

УДК 621.8.031.4

**З'ясування причин відмов техніки і методи підвищення її надійності**

Литвинов О.І., Лукач В.С., Махмудов І.І.

*У статті з'ясовані причини відмов і недостатньої надійності існуючих механізмів і машин, обґрунтована необхідність структуризації механізмів, як одного з методів підвищення надійності, запропонована технологія пошуку повторних, зайвих, дублюючих в'язей, розглянутий приклад структуризації відомого механізму*

**Вступ.** Енергонасиченість машин і високий рівень інтенсифікації технологічних процесів потребує розробки й впровадженні конструкційних і технологічних рішень, які якісно й принципово відрізняються від традиційних схем, що веде до шляху створення нових і вдосконаленню існуючих механізмів за всіма правилами структурної організації [1].

**Аналіз проблеми.** Як правило, збільшення продуктивності машини досягається не шляхом застосування нових і менш енергоємних технологічних процесів або реалізації нових розробок за рамками традиційних схем, які використовувалися роками, а за рахунок безпосереднього форсування режиму роботи існуючих машин або паралельного включення додаткових робочих органів звичайної конструкції.

Придбання такою машиною нової якості – більш високого рівня продуктивності – веде в такій постановці питання до росту динамічних навантажень, пропорційних квадрату кутової швидкості, а також до ускладнення кінематичних і компоувальних схем механізмів, які в обох випадках викликає зниження надійності.

Недостатня результативність робіт зі збільшення надійності в цьому аспекті дає можливість взяти під сумнів доцільність застосовуваних методів і зробити спробу, опираючись на матеріали досліджень і розробок, розглянути дане питання, застосовуючи інші концепції, акцентуючи увагу на аналізі силових факторів, на структурній організації механічних систем, виявленні домінуючих джерел збудження коливальних процесів і розпізнаванні ефектів

їхнього прояву, вишукуванні шляхів зняття або локалізації динамічних процесів.

**Причини недостатньої надійності механізмів.** Дослідження наших вчених [1,2,3,] дозволяють зробити висновок, що на формування додаткових нетехнологічних навантажень у ланках механізмів найбільш істотно впливає структурна організація механічних систем. Створення енергонасичених машин і потужних енергетичних засобів, інтенсифікація технологічних процесів, високий рівень насичення енергією рухливих мас гостро порушує питання розвитку методів структурного аналізу й синтезу механізмів, питання про технології структуризації.

Якщо раніше помилки структурного синтезу, похибки виготовлення або перекоси, які пов'язані з проблемою деформації рам мобільних машин, компенсувалися за рахунок збільшення зазорів у кінематичних парах, то при підвищених робочих швидкостях сучасних машин такий шлях є неприйнятним для абсолютної більшості випадків у зв'язку із серйозними наслідками співударів, що неминуче супроводжують роботу механізмів під час перекладки зазорів.

Головним питанням структури в теорії механізмів є вчення про умови в'язей і степені вільності. Саме механічні в'язі мають не тільки реальний фізичний зміст, але й можуть бути описані аналітично у вигляді рівнянь. Відомо, що умови в'язей практично реалізуються через відповідні сили реакцій або реактивні моменти, які накладають обмеження на відносні лінійні й кутові переміщення ланок, з'єднаних у кінематичні пари, а це повною мірою визначається геометрією контактних елементів останніх.

Формування кінематичної пари супроводжується виключенням із загального можливого числа степенів вільності, які мають дві вільних ланки, тих з них, що обумовлено використаними видами елементів пари. Теж же число степенів вільності, на яке не накладене обмеження після замикання механічного ланцюга, буде степенем рухливості останнього.

Проте, слід зазначити, що рухливість може бути основна, функціональна, котра визначає кінематику механізму, за допомогою якої здійснюється заданий закон руху, і надлишкова, місцева, що обумовлено умовами з'єднання даної ланки з іншими ланками.

Структурний аналіз механізму зводиться до дослідження системи з погляду наявності числа й характеру геометричних і

кінематичних в'язей. Створення будь-якої замкнутої механічної системи супроводжується накладенням в'язей. При цьому може виникнути ситуація, у результаті якої деякі в'язі є повторними, дублюючими, зайвими. Вони дублюють обмеження, які вже накладені іншими в'язями, викликаючи тим самим статичну невизначеність або збільшуючи її порядок, якщо вона вже мала місце. Повторні в'язі характеризуються тотожними рівняннями, тому вони не впливають на кінематику механізму і їхнє усунення не збільшує функціональної рухливості.

Присутність у механізмах повторних, зайвих в'язей потребує суперточного виконання розмірних параметрів ланок, серйозно посилює вимоги до допусків і посадок. Число таких в'язей означає число розмірів, які як раз і потребують точного виконання й суворого узгодження, тому похибки виготовлення елементів механізму можуть викликати натяги, деформації в системі й, безумовно, як наслідок, додаткові напруги в ланках і навантаження, які нічого загального не мають із корисними опорами під час здійснення реального технологічного процесу.

Величина деформації ланок визначається не тільки властивостями матеріалів контактуючих тіл, але і їхньою геометрією, характером прикладених сил. Від величини деформації в статично невизначеній системі залежать величини сил, які виникають у системі, для визначення яких необхідні не тільки рівняння статички, але й додаткові рівняння спільності деформацій.

Якщо з метою компенсації похибок виготовлення в тихохідних механізмах з повторними, зайвими в'язями іноді спеціально вводяться зазори, то у швидкісних механізмах з'являються удари при перекладанні зазорів, збільшуються питомі навантаження, що призводить до інтенсивного зношування, а часто відбуваються й аварійні поломки. Таким чином, зайві в'язі в механізмах створюють додаткове навантаження на ланки, збільшують зношування, знижують коефіцієнт корисної дії й експлуатаційну надійність, утрудняють монтаж і демонтаж деталей.

Особливо є шкідливими дублюючі, зайві зв'язки для численних типів мобільних машин (сільськогосподарські, транспортні й ін.), які за умовами роботи й особливостями конструкції мають нежорсткі, легкі рами, що деформуються під час руху по нерівностях рельєфу ґрунту або дорожнього полотна під впливом гравітаційних навантажень.

У подібних обставинах неминучі відносні зсуви окремих опорних елементів механізму, які викривляють положення осьових ліній валів, що часто приводить до защемлень, до ослаблення кріплень опорних вузлів, викликають іноді вібраційні процеси й динамічний характер навантаження елементів конструкції. Величини зусиль у даних обставинах можуть іноді досягати значень, що виключає працездатність механізму. Крім того, надійність роботи істотно знижується через яскраво виражену циклічність навантажень не тільки за модулем, але й за знаком, сприяючи нагромадженню утомних ушкоджень у матеріалі, з якого виготовлені ланки. Єдино можливий вихід у даних обставинах полягає в створенні механізмів, які індіферентні до деформацій основи (рами).

У зв'язку зі згаданим, виникає прагнення позбутися від зайвих, дублюючих в'язей, проектуючи статично визначені механізми, у яких знижується вплив сумарних підсумкових похибок виготовлення ланок і елементів кінематичних пар, деформацій базових поверхонь у зв'язку з умовами роботи.

При цьому можна чекати зменшення технологічних витрат у зв'язку з використанням широкої системи допусків і посадок, що забезпечує умови невимушеної зборки механізму, підвищеного рівня експлуатаційної надійності при зниженні сил тертя, виключенні защемлень і збільшенні коефіцієнта корисної дії за рахунок росту частини корисного опору в загальному балансі енергетичних витрат.

**Про структурний синтез механізмів.** Метод створення статично визначених механізмів [1,2] для переважного числа механічних систем є найбільш прийнятним з погляду надійності й енергоємності, оскільки введення навіть самої твердої системи допусків на виготовлення й зборку не гарантує абсолютного збігу розмірів, внаслідок чого завжди можлива поява додаткових напруг у ланках, які не враховуються при розрахунках на міцність, що саме по собі вносить небезпеку поломок. Наявність зайвих, дублюючих в'язей – це введення в розмірний ланцюг додаткових лінійних і кутових параметрів, які вимагають ретельного узгодження. Тому створення механізмів без зайвих, дублюючих в'язей є важливим завданням проектування. Аналіз в'язей уже на стадії проектування повинен стати обов'язковим правилом. Саме в цьому аспекті й варто розглядати питання про показники якості конструкції й рівень технологічності її виготовлення.

Основним завданням структурного аналізу є визначення числа й фізичного змісту повторних в'язей, чим і характеризується якість конструкції.

Відомо, що всякий реальний механізм є тривимірним об'єктом із просторовою системою розміщення прикладених сил, а часто застосовуваний штучний метод зведення механізму до плоскої схеми не може відбивати дійсні умови його роботи й для структурного аналізу неприйнятний. Тільки з огляду на цю особливість, можна провести структурний аналіз у коректній постановці.

Знаходження ступеня статичної невизначеності одноконтурних механізмів представляє неважке завдання. Для багатоконтурних систем з комбінацією послідовно й паралельно з'єднаних ланок це завдання ускладнюється. На практиці завдання вирішується з використанням ідей видатного механіка А.П. Малишева. Будь-яке абсолютно тверде тіло в просторі має шість ступенів вільності, оскільки його положення визначається трьома лінійними й трьома кутовими координатами (наприклад, це кути Ейлера: кути прецесії, нутації й власного обертання). Тоді система тіл, які з'єднані в механізм, що складається з  $(n + 1)$  ланок, буде мати, природньо,  $6(n + 1)$  ступенів вільності.

Введення кінематичних пар між ланками механізму накладає обмеження, які визначаються умовами в'язей. Різниця між числом ступенів вільності кожної ланки й числом накладених в'язей визначає степінь вільності системи або степінь рухливості механізму.

$$W' = 6(n + 1) - \sum_{k=1}^n kP_k,$$

де  $P_k$  – число кінематичних пар  $k$ -того класу.

При введенні в рівняння зайвих, дублюючих в'язей  $q$ , будемо мати

$$W' = 6(n + 1) - \left( \sum_{k=1}^n kP_k - q \right).$$

Розміщаючи систему координат на стійці механізму (рамі, корпусі) і з огляду на умови фіксації положення цієї ланки  $W = W' - 6 \cdot 1$ , одержимо ступінь рухливості механізму. Після перетворення маємо

$$W = 6n - \sum_{k=1}^n kP_k + q,$$

де  $n$  – число рухливих ланок механізму.

Дане рівняння містить два невідомі параметри: ступінь рухомості  $W$  і число зайвих, повторних в'язей  $q$ . Оскільки нас цікавить число зайвих, дублюючих в'язей  $q$ , то ступінь рухливості механізму можна визначати побічними методами, серед яких найбільш простим є метод безпосередніх переміщень. Остаточно одержимо

$$q = W - 6n + \sum_{k=1}^n kP_k \quad (1)$$

**Практичний приклад.** Приведемо, як приклад [3], структурний аналіз і структурний синтез механізму привода ріжучого апарата жнивarki (рис. 1). У даному виконанні це є п'ятиланковий просторовий механізм, утворений із шарнірного чотириланковика 1-2-3-6 (де 6 – стояк механізму) приєднанням плоскої кінематичної групи 3-4. Виходячи із прийнятої системи кінематичних пар, степінь рухливості механізму рівняється одиниці: будь-якому заданому кутовому переміщенню ведучої ланки 1 (кривошип) відповідає точне й відповідне переміщення веденої ланки 4 (ніж), тобто, заданий закон руху ведучої ланки зберігається всіма ланками механізму. Це основна функціональна рухливість, місцевих надлишкових рухливостей ланки механізму не мають.

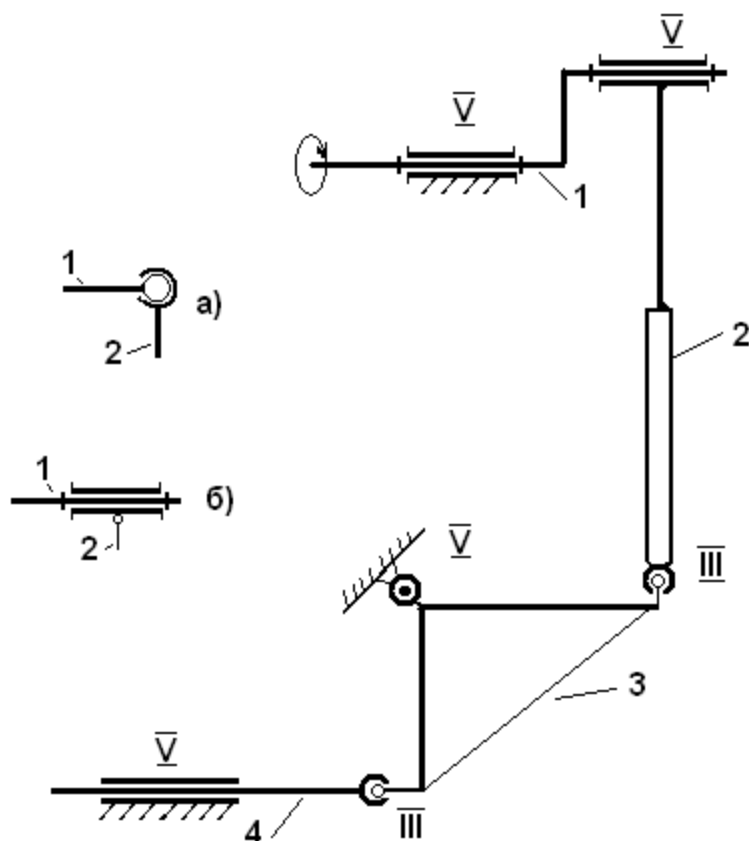


Рис. 1. Структурно-кінематична схема механізму привода ріжучого апарата жниварки

Знайдемо степінь статичної невизначеності механізму (число зайвих в'язей), записавши формулу (1) у розгорнутому виді

$$q = W - 6 \cdot n + 5 \cdot P_5 + 4 \cdot P_4 + 3 \cdot P_3 + 2 \cdot P_2 + P_1$$

$$q = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 2 = 3,$$

де  $P_5 = 4$ ;  $P_3 = 2$  – кількість кінематичних пар п'ятого й третього класів (див. рис.1, структурно-кінематичну схему механізму).

Отже, число зайвих зв'язків, які внесені конструктивним рішенням у структуру механізму, рівняється 3. Оскільки це двоконтурний механізм, то для визначення місця розташування зайвих в'язей застосуємо метод поконтурного поділу системи. Розчленуємо кінематичний ланцюг на дві простих - чотирихланкових 1-2-3-6 і плоску групи 3-4.

Провівши аналогічний попередньому розрахунок для першого й другого контурів, визначаємо, що ступінь статичної невизначеності чотирихланковика дорівнює одиниці, а плоскої групи – двом.

Подібний «формальний» розрахунок мало що дає, якщо не розібратися, де ховаються ці зайві, дублюючі, тотожні умови в'язей, який їхній фізичний зміст. У чотириланковому з'єднанні шатуна 2 з кривошипом 1 організовано за допомогою кінематичної пари V класу, що приписує шатуну єдино можливий рух – поворот навколо кривошипа в площині, що є ортогональна до осі обертання останнього. Поворот шатуна 2 разом з коромислом 3 у горизонтальній площині може бути здійснений у даних обставинах тільки за рахунок деформації шатуна. Сили пружності, які виникають при цьому в тілі шатуна, додатково навантажують цю ланку механізму, викликаючи підвищені сили реакцій у напрямних і шарнірах, прискорюючи їхнє зношування. З'ясувавши фізичний зміст зайвого зв'язку, можна запропонувати варіанти розв'язки знайденої статичної невизначеності:

– установка в головці шатуна сферичного підшипника замість радіального з фіксацією, проте, по одній кутовій координаті для усунення можливої місцевої рухливості – поворот шатуна навколо його поздовжньої осі, що в ряді випадків може привести до вібрацій (рис. 1.а);

– введення додаткового циліндричного шарніра з вертикальною віссю повороту (рис. 1 б);

– у зв'язку з тим, що кутове переміщення коромисла 3 у горизонтальній площині невелике, то можливий варіант установки в кривошипній головці шатуна 2 між корпусом і радіальним підшипником спеціальної метало-гумової втулки, що, маючи необхідну радіальну жорсткість, є в той же час за рахунок кутової піддатливості обмеженим сферичним шарніром із внутрішнім тертям, забезпечуючи обмежену кутову рухливість у горизонтальній площині. Її установка сприяє зменшенню потенціальної енергії деформації пружного елемента шатуна, зниженню зусиль, які виникають при цьому, а з ними й зниженню сил тертя на переміщення, зм'якшенню ударів у механізмі зі зворотньопоступальним рухом повзуна.

Як відзначено раніше, степінь статичної невизначеності плоскої кінематичної групи (3-4) дорівнює двом. Поява цих зайвих зв'язків викликається тим, що до коромисла 3, однозначно орієнтованому в просторі за допомогою пари п'ятого класу, приєднаний ніж 4, що також має у своїй напрямній одну власну рухливість або п'ять обмежень руху в просторі, тобто, в'язі повторюються. Введення між ними сферичної пари III класу усуває три зайві в'язі, а дві в'язі при цьому залишаються.



Перша з в'язей, що залишилася, – це відсутність можливості поперечного лінійного переміщення ножа, яке реалізується за рахунок прогину його спинки, що небезпечно з точки зору надійності.

Друга в'язь – це неможливість вертикального переміщення. Ця в'язь є пасивною при точному розміщенні осі коромисла й активізується при її перекосі, що може бути викликано похибкою виготовлення (наприклад, при зварюванні корпусу підшипника) або деформацією під час роботи, сприяючи спрацьовуванню горизонтальних площин напрямних і збільшуючи сили тертя. Усунення зазначених зайвих в'язей можливо шляхом введення додаткової ланки, приєднаної парою четвертого класу (сферичний шарнір з пальцем, що обмежує поворот навколо поздовжньої горизонтальної осі з метою ліквідації місцевої рухливості).

**Висновки.** Таким чином, на наш погляд, прогрес у конструюванні механізмів і машин у значній мірі зв'язаний зі структуризацією механізмів, технологічний апарат якої потребує подальшої детальної розробки. Тут головне – істотне зниження показників статичної визначеності механічних систем, а також усунення місцевої рухливості. Механізми без зайвих, дублюючих в'язей нечутливі до деформації підстави (рами), енергоємність холостого ходу машин з подібними механізмами значно нижча, виготовлення їх дешевше, зборка більш легка. Контактні поверхні навантажуються рівномірно, обкатування механізмів і машин майже не потрібно. Ланки механізмів самовстановлюються, витримувати дуже точні метричні співвідношення при виготовленні ланок не обов'язково.

### Література

1. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. / С.Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1979. – 241 с.
2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
3. Литвинов О.І. Основи теорії механізмів машин і приладів. / О.І. Литвинов. – Ніжин: вид. НДУ ім. Гоголя, 2014. – 310 с.

**Анотація**

**О.И. Литвинов, В.С. Лукач, И.И. Махмудов. Обсуждение причин отказов техники и методы повышения ее надежности**

*В работе раскрыты причины отказов и недостаточной надежности многих используемых механизмов, обоснована необходимость структуризации механизмов, предложена технология поиска лишних, дублирующих связей, рассмотрен пример структуризации известного механизма.*

**Abstract**

**O. Lytvynov, V. Lukach, I. Mahmudov. The reasons of insufficient reliability of mechanisms and methods of its increase**

*In article the reasons of insufficient reliability of existing mechanisms and machine sare opened, necessity of structurization of mechanisms as one of methods of increase of reliability, the technology of search of repeated, superfluous, duplicating communications is offered is proved, the example of structurization of the known mechanism is considered.*