

С. С. Гутиря, д.т.н., В. П. Яглінський, д.т.н., В. В. Вовк

Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса

ПАРАМЕТРИЧНІ ВІДМОВИ І РАЦІОНАЛЬНИЙ РОЗПОДІЛ НАДІЙНОСТІ ПІДСИСТЕМ ВЕРСТАТА-РОБОТА

В статті розглянуті питання параметричних відмов механізмів паралельної структури верстатів-роботів. Різноманітність функцій, які виконуються роботами, призвела до створення роботів-верстатів з механізмами паралельної структури. Основою створення лінійки верстатів-роботів з трьома телескопічними штангами є структура трипода з вертикальною стійкою постійної довжини, шарнірно зв'язаною зі станиною і центром рухомої платформи. Центральний пасивний кінематичний ланцюг блокує прокручування рухомої платформи з виконавчим органом навколо власної осі, сприймає робочі навантаження і надає механізму кінематичної визначеності. Для сучасних технічних засобів, які складаються з безлічі взаємодіючих механізмів, апаратів та приладів, відмова у роботі хоча б одного відповідального елемента складної системи без резервування може призвести до порушення роботи всієї системи. За даними експлуатації типових конструкцій верстатів-роботів типу трипод встановлено розподіл відмов елементів і виявлено, що «слабкими елементами» є ущільнення гідроприводу, що спричиняють порушення герметичності. Недостатня надійність обладнання призводить до величезних витрат на ремонт, простою обладнання, невиконання відповідальних завдань, іноді до аварій, пов'язаних з великими економічними втратами, руйнуванням великих об'єктів та людськими жертвами. На етапі промислового виробництва технологічного обладнання надійність верстатів-роботів має першочергове значення. Для оптимізації рівня надійності підсистеми трицепта запропоновано метод раціонального розподілу надійності елементів. Виконано моделювання явищ кінематичного запирання механізму паралельної структури і запропоновано відповідний критерій параметричних відмов. Для верстата-робота з механізмами паралельної структури, що має три паралельних механізмів поступального руху штанг, вирізнено три підсистеми і запропоновано метод раціонального розподілу надійності між такими підсистемами. Опрацьовано алгоритм структурного синтезу надійності механізмів паралельної структури типу трицепт і розроблено практичні рекомендації щодо оптимального розподілу норм надійності між підсистемами верстата-робота ще на етапі проектування.

Ключові слова: штанги гексапода, промислові платформи, сферичні шарніри, модулі робота.

S. S. Hutyria, DSc, V. P. Yahlinskyi, DSc, V. V. Vovk

PARAMETRIC FAILURES AND RATIONAL ALLOCATION RELIABILITY OF ROBOT MACHINE SUBSYSTEMS

The article deals with the issues of parametric failures of the mechanisms of the parallel structure of robotic machines. The variety of functions performed by robots has led to the creation of machine tools with mechanisms of a parallel structure. The basis for creating a line of robotic machines with three telescopic rods is the structure of a tripod with a vertical stand of constant length, hinged to the bed and the center of the movable platform. The central passive kinematic chain blocks the scrolling of the movable platform with the executive body around its own axis, perceives workloads and gives the mechanism a kinematic certainty. For modern technical means, consisting of many interacting mechanisms, apparatuses and devices, the failure of at least one critical element of a complex system without redundancy can lead to disruption of the entire system. According to the operation of typical designs of tripod-type robots, the distribution of element failures was established and it was found that the "weak elements" are hydraulic drive seals that cause leakage. Insufficient equipment reliability leads to huge repair costs, equipment downtime, failure to perform critical tasks, sometimes to accidents associated with large economic losses, destruction of large facilities and human casualties. At the stage of industrial production of technological equipment, the reliability of robotic machines is of paramount importance. To optimize the level of reliability of the tricep subsystem, a method of rational distribution of the reliability of elements is proposed. The modeling of the phenomena of kinematic locking of the parallel structure mechanism is carried out and the corresponding criterion of par-

ametric failures is proposed. For a robot-machine with mechanisms of a parallel structure, which has three parallel mechanisms for the translational movement of rods, three subsystems are identified and a method for rational distribution of reliability between such subsystems is proposed. An algorithm for the structural synthesis of the reliability of mechanisms of a parallel structure of the tricep type has been developed and practical recommendations have been developed for the optimal distribution of reliability standards between the subsystems of a robot-machine at the design stage.

Keywords: hexapod rods, industrial platforms, spherical joints, work modules.

DOI 10.32684/2412-5288-2022-2-21-34-41

Вступ. Першорядне значення надійності в техніці пов'язане з тим, що рівень надійності значною мірою визначає розвиток техніки за основними напрямками: автоматизації виробництва, інтенсифікації робочих процесів та транспорту, економії матеріалів та енергії [1]. Проблема прогнозування нормування і забезпечення надійності машин та систем машин завжди є актуальним і пріоритетним напрямом наукових досліджень не тільки в машинобудуванні а й в енергетиці, будівництві, на транспорті.

Постановка проблеми в загальному виді. Загальне підвищення робочих параметрів (питомої потужності, швидкостей, вантажопідйомності і т.ін) машин та їх систем приводить до підвищення теплових, електромагнітних і механічних навантажень на основні несучих елементи, що потребує комплексного дослідження надійності. Сучасні технічні засоби складаються з безлічі взаємодіючих механізмів, апаратів та приладів. Відмова у роботі хоча б одного відповідального елемента складної системи без резервування може призвести до порушення роботи всієї системи. Недостатня надійність обладнання призводить до величезних витрат на ремонт, простою обладнання, невиконання відповідальних завдань, іноді до аварій, пов'язаних з великими економічними втратами, руйнуванням великих об'єктів та людськими жертвами. На етапі промислового виробництва технологічного обладнання надійність роботів-верстатів має першочергове значення [2].

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Сучасні машини і системи машин містять велику кількість немеханічних (електричних, електронних, інформаційних і т. ін.) елементів і з'єднань. Тому дослідження надійності потребує використання фізичних і системних моделей в комплексі. Показники надійності механічних елементів і механічних систем оцінюють на основі фізичних моделей, а для оцінки показників надійності машин в цілому чи надійності систем машин використовують моделі системної теорії надійності.

Математичні моделі теорії надійності розподіляють на наступні дві великі групи.

Перша група математичних моделей теорії надійності враховує механічні, фізичні і інші реальні процеси, які призводять до зміни властивостей об'єкту і його складових. Такі моделі будівельної механіки, які широко використовують в розрахунках машин і конструкцій. Як відомо, силові і кінематичні взаємодії елементів машин і конструкцій інколи мають складний характер. Поведінка цих об'єктів суттєвим чином залежить від їх взаємодії з навколишнім середовищем, від характеру і інтенсивності процесів експлуатації. Для передбачення поведінки деталей машин і елементів потрібно розглядати процеси деформування, зносу, накопичення пошкоджень і руйнувань при змінних навантаженнях, температурних і інших зовнішніх взаємодій. Для цієї групи моделей основний шлях для оцінки показників надійності механічних систем є розрахунково-теоретичний, заснований на фізичних моделях і статистичних даних відносно властивостей матеріалів, навантажень і взаємодій [3, 4].

Друга група математичних моделей теорії надійності являє собою структурні моделі, які засновані на логічних схемах взаємодії елементів, що входять в систему, з точки зору збереження працездатності системи в цілому. Для цього використовують статистичну інформацію про надійність складових елементів без залучення відомостей про фізичні властивості матеріалів, деталей, з'єднань та зовнішніх навантажень і механічних взаємодій між елементами. Структурні моделі зображують у вигляді блок-схем і графів (наприклад, дерев подій), а вхідну інформацію задають у вигляді відомих значень ймовірностей безвідмовної роботи елементів, інтенсивностей відмов і т. ін.

Системна теорія надійності отримала широке використання завдяки тому, що більшість технічних об'єктів складаються із елементів масового виробництва і працюють в порівняно однорідних умовах. Випробування таких елементів на надійність відносно прості, а умови експлуатації допускають їх відтворення в лабораторних умовах [5].

Надійність верстатів-роботів досягається наступними шляхами:

- різноманіттю конструкцій роботів-верстатів з механізмами паралельної структури, найкраще пристосованих до виконання різного роду технологічних операцій в потрібних умовах;
- надійністю функціонування кожного окремо взятого робота-верстата;
- надійністю функціонування гнучких автоматизованих виробництв, ліній, робототехнічних комплексів.

Прогнозування надійності верстатів-роботів потребує максимального приближення їх розрахункових схем до реальних об'єктів і умов їх експлуатації [6]. Однак, раціональному розподілу показників надійності між елементами такої складової механічної системи, яку представляють роботи-верстати, приділяється не достатня увага.

Метою статті є моделювання явищ кінематичного запирання механізму паралельної структури верстата-робота і опрацювання методу раціонального розподілу надійності вирішених підсистем верстата-робота між запропонованими підсистемами, тобто розв'язання задачі синтезу необхідної заданої надійності верстата-робота.

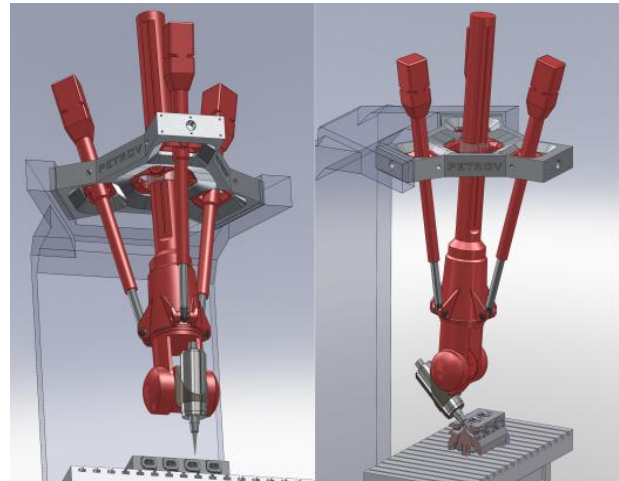
Викладення основного матеріалу.

Зростання вимог споживачів щодо поліпшення техніко-економічних показників машин та механізмів потребує зменшення їх габаритів, маси та енергоємності при одночасному збільшенні маневреності та швидкодії, що призводять до збільшення динамічних навантажень на всі ланки, різкого зростання амплітуди вимушених коливань, погіршення точності позиціонування, а значить і до зменшення надійності [8].

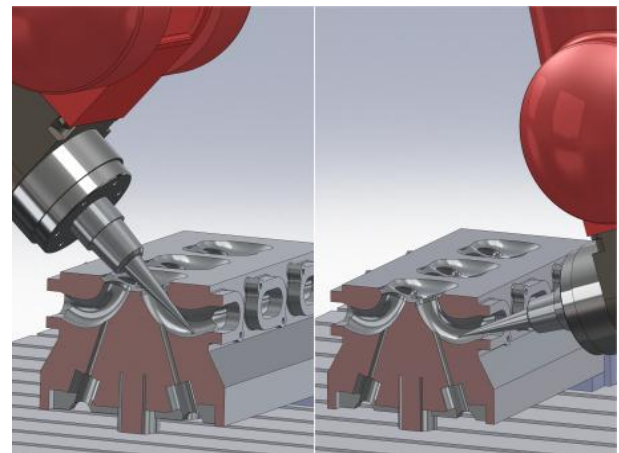
Основою створення лінійки верстатів-роботів з трьома телескопічними штангами можна вважати запатентовану в Німеччині структуру трипода [9] з вертикальною стійкою постійної довжини шарнірно зв'язаною зі станиною і центром рухомої платформи, що уявляє собою пасивний кінематичний ланцюг, який блокує прокручування рухомої платформи з виконавчим органом навколо власної осі, сприймає робочі навантаження і надає механізму кінематичної визначеності (рис. 1).

Дану ідею реалізовано на практиці фірмою *Neos Robotics* (Швеція) у конструкції 5-ти координатного свердлувально-фрезерного верстата мод. *TRICEPT 600*, який має ефективне застосування у моторобудуванні, авіакосмічній промисловості, для обробки турбінних лопаток, компресорних дисків, складних інструментів, прес-форм та штампів. Перші моделі багатоцільового верстата серії *TRICEPT* мали вертикальну компоновку, що надавало конструкції більшої жорсткості,

але значно ускладнювало доступ до заготовок.



а)



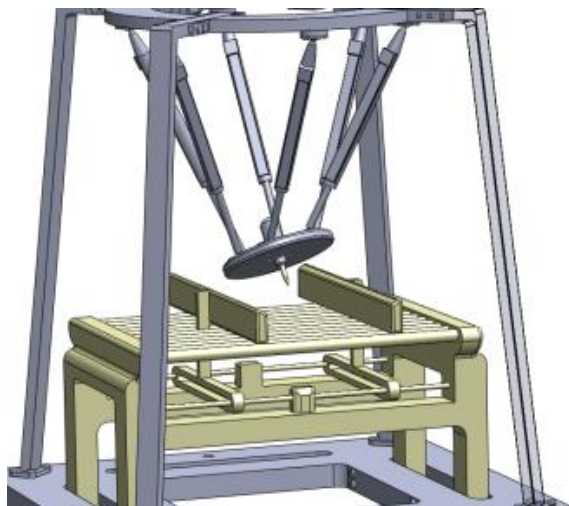
б)

Рисунок 1 – Твердотільна модель верстата-робота типу трицепт (а) і позиціонування ріжучої кромки інструмента (б)

Сучасна конструкція високошвидкісного верстата мод. *TRICEPT* складається з трьох штанг змінної довжини, з'єднаними з шестикутною рамою за допомогою карданних підвісів. На нижніх кінцях штанг розташовані сферичні шарніри, з'єднані з робочою платформою. Платформа може рухатись відносно п'яти осей координат (3 осі від трипода та 2 осі за рахунок вбудови додаткових осей обертання). Для сприйняття крутних моментів від навантажень у середині трипода розміщено масивну центральну стійку постійної довжини. Жорстка трикутна конструкція несучої системи верстата дозволила виконувати на нерухомому круглому столі діаметром 2400 мм операції фрезерування та розточування складних поверхонь (рис. 2). Робоча зона верстата типу *TRICEPT* складає 800x800x400 мм. Це є значною перевагою верстатів на основі триподів у порів-

нянні з верстатами на основі гексаподів, на яких заготовки можна оброблювати тільки з однієї сторони під кутом $\pm 30^\circ$ або $\pm 45^\circ$ [10].

Різноманітність функцій, які виконуються роботами, призвела до створення роботів-верстатів з механізмами паралельної структури (рис. 2).



а)



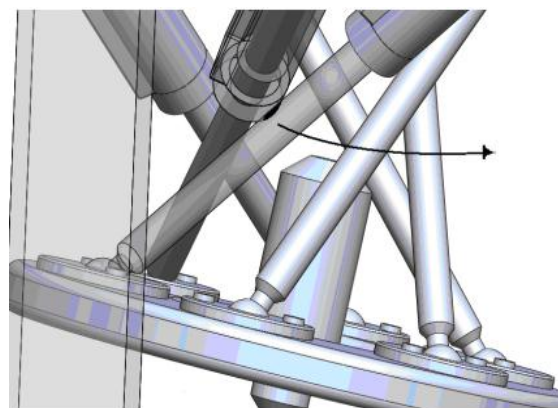
б)

Рисунок 2 – Конфігурації верстата-гексапода:
а) просторова конфігурація; б) поворот платформи навколо горизонтальної осі до моменту геометричного запирання

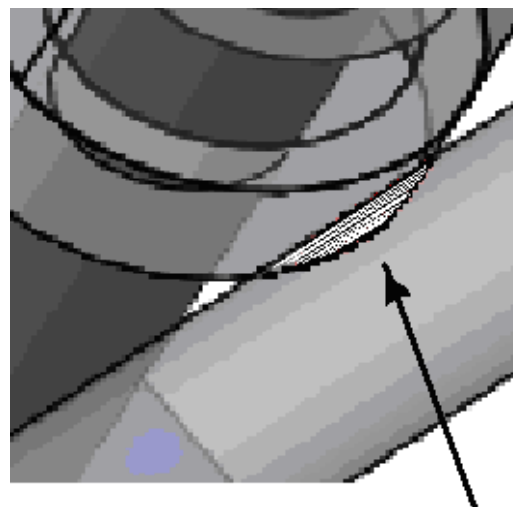
Відмови механізмів у складі роботів-верстатів у відповідності зі своєю фізичною природою можуть бути пов'язані з руйнуванням вузлів і деталей механізмів та їх приводів, заклинювання окремих елементів та інших причин, які призводять до того, що технологічне обладнання не може виконувати своїх функцій. Такі

відмови прийнято називати відмовами функціонування (рис. 3).

Випадки порушення точності обробки на верстаті-роботі чи зменшення тиску в гідروприводах роботів-верстатів тощо звичайно не порушують подальше функціонування обладнання, однак воно стає нероботоздатним з погляду вимог, установлених нормативно-технічною документацією. Дуже часто параметричні відмови передують відмовам функціонування, а також можуть їх спричиняти.



а)



б)

Рисунок 3 – Моделювання явищ кінематичного запирання штанг механізму (а) і фрагмент контакту штанг (б)

Для дослідження геометро-кінематичного запирання, яке характеризується контактом поверхонь сусідніх штанг (рис. 2), виконане моделювання формують траєкторій засобами програмного комплексу *Solidworks* [2].

Під час контакту двох розташованих у просторі циліндрів точка контакту ділить найкоротшу відстань між осями циліндрів навпіл. Приймавши

радіуси циліндрів штанг однаковими і рівними r_z , визначено умови запирання у вигляді

$$\left. \begin{aligned} R_d - 2r_z = \\ = \sqrt{(x_{d,i} - x_{d,i+1})^2 + (y_{d,i} - y_{d,i+1})^2 + (z_{d,i} - z_{d,i+1})^2} - \\ - 2r_z < \Delta_d, \quad i = 1, \dots, 5 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де $x_{d,i}$, $y_{d,i}$, $z_{d,i}$ і $x_{d,i+1}$, $y_{d,i+1}$, $z_{d,i+1}$ – координати точок осей сусідніх циліндрів відповідно штанги i та $i+1$;

Δ_d – допустимий мінімальний зазор, що забезпечує відсутність контакту штанг.

Для прогнозування параметричної надійності за умовою запирання механізмів паралельної структури введено критерій геометрично-кінематичного запирання у вигляді

$$k_{kz} = \frac{\Delta_d}{R_d - 2r_z}. \quad (2)$$

При припустимому зазорі рівному радіусу r_z циліндрів ланцюгів МПС отримано наступну умову відсутності запирання $R_d > 3r_z$. Координати точок осей циліндрів визначені з використанням відповідних пропорцій в залежності від координат центрів рухомих і нерухомих шарнірів. З метою скорочення обчислювального процесу для пошуку точок дотику використаний метод перерізів площинами, перпендикулярними осі OZ [11, 2].

Шпиндель потужністю 30 кВт (з можливістю короткочасного перевантаження до 80 кВт), виконаний з водяним охолодженням, обертається у гібридних кулькових підшипниках з частотою обертання до 30000 об/хв. Інструменти з конусом H8K63 надходять у шпиндель з 12-ти позиційного дискового інструментального магазину за допомогою маніпулятора. При швидкостях переміщень виконавчого органу відносно осей координат до 90 м/хв пришвидження досягають значень 20 м/с².

Ймовірності безвідмовної роботи верхнього і нижнього шарнірів трицепта відповідно прийняті 0,991 і 0,98. Ймовірність безвідмовної роботи двох не дубльованих сферичних шарнірів визначається добутком

$$P_a(t) = \prod_{i=1}^2 P_i(t) = 0,991 \cdot 0,98 = 0,971. \quad (3)$$

За даними експлуатації типових конструкцій гідроприводу розподіл відмов його елементів (доля відмов у відсотках) є наступним: порушення герметичності – 45 %, руйнування силових елементів – 15 %, порушення динамічної стійко-

сті – 10 %, невідповідність встановлених рівнів параметрів – 15 %, інші – 15 % [2]. Таким чином, “слабкими елементами” (СЕ) є ущільнення, що спричиняють порушення герметичності гідроприводу. У першому наближенні можна прийняти відповідну ймовірність безвідмовної роботи контактного ущільнення $P_y = 0,94$, або ймовірність відмови $Q_y = 0,06$. На практиці такі ущільнення мають два або більше пружних елемента, що відповідає системі з постійно навантаженим резервуванням. Ймовірність безвідмовної роботи двох ущільнень гідроциліндра з трьома однаковими елементами кожне, що відповідає схемі з подвійним резервуванням (рис. 4), визначаються так:

$$P_b(t) = \prod_{i=1}^2 [1 - Q_i(t)] = \prod_{i=1}^2 [1 - 0,06^3] = 0,99978. \quad (4)$$

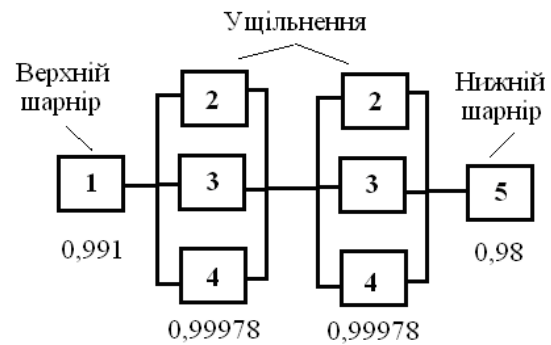


Рисунок 4 – Структурна схема надійності однієї із трьох підсистем (штанг) механізму паралельної структури верстата-трицепт:

1 – верхній шарнір; 2 – основний елемент ущільнень; 3, 4 – резервні елементи ущільнень; 5 – нижній шарнір

Тоді ймовірність безвідмовної роботи кожної з трьох однакових кінематичних послідовностей (штанг) механізму (з гідроприводом) паралельної структури верстата-трицепт дорівнює

$$P_r(t) = P_a(t) \cdot P_b(t) = 0,971 \cdot 0,99978 = 0,97. \quad (5)$$

Таким чином, структурна надійність усіх трьох ланцюгів механізмів паралельної структури трицепт як послідовної системи надійності, що складається з підсистем-штанг, визначається добутком

$$P_m = 0,97^3 = 0,91.$$

Структурна схема надійності механізму верстата-трицепт має вид, рис. 5.

Подальше підвищення надійності механізму верстата-трицепт можливе за умови раціональ-

ного розподілу значень показників надійності підсистем та їх елементів за умови подвійного резервування “слабкого елемента” – ущільнень гідроприводу.

За припущенням, що елементи системи виходять з ладу незалежно один від одного, і від-

мова кожного елемента призводить до відмови усієї системи, виконується нерівність

$$P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t) \geq P^{\text{TP}}, \quad (6)$$

де P^{TP} – задана при проектуванні надійність всієї системи верстата.

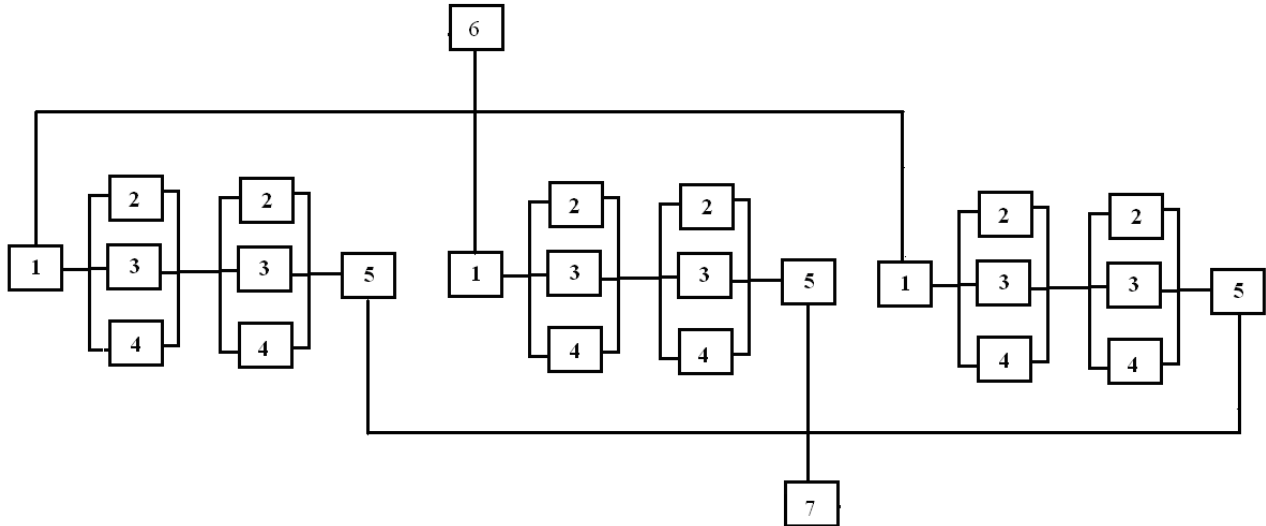


Рис. 5. Структурна схема надійності механізму верстата-трицепта:
6 – підсистема центральної стійки; 7 – підсистема шпинделя

Для оптимізації рівня надійності підсистеми гідроприводу трицепта використано метод раціонального розподілу надійності елементів [2]. Так, для системи, що має n елементів надійності, розташуємо показники надійності у порядку зростання

$$P_1 \leq P_2 \leq \dots \leq P_n.$$

Кожен із показників $P_1, P_2, \dots, P_k$ збільшують до одного і того ж значення P_0^{TP} , а починаючи з $P_{k+1}, \dots, P_n$ – не змінюють. Номер k вибирають за максимальним значенням j , для якого виконуються умови

$$P_j \leq \left(\frac{P^{\text{TP}}}{\prod_{j=1}^{n+1} P_j} \right)^{\frac{1}{j}} = r_j, \quad P_0^{\text{TP}} \leq \left(\frac{P^{\text{TP}}}{\prod_{j=1}^{n+1} P_j} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad (7)$$

де $P_{n+1} = 1$ приймається за визначенням.

Очевидно, що надійність системи після знаходження P_0^{TP} задовольняє умовам (7), оскільки нове значення показника P^{TP} дорівнює

$$(P_0^{\text{TP}})^k \cdot P_{k+1} \cdot \dots \cdot P_n = P^{\text{TP}}. \quad (8)$$

Для трицепта, що має три паралельних механізму поступального руху штанг, вирішено три підсистеми (1 – центральна напрямна штанга, 2 – штанги з сферичними шарнірами і гідроприводом, 3 – вузол шпинделя) і визначено необхідність дотримання умови

$$P_C \cdot P_{\Gamma}^3 \cdot P_N \geq P^{\text{TP}}, \quad (9)$$

де P_C – показник надійності центральної прямої штанги з шарнірами; P_{Γ} – показник надійності кожного з трьох незалежних модулів підсистеми штанг з шарнірами і гідроприводом; P_N – показник надійності електромеханічного приводу підсистеми вузла шпинделя.

Виходячи із статистичних значень:

$$P_C = 0,98; \quad P_{\Gamma} = 0,97; \quad P_N = 0,95,$$

отримано

$$P = P_C \cdot P_{\Gamma}^3 \cdot P_N = 0,98 \cdot 0,97^3 \cdot 0,95 = 0,84. \quad (10)$$

З метою визначення найбільш ефективних напрямів підвищення проектного значення показника надійності верстата-трицепта до рівня $P^{\text{TP}} = 0,89$ визначено раціональний розподіл значень показників надійності підсистем. Спочатку припущено, що $k=1$, тоді за формулою (7) отри-

мано

$$P_0^{\text{TP}} = \left(\frac{P^{\text{TP}}}{\prod_{j=1}^{n+1} P_j} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{0,89}{0,91 \cdot 0,95 \cdot 1,0} \right)^{\frac{1}{1}} = 0,988. \quad (11)$$

В результаті отримано

$$P = P_C \cdot P_G^3 \cdot P_N = 0,98 \cdot 0,988^3 \cdot 0,95 = 0,89. \quad (12)$$

Але такий розподіл показників надійності підсистем не є раціональним, оскільки для підсистеми 2, що складається з трьох незалежних модулів поступального руху, уявляється практично неможливим і економічно недоцільним подальше підвищення показника з

$$P_G = 0,97$$

до

$$P_G = \sqrt[3]{0,988} = 0,998. \quad (13)$$

Із формули (7) визначено раціональний розподіл показників надійності для підсистем

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= \left(\frac{0,89}{0,91 \cdot 0,95 \cdot 1,0} \right)^{\frac{1}{1}} = 0,988, \\ r_2 &= \left(\frac{0,89}{0,95 \cdot 1,0} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,99, \\ r_3 &= \left(\frac{0,89}{1,0} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,96 \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

В результаті отримано

$$P_1 < r_1, P_2 < r_2, P_3 < r_3.$$

У цьому разі за умови

$$P < r$$

найбільше значення j дорівнює $j = 2$, отже прийнято $k = 2$ і визначено

$$P_0^{\text{TP}} = \left(\frac{0,86}{0,95 \cdot 1,0} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,99. \quad (15)$$

Це означає, що показники надійності для підсистем 1 і 2 необхідно підвищити відповідно з 0,98 до 0,99 і з 0,92 до 0,96. Для підсистеми 3 показник надійності можна залишити на попередньому рівні. В результаті раціонального розподілу показників надійності для трьох підсистем трицепта отримано

$$P_1 = P_C = 0,99; P_2 = 0,96; P_3 = 0,95. \quad (16)$$

Для системи верстата-трицепта в цілому

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,89, \quad (17)$$

тобто витримано проектні вимоги щодо надійності механізму верстата-робота типу трицепт.

Результати роботи можуть бути корисними при розробленні практичних рекомендацій щодо оптимального розподілу норм надійності між підсистемами роботів-верстатів ще на етапі проектування.

Висновки

1. Виконано моделювання параметричної відмови і запропоновано критерій геометричного запирання механізму паралельної структури.

2. Опрацьовано алгоритм структурного синтезу надійності механізмів паралельної структури типу трицепт.

3. Розроблено практичні рекомендації, щодо оптимального розподілу норм надійності між підсистемами робота типу трицепт на етапі проектування.

Список використаних джерел

1. Polishchuk M., Yahlinskyi V. Mobile Technology for Pipeline Maintenance: Design and Simulation. *FME Transactions*. Volume 50, No. 2, 2022, pp. 360-368. DOI: 10.5937/fme2201360P.

2. Яглинский В. П., Гутиря С. С. Теория и практика моделирования технического уровня технологических машин / Коллективная монография. Моделирование технологических процессов механической обработки и сборки. Москва: Издат. дом «Спектр», 2014. С. 224-272.

3. Chiodo E., Lauria D. Stochastic index definition and estimation for reliability and quality assessment of transportation systems. *Systems for Aircraft Railway and Ship Propulsion (ESARS) 2012*, pp. 1-5.

4. Яглинський В. П., Гутиря С. С., Аймен Обайді, Параметрична надійність механізмів паралельної структури і кінематики типу гексапод. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій, 3-я міжн. наук. техн. конф., м. Львів. 2012. С. 111-112.

5. С. Hutyria, V Yahlinskyi, A Chanchin, Y Khomiak, V Popov. Evolution of trolleybus: directions, indicators, trends. *Diagnostika*. 2020. Vol. 21. No. 1. P. 11-26. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116080>.

6. Козерацький Г. В., Яглинський В. П., Хихловський А. Б., Озернюк О. Т. Кваліметрична

модель технічного рівня тренажера-гексапода. *Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. пр. Машинознавство та САПР*. Харків, 2018. № 25 (1301). С. 68-74.

7. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Надежность машин / Редкол. В. В. Ключев и др. М.: Машиностроение, 2003. 592 с.

8. Coupe Charlottea, Le Maitre Hélène. Empirical illustration of issues in valuing reliability benefits of transport projects. *Transportation Research Procedia* 26 (2017). P. 166-176. French, Ministry of Environment, Energy and the Sea.

9. Reliability and Statistics in Transportation and Communication, RelStat'17, 18-21 October, 2017, Riga, Latvia: Selected Papers from the 17th International Conference / Editors: Igor Kabashkin, Irina Yatskiv, Olegas Prentkovskis. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-74454-4#toc>.

10. Gutrya S., Yaglinsky V., Chanchin A. Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes. *British Journal of Applied Science & Technology*. 2016. 13(2). P. 1-8.

11. Oborskyj G. O., Hutyria S. S., Yaglinsky V. P., Chanchin A. M. Technical evolution and reliability of trolleybus's traction transmission. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Engineering and CAD : зб. наук. пр. Харків : НТУ "ХПІ"*. 2018. № 25 (1301). С. 117-126.

References

1. Polishchuk M., Yahlinskyi V. Mobile Technology for Pipeline Maintenance: Design and Simulation. *FME Transactions*. Volume 50, No 2, 2022, pp. 360-368. DOI: 10.5937/fme2201360P.

2. Yaglinskyj V. P., Gutrya S. S. Teoriya i praktyka modelirovaniya technicheskogo urovniya texnologicheskix mashin / Kollektivnaya monografiya. Modelirovanie texnologicheskix procesov mechanicheskoy obrabotky i sborky. Moskva: Izdat. dom "Spektr", 2014. S. 224-272.

3. Chiodo E., Lauria D. Stochastic index definition and estimation for reliability and quality assessment of transportation systems. *Systems for Aircraft Railway and Ship Propulsion (ESARS) 2012*, pp. 1-5.

4. Yaglinskyj V. P., Gutrya S. S., Aimen Obaidi. Parametrychna nadijnist mexanizmiv paralelnoi struktury I kinematyky typu geksapod. Teoriya ta praktyka raczionalnogo proektuvaniya, vygotovleniya i ekspluataczii mashynobudivnyx konstrukczij, 3-ya mizhnar. nauk. texn. konf, m. Lviv. 2012. S. 111-112.

5. Hutyria C., Yahlinskyj V., Chanchin A., Khomiak Y., Popov V. Evolution of trolley-bus: directions, indicators, trends. *Diagnostika*. 2020, Vol. 21, No. 1. P. 11-26. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116080>.

6. Kozeraczkyj G. V., Yahlinskyj V. P., Xixlovskyj A. B., Ozerniuk O. T. Kvalimetrychna model texnichnogo rivniya trenazhera-heksapoda. *Visnyk NTU «ХПІ». Czb. nauk. pr. Mashynoznavsyvo ta SAPR*. Xarkiv, 2018. № 25 (1301). S. 68-74.

7. Mashinostroenie. Encyklopediya. T. IV. Nadezhnost mashin / Redkol. V. V. Kluev i dr. M.: Mashinostroenie, 2003. 592 s.

8. Coupe Charlottea, Le Maitre Hélène. Empirical illustration of issues in valuing reliability benefits of transport projects. *Transportation Research Procedia* 26 (2017). P. 166-176. French, Ministry of Environment, Energy and the Sea.

9. Reliability and Statistics in Transportation and Communication, RelStat'17, 18-21 October, 2017, Riga, Latvia: Selected Papers from the 17th International Conference / Editors: Igor Kabashkin, Irina Yatskiv, Olegas Prentkovskis. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-74454-4#toc>.

10. Gutrya S., Yaglinsky V., Chanchin A. Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes. *British Journal of Applied Science & Technology*. 2016. 13(2). P. 1-8.

11. Oborskyj G. O., Hutyria S. S., Yaglinsky V. P., Chanchin A. M. Technical evolution and reliability of trolleybus's traction transmission. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Engineering and CAD : zb. nauk. pr. Xarkiv: NTU "ХПІ"*. 2018. № 25 (1301). S. 117-126.

Надійшла до редакції 11.11.2022