

УДК 629.45.027.35

Б. Дівесв<sup>1</sup>, В. Опалко<sup>2</sup>, Г. Черчик<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Національний університет “Львівська політехніка”,

<sup>2</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ

<sup>3</sup>Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів

## ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З’ЄДНАНЬ У КОНСТРУКЦІЇ СІВАЛКИ

© Дівесв Б., Опалко В., Черчик Г., 2016

*Досліджено вплив параметрів вібрації на динамічні властивості різьбових з’єднань сівалки. Експериментальні віброграми використано для обчислення локальних напружень у з’єднанні за допомогою математичних моделей низького рівня. Поштовхом для цього дослідження було бажання ідентифікувати параметри, які сприяють ослабленню болтів.*

*Ключові слова: різьбове з’єднання, сівалка, локальні напруження, коливання.*

*Influence of parameters of vibration is explored on dynamic properties of screw-bolts connections of the sowing machine. Experimental vibrograms are used for the calculation of local stresses in the connection by low level mathematical model design. The desires to identify the parameters that contribute to bolt loosening were the impetus for this study.*

*Key words: screw-bolts connections, sowing machine, local stresses, oscillation.*

**Вступ.** Різьбові з’єднання (РЗ) екстенсивно використовують у транспортній промисловості. Їх легко виконати, вони рентабельні. Аварії, спричинені ослабленням різьбових з’єднань, типові. Наприклад, руйнування корпусів колісних машин можуть спричинитись ослабленням болтів. Транспортний засіб – це складна система під дією вібрації через нерівність дорожньої поверхні, змінну швидкість, невірноваженість обертових елементів. Ці вібрації поширюються через транспортний засіб і також впливають на з’єднання. Під їхньою дією ці з’єднання поступово починають послаблятися, що може призвести до серйозних аварій. Основні фактори, що впливають на ослаблення РЗ – це амплітуда, частота та градієнт вібрації. Щоб визначити їх, необхідно з’ясувати картину поширення вібрації у транспортному засобі, особливо її передавання від коліс до чутливого елемента – з’єднання.

**Огляд попередніх досліджень.** РЗ, особливо ті, пов’язані з машинами, зазнають впливу значних рівнів вібрації під час їх експлуатації. Хоча частоти цих коливань розподілені по широкому спектру, загальні ефекти динамічного навантаження на болтових з’єднаннях схожі. Основні ефекти: (1) ослаблення гайки/болта і (2) відмова внаслідок втомного руйнування. Здебільшого обидва вищезгадані ефекти спостерігаються в одному РЗ. Дуже важливо розуміти причини і механізми феномену ослаблення РЗ. Розрахунок РЗ сьогодні вивчений недостатньо. Це пов’язано зі складним характером процесів деформування елементів конструкцій, а також зі складністю полів напружень. Якщо для розрахунку нерухомих з’єднань достатньо розглянути неоднорідний напружено-деформований стан елементів, то у випадку різьбових з’єднань, а особливо РЗ колісних машин, адекватним можна вважати лише розрахунок, виконаний з урахуванням взаємних зміщень робочих поверхонь деталей. Цей процес супроводжується складним перерозподілом об’ємних напружень та складними трибологічними явищами на контактних поверхнях. Для визначення механічних характеристик конструкцій з’єднань розроблено низку методів розрахунку на основі застосування дискретних, континуальних та дискретно-континуальних розрахункових моделей. Розрахунок РЗ розглянуто у монографіях [1–4]. Значна увага дослідників зосереджена на розробленні числових методів розв’язування таких задач. Це – методи скінченних елементів, методи граничних елементів, деякі комбіновані методи. Проте, постає питання раціонального добору рівня складності моделі. З

математичного погляду загальна тривимірна постановка задачі цього типу достатньо складна. Труднощі її розв'язання значно зростають у зв'язку зі складністю моделювання окремих трубчастих елементів. Це свідчить про те, що розроблення достатньо точних і водночас раціональних математичних моделей напружено-деформованого стану РЗ колісного причепа-сівалки має не лише прикладне, а й теоретичне значення. У роботах [5, 6] подано огляд проблем міцності й довговічності РЗ. Хоча відомо багато робіт щодо застосування МКС для розрахунку РЗ, аналітичні методи застосовуються надалі, наприклад, у [7–9] розглядається механізм релаксації РЗ.

Разом з тим, у більшості публікацій недостатньо уваги приділено питанням надійності під час експлуатації сільськогосподарської техніки. Надійність РЗ – це передусім гарантія тривалого збереження зусилля попереднього затягування в період експлуатації. Якість РЗ не може тривалий час залишатися стабільною через безліч факторів, що негативно впливають на хід технологічного процесу виготовлення і експлуатації сільськогосподарських машин і сівалок, зокрема. Специфіка роботи РЗ сільськогосподарських машин, зокрема посівних, визначається спільною дією низки факторів, що призводять до ослаблення затяжки РЗ. Робота сільськогосподарських агрегатів пов'язана з постійним впливом на машини і знаряддя вібрацій, поштовхів і ударів, багато вузлів і деталі сприймають значні зовнішні навантаження, металеві поверхні деталей машин зазнають впливу атмосферної корозії. Все це зумовлює необхідність підвищення надійності РЗ.

Знакозмінні навантаження і вібрації, що діють протягом тривалого часу, обумовлені зміною динаміки машин. У довідковій літературі зазвичай наводять середні значення питомого ресурсу опору машин для різних умов роботи. Однак під час роботи, переважно через змінність фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, мікрорельєфу поля, режиму роботи й інших чинників, характер ресурсу опору машин стохастичний (випадковий у ймовірнісно-статистичному змісті).

Сільськогосподарські машини працюють під впливом зовнішніх умов, що безперервно змінюються. Аналіз технологічного процесу роботи сільськогосподарських машин показує, що основними зовнішніми факторами, які впливають на їхню роботу, є профіль поверхні поля, твердість і вологість ґрунту, швидкість руху агрегату, нестабільність роботи двигуна, буксування коліс трактора тощо. Вібрації посівних машин виникають внаслідок нерівностей поверхні поля. В умовах постійної вібрації та ударів неминучі втрата жорсткості, виникнення люфту, зміщення елементів.

Особливість експлуатації сільськогосподарської техніки в тому, що вона постійно зазнає впливу агресивного середовища. У міру напрацювання стан РЗ змінюється (корозія, забруднення, зношування заводських покриттів тощо), а коефіцієнти тертя різьбових поверхонь розсіюються у широкому діапазоні від 0.05 до 0.5 [10]. Поступова релаксація РЗ є одним з головних чинників, що провокують виникнення фретингу, зокрема за невеликих термінів експлуатації [11]

Умови експлуатації сільськогосподарських і, зокрема, посівних машин відрізняються істотною специфікою, яка повинна враховуватися під час проектування і виготовлення. Конструктивні параметри РЗ сівалок не завжди адекватні реальним умовам експлуатації, а іноді й самі застосовувані методи проектування не враховують сучасних вимог показників якості. Для підвищення надійності посівних машин, їхньої довговічності, економічності, зниження металоємності необхідне удосконалення відомих і розроблення нових методів розрахунку РЗ, які були б адаптованими до умов експлуатації. Тому треба розв'язати задачу, в якій досліджуються режими роботи і стопорні властивості РС, що забезпечують нерозкриття стику. Необхідно враховувати нелінійний характер деяких показників (тертя), а також змінний рівень діючих вібраційних навантажень.

**Постановка задачі.** Надійність транспортного засобу визначається надійністю його чутливих елементів. Нижче наведена загальна схема транспортного засобу (колісного екіпажу) в плані його надійності (рис. 1).

Тут чутливим елементом можуть бути і елементи конструкції машини, і водій та вантаж.

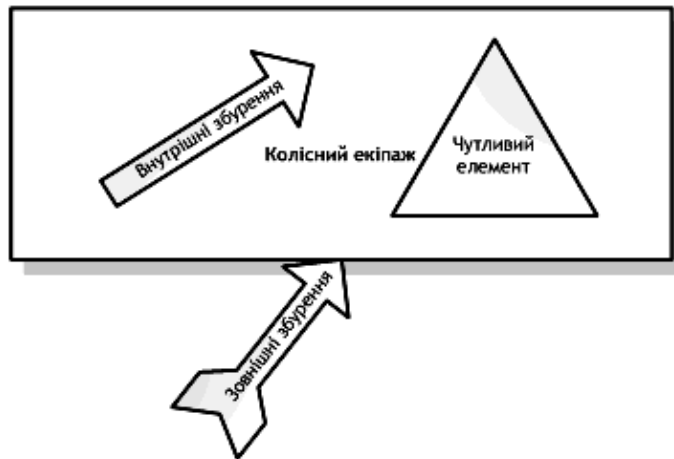


Рис. 1. Загальна схема транспортного засобу (внутрішній чутливий елемент)

На цілісність РЗ впливає низка факторів: діаметр і довжина болтів, конфігурація з'єднання, стан поверхні болтів і з'єднаних ними частин конструкції, точність виготовлення, застосування фіксувальних пристроїв (контргайок, шайб Гровера...). Основний фактор – це амплітуда та градієнт вібрації. Розглянемо його у цьому розділі. Введемо такий критерій втрати цілісності РЗ

$$J_C = J_C(S(f), G(f)), \quad (1)$$

де  $S(f)$  – спектральна густина вібрації в околі РЗ;  $G(f)$  – конфігурація з'єднання. У  $G(f)$  входять всі геометричні параметри РЗ та конструктивне вирішення з'єднаних елементів. Цей критерій вибрано на основі таких міркувань: по-перше, на ослаблення РЗ впливає амплітуда та кількість циклів коливань. Але не тільки, впливає частота і геометричні параметри. Відомо, що елементи конструкції можуть вступати у резонанс із зовнішньою вібрацією, що спричиняє багаторазове збільшення амплітуди їхніх коливань [12]. Дослідимо спочатку першу величину в (1). Для цього розглянемо сівалку як колісну машину – причіп.

**Розрахункова схема причепа сівалки.** На рис. 2 наведено загальну (об'ємну) схему причепа з місцями болтових з'єднань.

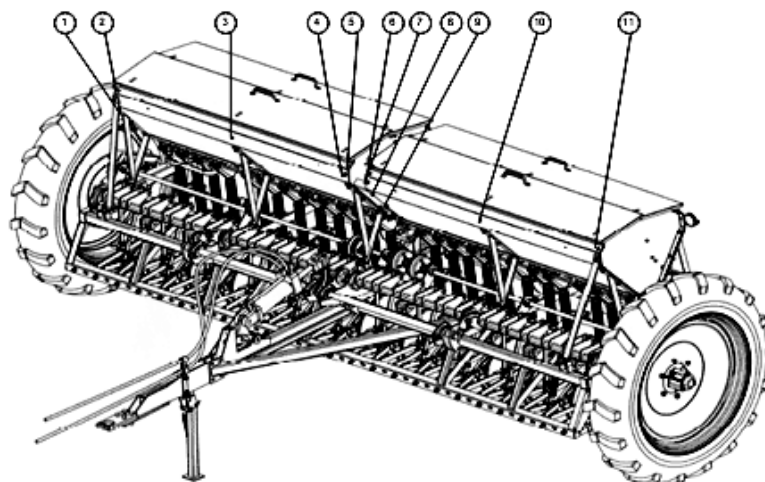


Рис. 2. Загальна (об'ємна) схема причепа з місцями болтових з'єднань

Для моделювання динаміки колісних машин найчастіше використовують одномасову модель [12, 13]. Такі моделі широко застосовуються досі й відомі в зарубіжних публікаціях як “quarter-car model” [14]. Широко застосовуються і плоскі моделі, відомі як “one-half-car model” [15]. Розрахункова схема причепа ґрунтується на декомпозиції загальної схеми на кілька часткових нижчого порядку [16–18].

**Моделювання віброударних процесів у сівалці.** Динаміка сівалки ускладнюється впливом зерна у бункері. Для дослідження динаміки гранульованих матеріалів у ємкостях розроблено низку розрахункових схем. Окрім розрахунку бункерів у сільгосптехніці, це пов’язано насамперед з такими напрямками: 1) розрахунок баків з рідиною для авіакосмічної техніки, цистерни для транспорту [20, 21]; 2) віброоброблення деталей [22, 23]; 3) застосування гранульованих матеріалів для демпфування коливань конструкцій машин [24, 25].

Для моделювання динаміки зерна в бункері сівалки застосуємо одномасову модель. В [19] таку модель назвали “еквівалентна подинча гранула” (equivalent single granules – ESG) Порівнюючи вимірювання, моделювання забезпечує близьку відповідність вимірювань у всьому частотному діапазоні. ESG – це простий спосіб обчислити демпфування, порівняно з discrete elements method (DEM) – дискретним методом елементів, який потребує набагато більше параметрів. Проте треба зауважити, що відповідь системи залежить лише від заповнення контейнера гранулами, зокрема розміру контейнера, щільності гранул, його діаметра. Розглянемо схему сівалки (рис. 3).

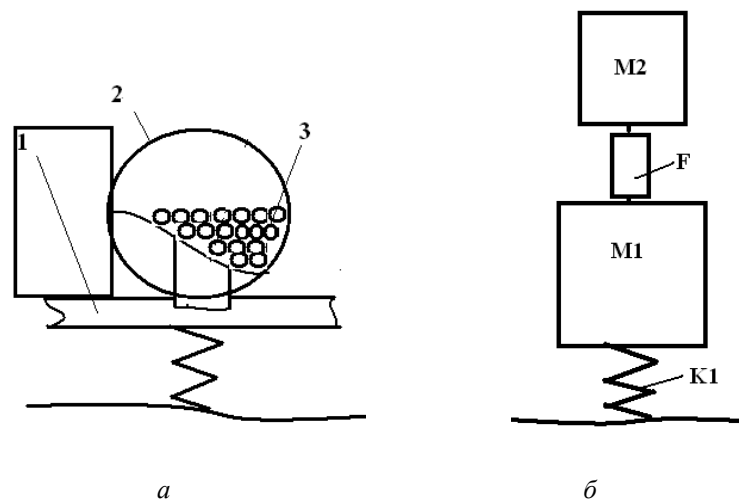


Рис. 3. Схема сівалки: а – корпус (1), бункер (2), зерно (3); б – РС сівалки

Рівняння рівноваги можна записати так

$$m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1(u_1 - u_0) + F_1(u_1 - u_2) = F(t), \quad (2)$$

$$m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} - F_1(u_1 - u_2) = 0,$$

де  $m_1$ ,  $k_1$  – маса причепа та жорсткість рами з колесами (відсутня підвіска),  $F(t)$  – зовнішнє збурення від поверхні поля,  $F_1(u_1 - u_2)$  – нелінійна сила взаємодії між зерном у бункері та корпусом сівалки. Для цієї нелінійної функції можна записати таке значення

$$F_1 = -K_v(x_R - A_i) \quad |x_R| > A, \quad F_1 = 0 \quad |x_R| < A_i, \quad (3)$$

де  $A$  – кліренс і  $K_v$  – приведена жорсткість стінок бака;  $x_R = (u_1 - u_2)$  – різниці переміщень приведеної маси зерна та бака. Якщо розглянути рівняння коливань рідини у баку [20, 21] та спрощену

схему динаміки гранульованого матеріалу в контейнері [22], то можна зауважити, що ці рівняння подібні.

Якщо вважати коливання малими (тобто зерно в баку не б'ється об його верхню кришку), то систему (2) можна лінеаризувати і записати у класичному вигляді двох лінійних рівнянь з лінійним в'язкопружним тертям.

$$m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + c_1 \left( \frac{du_1}{dt} - \frac{du_0}{dt} \right) + k_1 (u_1 - u_0) + c_2 \left( \frac{du_1}{dt} - \frac{du_2}{dt} \right) + k_2 (u_1 - u_2) = F(t), \quad (4)$$

$$m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} - c_1 \left( \frac{du_1}{dt} - \frac{du_0}{dt} \right) + k_1 (u_1 - u_0) + c_2 \left( \frac{du_1}{dt} - \frac{du_2}{dt} \right) + k_2 (u_1 - u_2) = 0.$$

**Експериментальні польові дослідження.** Для експериментальних досліджень розроблено мобільний комплекс віброметрії. Колісні машини, працюючи, створюють вібраційні навантаження на рами та приєднані до них елементи. Джерелом цих навантажень є такі основні фактори: пересіченість рельєфу, незбалансованість роторів, нестационарні (перехідні) гідро- чи газодинамічні процеси. Циклічні навантаження можуть призвести до виникнення тріщин у матеріалі конструкції та спричинити внаслідок цього втрату її працездатності. Значні вібрації виникають і в транспортних процесах, зокрема під час перевезення вантажів, пасажирів, виконання сільськогосподарських робіт. Вібрація і шум також негативно впливають на чутливі елементи: людину, прилад, начіпне обладнання тощо. На рис. 4 показано розташування комплексу віброметрії на сівалці. На рис. 5 наведено блок вібровимірювань, де 22 – сенсори; 23 – 16-канальна система збирання вібросигналів на основі L-CARD, 24 – підсилювачі сигналів, активні фільтри низьких частот; 25 – ПК.



Рис. 4. Розташування комплексу віброметрії на сівалці



Рис. 5. Блок вібровимірювань

Дослідження проводилося у двох режимах переміщення сівалки: із затягнутими болтами та послабленими болтами. На рис. 6 подано вібраційний сигнал від сівалки в режимі її переміщення із затягнутими болтами.

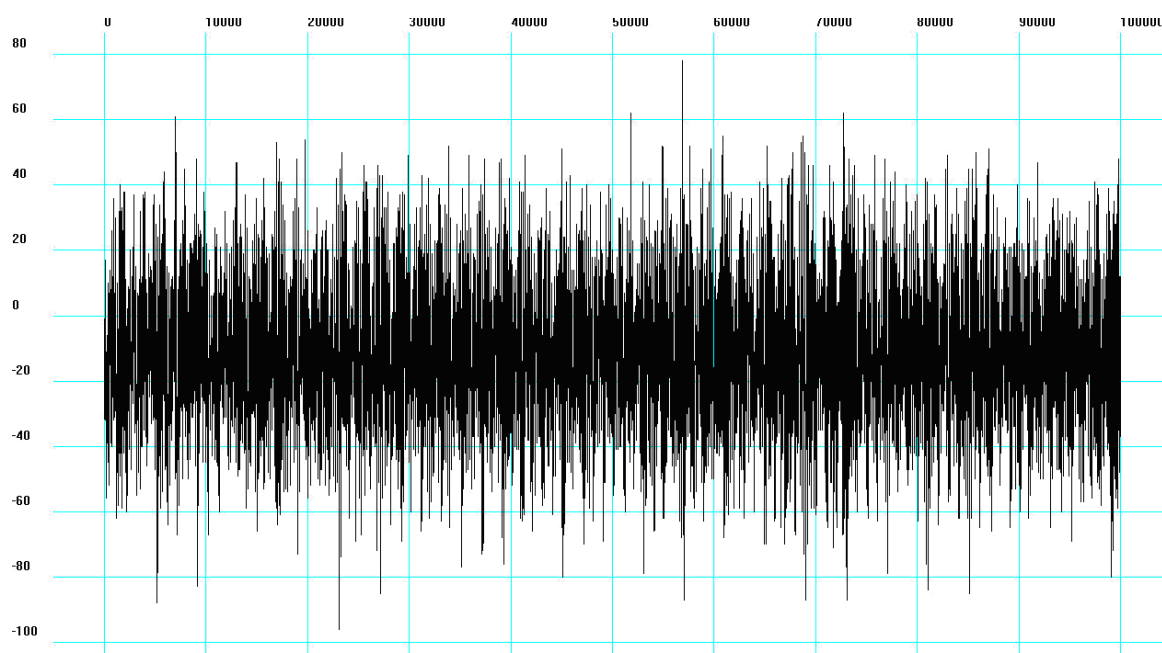


Рис. 6. Вібраційний сигнал від сівалки в режимі її переміщення із затягнутими болтами

На рис. 7 наведено графік спектральної густини вібраційного сигналу сівалки із затягнутими та із послабленими болтами.

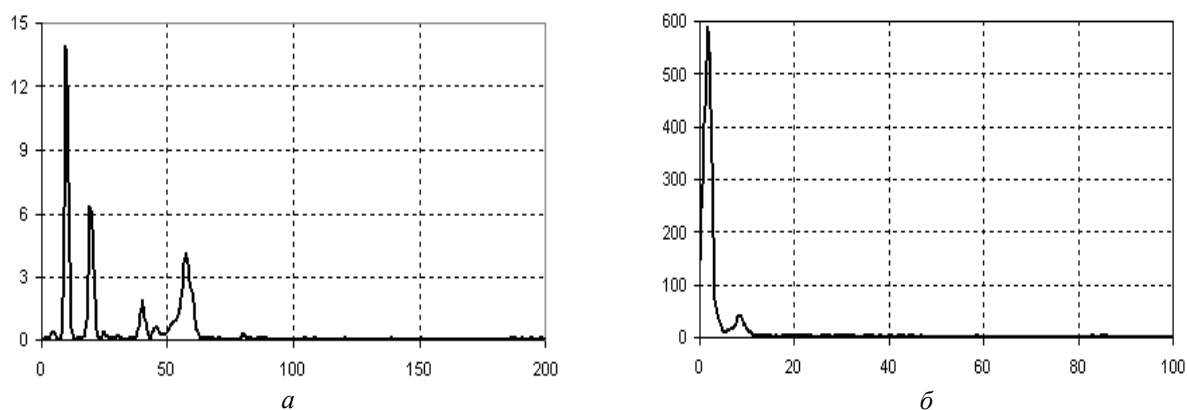


Рис. 7. Графік спектральної густини вібраційного сигналу від сівалки:  
а – з затисненими болтами; б – з послабленими болтами

З рис. 7, а видно, що спектральна густина потужності сигналу зосереджена в області низьких частот до 100 Гц. У спектрі наявна частота 10, 20 Гц. Основна потужність припадає на низькі частоти 10, 20 Гц. З рис. 7, б видно, що спектральна густина потужності сигналу з *послабленими болтами* зосереджена в області частот до 20 Гц. Основна потужність сигналу припадає на 5 Гц.

**Визначення нелінійних характеристик коливання зерна в бункері у лабораторії.** Для визначення нелінійного характеру поведінки зерна у бункері, що істотно впливає на динаміку

агрегату, можна застосовувати різні методи. Моделі, розглянуті вище, – сільгоспмашини з баками з рідиною, контейнери для обробки деталей, зводилися до лінійних моделей типу (4). Проте реальна поведінка зерна у бункері складна і залежить і від конструкції, заповнення бункера, і від зовнішніх динамічних навантажень. Параметри нелінійної функції у (4) можна визначити експериментально. Проте це практично неможливо за надвеликих зусиль зробити у натурних умовах. Тому розроблена експериментальна установка зменшених розмірів, яку можна випробувати у лабораторних умовах, а для дослідження впливу динаміки РЗ – вібраційний стенд (рис. 8).

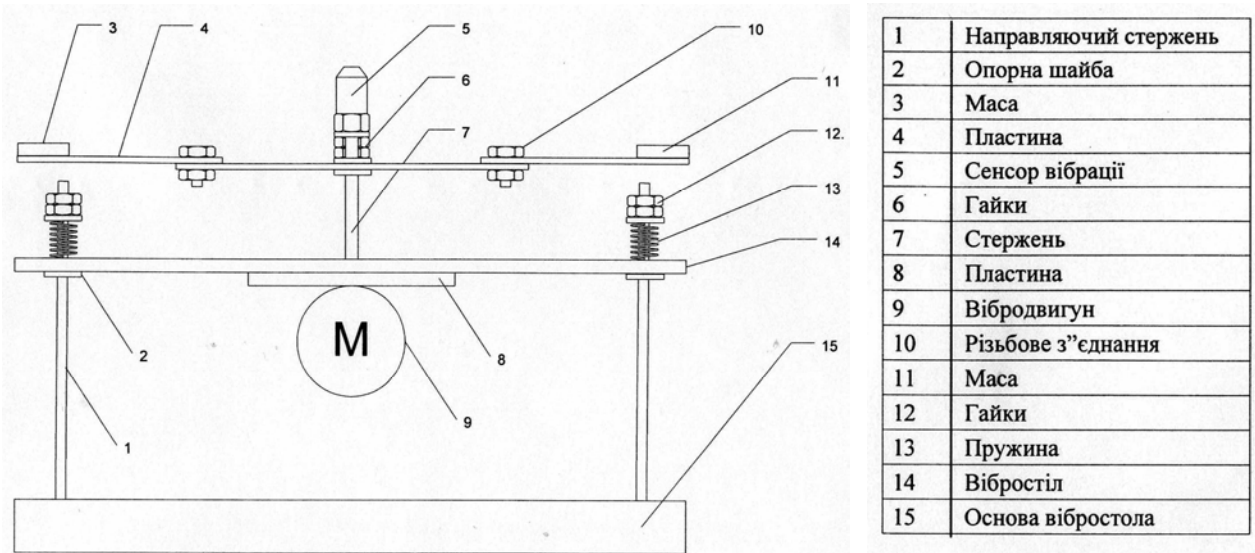


Рис. 8. Вібростенд для дослідження різьбових з'єднань

Цей стенд використано і для дослідження РЗ за різних частот, і для дослідження динаміки зерна в бункері (рис. 9).



Рис. 9. Експериментальна установка: а – для дослідження РЗ за різних частот; б – для дослідження динаміки зерна в бункері

Вібростенд складається з основи 1, на якій встановлені чотири напрямні стержні 2. Алюмінієва віброплита 3 закріплена на стержнях, а вібромотор 4 ВМ прикріплений до нижньої частини віброплити. Остов 5 закріплений на віброплиті 3 і на ньому – пластина 6 з чотирма

отворами для з'єднання з пластинами 7, на яких є отвори для прикріплення вантажу та давача віброприскорення (акселерометра). Крім того, акселерометр можна монтувати на остові 5.

Проводилися дослідження динаміки вільних коливань, що загасали, за заданого початкового відхилення краю пластинки. На першому етапі коливного процесу амплітуда коливань різко зменшується через значне розсіяння енергії під час взаємодії частинок рухомого наповнення контейнера з його стінками. Надалі, за зменшення амплітуди коливань основної маси, коли пришвидшення контейнера стає меншим за гравітаційне, частинки падають на дно контейнера і функціонують лише як додаткова маса, не створюючи ефекту внутрішнього міжзернового тертя.

Порівнюючи результати експерименту з розрахунковими, у рівнянні ударної маси задавали такі параметри  $C_i$ ,  $k_G$ ,  $C_G$ , щоб досягти максимального збігу теоретичних та експериментальних результатів. На рис. 10 показано реакцію агрегату за різної маси зерна  $m_2$  та порівняння експериментальних даних з теоретичними. Проте досліджувати повну систему (3) доволі складно, особливо у широкому частотному спектрі. Тому розглядали лише систему (5) зі зміненими параметрами. Коефіцієнти демпфування на основі експериментальних результатів задавали такі:  $C_i = 0.0001$  – для наповненого контейнера;  $C_i = 0.00033$  – для порожнього контейнера.

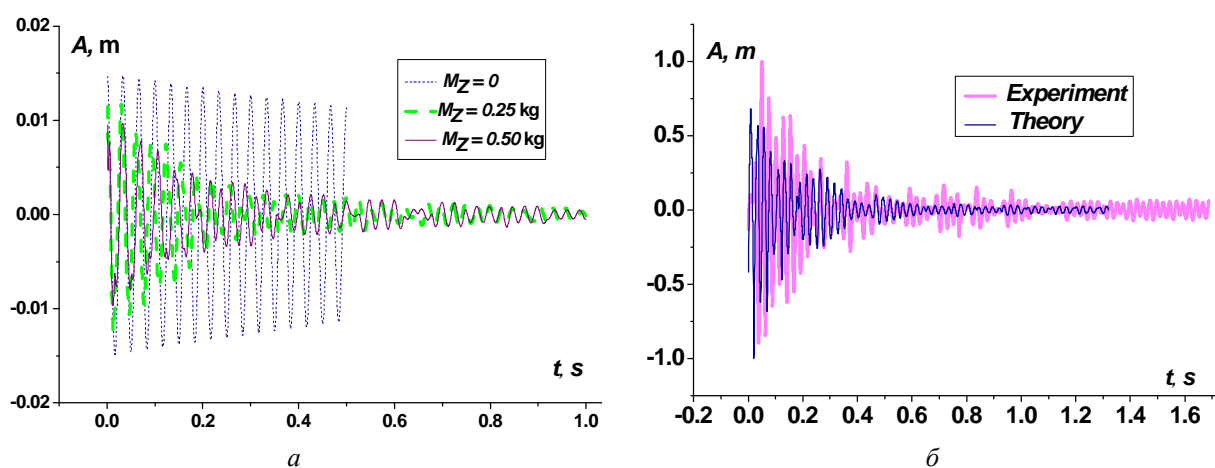


Рис. 10. Коливання за різного заповнення контейнера – теорія (а); теорія та експеримент (б)

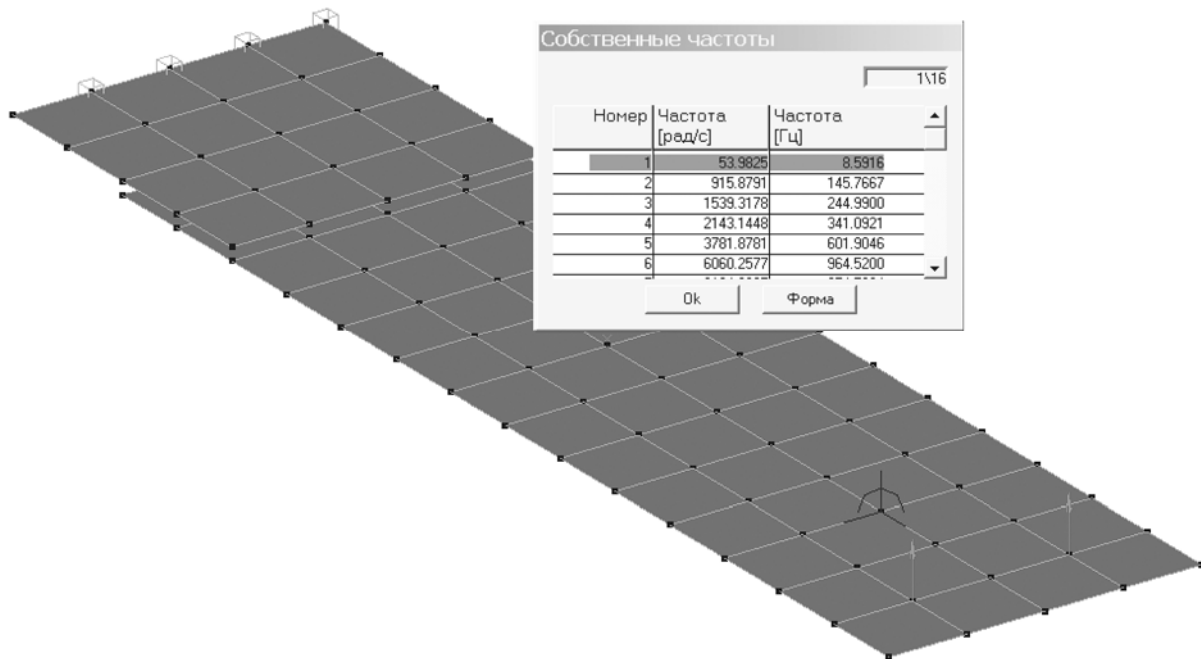
**Дослідження впливу вібрацій різної інтенсивності та частоти на різьбові з'єднання на основі болтів і гайок М10.** Як видно з експериментальних даних, спектр вібрацій на сівалці доволі широкий (рис. 7). Тому, оскільки послаблення РЗ значно зростає зі збільшенням амплітуди коливань, розглянемо динамічні властивості з'єднань, їх частотні характеристики. Дослідження виконували на спеціально виготовленому вібростенді (рис. 8, 9).

Для з'єднання на основі болтів та гайок М10 провели дослідження для пластин завтовшки 2 мм: пластини без навантаження, гайки-болти закручені (не докручені) із зазором **0,1 мм**, акселерометр на краю однієї із пластин, на іншій пластині прикріплювали вантаж, що дорівнював за вагою масі акселерометра. Створювали кінематичне збурення пластин (вільні пружні коливання), ударивши по них. Фіксували спектр вібраційного сигналу, обробляли його, знаходили першу і наступні гармоніки та записували в файли на комп'ютері за допомогою програми LGraph. Змінюючи напругу живлення, що подається на вібромотор ВМ за допомогою ЛАТРа в межах 40 В, 50 В, 60 В, 70 В, 80 В, створювали вимушені коливання вібростола і відповідно пластин, з'єднаних болтами, записували спектри вібросигналів у файли комп'ютера.

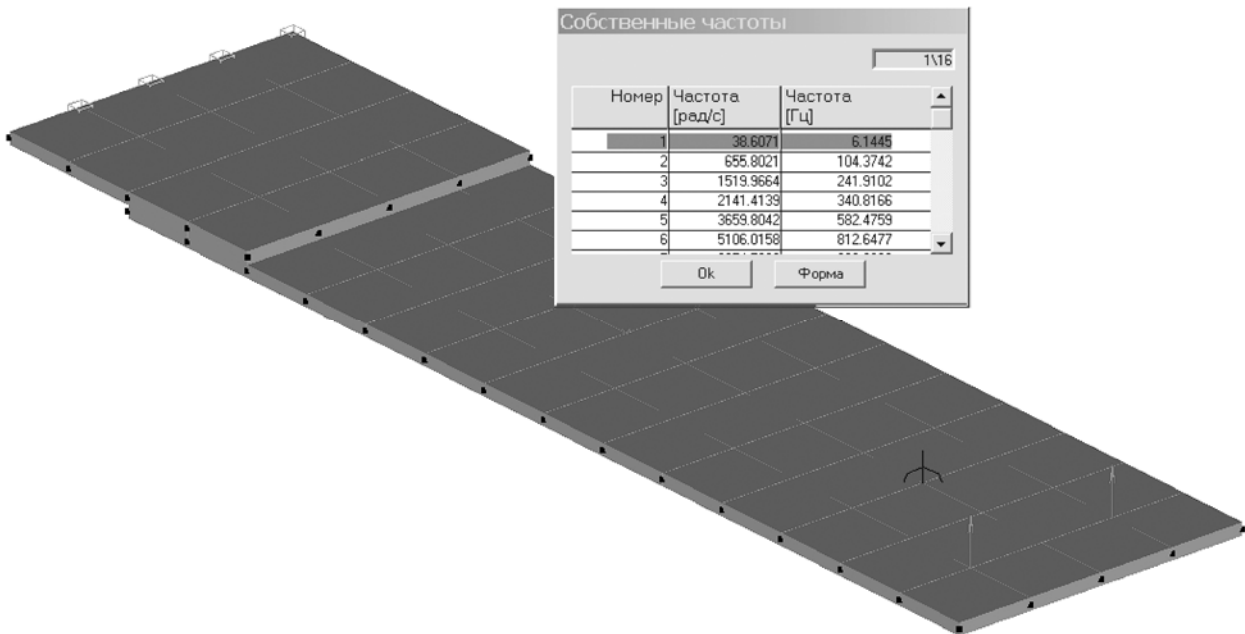
Нижче наведено деякі експериментальні дані (табл. 1).

На рис. 11 показано схему МСК РЗ, у якій використано пакет програм АРМ WinMachin.





а



б

Рис. 11. Пластины с дополнительными массами: а – 1,5 кг; б – 3 кг

Таблиця 1

Пластини з навантаженням масою  $M=1500$  г

Метод збурення/ амплітуда/частота	Кінематичне збурення	40 В	50 В	60 В	70 В	80 В
Частота F1 Гц	8.7	30.33	31.12	33.85	34.24	32.21
Амплітуда A1	15	78759.0	2481.9	1.24	21649.9	57.0
Частота F2 Гц	33.53	60.67	62.24	32.43	68.49	69.91
Амплітуда A2	0.75	9633.9	465.9	2957.0	34160.5	17953.8
Частота F3 Гц	58.89	–	93.36	64.85	–	–
Амплітуда A3	149.0	–	92.2	7116.6	–	–

Таблиця 2

Пластини з навантаженням масою  $M=3000$  г на кожній пластині

Метод збурення/ амплітуда/частота	Кінематичне збурення	40 В	50 В	60 В	70 В	80 В
Частота F1 Гц	6.24	30.20	30.87	31.39	32.82	33.11
Амплітуда A1	11.55	3342.6	4797.1	6789.8	16492.0	30062.1
Частота F2 Гц	34.44	60.40	61.73	62.79	65.64	66.24
Амплітуда A2	7.79	511.7	1626.9	4873.2	43523.0	79614.0
Частота F3 Гц	40.82					
Амплітуда A3	1.66					
Амплітуда A5	26.24					

Експериментальні дані для цих випадків – відповідно, 8.8 і 6.4 Гц.

**Теоретична модель різьбового з'єднання.** Часто для моделювання РЗ застосовують прості дискретні моделі [7–9]. Такі моделі дають змогу оцінити стан РЗ на основі теоретичних і експериментальних досліджень. Для дослідження цілісності РЗ, що випробовується на стенді, розглянемо розрахункову схему нелінійних коливань конструкції за наявності зазорів у РЗ. Зобразимо схематично РЗ (рис. 12).

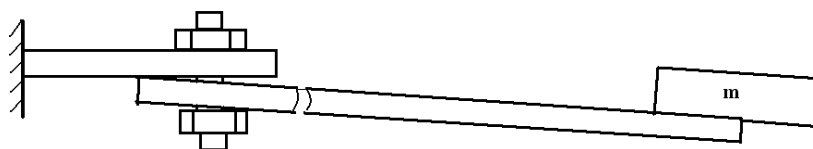


Рис. 12. Схема РЗ із зазором

На рис. 13 показано розрахункову схему РЗ.

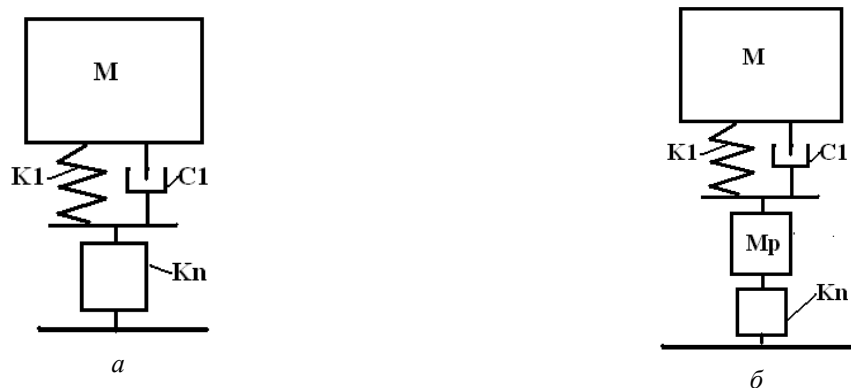


Рис. 13. Розрахункова схема РЗ: а – одномасова; б – двомасова

Для того, щоб уникнути складного розрахунку послідовного з'єднання лінійного і нелінійного пружних елементів, введемо деяку малу жорстку масу, розділивши пластину на малу початкову жорстку частину та подовгасту пружну (рис. 13, б). Рівняння для цієї розрахункової схеми РЗ із зазором та додатковою масою будуть такими

$$m \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1(u_1 - u_0) + F_1(u_1 - u_2) = F(t), \quad (5)$$

$$m_p \frac{d^2 u_2}{dt^2} - F_p(u_1 - u_2) = 0.$$

Вони подібні до рівнянь (2,3) з нелінійною функцією  $F_p$ . Для цієї моделі також складено програму на Фортрані, результати обчислень наведено нижче. На рис. 14 наведено експериментальні та теоретичні віброграми прискорень коливань.

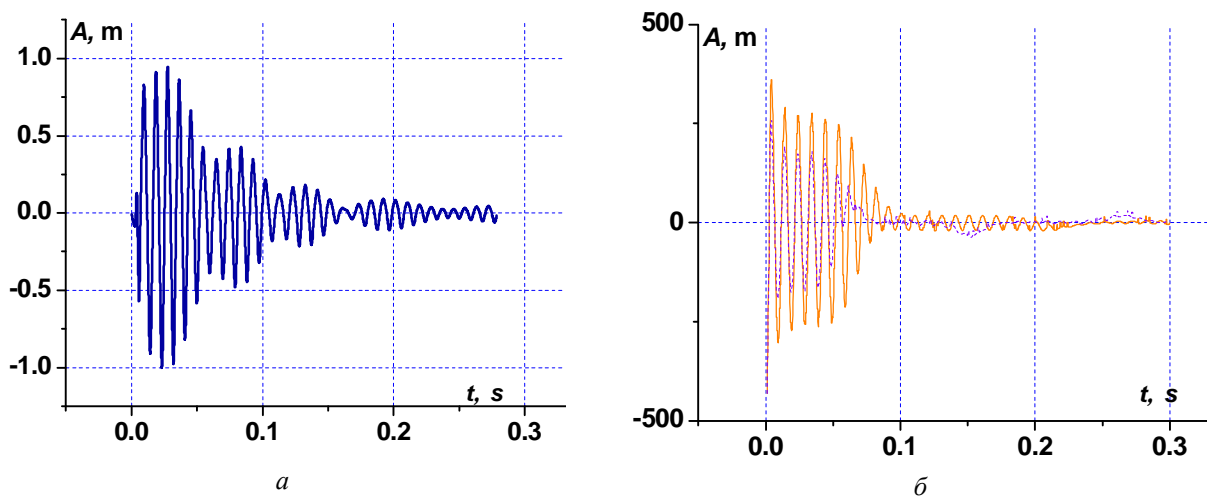


Рис. 14. Віброграми прискорень з різним початковим відхиленням:  
а – експериментальні; б – теоретичні

**Висновки.** Проведено дослідження для визначення технічного стану сівалки та впливу експлуатації на стан різбових з'єднань. Розроблена блок-схема 16-канальної системи збирання та оброблення сигналів вібродіагностики для дистанційного вимірювання з механічних конструкцій рухомих платформ (поливальні системи, сівалки, автомобілі тощо) та виготовлені самі пристрої системи. Для цього досліджено спектральні характеристики вібрацій механічних конструкцій сівалки в різних режимах її переміщення з використанням макета багатоканальної вібраційної системи. Для виявлення стану різбових з'єднань несучих конструкцій сівалки здійснено синхронний запис у цифровій формі вібраційних сигналів. Для обстеження використано методику спектрального аналізу багатовимірних періодично нестационарних випадкових сигналів. Під час випробування оцінювали динамічну навантаженість болтових з'єднань, встановлених на відповідних вузлах і складових частинах сівалки.

З проведених досліджень випливає, що максимуми вібрацій, що діють на РЗ сівалки, можуть міститися в околі високочастотних резонансів РЗ. Проводили дослідження і у польових, і у лабораторних умовах (на спеціально виготовленому стенді), використовуючи типові зразки РЗ та зменшену модель бака сівалки. Паралельно були розроблені нелінійні математичні моделі коливань сівалки та послабленого РЗ. Теоретичні результати якісно відповідають експериментальним даним. Зазначимо, що для ідентифікації параметрів моделей потрібні додаткові дослідження на стенді, що імітує сівалку з баком, заповненим зерном, а також дослідження РЗ за різних умов. Максимуми

вібрацій, що діють на з'єднання сівалки, можуть міститися в околі високочастотних резонансів з'єднання. Це посилює ослаблення з'єднання, оскільки не лише зростає амплітуда коливань, але й збільшується кількість циклів навантаження. Одним із заходів, що можуть зменшити ці негативні ефекти, може слугувати підресорювання сівалки. Високочастотні складові вібрації у такому разі будуть відфільтровані за допомогою підвіски. Зауважимо, що підресорювання – це загальна світова тенденція у важкому сільгоспмашинобудуванні. Альтернативним може бути застосування системи вібропоглинальних пристроїв [24–26].

1. Junker. *Kriterien für das selbsttätige Lösen von Verbindungselementen unter Vibration, Verbindungstechnik*, 1969. 2. Мочернюк Д. Ю. *Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности*. – М.: Недра, 1970. – 137 с. 3. Якушев А. И., Мустаев Р. Х., Мавлютов Р. Р. *Повышение прочности и надежности резьбовых соединений*. – М.: Машиностроение, 1979. – 356 с. 4. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. *Резьбовые и фланцевые соединения*. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с. 5. R.A. Ibrahim, C.L. Pettit, *Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners // Journal of Sound and Vibration* 279 (2005) 857–936. – P. 858–936. 6. Tao Wang, Gangbing Song, Shaopeng Liu, Yourong Li, and Han Xiao // *Review of Bolted Connection Monitoring Hindawi Publishing Corporation International Journal of Distributed Sensor Networks Volume 2013, Article ID 871213, 8 pages* <http://dx.doi.org/10.1155/2013/871213>. 7. Tomotsugu SAKAI, *Mechanism for a Bolt and Nut Self Loosening under Repeated Bolt Axial Tensile // Load Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering Vol. 5, No. 1, 2011*. – P. 627–639. 8. Ковтун А. В. *Об изменении резонансных частот колебаний механических систем при наличии трения // Механіка та машинобудування*, 2011. – № 1. 9. Курушин М. И., Курушин А. М., Барманов И. С. *Распределение усилий по виткам и коэффициенты внешней переменной нагрузки в резьбовых соединениях в условиях вибрации изделий // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. – 2011. – № 3(27). 10. Соловьев В. Л. *Обеспечение надежности машин при их ремонте в сельском хозяйстве путем повышения точности и равномерности затяжки групповых резьбовых соединений: автореф. дисс. ... канд. техн. наук*. – Омск, 2014. 11. Липка В. М., Копп В. Я., Рапацкий Ю. Л. *Повышение качества и надёжности резьбовых соединений в условиях серийного производства силовых агрегатов для легковых автомобилей // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.* – 2013. – Вип. 139. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2013. 12. Тимошенко С. П. *Колебания в инженерном деле*. – М.: Наука, 1967. – 444 с. 13. *Вибрации в технике. Колебания линейных систем*. – Т. 1. – М.: Машиностроение. 1978. – 352 с. 14. Lee J. H., Singh R., *Existence of super-harmonics in quarter-vehicle system responses with nonlinear inertia hydraulic track mount given sinusoidal force excitation // Journal of Sound and Vibration* 313 (2008) 367–374. 15. Gopala Rao L. V. V., Narayanan S. *Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road // Journal of Sound and Vibration* 310 (2008) 352–365. 16. Дівеєв Б., Вікович І., Сухорольський М., Дубневич О. *Розрахунок та оптимізація причепа з підвіскою змінної жорсткості // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: пр. I Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM – I), 4–7 жовтня 2004 р.* – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458–463. 17. Дівеєв Б. М., Николишин М. М., Опалко В. Г., Черчик Г. Т., *Вібронавантаженисть з'єднань елементів конструкцій колісних машин. Наукові нотатки // Міжвузівський збірник (за галузями знань “Технічні науки”*. – Луцьк, 2016. – Вип. 55. – С. 127–133. 18. Дівеєв Б. М., Коник І. В., Парацук Д. Л., Пелех Я. М. *Дослідження розповсюдження вібрації та ударів від коліс до чутливого елемента машини // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. – 2014. – № 1. – С. 47–53. 19. Masanobu INOUE, Isao YOKOMICHI and Koju HIRAKI, *Design of Particle/Granules Damper for Vertical Vibration with Approximate Analysis*. – 2014. –Vol. 7. – No. 4. P. 367–377. 20. Микушев Г. Н., Рабинович Б. И. *Динамика тела с полостями, частично заполненными жидкостью*. – М.: Машиностроение, 1968. – 532 с. 21. Вікович І., Дівеєв Б. *Дискретно-континуальний метод розрахунку динаміки тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємкості // Укр. міжвідом. наук.-техн. збірник “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”*. – 2001. – Вип. 36. 22. Stotsko Z. A., Diveyev B. M., Sokil B. I.,

Topilnytskyu V. G. Устройства устранения вибраций технологических машин // *Журнал Львівського технічного університету "Manufacturing engineering"*, cisl. 2, rocnik V. – 2006. – S. 52–53. 23. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення) .– Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2008. – 324 с. 24. Дівеєв Б. М., Сава Р. В., Черчик Г. Т., Яворський Я. П. Експериментальне визначення параметрів розрахункової моделі насоса з динамічними гасниками коливань // *Наукові нотатки.*– Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 131–137. 25. Diveyev Bohdan, Vikovych Ihor, Martyn Viktor, Dorosh Ihor. Optimization of the impact and particle vibration absorbers, 22th International Congress on Sound and Vibration 2015 Florence, Italy. Vol. 2, (Electronic edition). – 8 p. 26. Diveyev Bohdan. Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science.* – Vol. 1. – No. 2. – P. 35–50.

УДК 624.046

І. В. Кузьо, О. Є. Кунта, Є. В. Харченко  
Національний університет "Львівська політехніка"

## РОЗРАХУНОК НАДЗЕМНОЇ ДІЛЬНИЦІ МАГІСТРАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДУ НА СТІЙКІСТЬ

© Кузьо І. В., Кунта О. Є., Харченко Є. В., 2016

*Розглянуто математичну модель напружено-деформованого стану надземної ділянки магістрального трубопроводу з урахуванням взаємодії надземного прогону з прилеглими до нього частинами підземних прогонів. Грунт, на який спираються підземні прогони трубопроводу, розглядається як пружна основа типу Вінклера. Місцеві ослаблення ділянки трубопроводу у місцях сполучення надземного прогону з підземними змодельовано введенням у систему пружних шарнірів. За допомогою матричного методу початкових параметрів вивчено вплив перепадів температури на стійкість надземної ділянки магістрального трубопроводу. Ключові слова: магістральний трубопровід, надземна ділянка, локальне ослаблення, перепад температур, стійкість, метод початкових параметрів.*

*The mathematical model of stress-strain state aboveground station of pipeline is investigated with taking into consideration interaction aboveground part of pipeline with adjacent to it parts of underground pipeline. The underground parts of pipeline which leaning on the soil are considered as elastic Winkler type basis. Local weakening station of pipeline in connections areas underground part of pipeline with aboveground part are simulated by the introduction elastic joints into a system. Using the matrix method of initial parameters the impact of temperature changes on the stability of aboveground station pipeline is studied.*

*Key words: the pipeline, aboveground station, local weakening, temperature changes, resistance, method of initial parameters.*

**Постановка проблеми.** Згідно з чинними вимогами [19], під час проектування надземних ділянок магістральних трубопроводів необхідно виконувати їх розрахунок на стійкість. Аналіз напружено-деформованого стану труби, обумовленого температурним перепадом, треба проводити з урахуванням її взаємодії з навколишнім середовищем (грунтом). За наявності дефектів матеріалу (тріщини, розшарування металу тощо) треба брати до уваги й місцеві ослаблення трубопроводу [13, 20]. У зв'язку з цим постає потреба у розробленні узагальненої математичної моделі й алгоритму розрахунку багатопрогонової надземної ділянки магістрального трубопроводу на стійкість. Оскільки відношення довжини прогону до зовнішнього діаметра трубопроводу здебільшого є не меншим від п'яти, аналіз стійкості трубопроводу можна виконувати із застосуванням технічної