

$$f_z = n_1 \cdot \frac{P}{60} \cdot \frac{Z_1 Z_3}{Z_1 + Z_3}, \text{ Гц}, \quad (11)$$

де  $n_1$  – частота обертання сонячної шестерні;  $P$  – число полюсів зачеплення;  $z_1, z_3$  – числа зубців відповідно сонячної шестерні та епіциклу.

Таким чином розглядаючи форму сигналу ПКР з подібним ушкодженням стає можливим виявити наступні ударні імпульси за 1 оберт, що особливо добре вирізняються при синхронному накопиченні сигналів. За результатами запису сигналів вібродавачів, розташованих на фланцях корпусу ПКР і аналізу відповідних спектрограм (рисунок 6), підтверджено можливість однозначної діагностики втомних тріщин на ободі епіциклу в умовах ергодичності стаціонарного процесу збудження коливань [2].

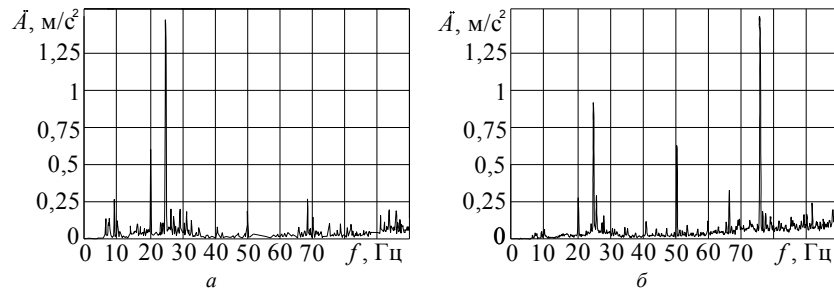


Рисунок 6 – Спектрограми вібропришвидшень:

*a* – за результатами діагностики нового ПКР; *b* – за наявності тріщини на ободі епіциклу

#### Висновки:

1. За результатами аналітичного та скінчено-елементного моделювання отримано функцію зведеної питомої жорсткості епіциклу складі ПКР, що дозволяє враховувати не тільки пружні деформації зубців та ободу під дією експлуатаційних навантажень, але й розміри утомної тріщини у процесі її розвитку.

2. Встановлено, що в епіциклах з відносно тонким ободом кінетика утомної тріщини нараховує три стадії. Тріщина, що зароджується у впадині між зубцями, спрямована за нормаллю до поверхні впадини, а після виходу на зовнішню поверхню епіциклу повертає в товщу обода, де під дією знакозмінних згинальних напружень розвивається паралельно до геометричної осі. Остаточне руйнування ободу спостерігається на ділянці шліцьового з'єднання епіциклу з корпусом ПКР у поперечному перерізі під кутом  $25 \dots 40^\circ$ .

3. За наявності тріщини на одному зубці або ободі епіциклу питома жорсткість зачеплення  $c_s(x)$  та зведена жорсткість епіциклу  $c_z$  різко зменшуються (до 10 разів пропорційно розмірам тріщини), а момент входу зубців у зачеплення супроводжується ударом, що сприяє виникненню параметричного резонансу в умовах відривних віброударних режимів коливань. Амплітуда ударного імпульсу пропорційна розмірам тріщини, а частота заповнення імпульсу найімовірніше відповідає власній частоті епіциклу.

4. Результати моделювання параметрів жорсткості епіциклу добре узгоджуються із дослідними даними, що підтверджує можливість однозначної вібродіагностики втомних тріщин на ободі епіциклу ПКР в умовах троллейбусних депо.

**Список літератури:** 1. Gutyrya, S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrya, D. Bordeniuk // Motrol, Tom 10a. – Lublin, 2008. – P.65-71. 2. Борденюк, Д.М. Стенд для вібродіагностики планетарних колісних редукторів / Д.М. Борденюк // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія.

гій: Збірник наукових праць. – Севастополь: СевНТУ. – Вип.120. – 2011. – С.322-328. 3. Samue, D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samue, Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83p. 4. Ambarisha, Vijaya Kumar. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite elements models / Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker // Journal of sound and vibration. – 302(2007). – P.577-595. 5. Гутыря, С.С. Частотні характеристики планетарних колісних редукторів троллейбусів / С.С. Гутыря, В.П. Яглінський, А.М. Чанчін // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія: Збірник наукових праць. – Севастополь: СевНТУ. – Вип.133. – 2012. – С.340-345. 6. Гутыря, С.С. Моделювання частотних характеристик планетарного колісного редуктора / С.С. Гутыря, В.П. Яглінський, А.М. Чанчін // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №1(975). – С.35-43.

**Bibliography (transliterated):** 1. Gutyrya, S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrya, D. Bordeniuk // Motrol, Tom 10a. – Lublin, 2008. – P.65-71. 2. Bordeniuk, D.M. Stand for vibration planetary hub reduction / D.M. Bordeniuk // Series Mechanics, Energy, Environment, Scientific Papers. – Sevastopol SevNTU. – No120 – 2011. – P.322-328. 3. Samue, D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samue, Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83p. 4. Ambarisha, Vijaya Kumar. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite elements models / Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker // Journal of sound and vibration. – 302(2007). – P.577-595. 5. Gutyrya, S.S. Frequency characteristics of planetary gear wheel trolley / S.S. Gutyrya, V.P. Yaglinsky, A.N. Chanchin // SevNTU. Series Mechanics, Energy, Environment, Scientific Papers. – Sevastopol SevNTU. – No133 – 2012. – P.340-345. 6. Gutyrya, S.S. Modeling frequency characteristics of planetary hub reduction / S.S. Gutyrya, V.P. Yaglinsky, A.N. Chanchin // Proceedings of the National Technical University "KhPI". Scientific Papers. Series: Engineering science and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2013. – No1(975). – P.35-43.

Надійшло (received) 27.03.2015

УДК 621.9.04

**В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ**, д.т.н., професор каф. М і ДМ, ОНПУ, Одеса;  
**Г.В. КОЗЕРАЦЬКИЙ**, асистент каф. управління системами БЖД ОНПУ;  
**А.С. ОБАЙДІ**, аспірант каф. М і ДМ ОНПУ;  
**М.М. МОСКВИЧОВ**, аспірант каф. М і ДМ ОНПУ

#### ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕКТРУ ГОЛОВНИХ ЧАСТОТ ТРЕНАЖЕРА-ГЕКСАПОДУ

У статті розроблено аналітичні залежності визначення головних частот динамічного тренажера екіпажів бойових мобільних машин. Визначені резонансні режими функціонування за шістьма узагальненими координатами. За результатами чисельного моделювання побудовано діаграми залежності головних частот від просторової конфігурації платформи гексаподу. Встановлено, що відхилення платформи від горизонтального положення зменшує першу, другу та четверту головні частоти, а третя і п'ята головні частоти збільшуються. Отримані аналітичні моделі дають змогу обрати умови функціонування тренажера в діапазоні допустимих значень резонансних частот.

**Ключові слова:** частотне рівняння, матриця Якобі, резонанс, жорсткість.

**Вступ. Актуальність задачі.** Ефективне використання механізмів паралельної структури і кінематики (МПСК) у сучасних тренажерних системах привело до появи тренажерів нового покоління, що дозволяє не тільки значно скоротити а навіть виключити підготовку екіпажів бойових мобільних машин (БММ) на реальних об'єктах, скоротити затрати на навчання та збільшити рівень їх професіоналізму. Динамічні тренажери на основі гексаподу відтворюють реальні перевантаження і кутові положення БММ, мають можливість моделювати рух транспортного засобу в умовах складного маневру та небезпечних зовнішніх дій: вібрації корпусу, несприятливого стану дороги, збурень атмосферного середовища, при відмові систем машини або частковому її руйнуванні і т.ін. [1, 2].

© В.П. Яглінський, Г.В. Козерацький, А.С. Обайді, М.М. Москвичов, 2015

У надзвичайних ситуаціях маневру БММ виникають складні просторові рухи і перевантаження машини, які стають визначальними під час відпрацювання професійних навичок маневрування. Тому дослідження коливальних параметрів тренажера є актуальною проблемою.

**Аналіз відомих досліджень.** Конструюванню і дослідженню устаткування на основі МПСК присвячені роботи Ю.М. Кузнецова, Д.А. Дмитрієва, М.І. Черновола, А.Ш. Коліска, А.Ф. Крайнева, В.А. Глазунова, Ж.Р. Merlet та ін. [3-5]. Кінематика та підвищена рухомість тренажерів на основі гексаподу для операторів БММ розглянута в роботах С.С. Гутирі, В.Т. Белікова, М.В. Фелька, В.В. Бачинського, В.М. Ярмолюка, О.В. Поповиченко, О.В. Толстого та ін. [1, 6, 7]. Запропоновані нові конструкції комбінованих тренажерів мобільних машин [8, 9].

Дослідженню жорсткості гексаподів присвячені роботи В.Б. Струтинського, А.М. Кириченко, І.В. Вайнштейна, Н.А. Серкова, Р.О. Сироткіна і ін. [10, 11]. Невирішеною проблемою залишається функціонування тренажерів при резонансних режимах, під час критичних перевантажень, в умовах нестійкості орієнтації і позиціонування та у непередбачених ситуаціях.

Не дослідженими залишаються головні частоти тренажера-гексапода та їх зміна в залежності від просторової орієнтації механізму.

**Ціль досліджень. Постановка задачі.** Ціллю даних досліджень є розробка аналітичних моделей для визначення спектру головних частот тренажера-гексапода в залежності від узагальнених параметрів, які однозначно визначають просторову конфігурацію, а також розробка рекомендацій щодо сприятливих умов функціонування тренажера за наявності коливань.

Під час руху тренажера змінюється його просторова орієнтація і відповідно коливальні параметри. Однак при коливаннях тренажера-гексапода навколо заданої конфігурації допустимо вважати Якобіан системи незмінним. За такої умови слід сформувати матриці узагальнених коефіцієнтів жорсткості і інерції, які теж можна вважати незмінними. Із частотного (вікового) рівняння тренажера можливо визначити спектр головних частот та дослідити його зміну при переході від однієї конфігурації гексаподу до іншої.



Рисунок 1 – Тренажер-гексапод для пілотів за програмою *Shuttle* (NASA, США)

**Розрахункові моделі спектру головних частот тренажера-гексапода.**

Перші моделі динамічних тренажерів мали три ступеня вільності, обмежені рухи з виконання маневрів типу тангажу і крену [1]. Сучасна компоновка тренажера екіпажу мобільних машин на основі платформи Стюарта має 6 ступенів вільності і являє собою систему, що складається з рухомої платформи (рухомий базис) й нерухомого базису (стояка), з'єднаних за допомогою карданних та сферичних кінематичних пар з шістьма рухливими ланками (штангами) змінної довжини (рисунок 1).

Координати центрів шарнірів  $A_i$  нерухомої основи у своєму базисі  $Ox_0Y_0Z_0$

і центрів шарнірів  $B_i$  платформи в рухомому базисі  $SX_SY_SZ_S$ , пов'язаному з платформою, під час руху платформи не змінюються і визначаються так [7]:

$${}^0A_i = (x_{Ai} \ y_{Ai} \ z_{Ai}), \quad {}^S B_i = (B_{xi} \ B_{yi} \ B_{zi}), \quad i = 1 \dots 6,$$

або

$$\begin{pmatrix} {}^0A_1 \\ {}^0A_2 \\ {}^0A_3 \\ {}^0A_4 \\ {}^0A_5 \\ {}^0A_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R_A \cos(0,5\gamma_1) & -R_A \sin(0,5\gamma_1) & 0 \\ R_A \cos(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & -R_A \sin(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & 0 \\ R_A \cos(0,5\gamma_2) & -R_A \sin(0,5\gamma_2) & 0 \\ R_A \cos(0,5\gamma_2) & R_A \sin(0,5\gamma_2) & 0 \\ R_A \cos(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & R_A \sin(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & 0 \\ -R_A \cos(0,5\gamma_1) & R_A \sin(0,5\gamma_1) & 0 \end{pmatrix}; \quad (1)$$

$$\left. \begin{pmatrix} {}^S B_{1,2} \\ {}^S B_{3,4} \\ {}^S B_{5,6} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R_B \cos 60^\circ & -R_B \sin 60^\circ & -h_0 \\ R_B & 0 & -h_0 \\ -R_B \cos 60^\circ & R_B \sin 60^\circ & -h_0 \end{pmatrix}^T \right\} \quad (2)$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_2}{2}\right) = \frac{A_1 A_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)}{A_1 A_6 + 0,5 \cdot A_1 A_2}; \quad \gamma_1 = \frac{2\pi}{3} - \gamma_2; \quad A_1 A_2 = R_A \sin \gamma_2,$$

де  $R_A$  та  $R_B$  – радіуси центрів шарнірів  $A_i$  та  $B_i$  відповідно.

Строки матриць визначають координати центрів шарнірів відповідно.

Для просторової конфігурації ПП з урахуванням матриць перетворення координат (при повороті осей – кути  $\psi, \theta, \varphi$ , та поступальному переміщенні з центром  $S$  ПП –  $x_S, y_S, z_S$ ) отримано координати центрів шарнірів  $B_i$  у нерухомій системі  $Ox_0Y_0Z_0$  у вигляді [2]:

$$\begin{pmatrix} x_{Bi} \\ y_{Bi} \\ z_{Bi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_{xi}(c_\psi c_\varphi - s_\psi s_\theta s_\varphi) + B_{yi}(-s_\psi c_\theta) + B_{zi}(c_\psi s_\varphi + s_\psi s_\theta c_\varphi) + x_S \\ B_{xi}(s_\psi c_\varphi + c_\psi s_\theta s_\varphi) + B_{yi}c_\psi c_\theta + B_{zi}(s_\psi s_\varphi - c_\psi s_\theta c_\varphi) + y_S \\ B_{xi}(-c_\theta s_\varphi) + B_{yi}s_\theta + B_{zi}c_\theta c_\varphi + z_S \end{pmatrix}; \quad (3)$$

$$i = 1 \dots 6; \quad c_\psi = \cos \psi, \quad s_\psi = \sin \psi, \quad c_\theta = \cos \theta, \quad s_\theta = \sin \theta, \quad c_\varphi = \cos \varphi, \quad s_\varphi = \sin \varphi.$$

Довжини штанг гексаподу для певної просторової конфігурації ПП визначено з урахуванням (1-3) так

$$L_i = A_i B_i = \sqrt{(x_{Bi} - x_{Ai})^2 + (y_{Bi} - y_{Ai})^2 + (z_{Bi} - z_{Ai})^2}, \quad i = 1 \dots 6. \quad (4)$$

Матриця коефіцієнтів жорсткості тренажера-гексапода отримана так [2]:

$$C = J^T \cdot C_D \cdot J; \quad C_D = \operatorname{diag}(c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6), \quad (5)$$

де  $J$  – матриця Якобі на основі (4);  $C_D$  – діагональна матриця коефіцієнтів жорсткості  $c_i$  штанг гексаподу.

Таким чином, складові матриці  $C$  визначаються за формулами (5) з урахуванням (1-4): в залежності від просторової орієнтації.

У заданій просторовій конфігурації механізму знаходиться у рівновазі і узагальнені параметри конфігурації  $(x_S, y_S, z_S, \psi, \theta, \varphi)$  є константи. Під час коливань системи ПП навколо заданої просторової конфігурації змінюються пружні відхилення  $(\Delta x_S, \Delta y_S, \Delta z_S, \Delta u_\psi, \Delta u_\theta, \Delta u_\varphi)$  та відповідні їм деформації штанг гексаподу  $\Delta L_i, \Delta u_\psi = R_B \Delta \psi; \Delta u_\theta = R_B \Delta \theta; \Delta u_\varphi = R_B \Delta \varphi$ .

Матриця узагальнених коефіцієнтів інерції платформи гексаподу [2]

$$A = \text{diag}(m, m, m, J_z/R_B^2, J_x/R_B^2, J_y/R_B^2). \quad (6)$$

де  $m$  – маса платформи;  $J_x, J_y, J_z$  – осьові моменти інерції рухомої платформи відносно своїх власних осей  $SX, SY, SZ$  (осі вважаємо головними, центральними)

Частотне рівняння для ПП тренажера-гексапода з урахуванням (5, 6) має вигляд  $\|C - p^2 A\| = 0$ . Зміна просторової конфігурації ПП характеризується зміною головних частот тренажера-гексапода (рисунки 2-4).

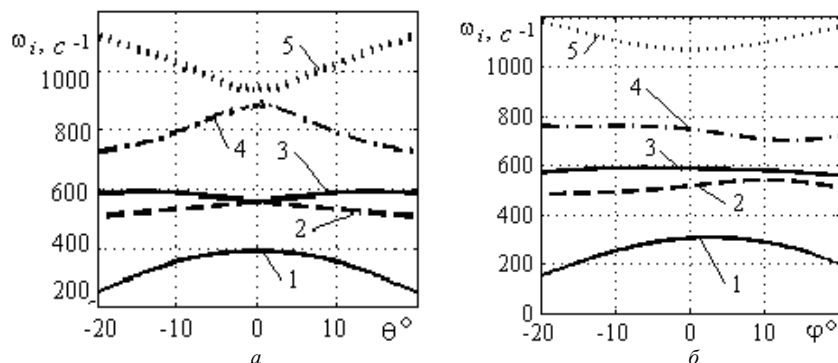


Рисунок 2 – Діаграми головних частот тренажера при зміні кутів нахилу: а –  $\varphi$  при  $\theta=0$ ; б –  $\theta$  при  $\varphi=15^\circ$ ; номер кривої означає номер головної частоти

Усі діаграми частот побудовані для тренажера за конструктивними розмірами  $A_1 A_2 = 4,254$  м,  $A_1 A_6 = 0,76$  м та  $R_A = A_1 A_2 / \sin \gamma_2 = 2,702$  м;  $h_0 = 0,8$  м – відстань полюса  $S$  від площини рухомої платформи;  $R_B = 2,456$ ;  $\gamma_1 = 16,2^\circ$ ;  $\gamma_2 = 103,8^\circ$  [2]. Коефіцієнти жорсткості штанг прийняті однаковими:  $c_i = c_0 = 10^8$  Н/м. Шоста головна частота на рівні  $3000 \text{ c}^{-1}$  і майже не залежить від повороту платформи.

Аналіз результатів досліджень показує, що при відхиленні платформи від горизонтального положення друга і п'ята головні частоти збільшуються на 10%, а інші частоти зменшуються: перша – до 30%, третя і четверта – до 15% (рисунок 2).

Із аналізу діаграм головних частот (рисунки 3, 4) видно, що більш низьким частотам відповідають конфігурації тренажера з нахиленими положеннями рухомої платформи на рівні нахилу  $5^\circ \dots 10^\circ$ .

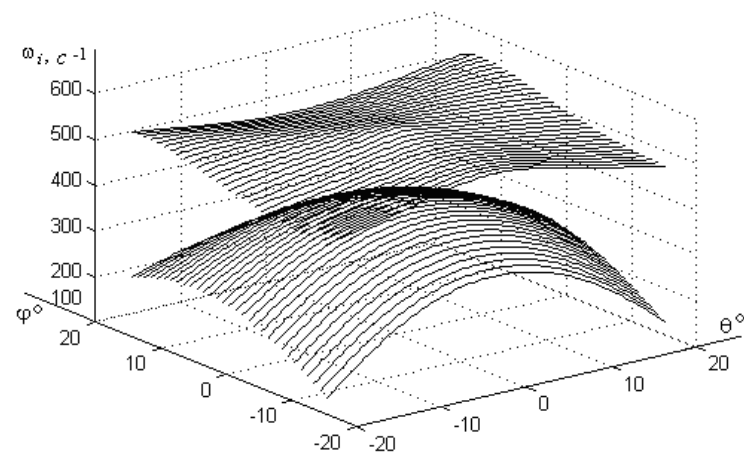


Рисунок 3 – Діаграми головних частот тренажера: першої (нижня) і другої (верхня) для множини конфігурацій з різними дискретними кутами орієнтації  $\theta$  і  $\varphi$

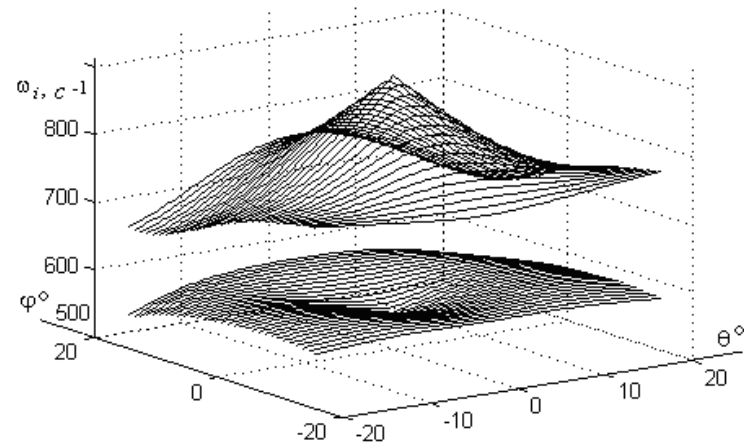


Рисунок 4 – Діаграми головних частот тренажера: третьої (нижня) і четвертої (верхня) для множини конфігурацій з різними дискретними кутами орієнтації  $\theta$  і  $\varphi$

### Висновки:

1. Розроблено аналітичні залежності визначення головних частот тренажера-гексапода від просторової конфігурації МПСК, яка характеризується шістьма узагальненими координатами: трьома координатами полюса  $S$  платформи та трьома кутами орієнтації (кути Ейлера-Крилова). За результатами чисельного моделювання на прикладі певної конструкції тренажера визначено розподіл головних частот для множини конфігурацій МПСК.

2. Встановлено, що відхилення платформи від горизонтального положення зменшує першу, другу та четверту головні частоти, а третя і п'ята головні частоти збільшуються. Шоста головна частота має значення на рівні  $3000 \text{ c}^{-1}$  та майже не залежить від відхилення платформи до  $20^\circ$  від горизонтального по-

ложення. Визначено множини просторових конфігурацій, яка відповідає низьким головним частотам.

3. Отримані аналітичні моделі визначення головних частот тренажера-гексапода дають змогу обрати для виконання тренувальних операцій необхідну конфігурацію МПСК з передбаченими значеннями головних частот та унеможливити виникнення резонансних режимів функціонування.

**Список літератури:** 1. *Бачинський В.В.* Оцінка системи рухомості тренажерів бойових машин [Текст] / *В.В. Бачинський, В.М. Ярмолюк* // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – 2010. – №1(23). – С.137-141. 2. *Яглінський В.П.* Повышение подвижности кабин динамических тренажеров мобильных машин [Текст] / *В.П. Яглинский, А.С. Обайди, Н.В. Фелько* // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – 3/4(17). – С. 44-48. 3. *Кузнецов Ю.М.* Компоновки верстагов з механізмами паралельної структури [Текст] / *Ю.М. Кузнецов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич*. – Херсон: ПП Вишешмирський В.С., 2009. – 456с. 4. *Глазунов В.А.* Пространственные механизмы параллельной структуры [Текст] / *В.А. Глазунов, А.Ш. Колишкор, А.Ф. Крайнев*. – М.: Наука, 1991. – 95с. 5. *Merlet, J.P.* Parallel Robots [Text] // *J.P. Merlet*. – The Netherlands, Dordrecht: Springer, 2006. – 417р. 6. *Яглінський В.П.* Надійність авіаційного тренажера на основі гексапода при екстремальних навантаженнях [Текст] / *В.П. Яглінський, С.С. Гутиря* // Вісн. СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія. – 2011. – Вип.120. – С.196-205. 7. *Яглінський В.П.* Кінематика комбінованого модульного динамічного тренажера [Текст] / *В.П. Яглінський, А.С. Обайди* // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – №2/1(16). – С. 38-41. 8. Патент України № 104273. Багатокоординатний двосторонній модульний електропривод аерокосмічних тренажерних систем / *Яглінський В.П., Васильєв В.В., Ковалішин С.С., Фелько М.В., Беліков В.Т.* – 10.01.2014. Режим доступу: [www/URL: http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernikh-sistem.html](http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernikh-sistem.html). 9. Патент України № 108055. Багатокоординатний силовий тренажер стрільця з комбінованими електромеанічними приводами / *Фелько М.В., Яглінський В.П., Кравчук О.І., Гутиря С.С., Беліков В.Т.* – 10.03.2015. Режим доступу: [www/URL: http://base.uipv.org/search/NV/search.php?action=view\\_details&ldClaim=210056](http://base.uipv.org/search/NV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056). 10. *Кириченко А.М.* Моделирование жесткости верстага-гексапода [Текст] / *А.М. Кириченко* // 36 наук. праць Кіровоградського НТУ. Техніка в сільгоспвиробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип.20. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С.122-126. 11. *Струтинський В.Б.* Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури [Текст] / *В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко* // Вісник націон. техн. ун-та України "КПІ". Машинобудування. – Т.57. – К.: НТУУ "КПІ", 2009. – С.198-207.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Bachynskyy, V.V.* Otsinka systemy rukhomosti trenazheriv boyovykh mashyn [Tekst] / *V.V. Bachynskyy, V.M. Yarmolyuk* // Zbirnyk naukovykh prats' Kharkivsk'oho universytetu Povitryanykh Syl. – 2010. – No1(23). – P.137-141. 2. *Yahlyns'kyy, V.P.* Povyshenye podvyzhnosti kabin dynamycheskykh trenazherov mobyl'nykh mashyn [Tekst] / *V.P. Yahlyns'kyy, A.S. Obaydy, N.V. Fel'ko* // Tekhnologicheskyy audit y rezervy proyzvodstva. – 2014. – 3/4(17). – P.44-48. 3. *Kuznyetsov, Yu.M.* Komponenty verstativ z mekhanizmamy paralel'noy struktury [Tekst] / *Yu.M. Kuznyetsov, D.O. Dmytriye, H.Yu. Dinevych*. – Kherson: PP Vyshemyrskyy V.S., 2009. – 456p. 4. *Hlazonov, V.A.* Prostranstvennyye mekhanizmy paralel'noy struktury [Tekst] / *V.A. Hlazonov, A.Sh. Kolyshkor, A.F. Kraynev*. – Moscow: Nauka, 1991. – 95p. 5. *Merlet, J.P.* Parallel Robots [Text] // *J.P. Merlet*. – The Netherlands, Dordrecht: Springer, 2006. – 417p. 6. *Yahlyns'kyy V.P.* Nadiynist' aviatsiynoho trenazhera na osnovi heksapoda pry ekstremal'nykh navantazhennyakh [Tekst] / *V.P. Yahlyns'kyy, S.S. Hutryya* // Visn. SevNTU. Mekhanika, enerhetyka, ekolohiya. – 2011. – No120. – P.196-205. 7. *Yahlyns'kyy, V.P.* Kinematyka kombinovanoho modul'nogo dynamichnoho trenazhera [Tekst] / *V.P. Yahlyns'kyy, A.S. Obaydi* // Tekhnologicheskyy audit y rezervy proyzvodstva. – 2014. – No2/1(16). – P. 38-41. 8. Patent Ukrainy No 104273. Bahatokoordynatnyy dvostoronniy modul'nyy elektropriyvod aerokosmichnykh trenazhernykh sistem / *V.P. Yahlyns'kyy, V.V. Vasylyev, S.S. Kovalishyn, M.V. Fel'ko, V.T. Belikov* // – 10.01.2014. Rezhym dostupu: [www/URL: http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernykh-sistem.html](http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernykh-sistem.html). 9. Patent Ukrainy No108055. Bahatokoordynatnyy silovyy trenazher stril'tsya z kombinovanymy elektromechanichnymy pryvodamy / *M.V. Fel'ko, V.P. Yahlyns'kyy, O.I. Kravchuk, V.T. Belikov* // – 10.03.2015. Rezhym dostupu: [www/URL: http://base.uipv.org/search/NV/search.php?action=view\\_details&ldClaim=210056](http://base.uipv.org/search/NV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056). 10. *Kyrychenko, A.M.* Modelyuvannya zhorstkosti verstaga-heksapoda [Tekst] / *A.M. Kyrychenko* // Zb. nauk. prats' Kirovohrads'koho NTU. Tekhnika v sil'hospvyrobnyts'vi, haluzeve mashynobuduvannya, avtomatyzatsiya. – No20. – Kirovohrad: KNTU, 2008. – P.122-126. 11. *Strutynskyy, V.B.* Teoretichnyy analiz zhorstkosti shestikoordynatnoho mekhanizmu paralel'noy struktury [Tekst] / *V.B. Strutynskyy, A.M. Kyrychenko* // Visnyk natsion. tekhn. un-ta Ukrainy "KPI". Mashynobuduvannya, T.57. – Kyiv: NTUU "KPI", 2009. – P.198-207.

Надійшла (received) 09.03.2015

## РЕФЕРАТИ

УДК 621.833

**Новиков Михайло Леонітович у спогадах кандидата технічних наук Яковлева А.С. / А.С. Яковлев** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.4-9. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Стаття присвячена 100-річчю від дня народження доктора технічних наук, професора М.Л. Новикова, творця круговінтрової системи зачеплення. Автор, який особисто знав М.Л. Новикова, згадує про зустрічі з ним, аналізує досягнення та проблеми в галузі впровадження передач Новикова. Розглянуто внесок у розвиток зачеплення М.Л. Новикова провідних радянських вчених-"зубчатників", які продовжили дослідження після його кончини. Також коротко розглянута можливість утворення передачі М.Л. Новикова класичними методами Вілліса і Олів'є.

Ключові слова: зубчаста передача, зачеплення М.Л. Новикова, контактна міцність.

УДК 621.85

**Моделювання процесу зносу еволютного профілю зубця зірочки ланцюгової втулково-роликної передачі / С.В. Андрієнко, Г.В. Кузнецова, О.В. Устиненко, Р.В. Протасов** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.10-15. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

При експлуатації ланцюгових передач в умовах підвищеної запиленості, а також для зірочок ведучих коліс гусеничної техніки на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу робочих профілів зубців. Запропоновано вирішувати цю проблему застосуванням еволютного ланцюгового зачеплення, яке може забезпечити зниження швидкостей ковзання і контактної тиску. Розроблено методику синтезу профілю зубця зірочки на основі побудови Бобильє. Визначено радіуси кривизни профілю, швидкості ковзання та контактні напруження в ланцюговому зачепленні. Проведено моделювання процесу зношування зубця зірочки та розроблена методика оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості профілю зубця.

Ключові слова: ланцюгова передача, зірочка, зубець, еволютний профіль, знос.

УДК 621.833

**Можливості використання AutoCAD при проектуванні нових профілів зачеплення / Мірошлав Бошанскі, Радослав Орококі, Рагіслав Янчек** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.15-19. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

Сучасне машинобудування висуває високі вимоги до деталей машин, які часто є суперечливими. Тому завдання пошуку оптимальних параметрів деталей є дуже складною. Все це повною мірою відноситься і до зубчастих передач. Перспективним є зачеплення з опукло-увігнутим контактом зубів (ВВК). Даний тип зачеплення описується складними функціональними залежностями. Існуючі програмні продукти верхнього рівня (CATIA, Pro/ENGINEER, ANSYS) дозволяють провести повний цикл синтезу та аналізу зубчастих передач. Проте продукти нижнього рівня (AutoCAD) з розширенням на мові програмування AutoLISP також дозволяють синтезувати профіль зуба і провести геометричний аналіз. У статті розглянута реалізація геометричного синтезу та аналізу зубчастих передач з ВВК в середовищі AutoCAD з розширенням на AutoLISP. Дана програмна реалізація дозволяє створювати зубчасті колеса в 2D і 3D, редагувати синтезований профіль і виводити контрольні розміри зубчастих коліс.

Ключові слова: AutoCAD, AutoLISP, CATIA, опукло-увігнутий контакт (ВВК), модифікація ВВК зачеплення.

УДК 621.833

**Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач на міцність / Б.В. Виноградов, Д.О. Федін** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.19-25. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Проведено аналіз можливих причин нерівномірності розподілення навантаження по довжині контактних ліній у відкритих зубчастих передачах великогабаритних млинів. Показано, що у відкритих зубчастих передачах великогабаритних машин завжди має місце складова похибки зачеплення, яка не приробляється. Методом кінцевих елементів досліджено напружено-деформований стан шестерні, яка сама встановлюється. Показано, що на відміну від стандартних інженерних методик розрахунку метод кінцевих елементів дозволяє отримати дані для розрахунку на міцність.

Ключові слова: відкрита зубчаста передача, метод кінцевих елементів, розрахунок на міцність, шестерня.

УДК 621.833

**Створення нормативної бази випробувань механічних приводів загальномашинобудівного застосування / В.М. Власенко, І.В. Добровольська** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.25-29. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN2079-0791.