

УДК 629.1.07

DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2219-3804182018128549>

Янчевський І. В.¹, професор, д.ф.-м.н.,
Губська В. В.², ст. викл., к.ф.-м.н., **Мозгова І. В.**³, доцент, к.ф.-м.н.,
Кривоноженков В. О.⁴, студент

ДИНАМІКА КОЛІСНОГО ШАСІ 8К4П ПІД ЧАС ДОЛАННЯ СКЛАДНИХ ПЕРЕШКОД

En Nowadays the development of robotic systems leads to the expansion of their using in many industries including engineering, construction, geological exploration, the repair utilities, the performance of special-missions dangerous to life or

¹ НТУУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», кафедра теоретичної механіки

² НТУУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», кафедра теоретичної механіки

³ Ганноверський університет імені Готфріда Вільгельма Лейбніца, Німеччина

⁴ НТУУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», факультет авіаційних і космічних систем

health (liquidation of various accidents, consequences of emergencies, working in dangerous environments), etc. In addition, there are a large number of robots types and robot-technical complexes which are able to make decisions on the basis of obtained information in difficult operating conditions or to adapt to environmental changes. In such robots and robot-technical complexes the latest achievements of information technology have been realized: devices and systems of information perception, digital devices and microprocessors for the transformation and processing of information, generators of working units with digital program management, modern software tools.

Comprehensive approach to design, which involves the theoretical and practical tasks solving, is of great importance for the specialized robots development. The basic possibilities of creating complex technical objects are connected with the involvement of this approach, as well as the ability to reduce significantly the time frame for their design and obtain accurate data of their main technical and operational indicators. Automated design systems are powerful means of mathematical modeling for theoretical problems solving in the dynamic analysis of robotic complexes. Using of such system allows to obtain preliminary data on kinematics or dynamics of robotic systems as well as to simulate various non-scheduled situations, arising during their operation, at the initial stages of the design.

It should be noted that nowadays there are a large number of kinematic chassis schemes [1, 2, 4, 7], which are covered in many publications devoted to the study of their dynamics [3, 6] and solving various applications. A common disadvantage of such studies is a narrow area of their application.

In this paper we consider the problem of developing a numerical model of a wheel chassis of 8W4P class which kinematics and dynamics are discussed in [8, 9]. The presence of this model allows both to investigate the dynamics of the chassis during various obstacles overcoming and parametric optimization. The task of the given program movement realization is typical for a robotic technical system on a wheeled platform. The various approaches of its implementation are known. For the chassis of the considered design this task is realized by means of the specialized automated design system EULER.

Ru

В работе представлена численная модель колесного шасси класса 8К4П и на ее основе исследована динамика шасси при движении по типовым препятствиям. Численные расчеты выполнены в специализированном комплексе автоматизированного проектирования многокомпонентных систем *EULER* с учетом заданной кинематической схемы механического привода колес, геометрических и инерционных параметров звеньев, проч. Конкретные результаты приведены для случая движения шасси по препятствию в виде лестничного марша в предположении заданного программного движения ведущих звеньев механических передач. Результаты исследований могут быть использованы как для выбора элементов механического повода колес и расчета деталей шасси на статическую/динамическую прочность, так и решения ряда прикладных задач параметрической оптимизации.

Вступ

Розвиток робото-технічних систем у теперішній час призводить до поширення використання їх у багатьох галузях, зокрема у машинобудуванні, будівництві, геологічній розвідці, у ремонті різноманітних інженерних

мереж, а також у разі виконання спеціальних завдань, які мають місце у недоступних для людини середовищах або є небезпечними для життя чи здоров'я людини. На даний час вже існує велика кількість типів роботів і робото-технічних комплексів, які здатні також самостійно приймати рішення на основі отриманої інформації про навколишнє середовище та виробничі умови чи адаптуватися до відповідних змін. У таких роботах знайшли застосування останні досягнення інформаційної техніки: пристрої і системи сприйняття інформації, цифрові пристрої і мікропроцесори для пере-творення і обробки інформації, приводи робочих органів із цифровим програмним керуванням, сучасні програмні засоби тощо.

Велике значення у розробці спеціалізованих роботів має комплексний підхід до проектування, який передбачає розв'язання низки теоретичних та практичних задач. Із залученням такого підходу пов'язані принципи можливості створення складних технічних об'єктів, а також можливість суттєво скоротити строки їх проектування й одержати прийнятної точності дані про їх основні техніко-експлуатаційні показники. Для розв'язання теоретичних задач із динамічного аналізу роботизованих комплексів досить потужним засобом математичного моделювання є системи автоматизованого проектування. Використання таких систем дозволяє вже на початкових стадіях проектування отримувати попередні дані щодо кінематики чи силових навантажень роботизованих комплексів, а також моделювати різноманітні позаштатні ситуації, які можуть виникнути під час їх експлуатації.

Слід зазначити, що існує велика кількість кінематичних схем шасі [1, 2, 4, 7], які освітлені у багатьох публікаціях, що присвячені дослідженням їх динаміки [3, 6] і розв'язанню різних прикладних задач. Загальним недоліком таких досліджень, зазвичай, є вузька область їх застосування. У даній роботі розглядається задача створення чисельної моделі колісного шасі класу 8К4П, кінематика і динаміка якого розглянуті у роботах [8, 9]. Наявність моделі дозволяє як дослідити динаміку шасі у разі долання різноманітних перешкод, так і розв'язати задачі із параметричної оптимізації.

Постановка задачі

Розглядається шасі колісного транспортного засобу, що відноситься до класу 8К4П [6]. Двовимірна структурна схема, що відповідає одному борту симетричного механізму даного шасі, має представлений на рис. 1 вид. Ця схема досить інформативна для оцінки роботи шасі в цілому [6] і може бути використана при розв'язанні широкого класу прикладних задач для досліджуваного шасі, у тому числі задач динамічного аналізу.

Лінійні ланки 0 (корпус), I і II (колісні візки) є твердими; ланки 1–4 представляються як колеса із еластичними шинами. Всі ланки з'єднані між собою за допомогою обертальних кінематичних пар, позначених на рис. 1

буквами O_i ($i=\overline{1,4}$; I, II). Геометричні параметри ланок (довжини l_* , радіус коліс R), вага коліс G_w , візка G_s , складових механічної передачі G_Z і усього корпусу $2G_0$ відомі. Положення центрів ваги ланок на рис. 1 збігаються із точками O за однойменними нижніми індексами.

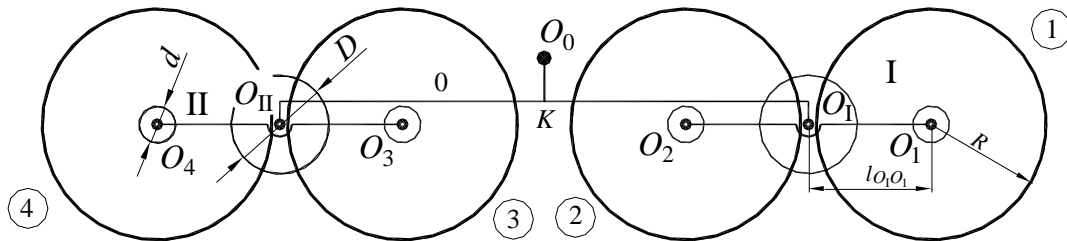


Рис. 1. Структурна схема шасі 8К4П

Вважається, що обидва колеса на окремо взятому колісному візку (I або II) пов'язані із одним мотором за допомогою механічної передачі (мультиплікатора) із постійним передатним числом u_{ch} . На рис. 1 ці передачі представлені у вигляді кіл із центрами у точках O_i ($i=\overline{1,4}$; I, II). Даний факт визначає рівність кутових швидкостей відповідної пари коліс ($\omega_1 = \omega_2$, $\omega_3 = \omega_4$).

У припущенні заданих масо-геометричних параметрів шасі, відомій кінематичній схемі електромеханічного привода у даній роботі розглядається задача моделювання динаміки даного шасі при русі по перешкоді у вигляді сходового маршу, дослідження динаміки у залежності від вхідних параметрів, розв'язання задачі забезпечення заданого програмного руху, визначення силової взаємодії в кінематичних парах тощо.

Вибір перешкоди у вигляді сходового маршу пояснюється тим, що у разі його долаття має місце один із найбільш критичних режимів руху розглядуваного шасі, а теоретичне обґрунтування щодо можливості подолання такої перешкоди може свідчити про високу прохідність шасі 8К4П [3]. Рух по сходовому маршу передбачає колісно-крокуючий режим руху даного шасі, який реалізується шляхом обертання колісних пар I і II навколо своєї осі (O_I чи O_{II}). Разом із тим під час руху допускається ковзання колеса (буксування, кочення із буксуванням/юзом).

Метод розв'язання

Для розробки чисельної моделі і вивчення динаміки даного шасі зручно у використанні є система автоматизованого проектування багатокomпонентних систем *EULER*. На основі інженерно-технічного описання динамічної моделі автоматично формується математична модель руху механічної системи, що досліджується, у відповідності із концепцією динамічної взаємодії множини твердих та пружних тіл. Рівняння цієї

математичної моделі точно відповідають законам класичної механіки з урахуванням великих переміщень частин механічної системи і врахуванням нелінійних характеристик взаємодій. У порівнянні з традиційним підходом до дослідження динаміки складних механічних систем, за якого відбувається формування рівнянь та їх програмування, технологія автоматизованого динамічного аналізу забезпечує багатократне зменшення часу створення динамічних моделей складних об'єктів та високу гнучкість за їх переналаштування.

У даному випадку моделювання будується на припущенні, що ланки, з яких складається шасі, є твердими тілами. Припускаємо, що кожна ланка має жорстко зв'язану із нею базову систему координат ланки (БСКЛ). Рух механічної системи, як сукупності зазначених ланок, описується математично як рух базових систем координат ланок відносно системи координат проекту (СКП). Рівняння руху ланки як твердого тіла у складі системи тіл формулюються в координатах руху відповідної їй БСКЛ і мають вигляд [5]:

$$m\vec{a}_C = \vec{F}_a + \vec{F}_g + \vec{F}_r, \quad (1)$$

$$m \cdot \vec{\rho}_C \times \ddot{\vec{r}} + \vec{J} \cdot \ddot{\vec{\epsilon}} + \vec{\omega} \times \vec{J} \cdot \vec{\omega} = \vec{M}_a + \vec{\rho}_C \times \vec{F}_g + \vec{M}_r, \quad (2)$$

де m – маса тіла, \vec{a}_C – пришвидшення центра мас тіла відносно СКП; \vec{F}_a – головний вектор активних сил, що діють на тіло (окрім гравітаційних); \vec{F}_g – головний вектор гравітаційних сил, що діють на ланку; \vec{F}_r – головний вектор сил реакцій в'язей; $\vec{\rho}_C$ – радіус-вектор центра мас тіла відносно центра БСКЛ; \vec{r} – радіус-вектор центра БСКЛ відносно центра СКП; \vec{J} – тензор інерції тіла відносно центра БСКЛ; $\vec{\epsilon}$ – кутове пришвидшення тіла відносно СКП; $\vec{\omega}$ – кутова швидкість тіла відносно СКП; \vec{M}_a – головний момент активних сил, що діють на тіло (крім гравітаційних сил) відносно центра БСКЛ; \vec{M}_r – сума всіх моментів реакцій в'язей відносно центра БСКЛ.

Пришвидшення центра мас тіла виражається формулою:

$$\vec{a}_C = \ddot{\vec{r}} + \ddot{\vec{\epsilon}} \times \vec{\rho}_C + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{\rho}_C.$$

Тоді рівняння твердого тіла (1), (2) можна записати у наступному вигляді:

$$\mathbf{M} \cdot \vec{a}_\epsilon = \vec{S}_a + \vec{S}_g + \vec{\Phi} + \vec{R}, \quad (3)$$

де \mathbf{M} – узагальнена матриця мас тіла:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m \cdot \mathbf{I} & -m \cdot \vec{\rho}_C \times \\ m \cdot \vec{\rho}_C \times & \mathbf{J} \end{bmatrix};$$

\mathbf{I} – одинична матриця розміру 3×3 ; $\vec{a}_\varepsilon = \{\vec{a}, \vec{\varepsilon}\}$ – вектор пришвидшень БСКЛ; $\vec{a} = \ddot{\vec{r}}$; $\vec{S}_a = \{\vec{F}_a, \vec{m}_a\}$ – узагальнена активна сила без урахування гравітаційних сил; $\vec{S}_g = \{\vec{F}_g, \vec{\rho}_C \times \vec{F}_g\}$ – узагальнена сила гравітації; $\vec{\Phi} = \{-m \cdot \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{\rho}_C, -\vec{\omega} \times \vec{J} \cdot \vec{\omega}\}$ – узагальнена сила інерції; $\vec{R} = \{\vec{F}_r, \vec{m}_r\}$ – узагальнена сила реакції в'язей.

Далі вводиться набір узагальнених координат локальних систем координат (ЛСК) в'язі:

$$\vec{q}_c = \{\vec{q}_{c,1}, \dots, \vec{q}_{c,i}, \dots, \vec{q}_{c,NL}\},$$

де $\vec{q}_{c,i} = \{\vec{r}_{c,i}, \vec{\phi}_{c,i}\}$ – шестивимірний вектор положення i -ої ЛСК в'язі.

Утримуючі в'язі записуються рівняннями: $g_h(\vec{q}_c, t) = 0$ і $g_n(\dot{\vec{q}}_c, \vec{q}_c, t) = 0$, причому перше рівняння моделює голономну в'язь, а друге неголономну. Двічі продиференціювавши перше рівняння і один раз друге отримуємо рівняння пришвидшень для в'язі, яке можна представити у вигляді:

$$\mathbf{G} \cdot \ddot{\vec{q}} = -\vec{h}, \quad (4)$$

де \mathbf{G} – матриця розміром $NC \times N$ (NC – загальне число в'язей); \vec{h} – вектор-стовпець розміром NC .

Механічні в'язі, які існують у реальних механічних системах, не є ідеальними. Неідеальні в'язі можна моделювати як сукупність ідеальної в'язі і активної силової дії, що порушує ідеальність в'язі. Зазвичай, таким силовим впливом є тертя. Тому далі будемо припускати, що розглядувані механічні в'язі є ідеальними.

Розрахунок динамічного стану системи тіл полягає у розрахунку вектора пришвидшень руху тіл $\ddot{\vec{q}}$ і сил, що діють у системі, включаючи реакції в'язей. Використовуючи вектор параметрів положення тіл механічної системи $\vec{q} = \{\vec{r}\phi_1, \vec{r}\phi_2, \dots, \vec{r}\phi_{NR}\}$, де NR – кількість твердих тіл в механічній системі, і рівняння руху (3) можна записати однією системою рівнянь:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\vec{q}} = \vec{S} + \vec{\Phi} + \vec{R}, \quad (5)$$

де \mathbf{M} – квадратна блочно-діагональна матриця мас; $\vec{S} = \vec{S}_a + \vec{S}_g$ – сумарний вектор активних сил; $\vec{\Phi}$ – вектор сил інерції; \vec{R} – вектор реакцій в'язей. Можна показати, що

$$\vec{R} = \mathbf{G}^T \cdot \vec{\lambda}, \quad (6)$$

де \mathbf{G}^T – транспонована матриця \mathbf{G} з (4), $\vec{\lambda}$ – вектор множників реакцій в'язей довжиною NC .

Вважається, що перед розрахунком динамічного стану системи тіл положення і швидкості тіл (вектори \vec{q} і $\dot{\vec{q}}$) відомі. У відповідності до їх значень визначені всі активні сили \vec{S} , сили інерції $\vec{\Phi}$, матриця в'язей \mathbf{G} і вектор \vec{h} . З рівняння (5) маємо:

$$\ddot{\vec{q}} = \mathbf{M}^{-1}(\vec{S} + \vec{\Phi}) + \mathbf{M}^{-1}\mathbf{G}^T \cdot \vec{\lambda}. \quad (7)$$

Після підстановки (7) у рівняння (4), отримано лінійну систему рівнянь для визначення множників реакцій в'язей $\vec{\lambda}$:

$$\mathbf{A} \cdot \vec{\lambda} = \vec{b}, \quad (8)$$

де $\mathbf{A} = \mathbf{G}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G}^T$; $\vec{b} = -\mathbf{G}\mathbf{M}^{-1}(\vec{S} + \vec{\Phi}) - \vec{h}$.

Після визначення вектора $\vec{\lambda}$, як розв'язку системи рівнянь (8), можна визначити значення вектора пришвидшень тіл $\ddot{\vec{q}}$ у відповідності із (7).

Подальший розрахунок руху ланок проводиться шляхом чисельного інтегрування вектора пришвидшень $\ddot{\vec{q}}$.

Для чисельного інтегрування рівнянь руху, зокрема в програмному комплексі EULER, можна вибрати будь-який метод: Рунге-Кутта четвертого порядку, Рунге-Кутта-Фелберга четвертого/п'ятого порядків із автоматичною корекцією кроку, багатокрокові методи Адамса різних порядків та інші.

Чисельні результати

Чисельний експеримент проводився для шасі із наступними характеристиками: сумарна вага половини шасі прийнята рівною $\sum G = 400$ Н, що серед складових його компонентів розподілена у такий спосіб – $G_0 = 0,74 \sum G$; $G_s = 0,016 \sum G$; $G_w = 0,02 \sum G$, $G_z = 0,003 \sum G$. Довжина рами складає 0,37 м, міжосьова відстань колісного блоку 0,19 м, діаметр коліс 0,16 м.

Припустимо, що профіль опорної поверхні є відомим і представляє собою сукупність горизонтальної ділянки і сходового маршу (рис. 2).

Конфігурація сходового маршу визначається наступними характерними розмірами: $W_{st} = 0,31$ м – ширина проступу у плані, $H_{st} = 0,16$ м – висота сходинки ($\alpha = \arctg(H_{st}/W_{st}) = 27.3^\circ$ – кут нахилу лінії маршу; $L_{st} = \sqrt{H_{st}^2 + W_{st}^2} = 0,349$ м – крок маршу).

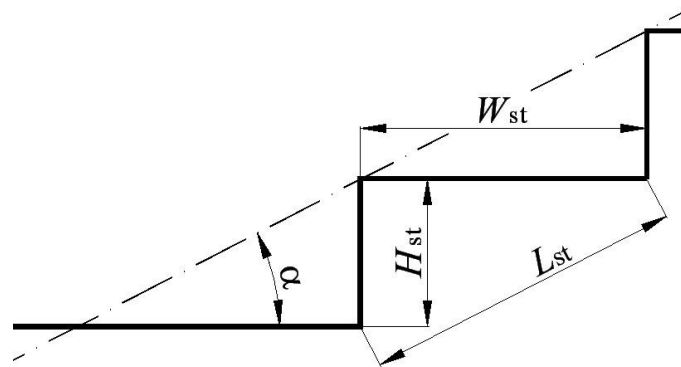


Рис. 2. Перешкода у вигляді сходового маршу

Рух шасі по даному профілю представлено як силова взаємодія між колесом із еластичною шиною і твердою опорною поверхнею. Геометрія шини включає у себе параметри, що найбільш точно описують автомобільну шину.

Колеса шасі приводяться в рух за допомогою механічної передачі. Передатне число при цьому задається як $u = d_i / d_j = 0.35$, де d_i ($i = \overline{1,4}$) і d_j ($j = \text{I, II}$) – розрахункові діаметри веденої і ведучої ланок.

Момент, що прикладений до ведучої ланки механічної передачі у центрах візків O_I та O_{II} , створюється за допомогою програмного руху, в якому задається кутова швидкість ланки згідно до закону:

$$\omega(t) = \frac{2\omega_{\max}}{\pi^2} \times \arctg(2t) \times [\arctg(2t-8) + \arctg(8)], \quad (9)$$

де $\omega_{\max} = 1$ рад/с – максимальна кутова швидкість ведучої ланки механічної передачі. Слід зауважити, що функція кутової швидкості (9) вибрана таким чином, щоб забезпечити нульові початкові умови і скінченність першої похідної, яка визначає кутове пришвидшення ланки.

Графік функції $\omega(t)$ (9) представлений на рис. 3. На рис. 4 зображені результати розрахунку крутних моментів, які необхідно прикласти до ведучих ланок передачі з метою забезпечення заданого закону їх руху з урахуванням масо-інерційних характеристик шасі.

Можна помітити, що під час руху по сходовому маршу максимальне значення крутного моменту M_{ZII} , що прикладений до ведучої ланки колісного візка II (у точці O_{II}), приблизно у півтора рази більший, ніж момент на ведучій ланці I-го візка (точка O_I). Положення шасі, які відповідають максимальним значенням M_{ZII} на досліджуваному проміжку часу, зображені на рис. 5.

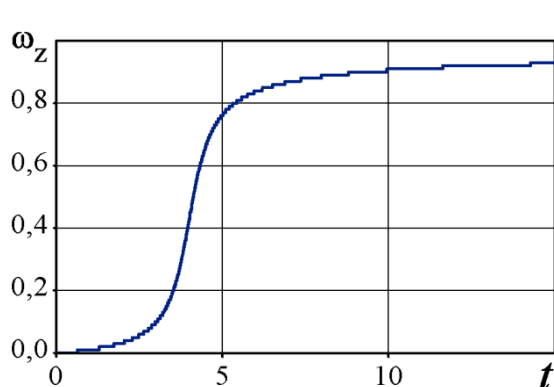
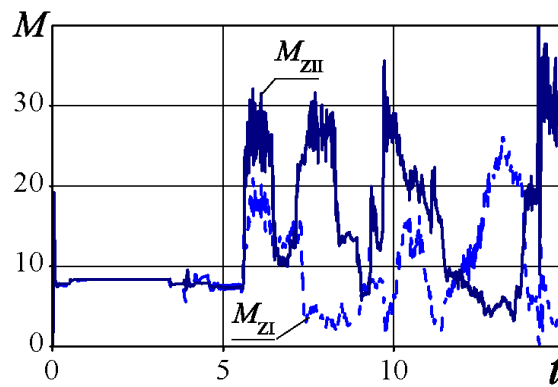
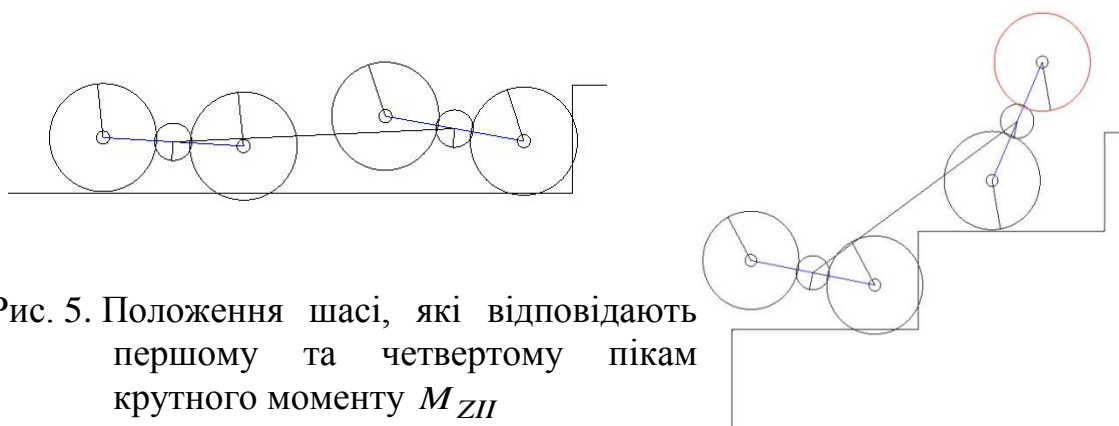


Рис. 3. Кутова швидкість ведучих ланок

Рис. 4. Крутний момент на ведучих ланках в O_I і O_{II} Рис. 5. Положення шасі, які відповідають першому та четвертому пікам крутного моменту M_{ZII}

Очевидно, що крутні моменти M_{ZI} та M_{ZII} залежать не тільки від закону руху ведучої ланки $\omega(t)$, але й від масо-інерційних параметрів шасі. Так, за рахунок зміщення положення центру ваги корпусу шасі O у бік менш навантаженого переднього візка можна вирівняти максимальні значення крутних моментів (рис. 6).

Проведені чисельні розрахунки показали, що оптимальне значення зміщення становить приблизно 0,3 від довжини бази шасі. Тому максимальні значення моменту M_{ZII} зменшені на 20 % орієнтовно, у той час як $\max(M_{ZI})$ збільшилися на 10 %. Чисельні експерименти також показали, що відносно невеликий підйом положення центра ваги не дає суттєвого впливу на значення моментів.

У даній роботі проаналізовано також вплив на значення крутних моментів довжини шасі $O_I O_{II}$. Дослідження показали, що за умови збільшення довжини бази на 14 % (із 0,37 м до 0,42 м) зростають і максимальні значення крутних моментів (приблизно на 22 %) (рис. 7).

На рис. 8 і рис. 9 представлена графіки зміни від часу силової взаємодії ланок у кінематичних парах O_i ($i=2,3,I,II$, рис. 2) під час руху шасі по сходовому маршу.

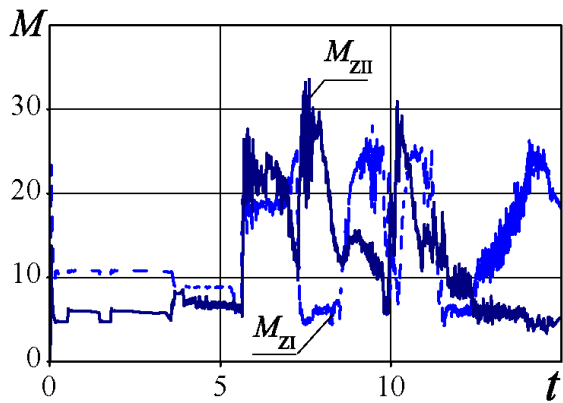


Рис. 6. Крутні моменти O_{II} у разі зміщення центру мас корпусу

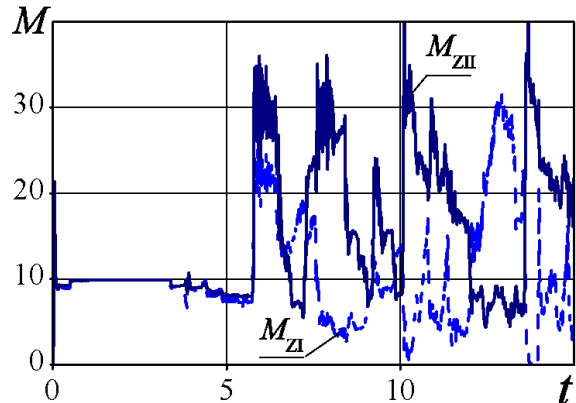


Рис. 7. Крутні моменти у разі збільшення довжини бази $O_I O_{II}$

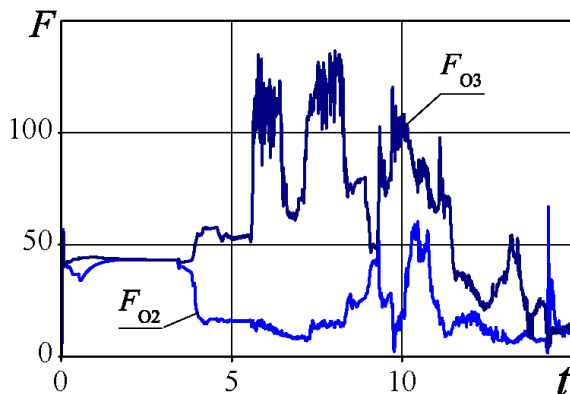


Рис. 8. Силова взаємодія ланок у кінематичних парах O_2 і O_3

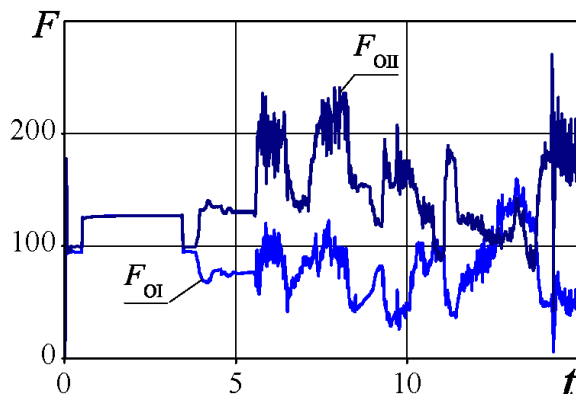


Рис. 9. Силова взаємодія ланок у кінематичних парах O_I і O_{II}

Із аналізу представлених кривих слідує, що серед пар «колесо – візок» найбільше силове навантаження виникає на осі третього колеса (точка O_3), а серед кінематичних пар «візок – рама» найбільше силове навантаження припадає на вісь заднього колісного візка (точка O_{II}).

Отримані результати можуть бути використані для розрахунків міцності елементів шасі та вибору елементів приводу. Подолання перешкоди у вигляді сходового маршу свідчить про можливість подолання й інших перешкод, оскільки на сходовому марші реалізований найбільш критичний режим руху шасі розглянутої структурної схеми.

Висновки

У роботі представлена параметризована модель колісного шасі класу 8К4П із відомою кінематичною схемою механічного приводу коліс. На основі зазначеної моделі досліджена динаміка шасі в залежності від

масо-інерційних параметрів ланок під час руху шасі у колісно-крокуючому режимі по перешкоді у вигляді сходового маршру. Розглянута задача реалізації заданого програмного руху, а також визначення силових взаємодій у кінематичних парах даного шасі. Поставлені задачі розв'язані чисельно із залученням спеціалізованого комплексу автоматизованого проектування багатокomпонентних систем.

Результати досліджень можуть бути використані як для вибору елементів механічного приводу коліс і розрахунку деталей шасі на статичну та динамічну міцність, так і розв'язання низки прикладних задач параметричної оптимізації.

Список використаної літератури

1. *Boucher G. Mobile wheeled robot with step climbing capabilities / G. Boucher, L. M. Sanchez // In book "Mobile Robots – State of the Art in Land, Sea, Air, and Collaborative Missions" / Ed. by X. Chen, Y.Q. Chen and J.G. Chase, 2009, 336 p. – P. 49-61.*
2. *Guilin Wen A Four-Wheel-Rhombus-Arranged Mobility System for a New Lunar Robotic Rover / Guilin Wen, Chuanshuai Ma, Dong Cheng, Qiutan Jin, Zhewu Chen, Xingfa Yang, Hanfeng Yin, Jingyu Zhou // International Journal of Advanced Robotic Systems. – 2013. – Vol. 10. – P. 1-9.*
3. *Maske Y. L. Modeling and MBD simulation of stair climbing robot with rocker bogie mechanism / Y. L. Maske, S. V. Patil, S. Deshmukh // Int. J. of Innovative Research in Technology. – 2015. – Vol. 1, Iss. 12. – P. 267-273.*
4. *Thueer T. Kinematic Analysis and Comparison of Wheeled Locomotion Performance / T. Thueer, R. Siegwart // Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Autonomous Systems Lab / 10th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation (ASTRA 2008), Noordwijk, The Netherlands, November 11-13, 2008.*
5. *Бойков В. Г. Моделирование динамики системы твердых и упругих тел в программном комплексе EULER / В. Г. Бойков, А. А. Юдаков // Информационные технологии и вычислительные системы. – 2011. – № 1. – с. 42-52.*
6. *Маленков М. И. Методы и некоторые результаты моделирования движения планетоходов с учетом рельефа и свойств грунта / М. И. Маленков, Д. Н. Кузьменко, Е. А. Лазарев // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2016. – № 5. – С. 687-714.*

7. *Нассер Наурас Хаким* Особенности управления кинематикой колесного робота / Нассер Наурас Хаким, А. Г. Скляр, Д. В. Русанов // Моделирование, оптимизация и информационные технологии. Электронный научный журнал. – 2015. – №3(10).
8. *Янчевський І. В.* Аналіз динаміки колісного шасі класу 8К4П / І. В. Янчевський, В. В. Губська, В. О. Кривоноженков // Інформаційні системи, механіка та керування. – 2017. – № 16. – С. 88-100. DOI: 10.20535/2219-380416201799318.
9. *Янчевський І. В.* Аналіз кінематики колісного шасі класу 8К4П / І. В. Янчевський, В. В. Губська, О. В. Биценко // Інформаційні системи, механіка та керування. – 2016. – № 15. – С. 58-69. DOI: 10.20535/2219-380415201688030.