналізу кривих випливає, що з високим ступенем точності їх можна описати лінійними залежностями (зображені у вигляді ліній 1, 2, 3). Дані лінійні залежності мають місце в околиці точок N_1, N_2, N_3 , що визначають номінальне положення механізму. Розрахункові положення центра мас платформи при зміні довжини штанг визначаються нелінійними залежностями (рис. 8).

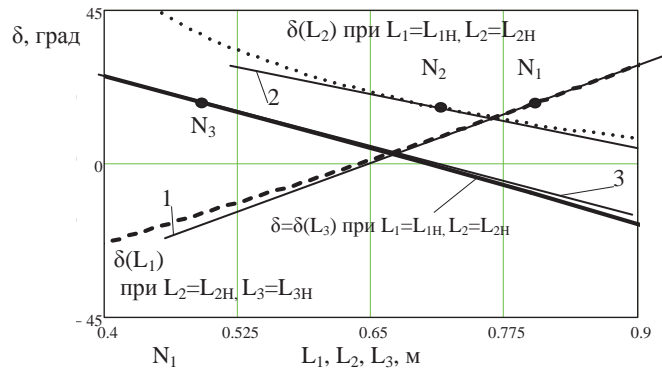
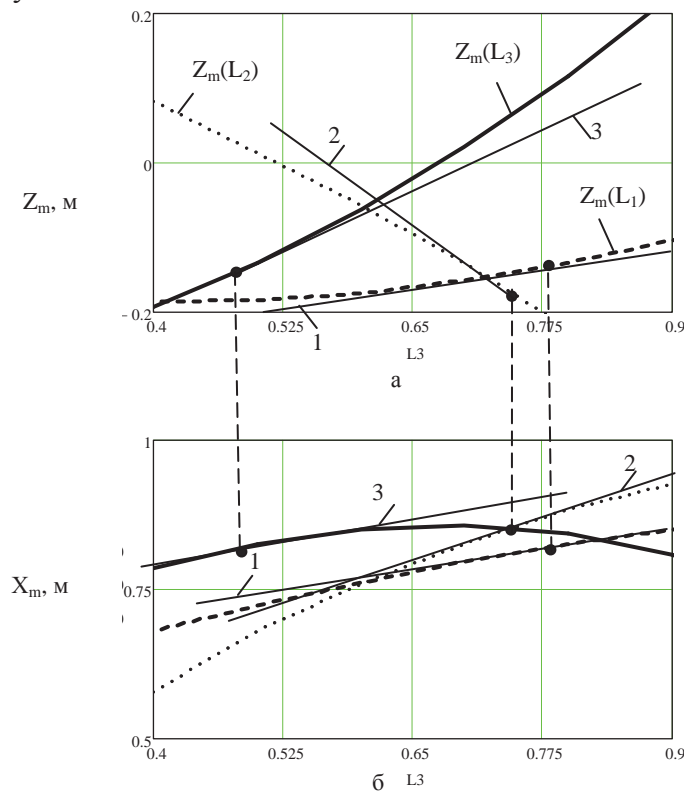


Рисунок 7 – Залежність кутового положення платформи від зміни L-координат механізму

Залежності переміщення центра мас від зміни довжини штанг суттєво відрізняються від лінійних залежностей (лінії 1, 2, 3). Для спрощеного аналітичного опису переміщення центра мас доцільно використати поліноміальні залежності у вигляді поліномів другого степеня (парабол) виду:

$$X_m(L) = X_{mo} + a_x(L - L_H) + b_x(L - L_H)^2, Y_m(L) = Y_{mo} + a_y(L - L_H) + b_y(L - L_H)^2, \quad (8)$$

де коефіцієнти парабол a_x , b_x , a_y , b_y , вибираються із умови найкращого наближення парабол до розрахункової на ЕОМ залежності.



а – вертикальне переміщення полюса; б – горизонтальне переміщення полюса

Рисунок 8 – Залежність положення центра мас платформи від зміни довжини штанг

Наведені вище розрахункові переміщення полюса платформи в просторі подані у вигляді графіків траєкторій переміщення полюса при окремій зміні кожної з L координат. Зокрема при зміні довжини штанги L_3 від 0 до 1м траєкторія переміщення центра мас платформи має характерний дугоподібний вигляд (рис.9).

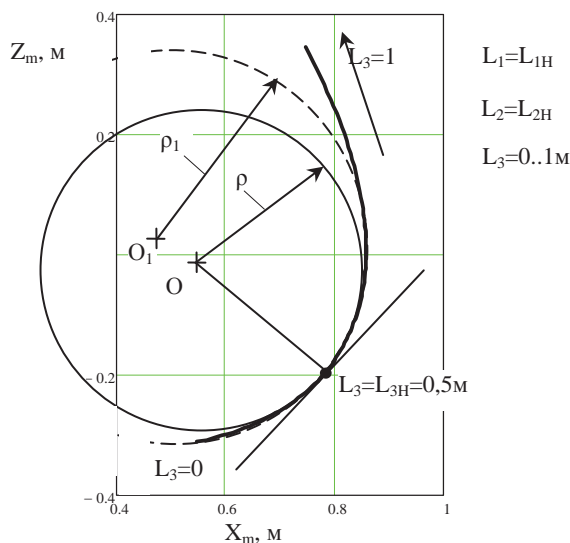


Рисунок 9 – Траєкторія переміщення центра мас платформи при зміні довжини третьої штанги в діапазоні $L_3=0..1\text{м}$

Одержана траєкторія є елементарним рухом характерної точки (полюса) платформи (центра мас). Два інших елементарних рухи визначаються при зміні довжини інших (першої і другої) штанг механізму. Елементарний рух в даному випадку (див.рис. 9) достатньо точно відповідає коловій траєкторії. На різних ділянках кривизни ρ та центри кривизни O дещо відрізняються між собою. Зміни радіуса є незначними і не перевищують 10%. Елементарний рух платформи, спричинений зміною довжини однієї із штанг, залежить від постійно встановлених розмірів двох інших штанг. Зміна постійно встановлених розмірів приводить до певних змін елементарних рухів (рис. 10).

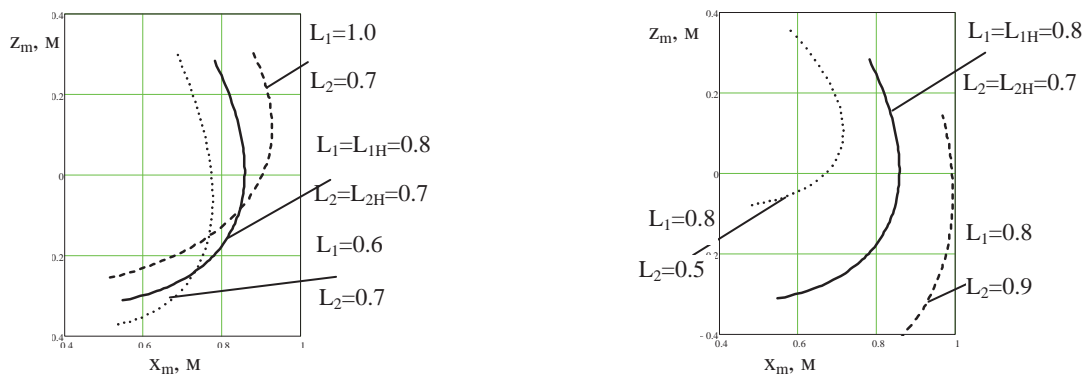


Рисунок 10 – Елементарні рухи платформи, спричинені зміною довжини штанги L_3 при різних простійних значеннях довжини інших двох штанг $L_1=\text{const}$, $L_2=\text{const}$

Вибором початкової довжини двох штанг можна досягти необхідної форми траєкторії центра мас платформи. Всього має місце три типи елементарних рухів полюса платформи (рис. 11).

Як видно із аналізу графіків – елементарні рухи характеризуються траєкторіями параболічного виду й мають знакопостійну кривизну і змінний незначним чином радіус кривизни. Набір елементарних переміщень центра мас платформи залежить від вибраних початкових розмірів штанг. При цьому змінюється форма і розташування кривих (рис.12).

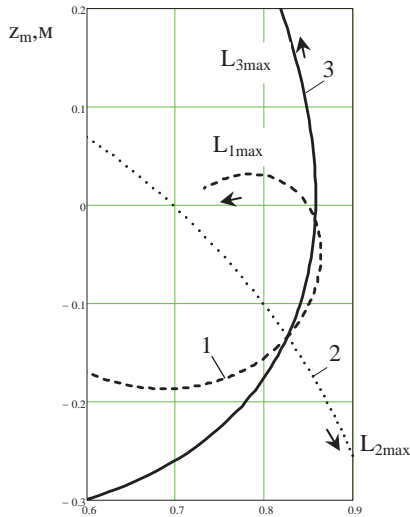


Рисунок 11– Елементарні переміщення платформи, відповідні змінам третьої штанги L_3 (крива 3), другої L_2 (крива 2) та першої L_1 (крива 1)

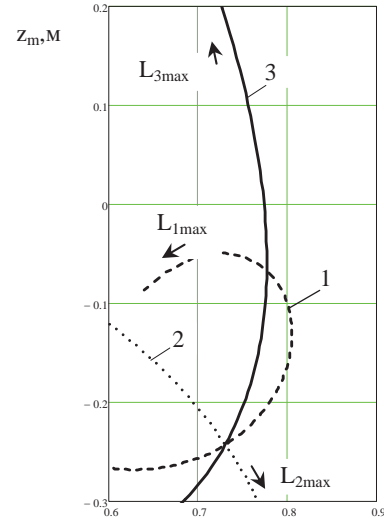


Рисунок 12 – Характерні форми елементарних переміщень центра мас платформи, які відповідають різним значенням фіксованих довжин штанг

Статика механізма-гексапода

Статичне навантаження механізму зовнішньою силою P і гравітаційними силами приводить до виникнення відповідних навантажень в штангах механізму. Вони визначаються із умов статичної рівноваги платформи як плоскої системи сил.

Одержані раніше геометричні параметри дають можливість скласти умови статичної рівноваги рухомої платформи механізму.

Перше рівняння рівноваги являє собою суму моментів сил відносно точки B (див.рис. 6).

$$T_3 \cdot L_2 \cdot \sin \beta_1 = P \cdot BY + G \cdot BQ + G_1 \cdot R_{G1} + G_2 \cdot R_{G2} + G_3 \cdot R_{G3}, \quad (9)$$

де T_3 - невідома реакція опор на лінії CD .

Із даного рівняння (9) знайдемо:

$$T_3 = \frac{P \cdot BY + G \cdot BQ + G_1 \cdot R_{G1} + G_2 \cdot R_{G2} + G_3 \cdot R_{G3}}{L_2 \cdot \sin \beta_1}. \quad (10)$$

Друге рівняння рівноваги включає суму моментів сил відносно точки D :

$$T_1 \cdot b \sin \alpha_2 = G \cdot DN + P \cdot (RH - b_2) \sin \varphi - G_1 [L_2 \sin(\beta_3 + \gamma) - L_{1g} \sin \varepsilon] - G_2 (L_2 - L_{2g}) \sin(\beta_3 + \gamma) - G_3 (L_3 - L_{3g}) \sin(\beta_2 - \gamma).$$

Звідси знаходиться невідома реакція опор на лінії AB :

$$T_1 = (G \cdot DN + P \cdot (RH - b_2) \sin \varphi - G_1 [L_2 \sin(\beta_3 + \gamma) - L_{1g} \sin \varepsilon] - G_2 (L_2 - L_{2g}) \sin(\beta_3 + \gamma) - G_3 (L_3 - L_{3g}) \sin(\beta_2 - \gamma)) / (b \sin \alpha_2). \quad (11)$$

Третє рівняння рівноваги являє собою умову рівності нулю суми проєкцій сил на вісь z .

Сума проєкцій сил на вісь z :

$$-T_1 \cos \varepsilon - T_2 \cos(\beta_3 + \gamma) + T_3 \cos(\beta_2 - \gamma) = G + G_1 + G_2 + G_3 + P \cos \theta. \quad (12)$$

З рівняння (12) знаходимо:

$$T_2 = \frac{G + G_1 + G_2 + G_3 + P \cos \theta - T_1 \cos \varepsilon + T_3 \cos(\beta_2 - \gamma)}{\cos(\beta_3 + \gamma)}. \quad (13)$$

Одержані залежності (10), (11), (13) послужили основою для розрахунків зусиль в штангах при зміні параметрів механізму.

Одним із характерних параметрів є зміна напрямку дії навантаження. При зміні напрямку дії сили зусилля в штангах змінюється по законам, близьких до гармонічних (рис. 13).

Зміна напрямку навантаження приводить до суттєвих змін навантажень в штангах. Наведені графіки дають можливість вибрати раціональні діапазони напрямку дії корисного навантаження. Зокрема в діапазоні напрямків $0 \leq \Theta \leq \Theta_1$ та $\Theta_2 \leq \Theta \leq 2\pi$ штанги механізму мають постійне додатне (розтягуюче) навантаження. В діапазоні кутів $\Theta_3 \leq \Theta \leq \Theta_4$ штанги мають знакопостійні навантаження. При цьому в штангах 1 і 3 мають місце стискаючі зусилля, а в штанзі 2 розтягуюче.

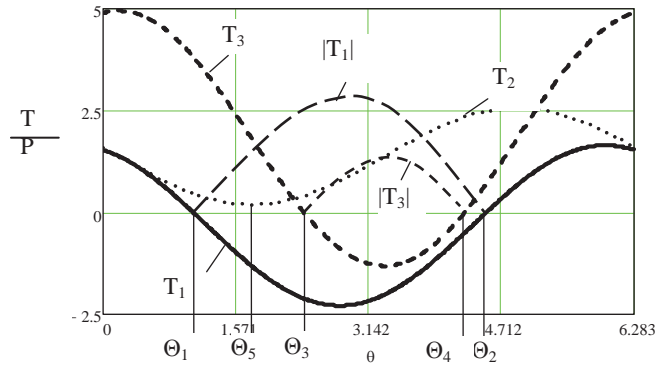


Рисунок 13 – Зміни зусиль в штангах механізму в залежності від змін напрямку дії навантаження на платформу

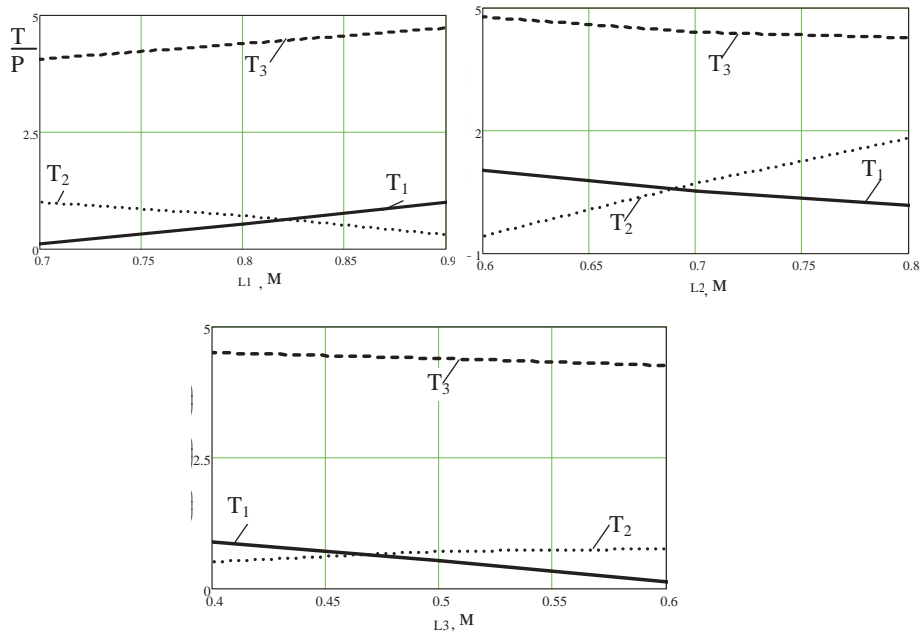


Рисунок 14 – Зміни зусиль в штангах обумовлені зміною довжини штанг

Найменші зусилля в штангах мають місце при певних кутах і визначаються окремо для кожної із штанг. При напрямках дії сили з кутами Θ_1, Θ_2 зусилля в штанзі 1 близьке до нульового. Аналогічно, близькими до нуля є зусилля в штанзі 3 при кутах дії сил Θ_3, Θ_4 . Найменшим при кутах Θ_5 є зусилля в штанзі 2. Кут $\Theta \approx \Theta_5$ забезпечує мінімум найбільшого навантаження у всіх штангах.

При зміні довжин штанг змінюється і навантаження в них. Як правило, навантаження залежить від довжин штанг і змінюється згідно законів, близьких до лінійних (рис.14).

Висновки. 1. Показано, що просторова система приводів типу механізма-гексапода в загальному випадку є статично невизначеною. Встановлення статичної визначеності доцільно здійснити на основі аналізу рівнянь, одержаних в результаті реалізації запропонованих умов рівноваги. Система 6-ти приводів, яка має 3 суміщені шарнірні опори є статично визначеною.

2. Для розв'язку задачі статики рекомендується умови рівноваги формулювати у вигляді рівності нулю суми моментів сил відносно вісей, які проходять через характерні точки системи. При цьому статика механізму описується трьома системами пар рівнянь з двома невідомими кожна.

3. Спрощення розв'язку задачі статики просторової системи приводів досягається шляхом застосування еквівалентного плоского механізму, який знаходиться в площині симетрії механізма-гексапода.

4. Зміни положення центра мас системи приводів нелінійним чином залежать від довжини окремих приводів. При цьому в певних діапазонах зміни довжини приводів зусилля в них змінюється по законам, близьким до лінійних.

5. Як напрямок подальших досліджень рекомендується провести оптимізацію конфігурації просторової системи приводів на основі розроблених спрощених схем.

Список літератури

1. Новіков М. Розробка верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результативного дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // *Машинознавство*. – Львів: ТЗОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.
2. Рыбак Л.А., Ержуков В.В., Чичварин А.В. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики работа-станка параллельной структуры. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 148 с. ISBN978-5-9221-1296-3.
3. Сяньвень Кун, Клемент Госселин Структурный синтез параллельных механизмов. – М.: Физматлит, 2012. – 276 с. – ISBN 978-5-9221-1396-0.
4. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. ред. В.Л. Афолина. – М.: Изд-во МГТУ Станкин, Янус. –2006. – 452 с.
5. Спыну Г.А., Юмашев В.Е. Робототехника: Монографія. – Житомир: ЖДТУ, 2007. - 332 с.
6. Струтинський С.В., Гуржій А.А. Просторові системи приводів: Монографія – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с.
7. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т II Динамика. – 6-е изд. – М: Наука, 1983. – 640с.
8. Павловський М.А. Теоретична механіка. Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с. – ISBN 966-575-184-0.
9. Pham H.H., Yeh H.C., and Chen I-M. Micromanipulation system design based on selective actuation mechanisms // *The International Journal of Robotics Research*. 2006. 25(1). P. 171-186.

Sergey Strutinsky, Oleg Jahno

National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine

Statically defined spatial system drives type mechanism hexapod

The characteristic design of a spatial system drives as mechanism-gexapod used to establish tractor attachments. The analysis of possible circuit design mechanisms that differ different number of combined hinge supports. Formulated rational conditions of static equilibrium mechanism. It is shown that in general the problem of static spatial drive systems are statically indeterminate. Among the mechanisms that have six units of variable length has a group of statically-defined. They are the basis for a rational space of drives.

A special static-equilibrium conditions defined system as the sum of the moments of forces with respect to some axis that runs through the feature points of the mechanism. It is shown that statically defined mechanism is rational equilibrium conditions in three systems of equations with two unknowns each. Rational equilibrium conditions greatly simplify the solution of problems of statics. This is especially true mechanisms to position close to singular.

Static solution of the problem in general terms, is time consuming. Therefore, the proposed simplified calculation schemes that allow a general way to solve the problem of static spatial system drives. A simplified

scheme is bringing spatial mechanism to flat. A simplified scheme is built for mechanisms to the plane of symmetry and load that acts in this plane. By the simplified scheme given approximately mechanisms arbitrary configuration. The analysis of the geometry and kinematics of the mechanism for its simplified scheme. Using the simplified scheme investigated static spatial system drive-type mechanism gexapod. Determined efforts to link mechanism arising under the influence of gravitational forces and security factors that determine the payload on the system. Useful load is presented in the form of power and steam action plane coincides with the plane of symmetry mechanism. For specific implementation mechanism set changes its geometric and force parameters that occur when you change the length of the drive. Determined how the position of individual components of the system and its center of mass. The effect of changing the length of each of the parts of the path of movement of the center of mass. This effect is nonlinear and depends on the initial configuration mechanism. The regularities of the so-called system of elementary movements, which are caused by changes in the length of each drive. Showing the effect of changing the sign payload efforts in some occasions. The conditions of linear dependence effort in the drive from the system parameters. Based on this set ranges rational moves some occasions.
spatial actuators, mechanism-gexapod scheme, balance the equation, simplified, kinematics, statics.

Одержано 22.10.14

УДК 621.891:631

В.В. Аулін, проф., канд. фіз.-мат. наук, С.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет
А.П. Білик, доц., канд. техн. наук
Хмельницький національний університет

Трибофізичне та фізико-технологічне обґрунтування комбінованого функціонально-спрямованого зміцнення та модифікування деталей і робочих органів СГТ

Дано трибофізичне обґрунтування механізму зниження інтенсивності різних видів тертя та зношування деталей і робочих органів сільськогосподарської техніки (СГТ) зміною адгезійних і підвищенням міцнісних властивостей зміцнених та модифікованих шарів з використанням впливу на матеріали лазерного випромінювання (ЛВ). При цьому враховано багатofакторність впливу ЛВ, закономірності формування структурно-фазових станів поверхневих шарів, міжфазних напружень та стимулювання утворення дислокацій та дефектів впакування, підвищення їх щільності та пересичення дефектами міжкристалітних областей, роль мало- і великокутових границь в структуроутвореннях, подрібнення зерен карбідів, оксидів та боридів, збільшення ступеню розчинності легувальних елементів. Виявлено, що механізм зміцнення і модифікування поверхневих структур у полі лазерного випромінювання визначається особливостями фізичних властивостей окремих фазових складових та характером міжфазних взаємодій.

Показано, що розв'язання проблеми підвищення зносостійкості деталей і робочих органів СГТ при використанні ЛВ базується на встановленні зв'язків між рівнями його енергетичного впливу та умовами трибомеханічного навантаження в процесі експлуатації. Сформульовано принципи фізико-технологічного обґрунтування функціонально-спрямованого зміцнення та розробки схеми комбінованого зміцнювального впливу на робочі поверхні деталі (робочого органу) СГТ. Для функціонально-спрямованого зміцнення та модифікування розроблені технології та технологічні схеми їх реалізації з використанням ЛВ. Запропонована технологія виготовлення деталей і робочих органів лазерним різанням. Наведені технологічні схеми та результати, що підтверджують ефективність розробленої технології та їх обґрунтування.

© В.В. Аулін, С.В. Лисенко, А.П. Білик, 2014