

УДК 631.3:62-238.9:534.521

КОНЦЕПЦІЯ АНАЛІЗУ ЯВНО ЗАДАНОЇ ФУНКЦІЇ ВІБРАЦІЇ СИНХРОННИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Я. М. Михайлович¹, А. М. Рубець²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Білоцерківський національний аграрний університет, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: yaroslav_m@ukr.net; a-rubets@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 15, рис. 6, табл. 0.

Анотація. В статті запропоновано точку зору щодо вивчення вібронавантажності синхронних різьбових з'єднань з аналізу запису вібрації в відносних одиницях. Виділено шість основних кроків, які можуть застосовуватися для «читання» вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки.

На основі аналізу вібрації запропоновано концепцію аналізу вібраційної навантаженості синхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Числовий аналіз вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки дозволяє судити про навантаженість різьбового з'єднання поперечною вимушеною вібрацією за наступними параметрами: кількість частот відносно осей X та Y; розмах переміщень по осях X та Y; відношення сторін прямокутника вібрації; наявність та розміщення домінуючих купностей вібрації; замкнута чи не замкнута траєкторія, чи є вісь симетрії; напрямок зростання множини точок з часом на траєкторії.

Дослідження актуальні для використання у симулятивному моделюванні даного процесу з метою прогнозування наробітку різьбового з'єднання та планування профілактичних дій.

Ключові слова: сільськогосподарські машини, кріпильні деталі, додавання непаралельних коливань.

Постановка проблеми

Широке використання різьбових з'єднань в сучасній техніці [1] пролонгує актуальність питання розвитку методології забезпечення їх надійності. Дослідження, направлені на підвищення технічного ресурсу різьбових з'єднань, а саме дослідження щодо синхронних та не синхронних різьбових з'єднань, відсутні.

Використання різьбового з'єднання з моменту його винайдення і по теперішній час неодмінно супроводжувалось науковою підтримкою. Таким чином досягались поставлені цілі: з одного боку це максимум міцності та довговічності різьбових з'єднань, а з іншого – мінімум затрат на їх

виготовлення та використання при проведенні технічного обслуговування та ремонту машин. На теперішній час є сотні наукових робіт, що підтверджують науково-технічний інтерес до досліджень міцності, якості виготовлення та монтажу різьбових з'єднань. Розглянемо наступні/

Послаблення різьбового з'єднання консольно скріплених балок [1]. Вузол був підданий низькому синусоному навантаженню при 40 Гц для кожної із чотирьох відстаней від закріплення балки.

Величину динамічного навантаження змінювали з кроком $0,1 * 9,8 \text{ М/С}^2$ кожні 10 секунд до повного послаблення. Результати роботи зведені до наступних висновків:

- на величину наробітку до послаблення впливає відстань від місця закріплення балки;
- тертя між досліджуваними балками залежить від сили попереднього загвинчування і коефіцієнту тертя;
- з'єднання може витримувати навантаження в $15,7 * 9,8 \text{ М/С}^2$ при встановленні болта найближче до місця закріплення балки.

Аналіз останніх досліджень

Дослідження [2] показали, що найкращі антипослаблюючі характеристики має хімічний замок, потім самофіксувальна гайка і герметична гайка.

Сформовані наступні висновки:

- на антипослаблюючі властивості впливає не тільки матеріал болта, але і гайки та шайби;
- можливо через якісну обробку поверхні нержавіюча сталь показує кращий опір послабленню, ніж високоміцна та низьковуглецева сталі;
- герметичні та самофіксаційні з'єднання мають меншу здатність до послаблення, проте це знижується при повторних використаннях;
- пружинні та зубчасті шайби забезпечують значні антипослаблюючі властивості, проте пошкоджують поверхню;

- плоска та нейлонова шайби не забезпечують від послаблення, але пружинна шайба і дві гайки забезпечують значну антипослаблюючу властивість.

В дослідженні [3] використано два способи моделювання процесу ковзання з'єднання:

- модель на основі дискретно-пружинного затиску з декількома жорсткими елементами;
- модель на основі напруженого затиску з деформованими елементами.

Результати симулювання були подібні між собою, проте використання жорстких шайб робило деяку невідповідність між силою і переміщенням. Перша модель більш пристосована для впливів в напрямку зміщення з'єднання. При неосьовому навантаженні перша модель може давати неточні результати через згинання чи перелом стрижня болта. Більшу точність було отримано, коли до моделі дискретно-пружинного затиску додали деформувальну шайбу. Отримані графіки показали наявність пікового навантаження і подальше зниження сили при зростанні переміщення.

В дослідженні [4] виявлено, що значний знос площі контакту різьби болта і гайки та торця гайки відбувається через повторні загвинчування. Руйнування поверхні спричинює зростання коефіцієнту тертя і зменшення сили притискання деталей при умові однакового крутного моменту загвинчування. На шостому загвинчуванні сила притискання буде в 2 рази меншою ніж на першому. Цей процес залежить від відстані ковзання поверхонь і вважається, що виникає через пошкодження поверхонь ковзання і високого тиску. Зроблено висновок, що без змащення різьбове з'єднання з цинковим покриттям повторно використовувати не рекомендовано. Збільшення тертя через повторне використання може спричинити негативний ефект на цілісність конструкції з'єднання через відповідне зменшення сили притискання деталей.

З двох розглянутих мащень керамічна паста показала найкращий результат в стабільності коефіцієнту тертя. Коефіцієнт тертя впливає на відношення еквівалентного напруження до напруження розтягу болта. Більшість очікуваних результатів дослідження є стійка залежність від коефіцієнту тертя і числа загвинчування. Визначено, що титанові гвинти дійсно необхідно мастити в будь-яких випадках, особливо при комплектуванні із алюмінієвими компонентами. Така комбінація матеріалів насправді показує чудову чутливість до зносу через високе локальне напруження, погану твердість, низьку міцність алюмінію на стиск.

В дослідженні [6] розглядається спрощений до 2-D контакт поверхні різьби та головки болта. В дослідженні наведено навантаження на різьбове з'єднання як еквівалентна нормальна сила і згинаючий момент. Запропоновано послідовність розрахунків у 4 кроки.

1. Конструкція різьбового з'єднання спрощується до осьосиметричної моделі. Визначається геометрія, характеристики матеріалу, навантаження (сила та момент).

2. Використовуючи кут внутрішнього клину ϕ , композиційний параметр ψ визначають показник

ступеня особливості напруження λ за наведеною формулою.

3. Коли згинальний момент за повного контакту менший ніж критичний згинальний момент проникнення (одного матеріалу в інший) контакт є повним і навпаки. Запропоновані формули визначення коефіцієнтів для обох випадків.

4. Міркуючи над результатами дослідження визначають розподіл контактного напруження на опорній поверхні головки болта для наведених обох випадків нерівності моментів за формулами, що запропоновані автором. Автор запропонував залежності впливу кроку різьби, кута профілю різьби, коефіцієнту тертя, попереднього навантаження та провів їх аналіз.

Проведено дослідження фретингу деталей із загартованої та відпущеної сталі при їх з'єднанні болтовим з'єднанням [7]. Коливанню піддавалось з'єднання закріплене консольно. Використовуючи метод цифрової кореляції зображення, результатами були:

- фретінг відбувався у всіх випадках досліджень при зміні зусилля попереднього загвинчування та об'ємного напруження;
- більший знос був зі сторони вільного кінця створюючи «арку» як рубець;
- точки значної відмови були дещо віддалені від отвору;
- зона з малим ковзанням створилась кругом отвору при зростанні попереднього навантаження;
- розмір контакту досить не чутливий до попереднього навантаження і об'ємного напруження;
- досліди показують досить схожі рубці та тріщини. Встановлено, що фретинг ресурс зменшується при збільшенні об'ємного напруження і попереднього загвинчування.

В статті [8] розроблена модель яка включає в себе динамічну модель з'єднання з динамічними моделями структурних компонентів. Моделювання показує можливість розміщення з'єднання, оптимізувати послаблення спричинене вібрацією. Це можливо лише за динамічного підходу. Динамічна модель розроблена для з'єднання консольної балки. Модель є не лінійною, а тому потребує чисельного методу вирішення. Розміщення з'єднання біля структурного вібраційного вузла дає оптимальний опір послабленню, спричиняваному вібрацією. Модель має обмеження. Наприклад, болт не має повздовжніх характеристик пружності за виключенням поверхонь біля контакту. Обмеження моделі припадає на низьконавантажені з'єднання з малою ділянкою біля болта, наприклад, як в електромережах. Також в моделі береться до уваги лише поперечне відхилення і не містяться кутові переміщення.

Розглянуто міцність та шорсткість глухого болтового з'єднання [9]. Дане з'єднання використовувалось в літакобудуванні для кріплення конструкцій до замкнених контурів із обмеженими доступом інструментів. З'єднання є інноваційним в інженерній галузі, тому актуально вивчити його поведінку під час роботи. Розглянуто залежність деформації з'єднання від зовнішньої сили за різної

товщини з'єднуваних деталей (відносно жорсткі та не жорсткі фланці). Запропоновано теоретичну модель визначення початкової шорсткості при дії, в основному, сили розтягу. Також представлено дві числові моделі кінцевих елементів, що симулюють поведінку Т-подібного з'єднання при використанні з стандартними болтами.

Модель була використана для аналізу механізму передачі сили і параметричних досліджень впливу діаметра хвостовика болта, товщини фланців. Запропонована теоретична модель шорсткості відрізняється від традиційних тим, що вона ґрунтується на деформації розкешеного рукава, що є ключовою геометричною властивістю Холоболта.

За результатами досліджень міцності різьбових з'єднань фермової конструкції [10] виявлено, що контактна дія збільшує несучу здатність конструкції. Розглянуті плінтусне та пластинчасте з'єднання, в роботі яких домінують контактні дії. Плінтусне з'єднання має більшу несучу здатність контактної дії та високу пластичність.

Результатом багаторічних досліджень показників роботи різьбових з'єднань в аерокосмічній галузі можна вважати стандарт «NASA-STD-5020», який містить основні вимоги щодо матеріалів, їх міцності, способів стопоріння, контролю якості та аналізу систем різьбових з'єднань [11].

Вплив параметрів вібрації на динамічні властивості різьбових з'єднань сівалки наведено в роботі [12]. Для обчислення локальних напружень у з'єднанні за допомогою математичних моделей використано експериментальні віброграми. З проведених досліджень випливає, що максимальні вібрації, що діють на різьбові з'єднання сівалки, можуть міститися в околі високочастотних резонансів різьбових з'єднань.

Дослідження проводились як у польових, так і лабораторних умовах (на спеціально виготовленому стенді), використовуючи типові зразки різьбових з'єднань та зменшену модель бака сівалки. Розроблені нелінійні математичні моделі коливань сівалки та послабленого різьбового з'єднання.

На основі аналізу вібраційного навантаження на опорних поверхнях кріпильних деталей запропоновано виокремити групу з'єднань [13]. Це дає поштовх для розвитку альтернативних підходів до вирішення питання забезпечення необхідного наробітку різьбових з'єднань на відмову.

Літературний огляд показав значний інтерес сучасних науковців до різьбових з'єднань, в якому чітко виділяються різні напрямки, підходи та методи, а наявне дослідження стане логічним продовженням того.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у встановленні концепції аналізу явно заданої функції вібрації синхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень

Об'єктом дослідження є вібрація різьбового з'єднання самохідного зернозбирального комбайна, записана з використанням обладнання Данської фірми Bruel & Kjaer. Обробка результатів досліджень проведена з використанням методів теоретичної механіки, математичного аналізу та статистичної обробки. Для обробки результатів використовувались комп'ютерні програми: табличний редактор Excel, математичний пакет Matlab та графічний редактор Solid Works.

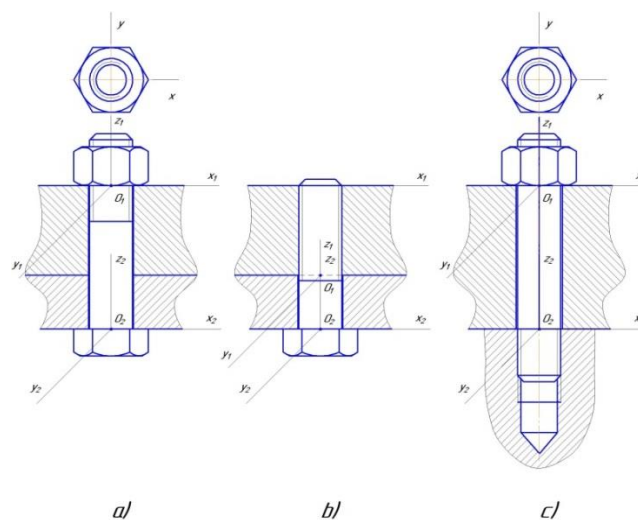


Рис. 1. Можливе розміщення координатних осей болтового (а), гвинтового (б) та шпилькового (с) з'єднання.

Fig. 1. It is possible to place the coordinate axes of the bolt (a), screw (b) and pin (c) connection.

Вібрація різьбового з'єднання зернозбирального комбайну є результатом динамічної дії рухомих мас робочих органів, технологічного матеріалу та впливу явища дисипації. На шляху розповсюдження вібрації від джерела до різьбового з'єднання є як пружні елементи, так і дисипативні, що, в свою міру, впливає на результуюче вібраційне навантаження різьбового з'єднання. В даному дослідженні вивчалась вібронавантаженість - як результат взаємодії джерела вібрації та пружних і дисипативних характеристик середовища (конструктивні та неконструктивні елементи, роз'ємні та не роз'ємні з'єднання).

Вібрація з'єднуваних деталей у напрямках координатних осей має різні параметри до моменту надання необхідного зусилля їх притискання. Зусилля притискання, пружні та дисипативні характеристики різьбової пари та опорних поверхонь головки болта і гайки (а також контакт з'єднуваних деталей) задають сумарну вібраційну навантаженість. Відтак не значні коливання поглинаються, а залишаються результуючі коливання як сума складових коливань певних амплітуд та частот:

$$x(t) = x_m + a_{x1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_{x1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \dots + a_{xk} \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_{xk} \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t)$$

$$y(t) = y_m + a_{y1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_{y1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \dots + a_{yk} \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_{yk} \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t) \quad (1)$$

$$z(t) = z_m + a_{z1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_{z1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \dots + a_{zk} \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_{zk} \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t)$$

Таке представлення вібрації є рядом Фур'є і, на теперішній, час достатньою мірою піддається математичному аналізу.

Більш спрощена модель вібрації різьбового з'єднання (переміщення) вздовж трьох координатних осей містить згладжену косинусоїду певної амплітуди, кругової частоти та початкової фази:

$$\begin{cases} x_1 = a_{1.1} \cos(\omega_{1.1}t + \varphi_{1.1}) \\ y_1 = a_{1.2} \cos(\omega_{1.2}t + \varphi_{1.2}) \\ z_1 = a_{1.3} \cos(\omega_{1.3}t + \varphi_{1.3}) \\ x_2 = a_{2.1} \cos(\omega_{2.1}t + \varphi_{2.1}) \\ y_2 = a_{2.2} \cos(\omega_{2.2}t + \varphi_{2.2}) \\ z_2 = a_{2.3} \cos(\omega_{2.3}t + \varphi_{2.3}) \end{cases} \quad (2)$$

Розглянемо окремі кінематичні характеристики різьбових з'єднань.

Синхронне з'єднання виконує плоско паралельний рух, який можна описати відомими залежностями:

- швидкість:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -a_1 \omega_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \\ \dot{y}_1 = -a_2 \omega_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2) \\ \dot{z}_1 = -a_3 \omega_3 \sin(\omega_3 t + \varphi_3) \end{cases}$$

- прискорення

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -a_1 \omega_1^2 \cos(\omega_1 t + \varphi_1) \\ \ddot{y}_1 = -a_2 \omega_2^2 \cos(\omega_2 t + \varphi_2) \\ \ddot{z}_1 = -a_3 \omega_3^2 \cos(\omega_3 t + \varphi_3) \end{cases}$$

Точки O_1 та O_2 (рис. 1) синхронного з'єднання виконуватимуть плоский рух, що дозволяє провести аналіз вібронавантаженості за вібрацією однієї з них.

Частота дискредитації п'єзодатчика 600 1/с в наших дослідженнях дозволяє в достатній мірі судити про результати достовірних даних для подальшої обробки. Результати записів та обробки вібрації опорних поверхонь головки болта та гайки синхронного з'єднання представлено у відносних величинах. Фрагмент запису представлено на рис. 2.

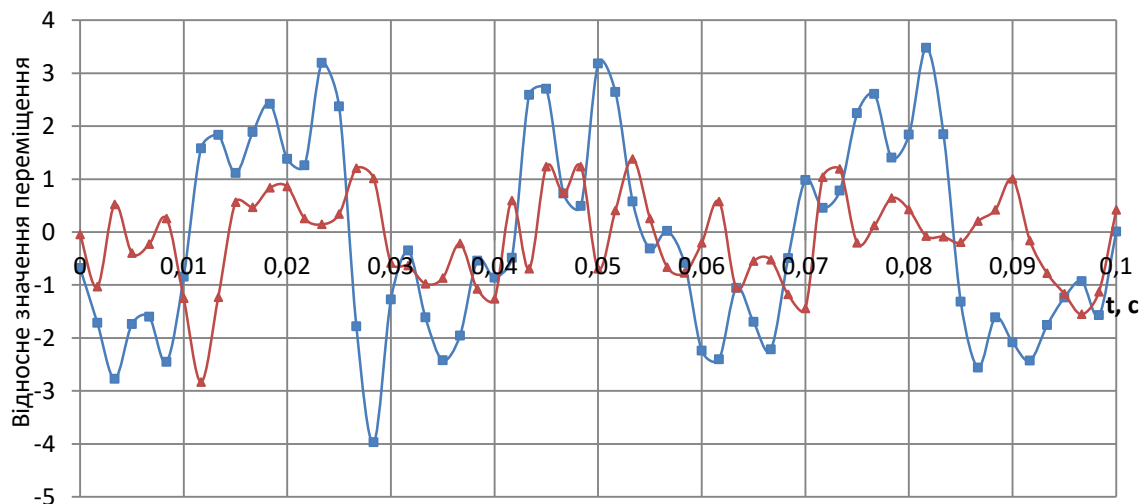


Рис. 2. Переміщення опорної поверхні гайки O_1 та головки болта O_2 для осей X (■) та Y (▲) синхронного з'єднання*.

*Примітка. В цьому випадку розглядається синхронне з'єднання з формулою вібронавантаження $X_1 = X_2 \neq 0$; $Y_1 = Y_2 \neq 0$; $Z_1 = Z_2 = 0$. Формула вібронавантаження – поняття, введене авторами вперше, є фізичною картиною співвідношень значень вібропереміщень в трьох взаємно перпендикулярних напрямках X, Y та Z для двох опорних поверхонь (індекс 1 та 2).

Fig. 2. Move the bearing surface of the nut O_1 and the bolt head O_2 for the X (■) and Y (▲) axis of the synchronous connection*.

В площині XY вібрація опорних поверхонь O_1 та O_2 виконують складний рух (рис. 3). Траєкторія руху показує множину положень опор O_1 та O_2 протягом проміжку часу (для нашого випадку це 0...0,1с). Аналіз кривої переміщення зведемо до наступного: кількість частот відносно осей X та Y відповідає кількості перетинів траєкторією лінії, що паралельна відповідній осі (лінія не має проходити через перетин траєкторії) $N_{\omega_x}(0,1c) = 21$ $N_{\omega_y}(0,1c) = 9$. Тобто, по осі X до різьбового з'єднання надійшло більше ніж у 2 рази частот $N_{\omega_x} / N_{\omega_y} = 21/9 = 7/3 = 2,33$.

Числа N_{ω_x} та N_{ω_y} свідчить про кількість актуальних складових вимушеної вібрації, що досягли різьбового з'єднання. В загальному вигляді вібрація різьбового з'єднання в напрямку кожної з осей є сумою окремих вібрацій певних амплітуд, частот та початкових фаз. Тому знехтувати хоча б однієї зі складових доданків в сумі коливань можна лише на основі подальшого глибокого аналізу їх вагомості. Рівень розвитку сучасної комп'ютерної техніки та програмного забезпечення не дозволяє залучити всі складові вібрації до аналітичного опису і часто

виникає потреба проводити пошук вагомості доданків, що в межах даної роботи не пропонуємо.

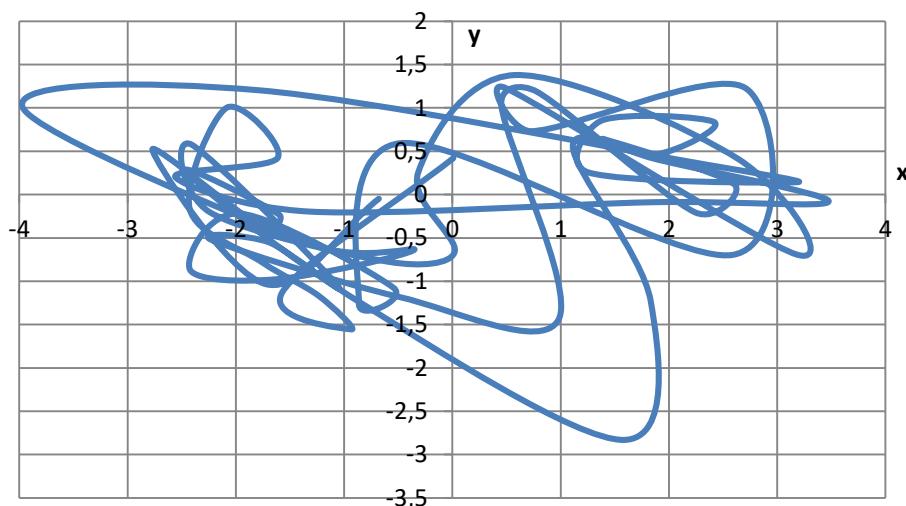


Рис. 3. Графік зміни відносної величини переміщення точки O_1 та O_2 в площині координатних осей XY для синхронного з'єднання на проміжку часу $t = 0 \dots 0,1$ с.

Fig. 3. Graph of the change in the relative magnitude of the displacement of the point O_1 and O_2 in the plane of the XY coordinate axes for synchronous connection over time $t = 0 \dots 0.1$ s.

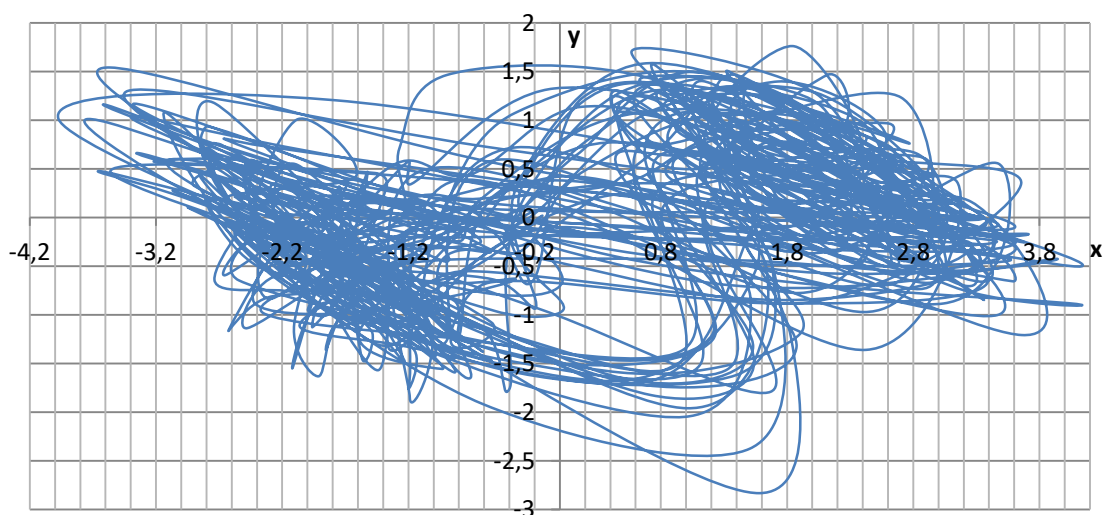


Рис. 4. Графік зміни відносної величини переміщення точки O_1 та O_2 в площині координатних осей XY для синхронного з'єднання на проміжку часу $t = 0 \dots 1$ с.

Fig. 4. Graph of change of relative value of displacement of point O_1 and O_2 in the plane of coordinate axes XY for synchronous connection on time interval $t = 0 \dots 1$ s.

Розмах переміщень по осях X ($-3,972 \dots 3,476$) та Y ($-2,832 \dots 1,38$) свідчить про ексцентричність прямокутника вібрації* по відношенню до системи координат XY . Очевидно, що координати центру тяжіння прямокутника, в якому вміщуються вся крива протягом певного проміжку часу, знаходиться як аналітичним (у випадку відповідного задання вібрації), так і графічним (табличним) методом. Аналітичним методом визначаються координати центра тяжіння кривої на певному проміжку часу, але в межах даного дослідження не наводимо. Координату центру тяжіння прямокутника вібрації знайдемо, виходячи з розмаху

переміщень X та Y (рис. 3). Сторони прямокутника дорівнюють сумам модулів розмахів вібрації, тобто:

$$A = X_{\max} - X_{\min} = 3,972 + 3,476 = 7,448$$

$$B = Y_{\max} - Y_{\min} = 2,832 + 1,38 = 4,212$$

$$\begin{aligned} X_O &= X_{\max} - \frac{X_{\max} - X_{\min}}{2} = \\ &= 3,972 - \frac{3,972 + 3,476}{2} = -0,248 \end{aligned}$$

$$Y_O = Y_{\max} - \frac{Y_{\max} - Y_{\min}}{2} =$$

$$= 1,38 - \frac{1,38 + 2,832}{2} = -0,726$$

Частота биття координат центра тяжіння прямокутника вібрації становить 7 по осі X та 3 по осі Y протягом проміжку часу 0...1 с (рис. 4). Центр тяжіння прямокутника описує певну спіралеподібну сплюснуту траєкторію, розмах якої зменшується у 17 разів порівняно з початком руху, що може свідчити про наявність перехідного режиму вібрації. Крива не перетинає саму себе, а плавно прямує до усталеної координати $O_{п.в.}(5; 0)$.

Відношення сторін прямокутника вібрації:

$$\frac{A}{B} = \frac{7,448}{4,212} = 1,768$$

Свідчить про те, що розмах вібрації по осі OX більший на 76,8%, ніж по осі OY, а отже і вібронавантаженість по осі OX буде вищою.

Слід відмітити, що внаслідок періодичних збурень, причиною яких можуть бути нерівномірність технологічного матеріалу, криволінійність поверхні поля та випадкові фактори протягом суміжних періодів вібрації, виникає розширення та звуження прямокутника вібрації. Відтак, сторони його пульсують:

- траєкторія є незамкнутою і не має жодної осі симетрії. Це слідує з того факту, що в кожному з напрямків X та Y відбувається додавання коливань: вібрації від двигуна, рухомих частин жнивarki, молотильного апарату, системи очистки, подрібнювача соломи додаються. В результаті отримано 21 частоту вздовж осі OX та 9 частот вздовж осі OY, крім того кожен доданок вібрації має власну амплітуду та фазу;

- домінуюча скупченість спостерігається в 1 та 3 четверті координатних осей (рис. 4) та «транзитність» траєкторії в 2-й та більше в 4-й четвертях, що свідчить про обобічну для осі X та Y появу збурень в положенні фаз 1 та 3 четвертей, а парні четверті менше навантажені вищими частотами.

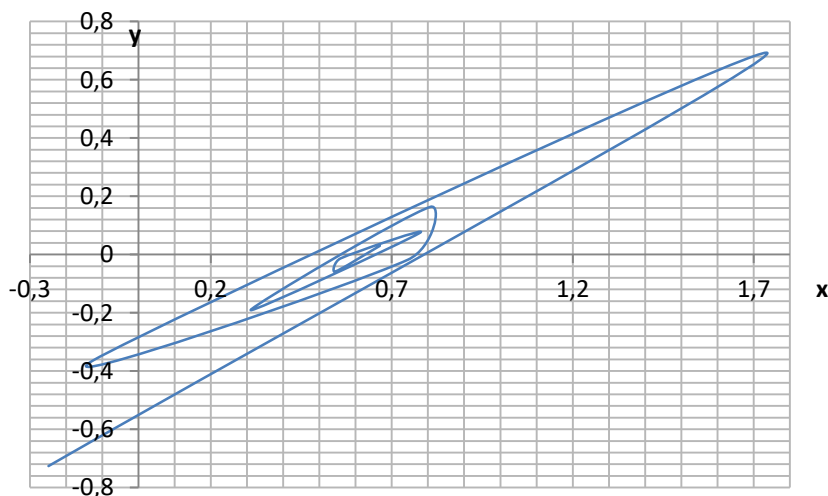


Рис. 6. Траєкторія зміни координати центра тяжіння прямокутника вібрації в проміжку часу 0...1 с.

Fig. 6. The trajectory of the change of the coordinate of the center of gravity of the vibration rectangle in the time interval 0...1 s.

Наявність крупностей в певних четвертях також може бути наслідком різкої зміни пружно-дисипативних характеристик на «шляху» вібрації від джерела до різьбового з'єднання (послаблення одного чи декількох з'єднань, поява пластичної деформації в матеріалі, надмірний люфт в підшипниках тощо) [13];

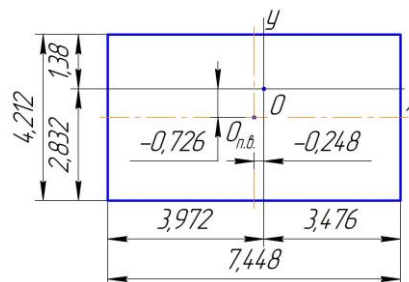


Рис. 5. Знаходження координат центра тяжіння прямокутника вібрації $O_{п.в.}$.

*Прямокутник вібрації – поняття введене авторами вперше і є умовним прямокутником, сторони якого проходять через максимальні та мінімальні значення координат і вміщує всю траєкторію $Y(X)$ протягом заданого проміжку часу.

Fig. 5. Finding the coordinates of the center of gravity of the vibration rectangle $O_{п.в.}$.

- з часом відстежується напрямок зростання множини точок на траєкторії проти руху годинникової стрілки (дивлячись з положення зору читача). Дана обставина є важливою з огляду на високу ймовірність послаблення різьбового з'єднання через взаємний поворот різьбового стрижня та гайки. Слід зазначити, що на основі численних спостережень раціональною орієнтацією різьбового стрижня в отворі можна запобігти втрату гайки болтового та гвинта гвинтового з'єднання. При цьому на відміну від його комплектності з'єднання не буде працездатним і найближчим часом його потрібно підтягнути.

Висновки

На основі аналізу вібрації запропоновано концепцію аналізу вібраційної навантаженості синхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Числовий аналіз вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки дозволяє судити про навантаженість різьбового з'єднання поперечною вимушеною вібрацією за наступними параметрами:

1. Кількість частот відносно осей X та Y.
2. Розмах переміщень по осях X та Y.
3. Відношення сторін прямокутника вібрації.
4. Наявність та розміщення домінуючих купностей вібрації.
5. Замкнута чи не замкнута траєкторія, чи є вісь симетрії.
6. Напрямок зростання множини точок з часом на траєкторії.

Дослідження актуальні для використання у симулятивному моделюванні даного процесу з метою прогнозування наробітку різьбового з'єднання та планування профілактичних дій.

Список літератури

1. *Pai N. G., Hess D. P.* Influence of fastener placement on vibration-induced loosening. *Journal of sound and vibration*. 2003. Vol. 268. P. 617-626.
2. *Anirban Bhattacharya, Avijit Sen, Santanu Das.* An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*. 2010. Vol. 45. P. 1215-1225.
3. *John D. Reid, Nicholas R. Hiser.* Detailed modeling of bolted joints with slippage. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2005. Vol. 41. P. 547-562.
4. *Eccles W., Sherrington I., Arnell R. D.* Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. *Tribology International*. 2010. Vol. 43. P. 700-707.
5. *Dario Croccolo, Massimiliano De Agostinis, Nicolo Vincenzi.* Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribology International*. 2012. Vol. 55. P. 68-76.
6. *Linbo Zhu, Jun Hong, Xiangjun Jiang.* On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. *Tribology International*. 2016. Vol. 95. P. 181-191.
7. *Janne Juoksukangas, Arto Lehtovaara, Antti Mäntylä.* Experimental and numerical investigation of fretting fatigue behavior in bolted joints. *Tribology International*. 2016. Vol. 103. P. 440-448.
8. *Ingrid A. Rashquinha A., Daniel P. Hess.* Modelling nonlinear dynamics of bolted assemblies. *Applied Mathematical Modelling*. 1997. Vol. 21. P. 801-809.
9. *McCarthy M. A., Lawlor V. P., Stanley W. F., McCarthy C. T.* Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt, single-lap, composite bolted joints. *Springer*. 2018. 160 p.

10. *Bo Yang, Kang Hai Tan.* Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. *Engineering Structures*. 2013. Vol. 54. P. 112-130.

11. Requirement for threaded fastening systems in spaceflights hardware. NASA technical standard. National Aeronautics and Space Administration. 2012. 88 p.

12. *Дівесєв Б., Оналко В., Черчик Г.* Вібронавантаженість різьбових з'єднань у конструкції сівалки. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Національний університет «Львівська політехніка». 2016. Вип. 50. С. 33-45.

13. *Михайлович Я. М., Рубець А. М.* Синхронні та не синхронні різьбові з'єднання сільськогосподарської техніки. Збірник тез доповідей XIX міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки". Київ. НУБіП України. 2018. С. 152-154.

14. *Бернс В. А., Лысенко Е. А., Долгополов А. В.* Опыт контроля дефектов летательных аппаратов по параметрам вибраций. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2020. Т. 18. № 4. С. 86-96.

15. *Wang Z. Y., Tizani W., Wang Q. Y.* Strength and initial stiffness of a blind-bolt connection based on the T-stub model. *Engineering Structures*. 2010. Vol. 32. P. 2505-2517.

References

1. *Pai N. G., Hess D. P.* (2003). Influence of fastener placement on vibration-induced loosening. *Journal of sound and vibration*. 268. 617-626.
2. *Anirban Bhattacharya, Avijit Sen, Santanu Das.* (2010). An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*. 45. 1215-1225.
3. *John D. Reid, Nicholas R. Hiser.* (2005). Detailed modeling of bolted joints with slippage. *Finite Elements in Analysis and Design*. 41. 547-562.
4. *Eccles W., Sherrington I., Arnell R. D.* (2010). Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. *Tribology International*. 43. 700-707.
5. *Dario Croccolo, Massimiliano De Agostinis, Nicolo Vincenzi.* (2012). Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribology International*. 55. 68-76.
6. *Linbo Zhu, Jun Hong, Xiangjun Jiang.* (2016). On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. *Tribology International*. 95. 181-191.
7. *Janne Juoksukangas, Arto Lehtovaara, Antti Mäntylä.* (2016). Experimental and numerical investigation of fretting fatigue behavior in bolted joints. *Tribology International*. 103. 440-448.
8. *Ingrid A. Rashquinha A., Daniel P. Hess.* (1997). Modelling nonlinear dynamics of bolted assemblies. *Applied Mathematical Modelling*. 21. 801-809.

9. McCarthy M. A., Lawlor V. P., Stanley W. F., McCarthy C. T. (2018). Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt, single-lap, composite bolted joints. Springer. 160.

10. Bo Yang, Kang Hai Tan. (2013). Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. Engineering Structures. 54. 112-130.

11. Requirement for threaded fastening systems in spaceflights hardware. (2012). NASA technical standard. National Aeronautics and Space Administration. 88.

12. Дивеев Б., Опалко В., Черчик Г. (2016). Vibration load of threaded connections in the drill design. Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making. Lviv Polytechnic National University. 50. 33-45.

13. Mikhailovich Y. M., Rubets A. M. (2018). Synchronous and non-synchronous threaded connections of agricultural machinery. Collection of abstracts of the XIX International Scientific Conference "Modern Problems of Agricultural Mechanics". Kyiv. NULES of Ukraine. 152-154.

14. Berns V. A., Lysenko E. A., Dolgoplov A. V. (2020). Experience in the control of aircraft defects by vibration parameters. Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 18(4). 86-96.

15. Wang Z. Y., Tizani W., Wang Q. Y. (2010). Strength and initial stiffness of a blind-bolt connection based on the T-stub model. Engineering Structures. 32. 2505-2517.

КОНЦЕПЦИЯ АНАЛИЗА ЯВНО ЗАДАННОЙ ФУНКЦИИ ВИБРАЦИИ СИНХРОННЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Я. Н. Михайлович, А. Н. Рубець

Аннотация. В статье предложен точку зрения по изучению вибронантенности синхронных резьбовых соединений с анализа записи вибрации в относительных единицах. Выделено шесть основных шагов, которые могут применяться для «чтения» вибрации резьбового соединения сельскохозяйственной техники.

На основе анализа вибрации предложена концепция анализа вибрационной нагруженности синхронных резьбовых соединений сельскохозяйственной техники.

Численный анализ вибрации резьбового соединения сельскохозяйственной техники позволяет судить о нагруженности резьбового соединения поперечной вынужденной вибрацией по следующим параметрам: количество частот относительно осей X и Y; размах перемещений по осям X и Y; отношение сторон прямоугольника вибрации; наличие и размещение доминирующих компонент вибрации; замкнутая или не замкнута траектория, есть ось симметрии; направление роста множества точек со временем на траектории.

Исследование актуально для использования в симулятивном моделировании данного процесса с целью прогнозирования наработки резьбового соединения и планирования профилактических

действий.

Ключевые слова: сельскохозяйственные машины, крепежные детали, сложение непараллельных колебаний.

CONCEPT OF ANALYSIS OF EXPLICITLY SPECIFIED VIBRATION FUNCTION OF SYNCHRONOUS THREADED FASTENERS OF AGRICULTURAL MACHINERY

Y. M. Mykhaylovych, A. M. Rubets

Abstract. The article offers a point of view on the study of vibration load of synchronous threaded connections from the analysis of vibration recording in relative units. There are six main steps that can be used to "read" the vibration of the threaded connection of agricultural machinery.

Based on the vibration analysis, the concept of vibration load analysis of synchronous threaded connections of agricultural machinery is proposed. threaded connection of agricultural machinery allows to judge the load of the threaded connection by transverse forced vibration according to the following parameters: the number of frequencies relative to the X and Y axes; the range of displacements along the X and Y axes; the ratio of the sides of the vibration rectangle; presence and placement of dominant vibration units; closed or not closed trajectory, whether there is an axis of symmetry; the direction of growth of the set of points with time on the trajectory.

Studies are relevant for use in simulation modeling of this process in order to predict the development of the threaded connection and planning preventive actions.

Key words: agricultural machines, fastener details, adding non-parallel oscillations.

Я. М. Михайлович ORCID 0000-0003-0373-2736.

А. М. Рубець ORCID 0000-0001-5485-2100.