

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА • РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «МАШИНОЗНАВСТВО»



13-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛЬВОВІ

Матеріали симпозиуму

13-th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv

Proceedings

Львів

18 — 19 травня 2017 р.

Т 665
УДК 531+621+669+681

Тринадцятий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозиуму. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. — 2017. — 216 с.

Опубліковані тези доповідей, виголошені авторами на Тринадцятому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. До збірника увійшли праці, які стосуються проблем статичної та динамічної поведінки пружних і пружно-пластичних систем, міцності та надійності машин і приладів, математичних основ теорії тріщин, машинознавства, синтезу й оптимізації машинобудівних конструкцій, моделювання фізико-механічних процесів у неоднорідних тілах, технології та автоматизації виробництва, функціональних і конструкційних матеріалів, поверхневого оброблення та захисту деталей машин і конструкцій, трибології, зварювального виробництва і діагностики металевих конструкцій, проектування, виготовлення, експлуатації і сервісу транспортних засобів, піднімально-транспортних машин, вібротехніки та вібраційних технологій.

Для наукових працівників, аспірантів, викладачів вищих навчальних закладів, інженерів та студентів.

ISBN 978-966-7585-18-9

Редакційна колегія:

О. Андрейків, І. Дмитрах, Б. Кіндрацький (голова), Р. Качмар (секретар), І. Кузьо,
Р. Кушнір, О. Ланець, В. Палаш, В. Панасюк, В. Похмурський,
З. Стоцько, Г. Сулим, Є. Харченко

© Національний університет «Львівська політехніка»,
автори, 2017 р.
© Оформлення ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД», 2017 р.

УДК:539.375;620.191.33:620.193

РІСТ КОРОТКИХ КОРОЗІЙНО-ВТОМНИХ ТРІЩИН У ПЛАСТИНАХ

GROWTH SHORT CORROSION-FATIGUE CRACKS IN THE PLATES

Олександр Андрейків¹, Ірина Долінська², Наталя Штаюра¹, Адріана Лисик¹¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна;²Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79601, Україна.

On the basis of energy approach the computational model to determine through compressive plastic deformation in the sub fracture area the period of short corrosion-mechanical cracks subcritical growth in elastic-plastic plates under the actions of long-term mechanical loads and corrosive environments was built. The results were compared with known in the literature data.

Проблема коротких тріщин досліджувалася багатьма авторами. Суть цієї проблеми полягає в тому, що досить ефективні методи лінійної механіки руйнування не можна застосовувати до визначення періоду докритичного росту коротких тріщин. Найбільш повне дослідження на наш погляд було здійснено Річі і Міллером, а широкий огляд результатів досліджень поширення коротких тріщин представлений в праці [1].

В даній роботі запропонований інший, порівняно з попередніми, енергетичний підхід, згідно якого швидкість росту короткої втомної тріщини визначається через питому роботу пластичних деформацій в зоні передруйнування, або через розкриття в вершині тріщини, якщо середні напруження в зоні передруйнування не змінюються з часом.

Постановка задачі та метод її розв'язку. Розглянемо випадок, коли пластина послаблена короткою початковою прямолінійною тріщиною довжини $2l_0$, розтягується рівномірно розподіленими зусиллями p , які направлені перпендикулярно до лінії розміщення тріщини і змінюються з часом циклічно, а сама пластина знаходиться в умовах дії корозійно агресивного середовища (рис. 1).

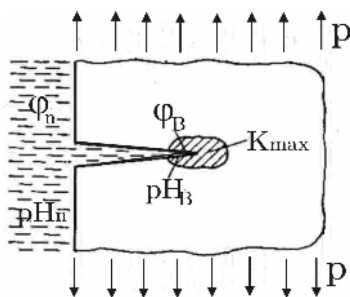


Рис. 1. Навантаження пластини з прямолінійною тріщиною в корозійному середовищі

Задача полягає у визначенні такої кількості циклів навантаження $N = N_*$, за досягнення якого корозійно-втомна тріщина підросте до критичної величини $l = l_*$ і пластина зруйнується.

Застосовуємо енергетичний підхід для побудови кінетичного рівняння поширення корозійно-втомної тріщини, в основу якого покладений перший закон термодинаміки для випадку елементарного просування корозійно-втомної тріщини [2, 3]. Проводячи аналогічні дії, як і в названих працях і вважаючи, що водневі механізми в корозійно-втомному руйнуванні є домінуючими, для визначення величини $N = N_*$ отримаємо математичну модель

$$V = \frac{dl}{dt} = \frac{a(d_{t \max} - d_{scc})(1 - R_d)^2(d_{t \max} + d_{scc}) + h}{d_{fcc} - d_{t \max}}, \quad (1)$$

$$N = 0, l(0) = l_0; N = N_*, l(N_*) = l_*; d_{t \max}(l_*) = d_{fcc}. \quad (2)$$

Тут $d_{t \max}$ – максимальні розкриття в вершині тріщини за цикл, а d_{scc} , d_{fcc} – їхні відповідно нижнє і верхнє порогові значення; R_d – коефіцієнт асиметрії в d_t ; a, h – характеристики корозійно-втомного руйнування, які визначаються із експерименту.

Як видно із співвідношень (1), (2), для визначення $N = N_*$ необхідно вмiти вичислити $d_{t \max}$. Для цього на основі методу еквівалентних напружених станів [3] запропонована наступна наближена формула

$$d_t \approx K_t^2 [ES_t(1 - p^2/S_t^2)]^{-1}, \quad (3)$$

де S_t – усереднені напруження в зоні передруйнування біля вершини тріщини; K_t – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН). Добра точність формули (3) підтверджена результатами порівняння з відомими літературними даними.

Визначення швидкості поширення коротких втомних тріщин у пластинах. Поставивши у формулі (2) $h = 0$ для визначення швидкості поширення втомної тріщини отримаємо співвідношення

$$V = dl/dt = a(1 - R_d)^2(d_{t \max}^2 - d_{scc}^2)(d_{fcc} - d_{t \max})^{-1}. \quad (4)$$

Якщо рівень зовнішнього навантаження є достатньо малий $p/S_t \rightarrow 0$ (це буває при великих розмірах тріщини) співвідношення (4) зведеться до наступного виду

$$V = dl/dt = a(1 - R^2)^2(K_{Imax}^4 - K_{th}^4)[ES_t(K_{fc}^2 - K_{Imax}^2)]^{-1}, \quad (5)$$

Тут $R = K_{Imin}/K_{Imax}$; K_{fc} – критичне значення КІН за циклічного навантаження; K_{th} – нижнє порогове значення K_{Imax} ; E – модуль Юнга.

Перевірка коректності застосування формул (4) і (5) для опису росту коротких втомних тріщин провадилася на експериментальних даних для сплаву Fe-3%, Si [4]. Експерименти провадилися для шістьох рівнів навантаження $p = 1 - 560, 2 - 640, 3 - 720, 4 - 800, 5 - 840, 6 - 880$ МПа. За цими даними на рис. 2 побудована діаграма $V \sim K_t$. Як видно із цього рисунка для одного і того значення КІН можуть бути різні значення швидкості V (див. лінія для K_{ti} на рис. 2) поширення короткої втомної тріщини, які значно відрізняються одно від іншого. Це означає, що КІН не може бути інваріантною характеристикою для визначення швидкості V поширення короткої втомної тріщини.

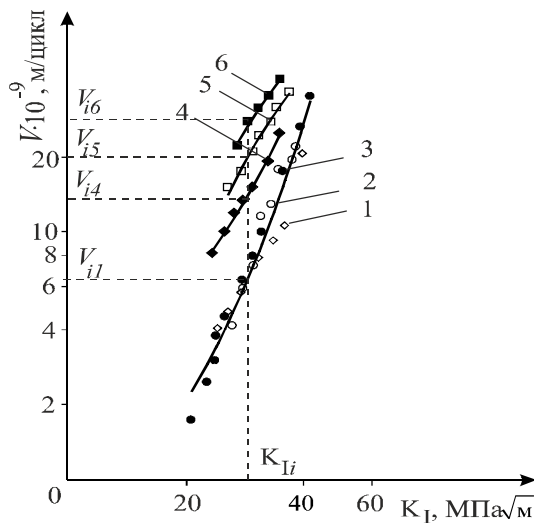


Рис. 2. Залежність швидкості поширення тріщини від КІН [4] для різних рівнів навантаження.

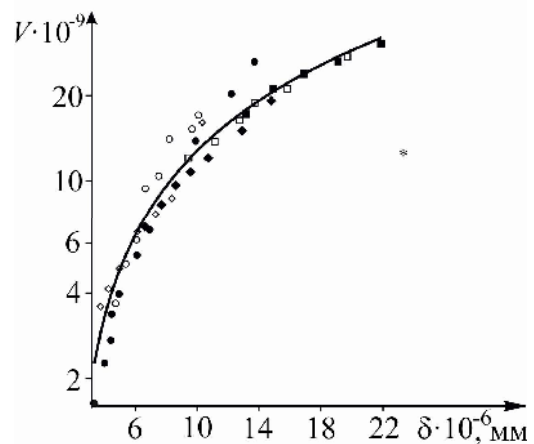


Рис. 3. Залежність швидкості поширення тріщини від розкриття d_* тріщини у її вершині

Застосуємо тепер співвідношення (4) для визначення швидкості V поширення короткої втомної тріщини в параметрах d_t , використовуючи формулу (4) і експериментальні дані [4]. На основі цього побудована кінетична діаграма (рис.3) росту короткої втомної тріщини (графічна залежність $V \sim d_t$) за різних рівнів навантаження. Як видно з рис. 3, всі експериментальні дані [4] для різних рівнів навантаження лягли, в межах їх розкиду, на одну криву і описуються однією аналітичною залежністю (4). Це підтверджує той факт, що співвідношення (4), а то саме (1), добре описують експериментальні дані і можуть бути застосовані для коректного визначення залишкового ресурсу тонкостінних елементів конструкцій з короткими тріщинами.

1. Nisitani H., Kawagoishi N. And Goto M. Growth behavior of small fatigue cracks and relating problems // *Handbook of Fatigue Propagation in Metallic Structures* / Ed. A. Carpinteri. – Oxford: Elsevier Science Ltd., 1994. – P. 733–778. 2. Розрахункова модель поширення корозійно-механічної тріщини за високих температур / О.С. Андрейків, І.Я. Долінська, А.Р. Лисик, Н.Б. Сас // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. – 2016. – № 5. – С. 99–105. 3. Андрейків А.Е., Дарчук А.И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – Киев: Наук. думка, 1992. – 134 с. 4. Nisitani H., Kawagoishi N. Relation between fatigue crackgrowth law and reversible plastic zone size in Fe-3%Si alloy. // *Proc. Of VIth Int. Cong. on Exp. Mech.* 2. – 1988. – P. 795–800.

УДК 539.4

ОЦІНКА РЕСУРСУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З УРАХУВАННЯМ ПОШКОДЖУВАНOSTI

RESOURCE CALCULATION OF CONSTRUCTIVE ELEMENTS WITH TAKING INTO ACCOUNT DAMAGE

Микола Бобир, Віктор Коваль

Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.

The Makhutov-Neuber's approach of effective stress and strain concentration coefficients calculation is modified. Curves of damage accumulation for static and low-cyclic loading are received. The assessment method of limit state at a stage of origin of a macrocrack is developed.

Визначення напружено-деформованого стану в околі концентраторів напружень (деформацій) значною мірою пов'язане зі складністю безпосереднього розрахунку максимальних величин напружень та деформацій. Це обумовлюється виникненням градієнтів полів їх розподілу та поциклової трансформації при зовнішньому термосиловому навантаженні елемента конструкції. За допомогою сучасних інженерних підходів ця задача може бути вирішена шляхом розрахунку коефіцієнтів концентрації, що базується на даних, які отримані з простого експерименту на розтяг. Проте, ці підходи не враховують ефект поступової деградації фізико-механічних властивостей матеріалу під час його пружно-пластичного деформування, який може бути описаний за допомогою введення додаткового параметра пошкоджуваності. Цей параметр, в загальному випадку, дозволяє певним чином модифікувати систему основних визначальних рівнянь теорії циклічної пластичності, що призводить до уточнення розрахункових величин напружень та деформацій.

У загальному випадку параметр пошкоджуваності може бути заданий тензором, вектором або скаляром в залежності від типу задачі, що розглядається. У цій роботі, в якості першого наближення, він був прийнятий у вигляді скалярної величини, що може бути визначена за допомогою зміни питомого електроопору або модуля Юнга. В якості досліджуваних матеріалів були розглянуті наступні металеві сплави та сталі: Д16Т, ВТ22, 18Х2Н4ВА, 07Х16Н6, 12Х18Н10Т та 15ХСНД. В рамках проведеної програми досліджень було встановлено, що кінетична крива накопичення пошкоджень для випадку простого розтягу має нелінійний характер та може бути розділена на три типові ділянки, що, в загальному випадку, може бути записане так:

$$D_{\Sigma} = D_T + f(d, e^{(p)}, e, A, k) \quad (1)$$

де D_T – величина пошкоджуваності на рівні границі текучості (пропорційності); $e^{(p)}$ – пластична деформація; d – відносне залишкове видовження; e – деформація; A, k – постійні матеріалу. Це дає змогу побудувати ефективну криву деформування, що базується на підході ефективних напружень, який було запропоновано Л.М. Качановим та Ю.М. Работновим.

Для визначення максимальних значень напружень та деформацій в околі концентратора було запропоновано використати метод Махутова-Нейбера, основні рівняння якого можуть бути модифіковані з використанням залежності (1). В рамках цього методу максимальні напруження та деформації можуть бути визначені так:

$$s_{\max} = K_s s_H, e_{\max} = K_e e_H \quad (2)$$

де s_{\max} та e_{\max} – максимальні значення напружень та деформацій, s_H та e_H – номінальні величини напружень та деформацій, K_s та K_e – ефективні коефіцієнти концентрації напружень та деформацій з урахуванням (1).

Були отримані відповідні залежності ефективних коефіцієнтів концентрацій напружень та деформацій від величини номінальних напружень та продемонстрована ефективність введення параметра пошкоджуваності шляхом порівняння отриманих розрахунків для стандартного та модифікованого випадків. Розглянуті конструктивні елементи у вигляді отвору та кільцевої проточки та для них виконані відповідні чисельні розрахунки в рамках яких отримано розподіл параметра пошкоджуваності в околі концентраторів.

У випадку циклічного навантаження розрахунок напружено-деформованого стану в околі концентратора виконується за залежностями аналогічними (2). В рамках проведеного дослідження, було розглянуто випадки циклічного зміцнення та знеміцнення матеріалу для кожного з яких визначено криві зміни ефективних коефіцієнтів концентрації напружень та деформацій від кількості напівциклів навантаження. Продемонстровано, що введення параметра пошкоджуваності дозволяє уточнити їхні величини.

Для випадку малоциклового навантаження було отримано криві кінетики накопичення пошкоджень, та показано, що вони мають нелінійний характер. Визначено граничні значення параметра пошкодження, що відповідає руйнуванню зразка, та встановлено, що ця величина є меншою за одиницю.

На базі проведених експериментальних досліджень було розроблено та експериментально перевірено метод оцінювання довговічності конструктивних елементів для умов малоциклового навантаження. Відповідно до запропонованого методу кількість циклів до руйнування може бути визначена за формулою

$$N_R = \frac{\Omega_\Sigma}{f(a_s) \cdot \Omega_{сеп}}, \quad (3)$$

де Ω_Σ – сумарна енергія, що витрачається на руйнування зразка при статичному навантаженні з урахуванням (1), $f(a_s)$ – параметр матеріалу, що залежить від коефіцієнта концентрації, $\Omega_{сеп}$ – енергія умовно стабілізованого циклу з урахуванням пошкоджуваності.

УДК 629.022

КОМПОНУВАЛЬНІ СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНИХ МЕТРОБУСІВ З ЕЛЕКТРИЧНИМ ТЯГОВИМ ПРИВОДОМ

LAYOUT SCHEME FOR PERSPECTIVE METRO BUSES WITH ELECTRIC TRACTION DRIVE

Станіслав Войтків

Науково-технічний центр «Автополіпром»,
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна.

The layout schemes of metro buses design with overall length of 15.0 meters where created in two versions. With two-piece monoblock body or a rigid body with a relative angular movement only in the vertical longitudinal plane through the use of two driven and two leading drives of "De-Dion" type with independent suspension of single wheels with electric or hybrid traction drive. Which are consistently placed in condition to minimize front and rear overhangs bodies. Where provided the advantages of metro buses according to the criterias of passenger capacity and the comfort of passenger transportation.

Метробуси – пасажирські колісні транспортні засоби загального користування, призначені для швидкісних перевезень пасажирів на міських і приміських маршрутах з виділеними смугами руху у містах-мегаполісах. Характерною особливістю конструкцій метробусів є, здебільшого, зчленований дво- або трисекційний кузов (хоча існують і метробуси з одинарним кузовом). За плануванням пасажирського салону розрізняють два типи метробусів – з низьким (повністю або частково) та високим рівнем підлоги у їхніх пасажирських салонах. Метробуси з повністю низьким або високим рівнем підлоги у пасажирських салонах вирізняються відсутністю жодних сходинок як у проїмах пасажирських дверей, так і в їхніх проходах. Габаритна довжина зчленованих метробусів становить від 17,5 м до 30,0 м, а загальна пасажировмістимість – 160 – 265 осіб. На сьогодні метробуси виготовляються багатьма провідними компаніями у галузі автобусобудування і широко застосовуються для швидкісних перевезень великих пасажиропотоків (система BRT – bus rapid transit system).

В Україні міст-мегаполісів немає і сьогодні, навіть у Києві, не існує міських автобусних маршрутів з виділеними смугами руху. Проте, проблема швидкісних перевезень великих пасажиропотоків наявна у багатьох містах, перш за все у таких як Київ, Харків, Дніпро, Запоріжжя, Кривий Ріг та інших. У зв'язку з цим, вимагає розв'язання проблема забезпечення швидкісних перевезень пасажирів колісними транспортними засобами загального користування, проектування яких повинно здійснюватися за умови виконання двох протилежних вимог – забезпечення великої загальної пасажировмістимості при зменшенні їхньої габаритної довжини. Створення таких колісних пасажирських транспортних засобів (ПТЗ) забезпечить можливість їх експлуатації не тільки на маршрутах з виділеними смугами руху, але й на смугах загального користування. Досвід експлуатації міських автобусів особливо великого класу, габаритна довжина яких складає до 15,0 м, з одинарним кузовом, та до 18,0 м – зі зчленованим двосекційним кузовом, показує, що одинарні тримостові автобуси мають не достатню пасажировмістимість (135 – 146 осіб), а зчленовані тримостові, хоча і більш вмістимі (150 – 181 осіб), істотно зменшують швидкість руху інших транспортних засобів, особливо під час зупинок для висадки і посадки пасажирів та на крутих поворотах. Звідси висновок: необхідно проектування перспективних пасажирських ПТЗ з пасажировмістимістю, співставимою з вмістимістю зчленованих автобусів, але з габаритною довжиною не більшою за 15,0 м.

Автором сформульована концепція створення таких колісних транспортних засобів загального користування, яка передбачає застосування багатомостової компоувальної схеми, електричного (або послідовного гібридного) тягового приводу двох привідних мостів типу "De-Dion" з незалежною підвіскою одинарних коліс, конструкція яких забезпечує їх повороти на кут до 35 град., та їх розміщення з умови максимальної мінімізації переднього і заднього звисів. На основі цієї концепції запропонована система модульного проектування метробусів з електричним тяговим приводом у двох варіантах – одинарним або зчленованим кузовами з трьома подвійними службовими (пасажирськими) дверима. По 1-му варіанту розроблений ескізний проект чотиримостового метробуса за новою перспективною компоувальною схемою (рис. 1), на яку отримані патенти України на корисну модель № 114705 від 10.03.2017 р. та № 114707 від 10.03.2017 р.

По 2-му варіанту розроблений ескізний проект чотиримостового метробуса за ще однією перспективною компоувальною схемою (рис. 2), яка захищена патентом України на корисну модель № 114730 від 10.03.2017 р., і передбачає шість варіантів за кількістю і розміщенням привідних мостів.

Наведена компоувальна схема чотиримостового метробуса з двосекційним зчленованим кузовом характерна тим, що пристрій зчленування секцій передбачає їхнє взаємне кутове переміщення лише в одній вертикальній площині, яка проходить через поздовжню вісь симетрії кузова.

Порівняльний аналіз загальної пасажировмістимості чотиримостових метробусів, створених за розробленими компоувальними схемами, з габаритною довжиною 15,0 м і тримостових автобусів-аналогів, з колісною формулою 6×2.2 і габаритною довжиною 14,5 – 15,0 м, показує, що (рис. 3):

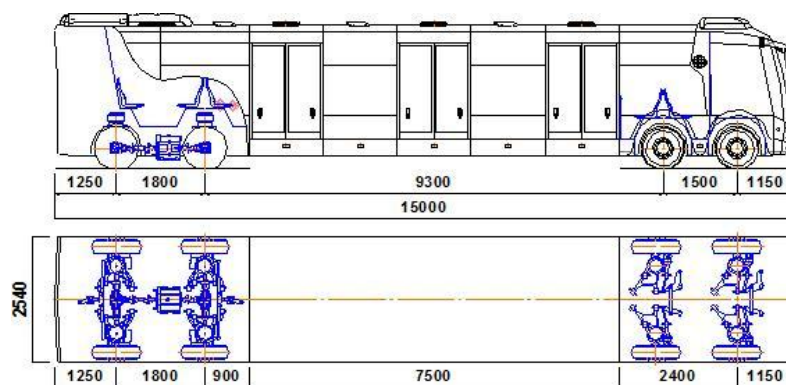


Рис. 1. Компонувальна схема чотиримістового метробуса з одинарним кузовом

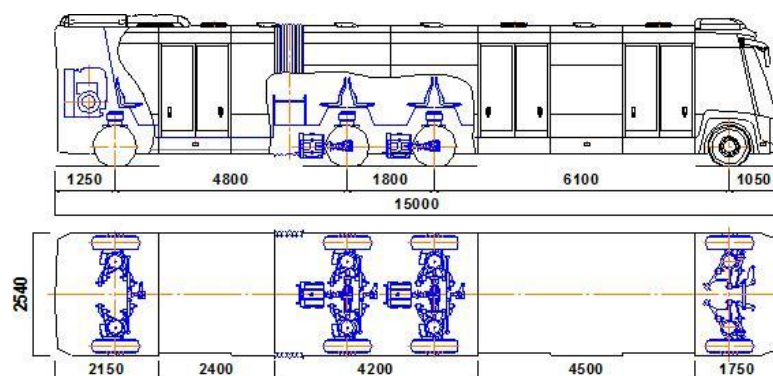


Рис. 2. Компонувальна схема чотиримістового метробуса зі зчленованим кузовом

- Ø мінімальна пасажиромістимість метробуса при 33 сидячих пасажирях становить 158 осіб, тобто на 12 – 23 пасажирів більша, ніж у автобусів-аналогів (135 – 146 осіб);
- Ø максимальна пасажиромістимість метробуса становить 182 особи, тобто на 36 – 47 пасажирів більша, ніж в автобусів-аналогів;
- Ø максимальна пасажиромістимість метробуса співставима з пасажиромістимістю зчленованих автобусів з габаритною довжиною 17,6 – 18,0 м (151 – 183 особи).

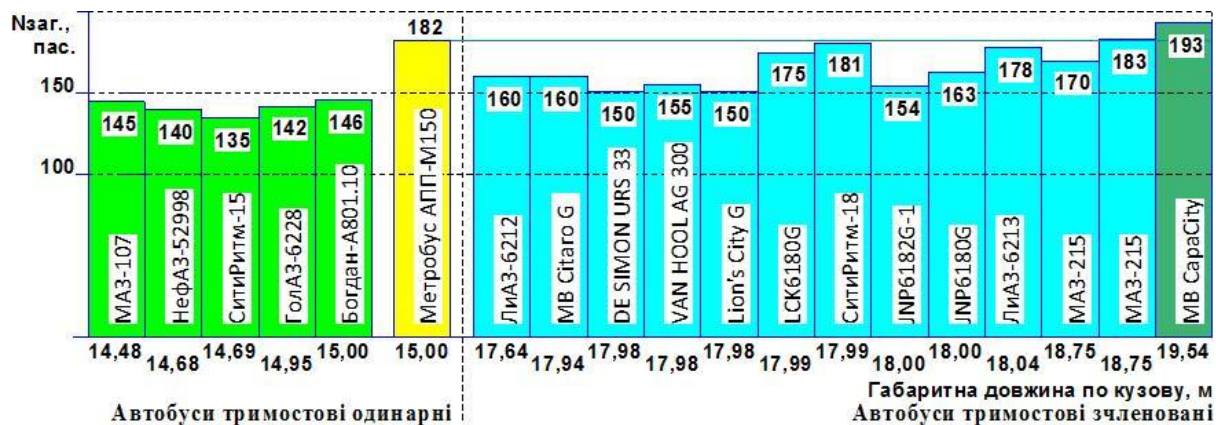


Рис. 3. Аналіз загальної пасажиромістимості автобусів-аналогів особливо великого класу

Максимальна технічно допустима маса метробусів за розробленими компонувальними схемами сягає, відповідно до Директиви від 25.07.1996 р. № 95/53/ЄС, 32000 кг. При максимальній пасажиромістимості метробусів у 182 особи корисна маса складає 12400 кг, а на їхню споряджену масу припадає до 19600 кг. Оскільки споряджена маса тримістових автобусів з габаритною довжиною 14,5 – 15,0 м знаходиться в межах 13800 – 14500 кг, допускаємо, що споряджена маса

чотиримостових метробусів становитиме 15000 – 16000 кг. Отже, запропоновані компоновальні схеми забезпечують істотно менші величини навантаження на мости – у межах 6850 – 7100 кг при рівномірному розподілі повної маси на усі чотири мости (проти 11500 кг на привідний міст і по 8250 кг при однакових навантагах на керований і задній підтримуючий мости зчленованих двосекційних автобусів.

Розроблені компоновальні схеми тягових приводів забезпечать створення перспективних метробусів з особливо великою пасажиромістимістю та значно кращими експлуатаційними параметрами, що сприятиме забезпеченню їхньої високої конкурентоспроможності як на внутрішньому, так і на зовнішньому ринках аналогічних пасажирських транспортних засобів.

УДК 621.9.06

ГЕНЕТИКО-МОРФОЛОГІЧНИЙ СИНТЕЗ І ПЕРЕДБАЧЕННЯ ВЕРСТАТІВ НОВИХ ПОКОЛІНЬ ТА ЇХНІХ МЕХАНІЗМІВ

GENETIC-MORPHOLOGICAL SYNTHESIS AND FORESIGHT OF MACHINE-TOOLS OF NEW GENERATIONS AND THEIR MECHANISMS

Юрій Кузнєцов

*Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

The paper presents the results of scientific research in the creation and genetic forecasting of the development of a new generation of machine-tools and associated mechanisms using the latest advance incorporated into an intellectual field and based of a unified structured and systematic approach.

У кінці 80-х років минулого століття верстатобудування в Україні було на підйомі. В ці роки в Україні виготовлялося в рік понад 37 тис. верстатів, які успішно реалізовувалися не тільки в межах колишнього СРСР, але й країн Європи, Азії, Америки і Африки.

На початку 90-х років розпочинається помітний спад у машинобудуванні і, зокрема, у верстатобудуванні, чого навіть не сталося в роки другої світової війни і після неї. Цехи верстатобудівних заводів почали перетворюватися в окремі маленькі заводи на одній території без єдиної генеральної стратегії, руйнуючи систему управління, розпродаючи обладнання, приміщення і територію заради тимчасової і особистої користі.

У кінці 90-х років економіка України почала виходити з глибокої кризи, але й цей підйом не торкнувся розподілу (група А – виробництво засобів виробництва), а саме верстатобудування, хоча в цьому напрямку, що дає продукцію з найвищою доданою вартістю, раніше славилася наша країна. Для його відновлення потрібні були дуже великі вкладення як у наукові дослідження і створення нової техніки і нових технологій, так і в модернізацію виробничих потужностей, але кошти пішли в іншому напрямку, бо нас почали переконувати «лихо-вчені» і політики, що почалися незворотні процеси і Україна вже ніколи не буде мати свого верстатобудування, тому що відстали назавжди. Справа в тому, що з перших років радянської влади верстатобудування вибрало стратегічно хибний курс під девізом «Догнати і перегнати!» і нас завжди привчали до лозунгу йти в кінці провідних фірм і країн, дивлячись їм у зад і беручи за основу розробки, які побачили на міжнародних виставках і ярмарках.

Україна сьогодні практично не виготовляє власні верстати, а купує чужі, що знищує, якщо не знищило, власне верстатобудування – серцевину машинобудування, хоча раніше Україна вважалася однією з розвинутих країн з виробництвом і реалізації верстатів.

Не зважаючи на скрутне становище, в Україні ще залишається можливість відродити вітчизняне верстатобудування та інші галузі машинобудування, якщо при державній підтримці обрати стратегічно вірний курс під девізом: «Випередити, не доганяючи!». Для цього потрібно зробити інноваційний прорив, використовуючи останні досягнення в різних галузях науки (генетиці, кібернетиці, інформатиці, синергетиці, соціоніці та інших), об'єднаних в міждисциплінарну галузь і побудованих на єдиному структурно-системному підході. Приклад – НБІК – технології: НАНО, БІО, ІНФО, КОГНІ.

Створення верстатів неможливо без аналізу і накопиченого людського досвіду, котрий, як генетична інформація, на різних носіях переноситься з покоління в покоління. Історія розвитку суспільства і еволюція техніки завжди була пов'язана з механікою, а з відкриттям електрики стало неможливим життєдіяльність людини і розвиток технічних систем без неї.

По аналогії із запропонованою періодичною системою первинних джерел електромагнітного поля (автор професор Шинкаренко В.Ф.), названим електромагнітним геном, і завдяки принципам самоорганізації та генетичного принципу «від простого до складного» автором запропонований новий погляд на матеріальну точку, як носія генетичної інформації при створенні технічних систем типу «об'єкт» і «процес». Ця матеріальна точка на генетичному рівні умовно названа механічним геном, що несе інформацію про поступальні і обертові рухи, навантаження та їх напрямки.

Завдяки плідному співробітництву механіків і електромеханіків з використанням підходів в генетичній електромеханіці і універсальних генетичних операторів синтезу (реплікації, інверсії, схрещування, мутації), а також завдяки генетико-морфологічному підходу створені принципово нові механізми, вузли і верстати, де замість механічних твердотільних передач використані електромагнітні поля, а саме: мотор-головки багатошпиндельні (патент України № 110074); мотор-головки револьверні (патент України № 109191); шпиндельні вузли верстатів (патенти України №№ 109195, 109878, 111465, 112234); мотор-барабан шпиндельний; пристрій для осцилюючого свердління композиційних матеріалів (патент України № 113101); багатокоординатний мобільний свердильно-фрезерний верстат пірамідальної компоновки (патент України № 101447); механізм повороту і фіксації шпиндельного барабана (патент України № 113751); багатошпиндельний токарний автомат (патент України № 113767).

Говорячи про майбутнє верстатобудування, необхідно звернутися до відомих і нових методів прогнозування і передбачення на 50 – 100 і більше років вперед, серед яких наукове (інженерне) прогнозування, наукове передбачення і генетичне передбачення.

Довгострокові прогнози і передбачення з вірогідністю звершення 100% покази, що для верстатів майбутніх нових поколінь, з переходом на каркасні і оболонкові несучі системи, відпадає необхідність у фундаментах, а з підвищенням розміру (ваги) деталі і верстата змінюється їхнє співвідношення і вид верстата:

1. Для мікро(нано)деталей – швидко складальні інтелектуальні, прецизійні і ультрапрецизійні міні-верстати з модулів в кейсі з вбудованою системою керування.

2. Для малих деталей – настільні (малогабаритні) верстати або 3D – принтери зі штучним інтелектом, керовані від комп'ютера, смартфона або чипа в голові людини.

3. Для середніх деталей – напольні (наземні) мобільні багатокоординатні верстати – робокари з каркасно-оболонковою несучою системою (переважно без механічних передач), які переміщуються по цеху і одночасно обробляють деталі.

4. Для крупних деталей – споруда (цех) з встановленою на підлозі заготовкою (деталлю), а по стінах і стелі переміщуються інтелектуальні верстати – роботи.

5. Для унікальних деталей – відкрита площадка (ангар) під навісом, на підлозі якої встановлена заготовка (деталь), а навколо неї і по ній переміщуються верстати – роботи з інструментами різного призначення.

Стає очевидним, що Людина не є одноосібним творцем науково-технічного прогресу, як вважалося раніше, а залишається учнем Природи та одним з неперевершених її творинь і творцем за своєю подібністю. Все, що винайдено багатьма поколіннями спеціалістів, Природа давно передбачила в своїх програмах. Природа встановлює закони структурної організації, створює генетичні програми розвитку складних систем і диктує строгі правила їх побудови.

УДК 621.43:62-192

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ, РЕСУРСУ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ВІЙСЬКОВИХ ТА ЦИВІЛЬНИХ МАШИН

PROJECT AND TECHNOLOGICAL SUPPORT OF STRENGTH, RESOURCE AND ENERGY EFFECTIVENESS OF MILITARY AND CIVIL MACHINES

Андрій Марченко¹, Сергій Кравченко¹, Микола Ткачук¹, Едуард Посвятенко²

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна;

²Національний транспортний університет,

вул. Михайла Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна.

The aim of this work is scientific justification, development and introduction of new integrated energy-saving technologies for manufacturing and repair of military and civil machines to improve their strength and resource.

Поліпшення техніко-економічних показників, енергоефективності виготовлення, ремонту та експлуатації машин на сучасному етапі розвитку техніки, у першу чергу – військової техніки, ускладнюється підвищенням їхніх експлуатаційних параметрів (робочих температур, тиску, навантажень на конструктивні елементи, деталі тощо). За таких умов експлуатації до серцевини виробу ставляться вимоги високої межі витривалості та тріщиностійкості.

Зношування поверхонь тертя відбувається в результаті двох різновидів механічного зношування – абразивного і втомного. Таким чином, довговічність і ресурс роботи, наприклад, колінчастих валів двигунів, визначаються двома параметрами: втомною міцністю виробу і зносостійкістю поверхні шийок. Якщо питання підвищення втомної міцності елементів трибосистем вирішується значною мірою на стадії їх проектування та призначення об'ємної термічної обробки, то зносостійкість деталей цілком залежить від методів зміцнення їх поверхневих елементів.

Аналіз сучасного стану розробок технологій зміцнення високонавантажених елементів машин у світі (Японія, США, Європа) свідчить, що методи азотування, загартування, ціанування, лазерної обробки поверхні, вакуумно-плазмового напилення мають суттєві недоліки. Серед них: тривалість, енергозатратність, низька стійкість тощо. Разом з тим, ці недоліки мають принциповий характер і не можуть бути усунені в силу їхньої природи. Тобто, якщо маємо адгезію різнорідних матеріалів, то вони схильні до подібної поведінки.

Разом з тим, розробки авторів за цим напрямком передбачають інтенсивну індентацію високоміцного легованого матеріалу у матрицю основного матеріалу. Отже, матеріал набуває властивостей різнорідного, проте суцільного середовища, що є значною перевагою.

Як показує аналіз методів інженерії поверхні деталей машин, цей науково-технічний напрямок є одним із найбільш перспективних та продуктивних з огляду на результативність на шляху підвищення ресурсу, навантажувальної здатності, економічності та екологічності машин різного призначення. Особливо це стосується методів зміцнення деталей машин військового та цивільного призначення, які експлуатуються у важких умовах. Як один з варіантів розв'язання задач підвищення технічних і тактико-технічних характеристик цих машин є методи дискретного та дискретно-континуального зміцнення їхніх деталей.

Метою роботи є наукове обґрунтування, розроблення та впровадження у виробництво нових комплексних енергозберігаючих технологій виготовлення і ремонту для підвищення ресурсу та імпортозаміщення матеріалів відповідальних важконавантажених деталей військових колісних та гусеничних машин на базі дискретно-континуального зміцнення шляхом комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану.

У цій роботі проблема підвищення енергоефективності, ресурсу та надійності елементів машин вирішується застосуванням дискретного зміцнення поверхні важконавантажених деталей, що працюють в умовах тертя. Воно полягає у нанесенні електроіскровим методом на зовнішню поверхню виробу дискретного покриття з легувальних матеріалів у вигляді розташованих на певній відстані один від одного острівців різної конфігурації (метод електроіскрового легування). Після цього поверхню шліфують, відбувається зрізання прирощеної частини дискретних покриттів, що мають макро- і мікрodefекти, і їхня поверхня нівелюється відносно поверхні деталі, зрізується і зовнішній шар деталі, що практично унеможлиблює появу концентраторів напружень та зменшує шорсткість поверхні.

Запропонована технологія позбавлена принципових вад подібних технологій (азотування, цементация, вакуумно-плазмове покриття тощо), які полягають у тому, що вони енергозатратні, екологічно шкідливі, тривалі у часі та вузьконаправлені. А технологія, що пропонується, – це дискретне легування поверхневих шарів деталей електроіскровим методом. Вона потребує набагато менше енергії на обробку деталей. При цьому відбувається не компромісне поєднання

міцності та трибологічних характеристик, як у традиційних технологіях, а, навпаки, їх одночасне підвищення. Завдяки цьому ресурс деталей збільшується в 1,5 – 2 рази і більше. Економія енергоресурсів на етапі виготовлення – 6 – 8 разів. Економія енергоресурсів на етапі експлуатації – 20 – 40%. Економія енергоресурсів при ремонті – 5 – 6 разів.

Таким чином, удосконалено енергоефективну технологію зміцнення з імпортозаміщенням стратегічних матеріалів. Вона дуже перспективна, оскільки забезпечить нашій промисловості підвищення ресурсу та технічного рівня виробів.

Разом з тим, технології, що пропонуються, потребують наукового обґрунтування, що пов'язано з дослідженням напружено-деформованого стану приповерхневих шарів. Враховуючи, що розміри кожної зони дискретного зміцнення – десятки і сотні мікронів, а самої деталі – можуть досягати кількох метрів, то виникає принципова проблема розмірності задачі. Наприклад, при використанні метода скінченних елементів потрібні будуть моделі з багатомільйонною кількістю ступенів вільності. Оскільки в основі вибору параметрів процесу лежить аналіз багатоваріантних розрахунків з великими обсягами обчислень, то ця задача стає дуже громіздкою. Альтернативою цьому є запропонований новий підхід на основі узагальненого параметричного моделювання. Завдяки цьому розрахункова модель будується збалансованою за точністю та розміром.

У ході комплексу досліджень визначався характер напружено-деформованого стану в області окремої дискретної зони зміцнення (локально) та у першому наближенні у глобальному масштабі (у всій конструкції). Первинний аналіз та узагальнення одержаних результатів дало змогу встановити два типи ефектів впливу на напружено-деформований стан, що виникають при здійсненні дискретно-континуального зміцнення: « Δ -ефект» та « σ -ефект».

Перший полягає в тому, що високолегована область дискретного зміцнення при дії нормального тиску у деформованому стані дещо виступає над недеформованою областю (на величину Δ). Числовою характеристикою при цьому є відношення Δ до діючого тиску p , розрахункова величина якого може сягати 0,1 мкм/МПа і більше. Таким чином, ця підійнята частина поверхні перебирає на себе більшу частину контактного тиску у спряженні з іншою деталлю. Завдяки вищій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім цього, матеріал матриці зношується в першу чергу, чим створюються поверхневі лабіринти для змащування. Найбільший « Δ -ефект», завдяки якому підвищується результативність енергоефективних технологій, визначено у ході багатоваріантних досліджень.

Другий « σ -ефект» проявляється у характерному розподілі напружень у зоні дискретного зміцнення: напруження більші у цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті чого і еквівалентні напруження вищі порівняно із зоною основного матеріалу зміцнюваного елемента машини. Оскільки внаслідок термохімічних процесів відбувається змішування електродного і основного матеріалів та розчинення вуглецю в аустеніті, механічні властивості зони зміцнення значно вищі, ніж основного матеріалу, отже, відбувається зростання запасу міцності для отриманої системи матеріалів у цілому.

Проведені дослідження із застосуванням моделей невеликої розмірності (кілька мільйонів ступенів вільності). Співставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву « Δ -ефекту» та « σ -ефекту» дають змогу визначити рекомендований інтервал дискретності покриття на основі комплексу досліджень. На цій підставі можна стверджувати, що інтегральний вплив запропонованої технології на напружено-деформований стан зміцнюваних тіл у поверхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності, так і для стійкості проти зношування. Втрати на тертя, наприклад, зменшуються в 1,5 – 2,5 рази. Отже, цим забезпечується енергоефективність і на етапі обробки, і на етапі експлуатації.

На основі проведених фундаментальних і прикладних досліджень вперше науково обґрунтована та експериментально підтверджена можливість підвищення міцності, твердості, зносостійкості та довговічності високонавантажених деталей двигунів і агрегатів військової та цивільної техніки методами дискретного та дискретно-континуального зміцнення деталей. Це є базою при проектно-технологічному забезпеченні тактико-технічних і технічних характеристик військових та цивільних машин вітчизняного виробництва.

СТАДІЙНІСТЬ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ СТАЛЕЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

STAGES OF IN-SERVICE DEGRADATION OF GAS PIPELINES STEELS

Григорій Никифорчин, Ольга Звірко

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна.

Two stages of in-service in-bulk material degradation are considered in the paper. A special attention is paid to mechanical properties degradation of pipelines steels during their long-term operation. Development of in-bulk material damaging during operation is analysed.

Експлуатаційну деградацію сталей магістральних газопроводів слід враховувати при моніторингу їхнього технічного стану та оцінюванні роботоздатності, в тому числі залишкового ресурсу. Останнім часом в Україні приділяється значна увага цій проблемі, зважаючи на те, що вік більшості газопроводів є близьким до 30 років. Дослідження в цьому напрямі свідчать про експлуатаційне зниження, перш за все, пластичності та опору крихкому руйнуванню трубопровідних сталей. Відтак зростає небезпека важко прогнозованого крихкого руйнування, особливо за дії корозивно-наводнювальних середовищ. У цій роботі розглядаються закономірності зміни впродовж тривалої, десятками років, експлуатації механічних властивостей сталей, виходячи зі стадійності процесу деградації.

На рис. 1 наведено загальну схему зміни впродовж експлуатації газопровідних сталей найважливіших механічних властивостей, які визначають роботоздатність труб. Весь експлуатаційний період поділено на дві стадії [1]: стадія I – деформаційного старіння та стадія II – розсіяної в об'ємі матеріалу пошкодженості. Перша стадія включає і деформаційне зміцнення як передумову процесу деформаційного старіння, яке передбачає утворення т.зв. хмар Котрелла за рахунок осідання атомів вуглецю, азоту, а також водню в ядрах дислокацій. Вони утруднюють подальший рух дислокацій, в результаті зростають міцність σ_B та $\sigma_{0,2}$ і твердість, однак знижується пластичність δ і ψ та опір крихкому руйнуванню (для прикладу, ударна в'язкість KCV та визначена методом J -інтегралу статична тріщиностійкість K_{Ic} (J_{Ic})).

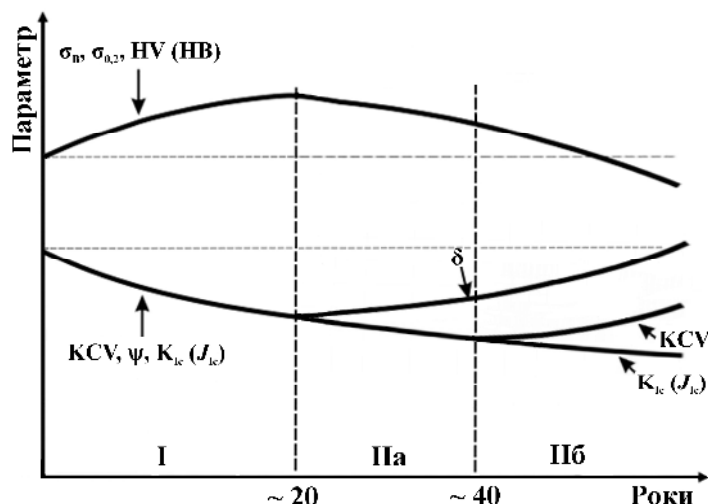


Рис. 1. Схема двостадійності деградації газопровідних сталей: стадія I – деформаційного старіння та стадія II – розсіяної пошкодженості, яка включає два етапи IIa дезорієнтованої експлуатаційної пошкодженості і IIб пошкодженості, орієнтованої в напрямі вальцювання

Стадію пошкодженості поділено на два етапи: IIa – розвитку дезорієнтованої стосовно текстури матеріалу та IIб – орієнтованої у напрямі осі труб, які виготовляють з вальцьованого прокату.

Характерним для етапу ІІа, який настає приблизно після 20 років експлуатації, є неочікуване зростання відносного видовження δ , що пов'язане з розкриттям множинних дефектів, які утворилися або впродовж експлуатації, або в процесі навантаження за механічних випробувань. Водночас інша характеристика пластичності – відносне звуження ψ – продовжує знижуватися за подальшої експлуатації металу, як і характеристики опору крихкому руйнуванню. Цей особливий феномен може стати причиною помилкового судження про задовільний поточний стан трубопровідних сталей за характеристикою δ . А подальший спад характеристик опору крихкому руйнуванню слугує підтвердженням того, що формальне збільшення δ фізично не відбиває збільшення пластичності матеріалу впродовж експлуатації. Крім цього, така особливість слугує показником розвитку в матеріалі пошкоженості, тобто стадії ІІ – експлуатаційної деградації. Тому для оцінювання пластичності металу слід віддавати перевагу параметру ψ .

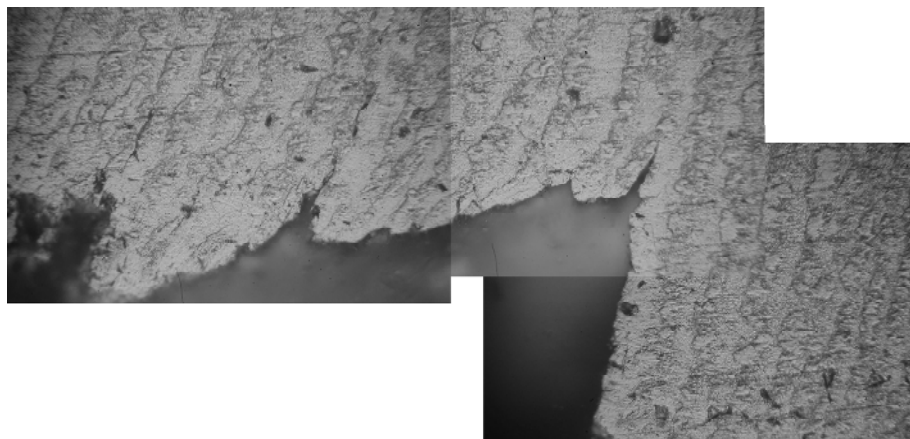


Рис. 2. Приклад поширення вторинних тріщин вздовж волокон текстури в газопровідній сталі X52 після 30 років експлуатації

Подальша експлуатація трубопроводів спричиняє особливий вид пошкоженості в об'ємі металу стінки труби, який полягає в орієнтації тріщин уздовж волокон текстури (рис. 2) внаслідок ослаблення адгезії між вальцьованими неметалічними включеннями та матрицею. Відомо [2], що водень, абсорбований металом, сприяє розвитку такої пошкоженості, тобто розшаруванню вздовж волокон. Він накопичується в дефектах у молекулярному стані, створюючи в них високі тиски, які спричиняють напруження, сумірні з робочими від тиску транспортованого газу. Відтак тріщини можуть поширюватися і без прикладання зовнішнього навантаження. Якщо зразки для механічних випробувань вирізані таким чином, що площа руйнування пересікає волокна текстури, наприклад, повздовжні зразки для оцінювання ударної в'язкості, то схильність металу до розшарування буде слугувати чинником, який підвищує енергоємність руйнування. Тобто метал з підвищеною схильністю до воднем спричиненого розшарування може характеризуватися вищим рівнем ударної в'язкості, що слід розглядати як окремий феномен. Така особливість і дає підставу виділити окремий етап у стадії розвитку експлуатаційної пошкоженості, на якій ударна в'язкість, формально визначена з використанням повздовжніх зразків, може не відбивати реальну експлуатаційну деградацію металу з огляду на його опір крихкому руйнуванню. Проте показник механіки руйнування K_{Ic} (J_{Ic}) адекватно характеризує опір руйнуванню деградованого металу на всіх стадіях його експлуатації – він однозначно знижується впродовж тривалої експлуатації газопроводу. Це вказує на необхідність ширшого використання випробувань на тріщиностійкість для коректного оцінювання експлуатаційної деградації трубопровідних сталей.

The research has been partially supported by the NATO in the Science for Peace and Security Programme under the Project G5055.

1. Environmentally assisted “in-bulk” steel degradation of long term service gas trunkline / H. Nykyforchyn, E. Lunarska, O.T. Tsyurulnyk et al. // *Eng. Fail. Anal.* – 2010, 17. – P. 624–632. 2. Domizzi G., Anteri G., Ovejero-Garca J. Influence of sulphur content and inclusion distribution on the hydrogen induced blister cracking in pressure vessel and pipeline steels // *Corros. Sci.* – 2001, 43(2). – P. 325–339.

УДК 001.1+001.38:001.92

**ДІЯЛЬНІСТЬ АКАДЕМІЇ ІНЖЕНЕРНИХ НАУК УКРАЇНИ ТА СПІЛКИ НАУКОВИХ І
ІНЖЕНЕРНИХ ОБ'ЄДНАНЬ УКРАЇНИ ЩОДО УЧАСТІ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-
МЕХАНІКІВ У МІЖНАРОДНІЙ ПРОГРАМІ «ЄВРОІНЖЕНЕР»**

ACTIVITIES OF THE ACADEMY OF ENGINEERING SCIENCES OF UKRAINE AND THE
SCIENTIFIC AND ENGINEERING UNION OF UKRAINE IN PARTICIPATION
OF UKRAINIAN MECHANICAL ENGINEERS IN THE "EUROENGINEER" PROGRAM

Петро Таланчук¹, Василь Струтинський², Микола Кірюхін³

¹*Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»,
вулиця Львівська, 23, Київ, 03115 Україна;*

²*Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна;*

³*Спілка наукових та інженерних об'єднань,
вул. Січових Стрільців, 21, м. Київ, 04053, Україна.*

The mechanism of participation of Ukrainian Mechanical Engineers in the "Euroengineer" program were proposed. The basic provisions of the project were introduced.

Академія інженерних наук України існує з 1991 року як громадська самоврядна організація. Вона об'єднує понад 300 учених, конструкторів, організаторів виробництва, представників вищої школи та інших провідних спеціалістів різних галузей економіки України. У її складі 42 зарубіжних учених з 11 країн. Нині в Академії інженерних наук існує 19 відділень.

Основними завданнями АІН України є розроблення концепції розвитку інженерно-технічного потенціалу України, підготовка необхідних кадрів, сприяння постачанню промислових галузей ефективними новітніми технологіями, розроблення і втілення нових концепцій інженерної освіти, комерціалізація результатів наукових досліджень, що виконані ученими Академії, та низка інших.

Протягом 18 років видається науково-технічний журнал «Вісті Академії інженерних наук України».

Академія входить до Світової спілки академій інженерних і технологічних наук – Caets (International Council of Academies of Engineering and Technological Sciences), яка об'єднує 27 Академій країн світу.

Сьогодні Академія разом зі Спілкою наукових і інженерних об'єднань України веде роботи в рамках Державного проекту «Євроінженер» (EUR ING, Engineering Card, FEANI INDEX), яку реалізує федерація FEANI (European Federation of National Engineering Associations).

Будучи однією з найвпливовіших технічних організацій Європи, FEANI заснувала почесне звання «Євроінженер». Претенденти на отримання цього звання повинні мати якісну інженерну освіту, багаторічний досвід інженерних досліджень, аналізу та проектування, а також дотримуватися професійної етики.

Відбір претендентів проводиться за дві стадії: спочатку на національному рівні, потім професійні якості претендента перевіряє Європейський Моніторинговий комітет.

Фахівці, що мають EUR ING, отримують відповідний диплом і вносяться в FEANI реєстрацію, яка ведеться в Брюсселі. Це допомагає їм у плані академічної мобільності та встановлення зв'язків з фахівцями і організаціями Європи. Спільна робота Академії інженерних наук України та Спілки наукових та інженерних об'єднань України з реалізації програми «Євроінженер» включає підготовку пакетних заявок та направлення їх у відповідні структури FEANI.

На сьогодні накопичено певний досвід по підготовці пакетних заявок FEANI INDEX та EUR ING. Він допоможе в реалізації програми «Євроінженер» українським інженерам-механікам.

ЗНОСОСТІЙКІ ПОРОШКОВІ СПЛАВИ НА ОСНОВІ КОБАЛЬТУ І НІКЕЛЮ З КАРБІДНИМ ЗМІЦНЕННЯМ**WEAR RESISTANT COBALT AND NICKEL BASED POWDER ALLOYS WITH CARBIDE STRENGTHENING**

**Тетяна Черепова¹, Галина Дмитрієва¹, Мирослав Кіндрачук², Олександр Духота²,
Олександр Тісов²**

¹Інститут металофізики ім. Г.В. Курдюмова НАН України,
бульвар Академіка Вернадського, 36, м. Київ, 03142, Україна;

²Національний авіаційний університет,
проспект Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03680, Україна.

The paper discusses principles of designing of wear resistant materials, which are wear resistant in conditions of high temperature fretting. The results of heat resistance and high temperature fretting resistance tests of cobalt and nickel based composite alloys with carbide strengthening (produced by powder metallurgy method) are presented. It was also proposed the mechanism of tribological processes which uncover high wear resistance of investigated alloys in conditions of high temperature fretting wear.

При вирішенні завдань підвищення надійності і ресурсу авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) великого значення надається забезпеченню високої зносостійкості трибоспряжень деталей гарячої частини, найбільш навантаженими і відповідальними з яких є бандажні з'єднання робочих лопаток турбіни. Динаміка зношування цих елементів характеризується наявністю двох режимів фрикційно-контактної взаємодії – відносно тангенціальне циклічне мікропереміщення в режимі фретингу за наявності у спряженні натягу та удару з проковзуванням при виникненні зазору. За аналогічних умов працюють і піддаються зношуванню контактні поверхні більшості номінально – нерухомих спряжень деталей гарячої частини ГТД. Натепер, у зв'язку з тенденцією до підвищення потужності на одиницю маси двигуна, що збільшує температурний режим роботи ГТД і діючі навантаження, актуальним завданням є створення високотемпературних зносостійких матеріалів здатних працювати за температур, що перевищують робочі температури традиційних жароміцних сплавів.

У доповіді розглянуті принципи конструювання матеріалів стійких до зношування в умовах високотемпературного фретингу. Подано результати досліджень важливих для експлуатації в умовах високих температур властивостей композитних сплавів, отриманих методом порошкової металургії – жаростійкості за температури 1373° К і зносостійкості в умовах фретингу до температур 1223° К. Металевою складовою сплавів слугує кобальт і нікель з легуючими домішками хрому, алюмінію і заліза, а також жароміцний нікелевий сплав ЖС32-ВИ. Зміцнюючою складовою сплавів слугує карбід титану в кількості від 30 до 70% об.

Порівняння жаростійкості досліджуваних сплавів за температури 1373°К протягом 50 годин на повітрі показало перевагу порошкових композиційних матеріалів на основі нікелю. Приріст маси нікелевих сплавів залишався меншим порівняно з приростом маси сплавів на основі кобальту майже вдвічі, а сплави на основі ЖС32-ВИ виявили меншу жаростійкість, ніж сплави на основі кобальту.

Найбільший вплив на зносостійкість сплавів в умовах фретингу має температура. З її підвищенням понад 927° К показники середнього лінійного зносу всіх сплавів, незалежно від вмісту зміцнюючої карбідної фази, зростають. Порівняння досліджуваних матеріалів з вмістом карбідної фази 50% об. за результатами випробувань на зношування дає можливість зробити висновок про те, що за температур 1223° К ... 1323° К у порядку зростання зносостійкості сплави розташовують у такій послідовності: Co (Cr; Al; Fe) + 50% об. TiC → Ni (Cr; Al; Fe) + 50% об. TiC → ЖС32-ВИ + 50% об. TiC.

За результатами термодинамічного аналізу окиснення компонентів сплавів, дослідження формування структурно-фазового складу поверхонь тертя запропоновано механізм трибологічних процесів, що розкриває високу зносостійкість досліджуваних сплавів за умов високотемпературного фретингу. З урахуванням різниці зносостійкості сплавів за різних температур надані рекомендації щодо їх застосування.

СЕКЦІЯ 1

МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ТА МІЦНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

УДК: 539.374.376

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ЗАТРИМКИ ПЛИННОСТІ МАТЕРІАЛУ ПРИ СКЛАДНОМУ
НАПРУЖЕНОМУ СТАНІ НА ОСНОВІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ МОДЕЛІ
ПЛАСТИЧНОГО СЕРЕДОВИЩАDERIVING OF THE FLUIDITY DELAY OF MATERIALS AT COMPLEX STRESS STATE ON
THE BASIS OF THE ELECTROMECHANICAL MODEL OF PLASTIC ENVIRONMENT

Ярослав Андрусик

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

Solution of problems of propagation of elastic - plastic waves in metals requires taking into account the phenomenon of fluidity delay. Our work presents simple equations defining time of fluidity delay within the electromechanical model ideal elastic - plastic environment. Carried out theoretical calculations provide a good agreement with experimental data.

Характерною особливістю поведінки маловуглецевих сталей при динамічних процесах є виникнення явища, яке називається запізненням плинності. При короткочасній дії навантаження, що викликає напруження, яке перевищує статичну границю плинності S_s , матеріал протягом деякого часу перебуває в пружному стані. В задачах про поширення пружно-пластичних хвиль, час затримки плинності t відіграє важливу роль. Пояснення механізму цього явища, що відноситься до області фізики металів, дається різними авторами по різному. Існуючі фізичні теорії розглядають цей ефект на рівні дислокаційних процесів. В іншому випадку постулюються рівняння, на основі яких настання плинності матеріалу відбувається при виконанні певних функціональних умов. Після узагальнення всіх цих підходів було побудовано просту електромеханічну модель пластичного стану на основі якої виникає можливість отримати співвідношення для визначення часу затримки плинності.

У рамках цієї моделі запишемо динамічну умову початку пластичності матеріалу:

$$s_{ij}s_{ij} = \frac{2}{3} \left[S_s + k \left(\frac{3}{2} \mathfrak{E}_{ij}^e \right)^{1/n} \sqrt{\frac{3}{2} \frac{s_{ij}s_{ij}}{S_s} - 1} \right]^2, \quad (1)$$

де s_{ij} – компоненти девіатора напружень, \mathfrak{E}_{ij}^e – компоненти девіатора швидкостей пружних деформацій, k і n – сталі матеріалу.

Розділяючи рівняння (1) на два співмножники і прирівнюючи до нуля один з них, маємо

$$\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}s_{ij} - S_s} = 0. \quad (2)$$

Це співвідношення є відомою умовою пластичності Мізеса. Воно справедливе, поки інтенсивність швидкостей пружних деформацій не перевищить граничне значення $\sqrt{\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}} \leq \dot{\epsilon}_i^{cp}$, де $\dot{\epsilon}_i^{cp}$ - граничне значення інтенсивності пружних деформацій, що визначається експериментально.

Відповідно для другого множника, дістанемо такий динамічний критерій початку плинну

$$\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij} s_{ij}} = s_s + \frac{k^2}{s_s} \left(\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} \right)^{2/n}. \quad (3)$$

З умови (3) можна знайти час затримки плинності в результаті раптового навантаження, коли $s_{ij} s_{ij} > \frac{2}{3} s_s^2$.

Дослідження показують, що час затримки плинності, при якому раптово перенапружений матеріал перебуває в пружному стані, рівний часу за який це напруження початку плинності досягається при навантаженні з певною швидкістю. Тому цей час для довільного напруженого стану будемо визначати наступним чином

$$t = \frac{\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}^* s_{ij}^* - s_s}}{\sqrt{\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}}}, \quad (4)$$

$\dot{\epsilon}_{ij}$ – компоненти діватора швидкостей напружень, s_{ij}^* – компоненти діватора напружень на границі переходу з пружного стану в пластичний.

Запишемо закон Гука у вигляді залежності між компонентами діватора напружень і деформацій

$$e_{ij}^e = \frac{s_{ij}}{2G}, \quad \text{модуль зсуву } G = \frac{E}{2(1+n)}. \quad (5)$$

Після диференціювання (5) за часом, та підстановки результату в (3), заміни $s_{ij} \rightarrow s_{ij}^*$, запишемо

$$\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}^* s_{ij}^*} = s_s + \frac{k^2}{s_s} \left[\frac{(1+n)^2}{E^2} \left(\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} \right) \right]^{2/n}. \quad (6)$$

Розв'язуючи (6), знаходимо

$$\sqrt{\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}} = \frac{E s_s^{n/4}}{(1+n) k^{n/2}} \left(\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}^* s_{ij}^*} - s_s \right)^{n/4}. \quad (7)$$

Підставляючи (7) у (4), отримуємо шукане співвідношення для визначення t .

$$t = \frac{k^{n/2} (1+n)}{E s_s^{n/4} \left(\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}^* s_{ij}^*} - s_s \right)^{n/4 - 1}}. \quad (8)$$

Приведемо формулу (8) до випадку одновісного розтягу, коли $s_{xx} \neq 0$. Прикладемо до зразка раптове напруження s_{xx}^* , яке перевищує s_s . Враховуючи вирази для визначення компонентів діватора напружень, дістанемо $\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}^* s_{ij}^*} = s_{xx}^*$. Отже з (8), отримаємо

$$t = \frac{k^{n/4} (1+n)}{E s_s^{n/4} (s_{xx}^* - s_s)^{n/4 - 1}}. \quad (9)$$

Записане рівняння (9) було використане для знаходження часу запізнення плинності в залежності від величини напруження розтягу при описі даних експерименту. Аналітичні дослідження показують добру відповідність результатів розрахунку з експериментом.

УДК 539.374, 539.89

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО СТАНУ ПРУЖНО-В'ЯЗКОПЛАСТИЧНОГО МАТЕРІАЛУ З ЗАПІЗНЕННЯМ ПЛИННОСТІ, ЩО ЗАПОВНЮЄ ПІВПРОСТІР

RESEARCH OF STATE OF ELASTIC VISCOUS PLASTIC MATERIAL LATE FLUIDITY, FILLING THE HALF-SPACE

Ярослав Андрусик, Людмила Дзюбик

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The using electromechanical model ideal elastic viscous plastic material turnover late in the study of one-dimensional distribution of flat waves. Established spatial representation of the overall picture changes transverse stress and longitudinal strain to the disturbed area laden material.

Розглядається використання електромеханічної моделі ідеального пружно-в'язкопластичного матеріалу з запізненням плинності при дослідженні поширення плоских одновимірних хвиль. Встановлено просторове представлення загальної картини зміни поперечних напружень та поздовжніх деформацій для збуреної області навантаженого матеріалу.

Теоретичному дослідженню поширення плоских пружно-пластичних хвиль присвячено багато робіт. Проте до цього часу опубліковано дуже мало робіт про розповсюдження хвиль в середовищах, що володіють властивістю запізнення плинності. В теоретичних роботах про хвильові процеси в матеріалах із затримкою плинності відмічаються великі труднощі та громіздкість досліджень. Це пов'язано з тим, що на основі моделі Работнова Ю. Н., після вичерпування здатності до запізнення, перехід з перенапруженого стану в пластичний відбувається миттєво, шляхом пружного розвантаження, після виконання певної функціональної умови Котрелла. В результаті виникають хвилі сильних розривів, які взаємодіючи з пружними та пластичними хвилями дають надзвичайну складну картину руху. Велика кількість різноманітних розривів в конкретних задачах робить практично неможливим отримати навіть числовий розв'язок з точним врахуванням всіх розривів.

У цій роботі проведено дослідження динамічного стану ідеально пластичного матеріалу із запізненням плинності, що заповнює півбезмежний простір, на основі електромеханічної моделі середовища. Особливість отриманого розв'язку сформульованої задачі полягає в тому, що перехід з пружного стану в пластичний, відбувається не раптово, а представляє собою певний процес в часі. Тому поведінка середовища вже не буде приводити до виникнення фронту хвиль сильних розривів. Отже, виникає можливість значного спрощення отримання загальної картини хвильових процесів для таких матеріалів. Розв'язок задачі здійснюється при однопараметричному навантаженні, коли до граничної поверхні півпростору раптово прикладається постійне, рівномірно розподілене нормальне напруження, що перевищує граничний рівень пружного стану у випадку статичного деформування. Для виконання відповідних досліджень побудована залежність між напруженням і деформацією пружно-пластичного матеріалу в рамках плоскої задачі поширення хвиль стиску. Встановлено, що при відсутності затримки плинності збурення поширюється в середовищі у вигляді східчастих хвиль зі швидкостями a_1 та a_2 , причому

$$a_1 = \sqrt{\frac{E(1-n)}{r(1+n)(1-2n)}}, \quad a_2 = \sqrt{\frac{E}{3(1-n)r}}, \quad (1)$$

де E – модуль Юнга, n – коефіцієнт Пуассона, r – густина матеріалу.

При побудові визначальних рівнянь пружно-в'язкопластичного стану матеріалу за фронтом хвилі затримки плинності встановлено, що нормальне напруження s_{xx} вздовж осі x ,

перпендикулярної до граничної площини буде постійне. Воно буде рівне величині раптово прикладеного напруження S_{xx}^* . Постійною буде і швидкість поступального руху частинок і рівною швидкості точок на фронті хвилі запізнення пластичності

$$V_o = \sqrt{\frac{(1+n)(1-2n)}{E(1-n)r}} S_{xx}^* \quad (2)$$

Після відповідних перетворень, визначальні рівняння в пластичній області приводяться до звичайного диференціального рівняння для напруження S_{yy} . Отримується така його форма запису

$$\frac{2(1-n)}{E} m \dot{S}_{yy} + k \frac{(1+n)^{2/n}}{E^{2/n}} (-\dot{S}_{yy})^{2/n} \sqrt{\frac{1-2n}{1-n}} + S_{yy} - \frac{1-n}{1-2n} S_s = 0, \quad (3)$$

де \dot{S}_{yy} – швидкість зміни напруження S_{yy} , S_s – границя плинності матеріалу, S_{yy} – компонента тензора напружень вздовж осі y , m – коефіцієнт в'язкості, k та n – сталі матеріалу.

Після підстановки в рівняння (3) відповідних сталих матеріалу і прийнятого значення S_{xx}^* побудовано поле напружень S_{yy} для всіх областей збуреного півпростору.

Використовуючи знайдений розв'язок з (3) та проведений аналіз, маємо наступне рівняння для визначення закону зміни деформації e_{xx}

$$e_{xx} = \frac{1-2n}{E} (2S_{yy} + S_{xx}^*). \quad (4)$$

З (4) випливає, що на фронті хвилі запізнення пластичності відсутнє пружне розвантаження, деформація стиску e_{xx} є неперервна і приймає таке значення з відомого пружного розв'язку

$$e_{xx} = \frac{(1+n)(1-2n)}{E(1-n)} S_{xx}^*. \quad (5)$$

Відповідно для знаходження поля швидкостей точок півпростору в пластичній області дістанемо рівняння

$$V_x(x,t) = V_o + 2a_1 \frac{1-2n}{E} \int_0^{t-t-\frac{x}{a_1}} \dot{S}_{yy}(z) dz. \quad (6)$$

де $z = t - t - \frac{x}{a_1}$ – час перебування точок півпростору в пластичному стані (внутрішній час), t – час затримки пластичності.

Підраховано, що для вибраних сталих матеріалу час затримки пластичності приймає значення $t = 1,29247 \cdot 10^{-4} c$.

На основі проведених досліджень здійснена ілюстрація використання електромеханічної моделі ідеального пружно-в'язкопластичного матеріалу з запізненням пластичності при дослідженні поширення плоских одновимірних хвиль. Показана відмінність у поширенні плоских пружно-пластичних хвиль в матеріалі без затримки пластичності та пружно-в'язкопластичних хвиль в півпросторі заповненого середовищем, що володіє властивістю запізнення пластичності. Отриманий результат вказує на можливість значного спрощення побудови загальної картини хвильових процесів в матеріалах з запізненням пластичності.

УДК 539.4

ПРИКЛАДНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ІНТЕНСИВНОСТІ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ТРУБОПРОВІДІВ МАГНІТОСТАТИЧНИМ МЕТОДОМ. Частина II

APPLIED ASSESSMENT MODEL OF STRESS INTENSITY PIPELINES MAGNETIC STATIC METHOD. PART II

Володимир Білобородченко

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, vbilko22@gmail.com.

The proposed applied probability model based on probability density distribution of composite measured values of the magnetic anisotropy for assessing intensity in the tube wall coercive method.

Прогнозування експлуатаційного ресурсу трубопроводів за виявленням та розвитком локальних зон концентрації напружень (ЗКН) проводиться за результатами неруйнівних методів контролю базованих на фізичних ефектах взаємодії зондуючих полів або речовин з досліджуванним об'єктом.

Одним з таких методів є визначення величини коерцитивної сили корельованої з механічними та структурними змінами у матеріалі конструкції. За відомими даними цей метод дозволяє оцінити деградацію матеріалу в межах 100...400% зміни величини коерцитивної сили від її початкового значення (до початку експлуатації виробу).

Використовуються два варіанти вимірювання коерцитивної сили: статичний H_{CC} та динамічний H_{Cd} . В обох випадках оцінка H_{CC} , H_{Cd} проводиться за величиною струму розмагнічування I_p ($I_p \approx H_{Ci}$) або для сталей $H_{Ci} = I_p / k$, де k – коефіцієнт характерний для кожного матеріалу та його стану. В першому випадку величина H_{CC} однозначно пов'язана з структурно – механічними властивостями об'єкту. У другому варіанті (H_{Cd}), який використовується у мобільних коерцитиметрах, значення коерцитивної сили стає залежним також від електро- магнітних властивостей матеріалу, його геометрії, розміру та структурування зерна тощо.

Таким чином, оцінка величини еквівалентних напружень S ЗКН у контрольованому об'єкті, визначена на підставі попередньої метрологічної перевірки коерцитиметрів ($a_i = f(S_{зад})$), тут a_i - коефіцієнт магнітної анізотропії (КМА) розрахований за значеннями коерцитивної сили у напрямках головної площини; $S_{зад}$ - розраховані еквівалентні напруження у ній при навантаженні трубної оболонки контрольованим внутрішнім тиском) відповідно встановлених методик містить ненормовану похибку. Остання може суттєво вплинути на прийняття рішення щодо зворотної задачі – встановлення S ЗКН за результатами вимірювання КМА у порівнянні з еталонними моделями. Крім того, на результати діагностування об'єктивно впливає відмінність магнітної системи реального виробу (геомагнітні, кліматичні, геометричні, механічні тощо фактори впливу на її стан).

Відповідно вибірка виміряних значень КМА і розрахункова величина S ЗКН являє собою композицію основного (інформативного) розподілення $f(x)$ щільності імовірності їх значень та іншого розподілення $j(x)$, яке описує вказані фактори впливу $P_e(x) = (1 - \varepsilon)f(x) + \varepsilon j(x)$, де ε - міра неув'язки реального напруженого стану з його оцінним вимірюванням.

Висунуто гіпотезу H_0 : що мішане розподілення коректно описується композицією \arcsin – розподілення щільності імовірності визначеного КМА та рівномірного, обумовленого реальним станом магнітної системи матеріалу (рис. 1):

$$p(z) = \begin{cases} \frac{1}{2 \cdot p \cdot a \cdot b} \cdot \ln\left(\frac{1 + \sqrt{1 - \frac{z^2}{(a \cdot b)^2}}}{1 - \sqrt{1 - \frac{z^2}{(a \cdot b)^2}}}\right); & |z| \leq a \cdot b \\ 0; & |z| \geq a \cdot b \end{cases}$$

де z – параметр магнітного стану реальної механічно навантаженої магнітної системи матеріалу трубної оболонки; a – розраховані за практичним вимірюванням коерцитивної сили у головній площині значення КМА; b – значення рівномірної складової внеску магнітної системи та методики проведення вимірювань у величину струму розмагнічування.

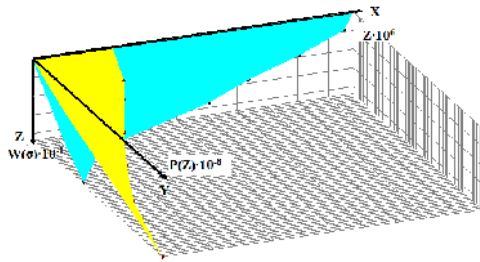


Рис. 1.

Для визначення параметрів композиції використана раніше запропонована методика приведення дослідних даних до переформованих значень КМА та створення центрально-симетризованого розподілення їх величин. Розкид прогнозованих значень b - параметру встановлювався виходячи з положень теорії намагнічування та розмагнічування анізотропного тіла, що знаходиться під дією механічних навантажень. Тут динамічна магнітна система стінки труби характеризується генерацією і рухом полів дислокацій, формуванням нових доменних областей,

напрямок векторів легкого намагнічування яких з урахуванням структуризації матеріалу, лишає після розмагнічування магнітний фон на рівні 0,5...0,8 від величини одиничного вектора намагнічування.

На підставі отриманих розрахунків отримані статистично надійні (рис. 2, рис. 3) моделі та їхні номограмні уявлення, які дозволяють визначити з імовірністю $Q=0.95$ напруження S ЗКН за вимірними величинами a_i – коефіцієнта магнітної анізотропії.

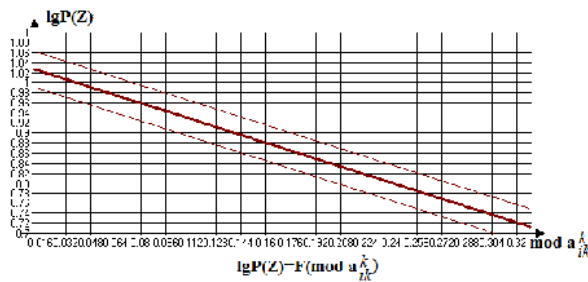


Рис. 2.

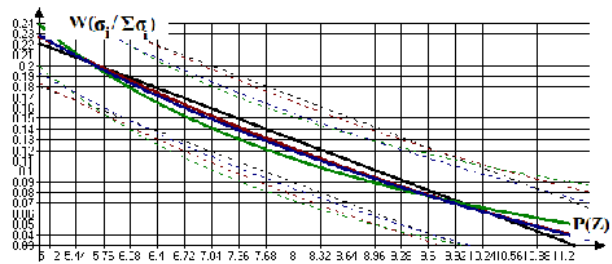


Рис. 3.

УДК 539.3

СТРУКТУРА РОЗВ'ЯЗКУ УЗАГАЛЬНЕНОЇ ЗАДАЧІ НЕЙМАНА ДЛЯ РІВНЯННЯ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ

STRUCTURE OF THE SOLUTION GENERALIZED NEUMANN PROBLEM FOR THE HEAT EQUATION

Юрій Боднар, Володимир Бар

Львівський національний аграрний університет,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, 30831, Україна.

A nonstationary heat conduction problem for an isotropic body is considered when a generalized heat transfer condition of the second kind (the Neumann problem) is defined on its surface. Using the method of R-functions, the structure of the solution of the problem is constructed.

Розглянуто нестационарну задачу теплопровідності для ізотропного тіла Ω ($\partial\Omega$ – його межа) при заданій на його поверхні узагальненій умові теплообміну другого роду (задача Неймана). Для побудови структури розв'язку задачі використовується метод R-функцій.

Будемо шукати температуру $t(x, t)$, яка задовольняє рівняння теплопровідності:

$$\Delta t - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0 \quad \text{в } \Omega \quad (1)$$

при межових

$$\frac{\partial t}{\partial n} = -\frac{1}{I_t} \left[q(x, t) + t_r \cdot \frac{\partial q}{\partial t}(x, t) \right] \text{ на } \partial\Omega$$

та початкових умовах

$$\begin{aligned} t(x, 0) &= t^{(0)}(x), & \frac{\partial t}{\partial \tau}(x, 0) &= t^{(1)}(x), \\ q(x, 0) &= q_0(x). \end{aligned} \quad (2)$$

Тут $x = (x_1, x_2)$, Δ – оператор Лапласа, $t \in [0, t_N]$, τ – час, $c = \sqrt{\frac{a}{t_r}}$ – швидкість розповсюдження тепла, a – коефіцієнт температуропровідності, t_r – час релаксації теплового потоку, $q = (x, t)$ – вектор теплового потоку, n – зовнішня нормаль до $\partial\Omega$, $t^{(0)}(x)$, $t^{(1)}(x)$, $q_0(x)$ – задані величини, I_t – коефіцієнт теплопровідності.

Часовий інтервал $[0, t_N]$ покриваємо рівномірною сіткою з кроком $h = t_N / N$, N – кількість вузлів t_k сітки, $k = \overline{1, N}$. Похідні за часом в (1), (2) замінюємо скінченними різницями:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau}(x, \tau_k) = \frac{t(x, \tau_k) - t(x, \tau_{k-1})}{h}, \quad \frac{\partial q}{\partial t}(x, t_k) = \frac{q(x, t_k) - q(x, t_{k-1})}{h};$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial t^2}(x, t_k) = \frac{t(x, t_k) - 2t(x, t_{k-1}) + t(x, t_{k-2})}{h^2}, \text{ що дозволило одержати квазістаціонарні задачі}$$

теплопровідності:

$$\Delta t_k - \left(\frac{1}{c^2 h^2} + \frac{1}{ah} \right) t_k = - \left(\frac{2}{c^2 h^2} + \frac{1}{ah} \right) t_{k-1} + \frac{1}{c^2 h^2} t_{k-2} \quad \text{в } \Omega \quad (3)$$

з межовими умовами:

$$\frac{\partial t_k}{\partial n} = \frac{t_r}{h I_t} q_{k-1} - \frac{1}{I_t} \left(1 + \frac{t_r}{h} \right) q_k, \quad (4)$$

$k = \overline{1, 2, \dots, N}$.

Тут $t_k = kh$, $t_k(x) = t(x, \tau_k)$, $t_0(x) = t^{(0)}(x)$, $t_{-1}(x) = t^{(0)}(x) - ht^{(1)}(x)$, $q_k(x) = q(x, t_k)$

Нехай $\omega(x)$ – ліва частина нормалізованого до першого порядку рівняння $\partial\Omega$ з властивостями:

- 1) $w(x) > 0$ в Ω ;
- 2) $w(x) = 0, |\nabla w| = 1$ на $\partial\Omega$.

Тоді, згідно з методом R- функцій, структура розв'язку задачі (3), (4) може бути записана формулою

$$t_k(x) = \Phi_k(x - w \cdot \nabla w) + w(x) \cdot \frac{1}{I_t} \cdot \left[t_r \cdot q_{k-1} - \left(1 + \frac{t_r}{h} \right) \cdot q_k \right].$$

де Φ_k – невизначена компонента структури, незалежно від вибору якої межові умови задовольняються точно.

УДК 620.18:678.067

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОЇ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЙНИХ ВУГЛЕПЛАСТИКІВ ПІСЛЯ УДАРНОЇ ДІЇ ГРАДУ

DETERMINATION OF RESIDUAL PRONICITY OF CONSTRUCTION CARBON-PLASTIC AFTER HAMMER IMPACT

Григорій Борозенець, Інна Семак

The influence of impact of hail on residual strength carbon fiber reinforced plastic materials. Crushing method of formation of ice pellets and causing damage to the samples. The results of impact hail impact on the strength of samples under different schemes reinforcing material.

Останнім часом у конструкціях, де основним чинником є зниження питомої ваги, широко застосовують полімерні композиційні матеріали (КМ) на основі епоксидної та поліамідної матриць, армовані волокнами вуглецю. Найбільше поширення КМ досягнуто в авіаційних конструкціях, здебільшого в якості елементів обшивок. При цьому застосовуються тонкі листові КМ з різними схемами армування, в залежності від конкретних місцевих навантажень.

Характерними і найбільш визначальними навантаженнями для обшивних матеріалів є зсувні навантаження в площині листа. Серед досить великої кількості способів механічних випробувань на зсув, одним з найпоширеніших є метод, рекомендований ГОСТ 24778-81, згідно з яким хрестоподібний зразок навантажується за допомогою чотири ланкового шарнірного механізму.

Під час експлуатації авіаційні конструкції підпадають дії різноманітних ударних навантажень, в результаті яких у вуглепластикових обшивках можуть виникати мікро- та макропошкодження структури. При цьому одним з найменш досліджених варіантів ударних дій є пошкодження від граду.

Для того, щоб обґрунтувати режими нанесення на зразки ударних пошкоджень, еквівалентних пошкодженням від реальних градових потоків, нами використані результати літературних джерел, в яких наведені основні визначення і характеристики граду, місця випадання, повторюваність, форми і розміри градин, їхня питома вага, температура та отримані залежності швидкості падіння градин, ймовірності появи, густоти градового потоку.

З урахуванням вищевказаного, для дослідження впливу ударної дії граду на міцність обшивних вуглепластикових КМ, нами обрані стандартні зразки для випробування на зсув в площині листа з розмірами робочої зони 50×50 мм. Для нанесення ударних пошкоджень застосовувались сферичні гранули діаметром 15 мм, утворені з прозорого льоду, які мали температуру близьку до 0⁰С. Бомбардування здійснювалось одиничним співударянням зі швидкістю 20 м/с під кутом 90⁰. Таким чином, з найбільшою ймовірністю моделюється пошкодження обшивки літака від граду на стоянці.

Для утворення гранул був виготовлений спеціальний пристрій (кокіль), який складається з двох металевих пластин з напівсферичними заглибинами, між якими розташована прокладка з вакуумної гуми з відповідними круговими вирізами Ø 15 мм. Отримані таким шляхом сфери заповнювались дистильованою водою, після чого пристрій встановлювався в холодильну камеру і витримувався там протягом 1,5 – 2 годин при температурі – 15⁰ С. Після замерзання води гранули витримувалися в холодильній камері при температурі 4⁰ С до появи рідкої плівки на їхній поверхні (протягом 12 годин). Такий режим приготування гранул дозволяв отримати прозорий суцільний лід з питомою вагою до 0,85 г/см³ при температурі біля 0⁰ С.

Для розгону льодяних гранул до заданої швидкості використовувалась спеціальна пневматична гармата ежекторного типу. Для нанесення ударних пошкоджень зразок розташовувався на спеціальній підкладці, що являла собою частину реальної панелі обшивки хвостового опірнення літака трубчастої конструкції. Таким чином модулювались пружні характеристики реальної обшивки.

Швидкість гранул визначалась безпосередньо біля поверхні зразка за допомогою експериментальної установки, яка працює наступним чином. Промінь, що виходить з оптичного квантового генератора за допомогою світло-подільної системи розділяється на два паралельних пучки однакової інтенсивності. Система виставляється так, щоб обидва промені перетинали траєкторію руху частинки.

При перетинанні гранулою, що вилітає з гармати, лазерних променів формуються світлові імпульси, які за допомогою лінз передаються на фотоприймач. За навантаженням фотоприймача формуються імпульси на екрані зв'язаного з ним осцилографа. За відстанню між цими імпульсами визначається час, за який гранула проходить базову відстань між променями. Далі за відомим часом і відстанню визначається швидкість руху, який вважається рівномірним.

За наведеною методикою були нанесені ударні пошкодження від граду на 50 зразках з листового вуглепластика типу КМУ-3Л. Зразки були виготовлені п'яти варіантів схем армування на основі вуглеленти ЕЛУР-П-0,08 та зв'язуючого ЕДТ-69Н.

Викладання зразків проводилось ручним способом з подальшим вакуум-автоклавним формуванням за двома різними режимами. Один з них відповідає технології розробника КМ і надалі характеризується тиском формування 0,25 МПа. Другий, який характеризується тиском 0,15 МПа, є прискореним і застосовується з метою зниження енерговитрат на виробництво КМ.

Після бомбардування місце удару на зразках піддавалося візуальному обстеженню за допомогою мікроскопа МБС-2. При цьому в жодному випадку не виявлено видимих пошкоджень (сколів, тріщин, вм'ятин тощо).

Надалі зразки випробувались до руйнування при зсуві в площині листа, згідно з ГОСТ 24778-81, паралельно випробувались аналогічні непошкоджені зразки (у вихідному стані).

Результати порівняльних випробувань 20 партій зразків наведені на рис. 1.

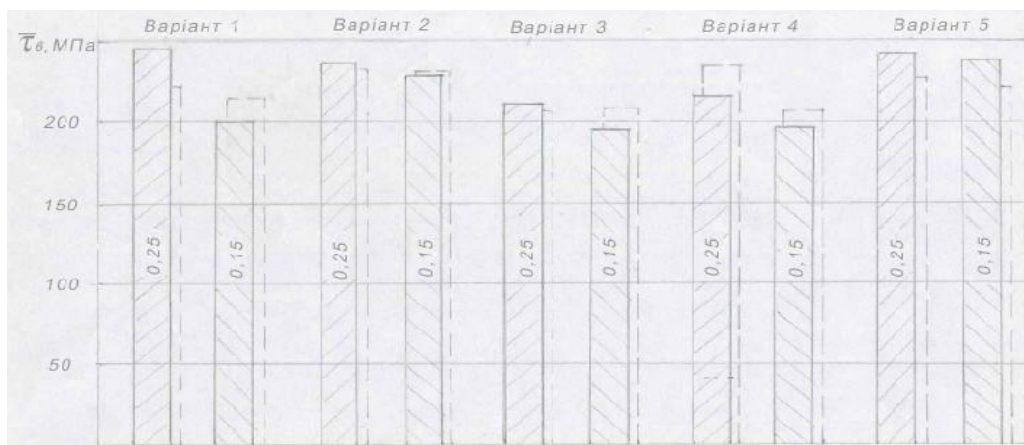


Рис. 1. Номограми середніх значень границь міцності для різних варіантів армування:
 ▨ – середні значення границь міцності у вихідному стані при тиску формування відповідно 0,25 МПа і 0,15 МПа; □ – те саме після удару градом

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що суттєвого зниження міцності за рахунок ударної дії граду, при обраних параметрах, не спостерігається. Деякі зміни границі міцності, очевидно, слід вважати такими, що знаходяться в межах розсіювання. Особливо це стосується випадків “збільшення” міцності, які інакше важко пояснити. Відзначимо, що ці збільшення спостерігаються в основному для партій зразків, при тиску формування 0,15 МПа, які мають підвищений коефіцієнт варіації. До того ж, простежується тенденція: чим більший коефіцієнт варіації тим більше “збільшення” міцності (похибка експерименту). Взагалі явище підвищеного розсіювання результатів випробувань КМ порівняно з металами загальновідоме. При цьому необхідно значно збільшувати обсяг випробувань.

Проведений експеримент моделював середньостатистичний режим градового потоку і не претендує на повноту дослідження. Зафіксовані параметри реальних градових потоків змінюються в широкому діапазоні. Так, наприклад, тривалість випадання граду змінюється від 10 с до 45 хвилин, діаметр градин сягає 13,8 см, а вага – 0,6 кгс, градини можуть мати гострі виступаючі частини і таке інше. Крім цього, пошкоджуюча дія граду різко зростає при польоті літального апарату. Все це говорить про небезпечність зустрічі літака з градом і про актуальність досліджень у цьому напрямі.

УДК 004.03:624.15

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РИЗИКУ ТА БЕЗПЕКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

MATHEMATICAL MODELING AND SECURITY RISK STRESS-STRAIN STATE

Василь Бритковський¹, Ольга Огірко²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
бул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

²Львівський державний університет внутрішніх справ,
бул. Городоцька, 26, м. Львів, 79007, Україна.

The mathematical formalization of engineering tasks, taking into account the conditions of uncertainty a priori information is quite a challenge. Construction of models and their use in computer systems is today one of the most important problems of science.

Під час проектування елементів машин необхідно враховувати процеси їхнього виготовлення, обробки та експлуатації. Математична формалізація задач такого класу, з врахуванням умов невизначеності апріорної інформації, є досить складною проблемою. Побудова моделей та використання їх у комп'ютерних системах являє собою сьогодні одну з найважливіших проблем науки. В точних науках дослідник оперує точними, часто ідеалізованими поняттями, що в практичних додатках іноді спотворює і навіть знецінює результати класичної математики. Таким чином, актуальною задачею є розроблення методів з урахуванням змін структури та параметрів у них. Моделі можна будувати і на основі опору матеріалів, законів механіки, фізики. Кожна модель має свої межі використання. У певних рамках похибка її мінімальна і залежить не тільки від відповідності реального процесу диференціальних рівнянь, а й від похибки методу та комп'ютера, за допомогою яких досліджують і розв'язують математичну задачу. Тільки при повному інформаційному забезпеченні математичне моделювання та обчислювальний експеримент дадуть ефективні розв'язки.

Система комп'ютерної алгебри дозволяє виконувати найрізноманітніші математичні операції та перетворення алгебраїчних виразів заданих у чисельній та символній формах. Сучасні системи містять функції практично з усіх розділів сучасної математики, підтримують інтерактивну візуалізацію, одну чи кілька мов програмування, і часто дозволяють комбінувати алгоритми, математичні формули, текст, графіку, діаграми чи анімацію зі звуком, а також результати обчислення в одному файлі. Система комп'ютерної алгебри містять додатки для моделювання інженерних задач, та для фізичних обчислень; інтерфейс для багатьох баз даних, можливість паралельних та розподілених обчислень тощо. Mathcad – система комп'ютерної алгебри з класу систем автоматизованого проектування, орієнтована на підготовку інтерактивних документів з обчисленнями і візуальним супроводженням, відрізняється використанням і застосуванням для колективної роботи. Для введення формул і даних можна використовувати як клавіатуру, так і спеціальні панелі інструментів. Деякі з математичних можливостей Mathcad засновані на підмножині системи комп'ютерної алгебри Maple. Робота здійснюється в межах робочого аркуша, на якому рівняння і вирази відображаються графічно. Mathcad використовувати для обчислень і інженерних розрахунків. Mathcad відноситься до систем комп'ютерної алгебри, тобто засобів автоматизації математичних розрахунків. В цьому класі програмного забезпечення існує багато аналогів різноманітної спрямованості і принципу побудови. Найбільш часто Mathcad порівнюють з такими програмними комплексами, як Maple, Mathematica, MATLAB, а також з їх аналогами MuPAD, SciLab, Maxima та ін. Втім, об'єктивне порівняння ускладнюється у зв'язку із різним призначенням програм і ідеологією їх використання. Система Maple призначена головним чином для виконання аналітичних, символних обчислень і має для цього один з найпотужніших у своєму класі арсенал спеціалізованих процедур і функцій. Можливості Maple орієнтовані на користувачів – професійних математиків; розв'язання задач в середовищі Maple потребує не тільки вміння оперувати тією чи іншою функцією, але й знання методів розв'язання, в неї закладених: у вбудованих функціях Mathematica має високу швидкість обчислень, але потребує вивчення доволі незвичайної мови програмування. Розробники Mathcad зробили ставку на розширення системи відповідно до потреб користувача. Для цього призначені додаткові бібліотеки і пакети розширення, які можна придбати окремо і які мають додаткові функції, що вбудовуються в систему при інсталяції; а також електронні книги із описом методів розв'язання специфічних задач, з прикладами діючих алгоритмів і документів, які можна використовувати безпосередньо у власних розрахунках. Крім того, в разі потреби і за умови наявності навичок програмування в C, є можливість створення власних функцій і їх прикріплення до ядра системи.

**ВПЛИВ ПЛАСТИЧНОСТІ МАТЕРІАЛІВ НА ГЕНЕРУВАННЯ ПРУЖНИХ ХВИЛЬ
АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ ЗА ЦИКЛІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ****MATERIALS PLASTICITY EFFECT ON THE GENERATION OF ACOUSTIC EMISSION ELASTIC
WAVES AT CYCLIC LOADING****Володимир Віра^{1,2}, Роман Чепіль¹, Денис Рудавський¹, Юрій Канюк¹**¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The features of elastic waves generate acoustic emission in plastic and steel 08kp high-strength aluminum alloy B95 in infancy and crack propagation under conditions of dynamic loads. It was shown that quantitative indicators signal the acoustic emission (AE) – total score and amplitude – are specific to each type of material and stages of fatigue.

В умовах динамічних навантажень особливо небезпечними є місця концентрації напружень (отвори, надрізи, непровари тощо), наявність яких може бути зумовлена особливостями конструкції, технологією виготовлення деталі чи особливостями їх експлуатації. Саме там починається процес формування втомних макротріщин в матеріалах і їх подальший ріст, а своєчасне виявлення тріщин може дозволити уникнути негативних наслідків при експлуатації та запобігти аваріям. Тут ефективним може бути метод діагностування стану металу за параметрами пружних хвиль акустичної емісії, який дозволяє дистанційно контролювати конструкцію під час експлуатації неруйнівним способом і є досить чутливим. Він дає змогу визначати стадії росту тріщини, а також (за наявності відповідних залежностей) її параметри. Однак цей метод в основному використовується при дослідженні статичної тріщинотривкості конструкційних матеріалів, а в умовах втомних навантажень його ефективність не апробована. Оскільки значна кількість сучасних механізмів працює в режимі динамічних навантажень, а їх ресурс пов'язаний з появою і поширенням тріщин, то такі дослідження є актуальними і потрібними.

Випробовували стандартні компактні зразки базового розміру $W = 40$ мм з вирізом радіуса $\rho = 1,5$ мм, виготовлені з пластичної сталі 08КП та високоміцного алюмінієвого сплаву B95 на сервогідравлічній машині BISS за частоти навантаження 8-10 Гц. Під час випробувань спостерігали за боковою поверхнею зразка в околі концентратора напружень за допомогою мікроскопа МБС-9 із 50 кратним збільшенням паралельно фіксуючи зміну сигналів АЕ-системою SKOP-8М.

Встановлено, що протягом певного інкубаційного періоду, який становить $0 \dots 0,2N_i$ циклів навантаження, де N_i – період до зародження втомної макротріщини, в околі концентратора напружень формується втомна зона передруйнування, але на сигналах АЕ це ніяк не відображається. В подальшому у цій зоні поступово формується система мікротріщин, але при цьому у сплаві B95 періодично рееструються сигнали АЕ, збільшуючись у амплітуді і сумарному рахунку, а у сталі 08кп їх надалі немає. З появою макротріщини спостерігається наявність сигналів в обох матеріалах, проте їх кількісні показники у сталі 08кп є значно меншими ніж у сплаві B95. Подальший ріст втомної макротріщини супроводжується постійною реестрацією сигналів АЕ різної амплітуди і періодичності, що корелює із стрибкоподібним ростом тріщини.

Аналіз отриманих результатів показує, що генерування пружних хвиль АЕ в матеріалах різного класу міцності та пластичності в умовах втоми має певні особливості, які необхідно враховувати при науково-практичному дослідженні процесів зародження і поширення тріщин.

**ВПЛИВ ЛОКАЛЬНИХ ПЕРЕГРІВІВ НА ТЕРМОПРУЖНІ ДЕФОРМАЦІЇ РОТОРА
ТУРБОГЕНЕРАТОРА**

INFLUENCE OF LOCAL OVERHEAT
ON THERMO-ELASTIC DEFORMATIONS OF ROTOR TURBINE

Микола Войтович¹, Роман Лампіка²

¹Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного,
вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

Offered the method of studying the impact of local overheat on temperature field and deformation inhomogeneous straight rod multiply cross-sectional caused him study in concerning to temperature deflections and vibrations of rotor turbine.

Під час експлуатації турбогенераторів можуть виникати локальні перегриви роторів, обумовлені різними причинами; зокрема, асиметрією охолодження, внутрішнім тертям, анізотропією поковки тощо. Ці перегриви спричинюють появу відповідних температурних прогинів, що, в свою чергу, призводить до підвищення рівня вібрації.

Питання діагностування і розроблення способів усунення теплової незрівноваженості роторів є важливими. Ефективність розроблених при цьому заходів значною мірою залежить від достовірності оцінки впливу різних факторів на деформації.

У цій роботі розроблена методика вивчення впливу локальних перегрівів на інтегральні характеристики температурного поля і обумовлені ним деформації неоднорідного прямолінійного стрижня багатозв'язного поперечного перерізу стосовно до дослідження температурних прогинів і вібрацій ротора турбогенератора.

У праці [1] отримані рівняння теплопровідності неоднорідних прямолінійних стрижнів багатозв'язних перерізів. Ці рівняння застосовані для визначення температурного поля ротора турбогенератора ТГВ-500-4. Під час визначення температурного поля бочки ротора за розрахункову модель взято полий циліндричний стрижень з 56-а поздовжніми вирізами (пазами) прямокутної (у полярній системі координат) форми. На зовнішній і внутрішній циліндричних поверхнях виконуються умови теплообміну з омиваючими середовищами за законом Ньютона. На поверхнях вирізів теплообмін із заповнювачами відбувається через проміжкові шари, тобто на цих поверхнях виконуються умови неідеального теплового контакту. Коли перегрів відсутній, то у всіх пазях температури середовищ однакові. Якщо ж у одному чи кількох чи кількох пазях має місце перегрів, то температура в цих пазях зростає до деякого значення. Оскільки поперечний переріз ротора ТГВ-500-4 має дві осі симетрії, то у вибраній системі координат система рівнянь теплопровідності [1] спрощується. Її розв'язок отримується у замкнутому вигляді для випадку зміни температури в пазях ротора за лінійним законом, а в одному з пазів (наприклад, внаслідок закупорювання) спостерігається перегрів. Якщо перегрів спостерігається у кількох пазях, то розв'язок задачі в цьому випадку отримується за принципом суперпозиції як сума відповідних розв'язків, оскільки розв'язувана задача лінійна. Отримані розв'язки входять у рівняння термомеханіки як складові навантаження.

В процесі визначення прогинів ротор розглядається як балка кусково-постійного перерізу, яка шарнірно оперта на кінцях. При цьому використовувались рівняння температурного згину бруса четвертого порядку, а не другого. Це дозволило задовільнити всі необхідні умови спряження, а саме неперервність прогинів, кутів повороту, згинальних моментів і поперечних сил в перерізах ротора, які є границями його частин. На кінцях ротора задовільнялись класичні умови шарнірного опирання. Був проведений числовий аналіз отриманих розв'язків. Була досліджена залежність прогину ротора від орієнтації перегрітого паза, від кількості перегрітих пазів, а також від відношення коефіцієнтів теплопровідності матеріалів ротора і проміжкових шарів. У результаті числових досліджень, зокрема, встановлено, що збільшення теплопровідності проміжкового шару призводить до збільшення температурного аналогу згинального моменту і обумовленого ним максимального прогину ротора. Розв'язавши задачу про вимушені коливання ротора, що має знайдену початкову деформацію, можна визначити рівень вібрацій ротора у випадку асиметрії його температурного поля.

1. Войтович М.І., Лампіка Р.В. До розрахунку термонапруженого стану стрижневих елементів багатозв'язних поперечних перерізів // Вісник НУ «Львівська політехніка». – Серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2016. – №838. – С. 17-22.

УДК 621.644

РОЗРАХУНОК БАГАТООПОРНОЇ НАДЗЕМНОЇ ДІЛЯНКИ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ

ANALYSIS OF ABOVEGROUND MULTISUPPORT SECTION OF OIL-TRUNK PIPELINE

Андрій Дзюбик¹, Іван Прокопишин^{1,2}

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна;

²Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна.

We propose a method of analysis of oil-trunk pipeline part, which includes aboveground multisupport section and adjacent underground sections. The method uses the beam model and takes into account elasticity and rigid displacements of supports and ground. The general expression for the displacement of the aboveground section is obtained by the method of Cauchy functions. Unknown constants and support reactions are determined from the conditions of contact with supports and connection conditions of separate sections of the pipeline.

Розглядається задача про міцність магістрального нафтопроводу в зоні прямолінійного надземного переходу, яка охоплює надземну ділянку та прилеглі підземні ділянки. Надземна ділянка вільно лежить на пружних опорах, а підземні ділянки пружно взаємодіють з ґрунтом (рис. 1). Опори можуть мати попередні вертикальні зміщення, а лівий та правий ґрунтові масиви – вертикальні зміщення та повороти.

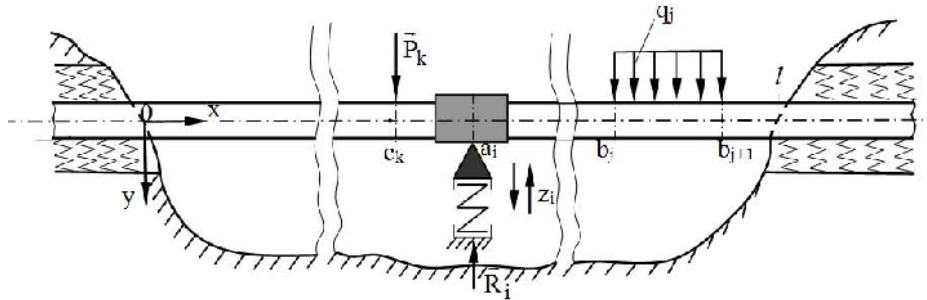


Рис. 1. Схема трубопроводу в зоні надземного переходу

Для опису статичної рівноваги трубопроводу використано модель балки кусково-сталої жорсткості, яка складається з трьох ділянок: лівої підземної, надземної і правої підземної.

Систему координат xOy розмістимо на початку надземної ділянки, вісь Ox направимо вздовж осі балки вправо, а вісь Oy – вниз.

Для розв'язування задачі запишемо загальні вирази для переміщень на окремих ділянках трубопроводу, а невідомі сталі та реакції опор знайдемо з умов спряження ділянок та умов контакту балки з опорами.

Розглянемо надземну ділянку, використовуючи позначення та результати праці [1].

Позначимо: $a_i, k_i, z_i, i=1, N_R$ – координати, коефіцієнти податливості та початкові зміщення опор трубопроводу; $[d_m, d_{m+1}), m=1, N_D$ – ділянки, де жорсткість труби на згин D_m – стала. У точках $x=c_k, k=1, N_p$ на трубопровід діють зосереджені зусилля P_k , а на ділянках

$[b_j, b_{j+1})$, $j=1, N_q$ (в межах ділянки сталої жорсткості) розподілені зусилля сталої інтенсивності q_j , яке враховує масу труби, транспортованого продукту тощо. Зовнішнє навантаження зумовлює реакції опор R_i , $i=1, N_R$, які прикладені у точках з координатами a_i .

Прогин надземної ділянки $w(x)$ задовольняє диференціальне рівняння [2]:

$$(D(x)w'')'' = q(x), \quad x \in (0, l), \quad (1)$$

де зовнішнє навантаження визначається так:

$$q(x) = \sum_{i=1}^{N_R} R_i d(x-a_i) + \sum_{k=1}^{N_P} P_k d(x-c_k) + \sum_{j=1}^{N_q} q_j [q(x-b_j) - q(x-b_{j+1})], \quad (2)$$

$d(x-a)$ – дельта функція Дірака, $q(x-a) = (0, x < a) \vee (1, x \geq a)$ – функція Гевісайда.

На кожному опорі діє сила, протилежна до реакції опори R_i , яка зумовлює пружне переміщення опори $U_i = -k_i R_i$, $i=1, N_R$. Тому умови контакту балки з опорами матимуть вигляд:

$$w(a_i) = -k_i R_i + z_i, \quad i=1, N_R. \quad (3)$$

Згинний момент та перерізуючу силу в балці визначають через переміщення так:

$$M(x) = -D(x)w''(x), \quad Q(x) = M'(x). \quad (4)$$

Методом функцій Коші [2] загальний розв'язок рівняння (1) запишемо у вигляді [1]:

$$w(x) = w_0 + q_0 x + M_0 \frac{\partial}{\partial a} K(x, 0) + Q_0 K(x, 0) + w^*(x, 0), \quad (5)$$

де $K(x, a) = \int_a^x \frac{(x-s)(s-a)}{D(s)} ds$ – функція Коші, w_0, q_0, M_0, Q_0 – початкові параметри,

$$w^*(x) = \sum_{i=1}^{N_R} R_i q(x-a_i) K(x, a_i) + \sum_{k=1}^{N_P} P_k q(x-c_k) K(x, c_k) + \sum_{j=1}^{N_q} q_j H_j(x),$$

$$H_j(x) = \int_{b_j}^{j_j(x)} K(x, t) dt, \quad j_j(x) = \begin{cases} b_j, & x < b_j \\ x, & b_j \leq x < b_{j+1} \\ b_{j+1}, & b_{j+1} \leq x \end{cases}$$

Прогини балки w_1 і w_2 на підземних ділянках $x \in (-\infty, 0)$ та $x \in (l, \infty)$ задовольняють рівняння:

$$(D_i^0 w_i'')'' = k_i (f_i - w_i) + q_i^0, \quad i=1, 2, \quad (6)$$

де D_i^0 – жорсткість відповідної ділянки трубопроводу на згин; q_i^0 – зовнішнє навантаження на підземні ділянки; k_i – коефіцієнти жорсткості ґрунту; $f_1(x) = a_1 x + d_1$, $f_2(x) = a_2(x-l) + d_2$ – форма осової лінії після зсуву ґрунту.

За припущення про сталу згинну жорсткість трубопроводу на підземних ділянках, легко записати загальні вирази для прогину на цих ділянках:

$$W_1(x) = A_1 e^{b_1 x} \sin b_1 x + A_2 e^{b_1 x} \cos b_1 x + f_1(x) + q_1^0 / k_1, \quad (7)$$

$$W_2(x') = B_1 e^{-b_2 x'} \sin b_2 x' + B_2 e^{-b_2 x'} \cos b_2 x' + f_2(x') + q_2^0 / k_2, \quad (8)$$

де $b_i^4 = k_i / 4D_i^0$; $x' = x - l$ – допоміжна координата; A_1, A_2, B_1, B_2 – невідомі сталі.

Формули для моментів та перерізуючих сил на цих ділянках аналогічні (4).

Загалом маємо вісім невідомих сталих $w_0, q_0, M_0, Q_0, A_1, A_2, B_1, B_2$ та N_R невідомих реакцій R_i , $i=1, N_R$. Для їх знаходження використовуємо умови рівності переміщень, кутів повороту, моментів та перерізуючих сил в точках з'єднання ділянок при $x=0$ та $x=l$, а також умови контакту балки з опорами (3).

1. Дзюбик Л., Кузьо І., Прокопишин І. Статична рівновага балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім зміщенням // *Машинознавство*. – 2009. – № 11 – С. 27-30. 2. Гацук П., Зорій Л.-М. Лінійні моделі дискретно-неперервних механічних систем. – Львів: Українські технології, 1999. – 372 с.

УДК 539.3

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДСУТНОСТІ ТЕРМОНАПРУЖЕНЬ У ДОВГОМУ НЕОДНОРІДНОМУ
ВЗДОВЖ РАДІАЛЬНОЇ ЗМІННОЇ ПОРОЖНИСТОМУ ЦИЛІНДРІ ПРИ СТАЦІОНАРНОМУ І
НЕСТАЦІОНАРНОМУ ТЕПЛООБМІНІ**

ENSURING THE ABSENCE OF THERMAL STRESSES IN THE NON-HOMOGENEOUS IN THE
RADIAL DIRECTION HOLLOW CYLINDER AT STEADY AND NON-STEADY HEAT EXCHANGE

Богдан Калиняк

*Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна.*

The condition of the absence of thermal stresses induced by temperature field depending on radial coordinate in non-homogeneous in radial direction hollow cylinder at steady and non-steady heat exchange has been obtained. For non-homogeneous two-component material with characteristics represented by the model of simple mixture the exact analytical expressions for material characteristics ensuring zero stresses at known heat loading have been obtained. Some numerical results were presented.

Сучасні технології дають можливість виготовляти матеріали із заданими розподілами їхніх характеристик для продовження терміну експлуатації виготовлених з них виробів за теплових та силових навантажень. Це, зокрема, композити та функціонально-градієнтні матеріали (ФГМ), які виготовляють із заданою неперервною зміною фізико-механічних характеристик у межах тіла для забезпечення міцності конструкцій.

Тому виникає проблема підбору такого температурного поля, коли відомі залежності характеристик матеріалу від координати, або характеристик неоднорідного матеріалу за заданих теплових і, можливо, силових навантажень, які б мінімізували або забезпечували відсутність однієї із складових напружень чи переміщень. Для стаціонарних теплових навантажень відповідні задачі розглянуті в праці [1].

Розглянуто неоднорідний довгий кільцевий циліндр з нестационарним залежним від радіальної координати температурним полем та заданими на його поверхнях і вздовж осі залежними тільки від часу силовими і тепловими навантаженнями. Характеристики матеріалу залежать від радіальної координати ρ . Із запропонованого інтегрального рівняння Фредгольма другого роду [2] відносно радіальної компоненти тензора напружень, до розв'язування якого зведена класична задача незв'язаної квазістатичної термопружності, отримано точний аналітичний вираз, який зв'яже температурне поле, фізико-механічні характеристики матеріалу, радіальні компоненти тензора напружень та силові навантаження вздовж осі циліндра

$$T(\rho, t) = T_0 + \frac{C(t)}{\alpha(\rho)} - p(t)F(\alpha(\rho), \nu(\rho)), \quad (1)$$

де t – час, $T(\rho, t)$ – температурне поле, яке повинно задовольняти нестационарне рівняння теплопровідності, початкову і межові умови, T_0 – опорна температура, при якій відсутні напруження і переміщення, $\alpha(\rho), \nu(\rho)$ – коефіцієнти лінійного теплового розширення та коефіцієнт Пуассона відповідно, $p(t)$ – залежне від часу осьове навантаження, яке забезпечує постійну вздовж радіальної координати осьову деформацію, $F(\alpha(\rho), \nu(\rho))$ – відома функція, рівна нулеві при сталому коефіцієнті Пуассона, $C(t)$ – довільна функція від часу, $F(\alpha(\rho), \nu(\rho)), C(t)$ – містять однакові означені інтеграли від виразів, які включають модуль пружності та коефіцієнт Пуассона. У стаціонарному випадку $C(t) = C$ і $p(t) = p$ – сталі. Отже вираз (1) встановлює вигляд розв'язку задачі теплопровідності.

Після підставлення виразу (1) у нестационарне рівняння теплопровідності встановлено такий аналітичний зв'язок між об'ємними тепловими джерелами та характеристиками неоднорідного матеріалу, які забезпечують при відсутності масових сил і осьових силових навантажень відсутність радіальних напружень у циліндрі:

$$C(t) = C_1 \exp(Qt), \quad Q = \frac{\alpha(\rho)}{c(\rho)} \left\{ \frac{1}{\rho} \frac{d}{d\rho} \left[\rho \lambda(\rho) \frac{d}{d\rho} \left(\frac{1}{\alpha(\rho)} \right) \right] - q_1(\rho) \right\} = const, \quad (2)$$

де сталі C_1 і Q визначаються з початкової та межових умов, інтенсивність теплового джерела має вигляд $q_v(\rho, t) = q_1(\rho)C(t)$, а $c(\rho)$ – об'ємна теплоємність. Оскільки маємо три умови на температурне поле і дві сталі, то це означає, що умови повинні бути узгодженими. У випадку $Q=0$ отримуємо відповідні зв'язки між температурним полем та характеристиками матеріалу для стаціонарного теплообміну, подані у праці [1].

З рівнянь рівноваги, зв'язків між деформаціями і напруженнями, рівності нулю навантажень на поверхнях та вздовж осі циліндра випливає рівність нулю колових і осьових складових тензора напружень.

У випадку сталого температурного поля отримано точний аналітичний вираз характеристик матеріалу в рамках моделі простої суміші, які забезпечують нульові напруження у циліндрі. Проведені відповідні числові розрахунки характеристик матеріалу та температурного поля.

Отримано аналітичні вирази і на їх основі наведені числові розрахунки нестационарного температурного поля (початковий розподіл температури, інтенсивність теплових джерел, початковий розподіл температури і залежні від часу умови на поверхнях), яке забезпечує відсутність напружень у циліндрі, при відомих властивостях реального матеріалу з двох складників, термомеханічні характеристики якого описуються моделлю простої суміші. Ці вирази описують процес охолодження циліндра.

1. Калиняк Б.М. Характеристики матеріалів, які забезпечують нульові радіальні термонапруження у неоднорідному довгому порожнистому циліндрі / Б.М. Калиняк // Вісник Київського університету, Серія фіз.-мат. науки. – 2015. – Спецвипуск. – С. 97–100. 2. Калиняк Б.М. Рівняння Фредгольма 2-го роду відносно радіальних напружень для визначення термомеханічного стану неоднорідного порожнистого довгого циліндра / Калиняк Б.М. // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2013. – т. 56, № 3. – С. 141–147.

УДК 539.4

ПРО ДЕЯКІ ЙМОВІРНІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІЦНОСТІ СТОХАСТИЧНО ДЕФЕКТНИХ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ

CONCERNING SOME PROBABILITY STRENGTH CHARACTERISTICS OF STOCHASTIC DEFECT COMPOSITE MATERIALS

Роман Квіт

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

The problem of composite plate probability strength characteristics with stochastic cracks distribution under the conditions of biaxial loading is carrying out. The expressions of limit loading mean value, variance of strength and change strength factor are obtained. Weibull statistical theory of the materials strength is used for calculations.

Розглянуто пластину з композитного матеріалу (матриця та елементи, що армують), який є ортотропним за своїми пружними властивостями. Пластина знаходиться за умов дії рівномірно розподілених по краях однорідних зусиль p та q ($q=hp$) (плоска деформація). Зусилля p та q діють вздовж головних напрямків ортотропії. У композиті рівномірно розподілені дефекти-тріщини, що не взаємодіють між собою. Параметри дефектів – кут орієнтації a відносно напрямку дії p ($-p/2 \leq a \leq p/2$) та довжина $2l$ є статистично незалежними випадковими величинами.

Припускаючи найбільш імовірною орієнтацію тріщин у напрямку армування, запишемо диференціальну функцію розподілу ймовірностей випадкової величини a [1]

$$f(a) = \frac{I^{3/2}}{p(\cos^2 a + I^3 \sin^2 a)}, \quad I = \frac{E_x}{E_y}, \quad (1)$$

де коефіцієнт відношення модулів пружності $I > 1$.

Приймаємо, що випадкова півдовжина тріщин l набуває значень: $0 \leq l \leq l_c$ (l_c – структурна константа матеріалу). Вводимо випадкову величину [1] $S = S(p, h, l)$, яку визначають з критерію руйнування [2].

Для опису випадкової величини S застосуємо зрізаний нормальний розподіл [3]. Тоді функція розподілу руйнівного навантаження для елемента композита з одною тріщиною [1]

$$F_1(p, h) = \frac{1}{p} \int_{-p/2}^{p/2} \frac{I^{3/2}}{\cos^2 a + I^3 \sin^2 a} \left(1 - \Phi \left(\frac{S - \langle S \rangle}{\Delta} \right) \right) da, \quad p_{\min} \leq p \leq p_{\max}, \quad (2)$$

де $\Phi(S)$ – функція Лапласа, $\langle S \rangle$ – середнє значення, Δ – середнє квадратичне відхилення випадкової величини S .

Вважатимемо, що композитний матеріал містить велику кількість дрібних дефектів. Тоді функція розподілу руйнівного навантаження для композита з n дефектами [5]

$$F_n(p, h) = 1 - \exp[-cn(p - p_{\min})^m], \quad (3)$$

де c та m – додатні обмежені величини, що не залежать від кількості дефектів і визначаються [6] зі співвідношення

$$c = \lim_{p \rightarrow p_{\min}} \frac{F_1(p, h)}{(p - p_{\min})^m}. \quad (4)$$

Вирази (2) – (4) узагальнюють розподіл Вейбула-Болотіна на складний напружений стан ортотропного композитного матеріалу.

Тепер можемо записати деякі ймовірнісні характеристики міцності ортотропного композита з n тріщинами (n – велике).

Ймовірність зруйнування

$$P_f = 1 - \exp[-cn(p - p_{\min})^m]. \quad (5)$$

Середнє значення руйнівного навантаження

$$\langle p \rangle = p_{\min} + \frac{\Gamma(1+1/m)}{(cn)^{1/m}}. \quad (6)$$

Дисперсія міцності

$$D(p) = \frac{\Gamma(1+2/m) - \Gamma^2(1+1/m)}{(cn)^{2/m}}, \quad (7)$$

де $\Gamma(x)$ – гама-функція.

Відповідно до результатів роботи [7], середнє значення руйнівного навантаження можна визначити так:

$$\langle p \rangle = p_{\min} + \frac{\Gamma(1+1/m)}{(Q_i V)^{1/m}},$$

де V – об'єм композита, $Q_i = Q_i(m, h)$ – параметр, що залежить від вибраного критерію руйнування.

1. Квіт Р.І. Статистичний підхід до оцінки надійності конструкційних матеріалів // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка»: Фіз.-мат. науки. – 2000. – №407. – С. 93-96. 2. Делявський М.В., Квіт Р.І. Розподіл макронапружень біля тріщиноподібних дефектів в анізотропному мікронеоднорідному тілі при плоскій деформації та поздовжньому зсуві // ФХММ. – 1992. – №2. – С. 50-54. 3. Королюк В.С., Портенко Н.И., Скороход А.В. Справочник по теории вероятностей и математической статистике. М.: Наука. – 1985. – 640 с. 4. Витвицкий П.М., Попина С.Ю. Прочность и критерии хрупкого разрушения стохастически дефектных тел. – К.: Наук. думка. – 1980. – 186 с. 5. Weibull W.A. A statistical theory of the strength of materials // Proc. Roy. Swed. Inst. Eng. Res. – 1939. – №151. – P. 5-45. 6. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение. – 1984. – 312 с. 7. Batdorf S.B., Crose I.G. A statistical theory for the fracture of brittle structures subjected to the nonuniform polyaxial stresses // Trans: ASME, ser. E. – 1974. – 41, №2. – P. 459-464.

**АНАЛІТИЧНО-ЧИСЛОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОПРУЖНОГО СТАНУ ТЕРМОЧУТЛИВИХ
ТРАНСТРОПНИХ ТІЛ**

**ANALITICAL-NUMERICAL DETERMINATION OF A THERMOELASTIC STATE OF
THERMOSENSITIVE TRANSTROPIC BODIES.**

Роман Кушнір, Ігор Махоркін

*Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна.*

An approach is offered to analytically-numerically determine a one-dimensional thermoelastic state of transversally isotropic bodies with simple geometry, taking into account the thermosensitivity of their material physical-mechanical characteristics. It is based on the use of generalized functions and approximation the temperature dependences of material physical-mechanical characteristics by piecewise-constant temperature functions. A numerical analysis of the thermoelastic behavior of the temperature-sensitive hollow ball under the influence of hydrostatic pressure and thermal shock on the boundary surfaces is realized.

На достовірність результатів теоретичних досліджень термопружної поведінки елементів конструкцій, що працюють в умовах інтенсивних термосилових навантажень, суттєво впливає неврахування неоднорідності, зокрема, анізотропії фізико-механічних характеристик (ФМХ), які характеризують механічні і теплові властивості матеріалу та їх залежності від температури (термочутливості).

Нижче запропонована, з використанням узагальнених функцій, методика побудови аналітично-числових розв'язків одновимірних задач термопружності для транструпних (трансверсально-ізотропних) тіл простої геометрії, що перебувають в умовах комбінованого термосилового навантаження за врахування термочутливості усього спектра ФМХ матеріалів.

З цією метою розглянуто пружне транструпне термочутливе тіло віднесене до однієї з класичних ортогональних систем координат a_1, a_2, a_3 (декартової – x_1, x_2, x_3 ; циліндричної – r, j, z ; сферичної – r, j, q). Поверхні ізоотропії тіла співпадають з координатною $a_1 = const$, а граничні - з координатними $a_i = a_{ij} = const$ ($i=1,2,3; j=1,2$) поверхнями (тіло простої геометрії). Припускаємо також, що тепловий стан та переміщення точок тіла під час його деформації, зумовленої термосиловим навантаженням, характеризується одновимірними температурним полем $t(a_1, t)$ та вектором $\bar{u}(a_1, t) = u_1(a_1, t)\bar{e}_1$.

Математичною моделлю термопружної поведінки такого тіла є крайова задача термопружності, що сформульована ґрунтуючись на відомих співвідношеннях лінійної теорії термопружності неоднорідних тіл [1], у яких фізичні характеристики вважались функціями температури, і полягає у визначенні чотирьох функцій координати a_1 та часу t , а саме трьох компонент тензора напружень

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= c_{11} \frac{\partial u_1}{\partial a_1} + c_{12} \frac{k_1}{a_1} u_1 - b_1, \quad s_2 = c_{12} \frac{\partial u_1}{\partial a_1} + (c_{22} k_2 + c_{23} k_3) \frac{u_1}{a_1} - b_2, \\ s_3 &= c_{12} \frac{\partial u_1}{\partial a_1} + (c_{23} k_2 + c_{22} k_3) \frac{u_1}{a_1} - b_2, \quad s_{12} = s_{13} = s_{23} = 0. \end{aligned} \right\}$$

та радіального переміщення u_1 за розв'язком рівняння рівноваги в переміщеннях

$$\begin{aligned} c_{11} \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial a_1^2} + \frac{k_1}{a_1} \frac{\partial u_1}{\partial a_1} \right) - [c_{22} + k_2 k_3 (c_{23} - c_{12})] \frac{k_1 u_1}{a_1^2} + \left[\frac{\partial c_{11}}{\partial t} \left(\frac{\partial u_1}{\partial a_1} - \Phi_1 \right) + \frac{\partial c_{12}}{\partial t} \left(\frac{k_1 u_1}{a_1} - 2\Phi_2 \right) \right] \frac{\partial t}{\partial a_1} = \\ = (c_{11} a_{t1} + 2c_{12} a_{t1}) \frac{\partial t}{\partial a_1} + \frac{k_1}{a_1} (b_1 - b_2), \end{aligned} \quad (1)$$

при конкретизованих граничних умовах, що описують термосилове навантаження.

Тут у випадку: декартової системи координат $k_1 = k_2 = k_3 = 0, a_1 = x$; циліндричної – $k_1 = k_2 = 1, k_3 = 0, a_1 = r$; сферичної – $k_1 = 2, k_2 = k_3 = 1, a_1 = r$; $\{c_{ij}, b_i\} \sim f(t)$ відомі функції температури, які визначаються через температурні залежності технічних сталих трансформного матеріалу та сумарні чисто теплові деформації

Точні аналітичні розв'язки загального виду такого класу задач термопружності в літературі відсутні. За звичай для їх розв'язування застосовують наближені аналітично-числові або числові методи [3]. Інженерній практиці в основному цікаві аналітично-числові методи, оскільки вони безпосередньо приводять до розрахункових формул параметрів напружено-деформованого стану. Найпоширеніший наближений аналітично-числовий метод збурень є доволі складним та громіздким при одержанні послідовних наближень, що робить його недостатньо ефективним для проведення широких досліджень. Як правило при його використанні обмежуються початковим або першими двома наближеннями, крім цього залишається відкритим питання збіжності процедури методу.

В основу підходу до розв'язування сформульованих крайових задач термопружності тіл з трансформних термочутливих матеріалів, що пропонується, покладено апроксимацію температурних залежностей ФМХ матеріалу кусково-постійними функціями температури виду

$$p(t) = p_1 + \sum_{i=1}^n (p_{i+1} - p_i) S_+(t - t_i), \quad t_n < t_1 < t_2 < \dots < t_n,$$

де $S_+(t - t_i) = \begin{cases} 1, & t > t_i; \\ 0, & t \leq t_i \end{cases}$ - асиметрична одинична функція Хевісайда, $p_i = \text{const}$ в інтервалі температур $t_{i-1} \leq t \leq t_i$ із заданою точністю відповідають дійсному значенню відповідної фізики-механічної характеристики..

У результаті підстановки поданих таким чином характеристик у рівняння (1) приходимо до диференціального рівняння з коефіцієнтами типу асиметричних імпульсних функцій (одиничної функції, дельта-функції Дірака) від складного аргументу

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial a_1^2} + \frac{k_1}{a_1} \frac{\partial u_1}{\partial a_1} - \left[C_1 + \sum_{i=1}^n (C_{i+1} - C_i) S_+(t - t_i) \right] \frac{k_1 u_1}{a_1^2} + \sum_{i=1}^n \left[C_{11}^i \left(\frac{\partial u_1}{\partial a_1} - \Phi_1^i \right) + C_{12}^i \left(\frac{k_1 u_1}{a_1} - 2\Phi_2^i \right) \right] \frac{\partial t}{\partial a_1} d_+(t - t_i) = F(t),$$

де величин C_i, C_{kl}^i, Φ_i^j обчислюються за значеннями ФМХ при температурі t_i .

Отримане рівняння, з використанням властивостей таких імпульсних функцій [2], уможливило побудувати в замкнутому аналітичному вигляді наближені аналітично-числові розв'язки одновимірних статичних та квазістатичних задач термопружності трансформних термочутливих тіл простої геометрії з точністю, яка є не нижчою точності апроксимації температурних залежностей ФМХ. За допомогою викладеної методики проведено числові дослідження термонапружених станів термочутливої кулі з внутрішньою центральною порожниною за дії внутрішнього та зовнішнього гідростатичних тисків та теплового удару по граничних поверхнях. Дослідження засвідчили, що реальні величини напружень знаходиться в діапазоні значень, розрахованих за апроксимації температурних залежностей ФМХ з надлишком і недостатчею.

1. Григоренко Я.М. *Задачи теории упругости неоднородных тел* / Я.М. Григоренко, А.Т.Василенко, Н.Д. Панкратова. – Киев: Наук. думка, 1991. – 216 с. 2. Коляно Ю.М. *Температурные напряжения от объемных источников* / Ю.М. Коляно, А.Н. Кулик. – Киев: Наук. думка, 1983. – 288 с. 3. Кушнір Р.М., Попович В.С. *Термопружність термочутливих тіл* / Р.М. Кушнір, В.С. Попович. – Львів: СПОЛОМ, 2009. – 412 с.

УДК 539.375

ПРО ОРІЄНТАЦІЮ ЗСУВНИХ КРАЙОВИХ ТРІЩИН НА БІГОВИХ ДОРІЖКАХ ЗАЛІЗНИЧНИХ РЕЙОК

ON ORIENTATION OF SHEAR EDGE CRACKS AT RUNNING SURFACES OF RAILWAY RAILS

Григорій Марченко, Артем Глазов, Олександра Дацишин, Оксана Кравчук

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна.

On the basis of model of solids contact durability evaluation under fatigue, the effect of moving contact load from wheel action on distinctions of propagation of surface cracks in railway rail heads has been investigated. The presence of characteristic angle, at which these cracks are formed and define the geometry of surface contact-fatigue damages at early stage has been adjusted in theory. The criterion conditions for its determination have been wrote down.

Під час експлуатації технічної пари колесо-рейка бігові доріжки залізничних рейок часто пошкоджуються тріщиноподібними дефектами. При цьому, як показує інженерна практика, на початковій стадії свого розвитку поверхневі макротріщини у головці рейки здебільшого поширюються під кутом $10^\circ \div 40^\circ$ у напрямку переміщення рухомого складу. А при формуванні дефекту типу «нора» крім її магістральної гілки під дуже малим кутом до поверхні кочення і з того ж самого місця додатково розвивається, але в інший бік, ще одна гілка. Тому для оцінювання міцності та контактної довговічності пошкодженої рейки важливо визначити її напружено-деформований стан або ж коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН) у вершинах тріщин – місцях виникнення найбільшої концентрації напружень і одночасно місцях подальшого руйнування матеріалу. Актуальність роботи полягає в тому, що на сьогодні на Українських залізницях до 50% випадків причиною заміни рейок є тріщиноподібні дефекти в головці, які утворюються за рахунок саме викришування та відшарування металу з поверхні кочення головки рейки.

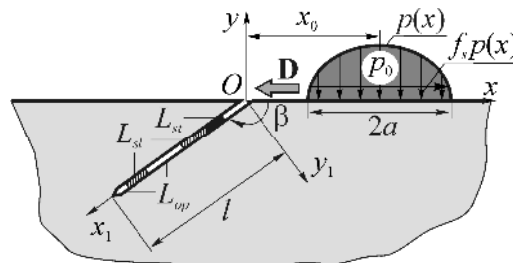


Рис. 1. Схема головки рейки з крайовою тріщиною під дією модельного контактного навантаження; D - напрям руху контактеного навантаження

Замість пошкодженої поверхневим тріщиноподібним дефектом залізничної рейки у двовимірному формулюванні розглядаємо пружну півплощину з крайовою прямолінійною довільно орієнтованою тріщиною (див. рис. 1). Контактний тиск колеса на рейку моделюємо однонапрямленим повторним поступальним переміщенням уздовж краю півплощини (справа наліво) герцівських контактних зусиль з дотичною складовою

$$s(x) = -(1 + if_s)p(x) = -p_0(1 + if_s)\sqrt{a^2 - (x - x_0)^2} / a, \quad |x - x_0| \leq a, \quad (1)$$

де f_s – коефіцієнт тертя проковзування між тілами кочення, p_0 – максимальне значення контактеного тиску, $2a$ – довжина ділянки контакту.

Крайові умови задачі на межі півплощини матимуть відповідно вигляд

$$\sigma_y(x,0) - i\tau_{xy}(x,0) = \begin{cases} s(x), & |x - x_0| \leq a \\ 0, & |x - x_0| > a \end{cases} \quad (2)$$

Береги тріщини за певних розташувань герцівського навантаження можуть контактувати. Розглянуто загальний випадок умов їх контакту, а саме: проковзування з тертям та можливістю защемлення або розкриття. Тоді крайові умови задачі на берегах тріщини будуть такими:

$$N^\pm(x_1) + iT^\pm(x_1) = 0, \quad x_1 \in L_{op}; \quad (3)$$

$$v^+(x_1) - v^-(x_1) = 0, \quad x_1 \in L_{st}; \quad (4)$$

$$T^\pm(x_1) = f_c \text{sign}[T^\pm(x_1)]|N^\pm(x_1)|, \quad x_1 \in L_{st}; \quad (5)$$

$$u^+(x_1) - u^-(x_1) + i[v^+(x_1) - v^-(x_1)] = 0, \quad x_1 \in L_{st}; \quad (6)$$

$$N^+(x_1) - N^-(x_1) + i[T^+(x_1) - T^-(x_1)] = 0, \quad x_1 \in L_{st}. \quad (7)$$

При цьому на ділянках защемлення берегів тріщини виконується умова

$$|T^\pm(x_1)| < f_c |N^\pm(x_1)|, \quad x_1 \in L_{st}. \quad (8)$$

Тут контур L прямолінійної тріщини складається із сукупності ділянок L_{op} , на яких тріщина відкрита, ділянок L_{sl} , на яких береги тріщини проковзують, та ділянок L_{st} , де вони защемлені. Через f_c позначено коефіцієнт тертя між берегами тріщини, а через N і T , v і u – відповідно нормальні і дотичні складові зусиль на берегах тріщини та переміщень її берегів у локальній системі координат $x_1 O_1 y_1$. Верхні індекси “+” або “-” означають граничні значення величин при наближенні відповідно зверху або знизу до контуру тріщини.

З використанням методу сингулярних інтегральних рівнянь (СІР) задачу зводимо до розв’язування системи двох дійсних СІР відносно невідомих скачків похідних від нормальних і дотичних зміщень. Систему цих рівнянь розв’язуємо чисельно методом механічних квадратур Гаусса-Чебишова і на основі цього розв’язку за відомою формулою знаходимо КІН у вершині тріщини.

Побудовано залежності розмаху КІН ΔK_{II} в циклі контактування (що контролює ріст тріщин за механізмом поперечного зсуву) від кута β орієнтації крайової тріщини з урахуванням коефіцієнта тертя між колесом і рейкою f_s , коефіцієнта тертя між берегами тріщини f_c та довжини тріщини. Спільною властивістю для кривих на графіках є наявність двох максимумів ΔK_{II} за кутів $\beta = \beta_1^*$ і $\beta = \beta_2^*$, які відповідають найсприятливішим орієнтаціям для росту зсувної тріщини, нахиленої або в бік напрямку руху колеса (коли кут $\beta = \beta_2^* > \pi/2$ – пологий), або ж у напрямі, близькому до перпендикулярного (коли кут $\beta = \beta_1^* \leq \pi/2$). Виявлено, що тріщини, близькі до вертикальних (орієнтовані під кутами $\beta = \beta_1^*$), можуть розвиватися не лише зсувом, а й за розривним механізмом на відміну від пологих тріщин ($\beta = \beta_2^*$). А кут $\beta = \beta_2^* = 150^\circ + 160^\circ$ є сприятливішим для росту зсувної тріщини в порівнянні з кутом $\beta = \beta_1^*$.

Таким чином, теоретично встановлено наявність характеристичного кута поширення поверхневих тріщин в головці рейки і записано критеріальні умови для його визначення. Цей кут є базовим у формуванні типових поверхневих контактних-втомних пошкоджень, таких, як пітинг, ліва гілка "нори", "риски" тощо.

УДК 539.3: 629.7: 517.958

СХЕМА МЕТОДУ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТОСОВНО РОЗРАХУНКУ ШАРУВАТИХ КОМПОЗИТНИХ КОНСТРУКЦІЙ РАКЕТНО-КОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ

THE SCHEME OF FINITE ELEMENT METHOD FOR CALCULATION OF LAYERED COMPOSITE CONSTRUCTIONS OF ROCKET-SPACE TECHNICS

Михайло Марчук^{1,2}, Віра Пакош¹, Володимир Харченко³, Микола Хом'як⁴

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна;

³ДП «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля»,
вул. Криворізька, 3, м. Дніпро, 49008, Україна;

⁴Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна.

The general design dependencies of the scheme of finite element method in the displacements of points of the middle surfaces of layers and interlayer contact stresses is constructed and justification. The stress-strain state of each layer is described by the relationships of the developed refined theory of minimum-order shells, which takes into account the compliance of the material to the transverse shear and compression deformations.

При створенні виробів із шаруватих композитів, в тому числі елементів ракетно-космічної техніки, в них відбуваються інтенсивні фізико-механічні процеси, які разом з експлуатаційними навантаженнями можуть бути причиною утворення на поверхнях розділу різного роду дефектів. Це може якісно змінити поведінку зазначених об'єктів в цілому, їх міцність і тримку здатність.

Найбільш адекватним підходом до визначення напружено-деформованого стану шаруватих структур з істотно неоднорідними властивостями окремих складових і за наявності неідеального механічного контакту між ними є застосування до кожного шару просторових співвідношень теорії пружності. Однак, при цьому математична модель містить громіздкі співвідношення і залежить від кількості шарів, що не дозволяє отримати аналітичні розв'язки навіть при малих деформаціях і лінійних співвідношеннях пружності. Тому в загальному випадку композитних структур, зокрема шаруватих оболонок і пластин зі складною геометрією при змішаних крайових умовах і змінному навантаженні, використовуються досить універсальні числові методи. Одним з таких є метод скінченних елементів.

Класичні схеми методу скінченних елементів у переміщеннях широко використовуються в теорії оболонок і пластин, а для підвищення точності визначення напружень застосовують змішані й гібридні схеми.

Пропонована робота присвячена побудові та обґрунтуванню загальних розрахункових залежностей нової схеми методу скінченних елементів у переміщеннях точок серединних поверхонь шарів і міжшарових контактних напруженнях. Напружено-деформований стан кожного шару описується співвідношеннями розробленої уточненої теорії оболонок мінімального порядку, що враховує податливість матеріалу до трансверсальних деформацій зсуву і стиснення. Розроблено та верифіковано відповідне програмне забезпечення, яке використовується для дослідження міцності шаруватих елементів конструкцій ракетних двигунів твердого палива.

УДК 621.874

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК, ЩО ПІДКРІПЛЕНІ КІЛЬЦЯМИ ЖОРСТКОСТІ

ENGINEERING METHODOLOGY OF CALCULATION OF THE CYLINDRICAL SHELLS SUPPORTED BY THE RINGS OF INFLEXIBILITY

Вікторія Нестеренко¹, Юлія Малініна²

¹Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,

вул. Одеська, 107а, м. Первомайськ, 55212, Україна, pp@ukrpost.ua;

²Українська інженерно-педагогічна академія,

вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна, rektor@uipa.edu.ua.

Long and thin-walled cylindrical shells at loading to the rope (effort of clench is on all surface of shell) coils can lose firmness of form. In order to avoid it, it is necessary to support the wall of shell circular shpanгоутами (by supporting rings).

Довгі та тонкостінні циліндричні оболонки при навантаженні витками канату (зусилля стискання по всій поверхні оболонки) можуть втрачати стійкість форми. Щоб уникнути цього, необхідно підкріплювати стінку оболонки круговими шпангоутами (підкріплюючими кільцями).

Вплив параметра $\alpha=l/R$ (l – довжина оболонки, R – радіус серединної поверхні в поперечному перерізі оболонки) на величину критичного тиску для циліндричної оболонки занесено до табл. 1.

Ті ж самі результати наведено на графіках рис. 1 та рис. 2. Для практичного використання графіки виконано в координатах $\gamma_p - \alpha$ для різних величин параметра γ та в різних масштабах.

Користуючись даними табл. 1 та графіками рис. 1 і рис. 2, можна за допомогою розрахунків визначити необхідність встановлення підкріплюючих кілець.

Таблиця 1

Нормативний критичний тиск P_H , МПа

$\alpha=l/a$	$\gamma=R/h$				
	30	50	125	250	500
1	18,6	5,1	0,49	0,059	0,01
2	8,6	2,3	0,24	0,030	0,005
5	2,95	0,92	0,08	0,012	0,002
10	1,41	0,52	0,042	0,0057	0,001
25	0,81	0,19	0,016	0,0021	0,0009
50	0,77	0,18	0,011	0,0015	0,0002

Схема розрахунків наступна.

1. При проектуванні канатного барабана вихідними даними є:

- радіус циліндричної обичайки R , мм;
- товщина стінки обичайки h , мм;
- довжина обичайки l , мм;
- натяг у гілці каната S_δ , кН.

2. Визначаємо параметри оболонки:

$$\gamma = \frac{R}{h}; \alpha = \frac{l}{R}.$$

3. Визначаємо параметр навантаження:

$P = \frac{S_\delta}{R \cdot d_k}$, МПа, де d_k – ширина, по якій розподіляється навантаження S_δ (на гладких барабанах d_k – діаметр каната в мм).

4. Обчислюємо величину γP , МПа.

5. З графіків рис. 1 та рис.2 для параметрів γ і γP визначаємо необхідний з умови стійкості параметр $\alpha_{пот}$. Якщо $\alpha \leq \alpha_{пот}$, то необхідно встановлювати кільця жорсткості для підкріплення оболонки (рис. 3).

Підкріплююче кільце вибирають з умови стійкості та перевіряють на міцність.

Можливі дві форми втрати стійкості кільця: плоска (в площині кільця) та просторова (зовні від площини кільця). Критичні величини інтенсивності визначаються залежностями:

- плоска форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл} = 4,5 \frac{EI_y}{R^3}$;

- просторова форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр} = \frac{12}{4 + \frac{EI_x}{GI_k}} \cdot \frac{EI_x}{R^3}$.

Для прямокутної форми перерізу кільця $h \times b$ (де h – висота, b – ширина перерізу) маємо:

$$I_y = \frac{hb^3}{12}; I_x = \frac{bh^3}{12}; I_k = \alpha b^4, \text{ де } \alpha - \text{ коефіцієнт, що визначається за табл. 2 в залежності від } h/b, G -$$

модуль пружності другого роду, R – середній радіус кільця, що прийнятий рівним середньому радіусу оболонки. Нехай $\beta = h/b$, тоді:

- плоска форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл} = 4,5 \cdot \beta \frac{Eb^4}{12R^3}$;

- просторова форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр} = \frac{12}{4 + \frac{1+\mu}{6} \cdot b^3/\alpha} \cdot \frac{Eb^4}{R^3}$.

З відношення $\xi = \frac{P_{кр.к}^{пл}}{P_{кр.к}^{пр}} = \frac{12\beta^2}{4,5 \left(4 + \frac{1+\mu}{6} \frac{\beta^3}{\alpha} \right)} = \frac{\beta^2}{1,5 + \frac{1+\mu}{16} \frac{\beta^3}{\alpha}}$ бачимо, що для $\beta \leq 1,5$ (квадратний або

круглий переріз, або близькі до них) $P_{кр.к}^{пр} < P_{кр.к}^{пл}$, тобто визначальним є критичний тиск, який визначається з умови просторової втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр}$.

Для $\beta > 1,5$ $P_{кр.к}^{пр} > P_{кр.к}^{пл}$ (розрахунки наведено в табл. 2), тобто в розрахунок необхідно приймати критичний тиск, що визначається з умови плоскої втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл}$.

Таблиця 2

β	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
α	0,140	0,294	0,375	0,457	0,622	0,790	1,123	1,789	2,456	3,123
ξ	0,48	0,92	1,16	1,37	1,76	2,10	2,61	3,18	3,47	3,62

Допустиме критичне навантаження дорівнює $[P_{крк}] = \frac{P'_{крк}}{n_y}$, для $\beta = h/b > 1,5$ маємо

$$[P_{крк}] = \frac{P_{крк}^{max}}{n_y} = \frac{4,5}{12} \beta \frac{Eb^4}{R^3} \frac{1}{n_y}, \text{ де } n_y - \text{ коефіцієнт запасу стійкості.}$$

Прирівнюючи $[P_{крк}]$ інтенсивності навантаження $\frac{S_6}{R}$, отримуємо $\beta^4 \geq \frac{12R^3 n_y S_6}{4,5\beta E}$;

Якщо $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, $n_y=2,4$, S_6 – в Н, R – в м, то $b \geq 0,238 \sqrt[4]{\frac{S_6 R^2}{\beta}}$ (см).

У табл. 3 наведені результати вибору площі поперечного перерізу кільця, що підкріплює, для деяких випадків навантаження та геометричних параметрів кільця (при $\beta = 3$).

Таблиця 3

$S_6, \text{кН}$	10	25	50	100	25	50	100
$R, \text{м}$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,50	0,50	0,50
$b, \text{мм}$	9	11,3	13,5	16	16	19	23
$h, \text{мм}$	27	34	40,5	48	48	57	69
$hxb, \text{мм}$ ($F_{кр}, \text{см}^2$)	10x30 (3)	12x40 (4,8)	15x45 (6,75)	16x50 (8)	16x50 (8)	20x60 (12)	25x75 (18,75)

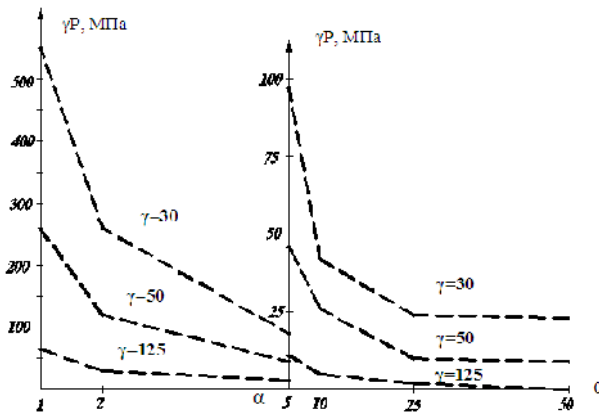


Рис.1. Вплив параметра α на величину критичного тиску

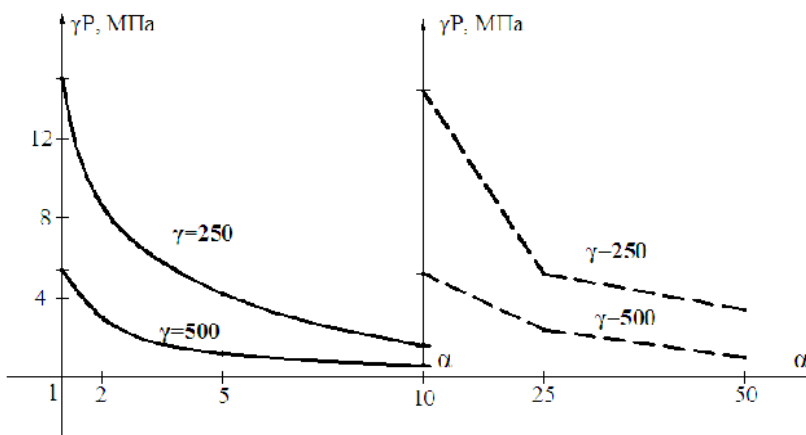


Рис. 2. Вплив параметра γ на величину критичного тиску

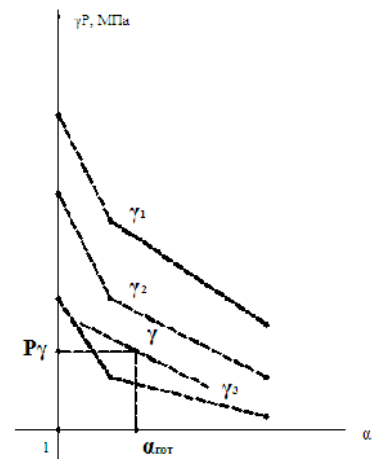


Рис.3 Приклад визначення необхідності встановлення підкріплюючих кілець

ПОЧАТКОВА ПЛАСТИЧНА ЗОНА У КУСКОВО-ОДНОРІДНОМУ ІЗОТРОПНОМУ ТІЛІ

INITIAL PLASTIC STRIPS AT THE CORNER POINT OF PIECE-HOMOGENEOUS ISOTROPIC BODY

Тетяна Поліщук¹, Анатолій Камінський², Леонід Кіпніс¹¹Уманський державний педагогічний університет імені Павла Тичини,
вул. Садова, 2, м. Умань, 20300, Україна;²Інститут механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України,
вул. Нестерова, 3, м. Київ, 03057, Україна.

The problem on calculation of a plastic prefracture zone at the corner point of piece-homogeneous isotropic body is considered. An exact solution of the corresponding problem of linear theory of elasticity is constructed by the Wiener – Hopf method.

Розглянуто симетричну задачу про розрахунок пластичної зони передруйнування в кусково-однорідному ізотропному тілі у кутовій точці межі поділу середовищ.

Нехай кусково-однорідне тіло складене з лінійно-пружних частин, що з'єднані між собою тонким пружнопластичним шаром. Зі зростанням зовнішнього навантаження біля кутової точки межі поділу середовищ, яка є гострокінцевим концентратором напружень, з'являється та розвивається пластична зона передруйнування у вигляді пари вузьких смуг, що виходять з даної точки і розташовані на цій межі. Розмір пластичної зони передруйнування вважатимемо значно меншим, ніж розміри тіла.

Оскільки з'єднуючий матеріал є пружнопластичним, переважні деформації у зоні передруйнування розвиваються за механізмом зсуву. Тому смужку-зону моделюватимемо лінією розриву дотичного переміщення, на якій дотичне напруження дорівнює границі текучості на зсув.

З урахуванням малості пластичної зони передруйнування з метою визначення її довжини приходимо до плоскої статичної симетричної задачі лінійної теорії пружності для кусково-однорідної ізотропної площини з межею поділу середовищ у формі сторін кута, яка містить розрізи скінченної довжини, що виходять з кутової точки і розташовані на цій межі.

На нескінченності реалізується асимптотика, яка є розв'язком аналогічної задачі без розрізів, що породжується єдиним на інтервалі $]-1;0[$ коренем її характеристичного рівняння. Довільна стала (параметр навантаження), яка входить у вказаний розв'язок, вважається заданою. Вона характеризує інтенсивність зовнішнього поля і повинна визначатись з розв'язку зовнішньої задачі.

Для побудови точного розв'язку задачі використовується метод Вінера – Хопфа у поєднанні з апаратом інтегрального перетворення Мелліна. На основі цього розв'язку з умови обмеженості напружень біля кінця лінії розриву дотичного переміщення виведено формулу для визначення довжини пластичної зони передруйнування. Дана формула встановлює закон розвитку міжфазних пластичних смуг малої довжини з кутової точки межі поділу середовищ у випадку, коли кусково-однорідне ізотропне тіло складене з лінійно-пружних частин. Досліджено поведінку напружень біля кутової точки за наявності міжфазних пластичних смуг.

Показано, що зі зростанням модуля параметра навантаження довжина міжфазних пластичних смуг зростає за степеневим законом. Чим більша границя текучості на зсув, тим менша довжина міжфазних пластичних смуг.

Кутова точка межі поділу середовищ за наявності міжфазних ліній розриву дотичного переміщення є концентратором напружень зі степеневою особливістю. Показник степеня сингулярності напружень залежить від кута, відношення модулів Юнга та від коефіцієнтів Пуассона. Цей показник являє собою єдиний на інтервалі $]-1;0[$ коренем певного трансцендентного рівняння.

Зі зростанням кута α від нуля до 180° концентрація напружень біля кутової точки за наявності міжфазних пластичних смуг послаблюється, а зі зростанням його від 180° до 360° – посилюється. Якщо кут α прямує до нуля чи до 360° , то показник степеня сингулярності напружень прямує до -1 . Якщо кут α прямує до 180° , то показник степеня сингулярності напружень прямує до нуля. Якщо

$a < 180^\circ$, то зі зростанням відношення модулів Юнга E_1/E_2 концентрація напружень біля кутової точки за наявності міжфазних пластичних смуг послаблюється, а якщо $a > 180^\circ$ – посилюється. Концентрація напружень біля кутової точки за наявності пластичної зони переддруйнування сильніша, ніж біля аналогічної кутової точки за відсутності міжфазних пластичних смуг.

УДК 539.3

НАПРУЖЕНИЙ СТАН У ПЛОЩИНІ З ДВОМА РІВНИМИ КРУГОВИМИ ОТВОРАМИ, З'ЄДНАНИМИ ТРИЩИНОЮ, ПРИ РОЗТЯГУ ПІД КУТОМ ДО ЛІНІЇ ЦЕНТРІВ ОТВОРІВ

STRAINED STATE IN PLANE WITH TWO EQUAL CIRCULAR HOLES UNITED BY A CRACK UNDER TENSION TO THE CORNER FOR LINE OF CENTRES HOLES

Олександр Пономаренко

*Львівський національний аграрний університет,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, 30831, Україна.*

Conduct investigation strained state in plane with two equal circular holes united by a crack under tension to the corner for line of centres holes. The analysis is treated by applying bipolar coordinates.

Розглянуто ізотропну пластину з двома круговими отворами рівних радіусів, з'єднаними прямолінійною тріщиною. Пластина перебуває в умовах розтягу зусиллями p в напрямі, що складає кут φ з лінією центрів отворів. Визначено напружений стан в пластині за умови, що по контурах отворів і до країв тріщини не прикладено ніяких зовнішніх зусиль.

Результати, отримані при розв'язуванні даної задачі, дають можливість оцінити вплив тріщини, що з'єднує отвори, на значення максимального коефіцієнта концентрації напружень в порівнянні з випадком її відсутності.

Основна функція напружень має вигляд:

$$U_0(x, y) = \frac{p}{2}(x \sin \varphi - y \cos \varphi)^2.$$

Повну функцію напружень подамо у вигляді:

$$U(x, y) = \sum_{i=1}^3 [U_{0,i}(x, y) + k_i U_{1,i}(x, y)],$$

де $k_1 = \frac{1}{2} \sin^2 \varphi$, $k_2 = \frac{1}{2} \cos^2 \varphi$, $k_3 = -\frac{1}{2} \sin 2\varphi$.

В біполярних координатах отримаємо:

$$gU(\alpha, \beta) = \sum_{i=1}^3 [gU_{0,i}(\alpha, \beta) + k_i gU_{1,i}(\alpha, \beta)] = \sum_{i=1}^3 gU_i(\alpha, \beta).$$

Застосовуючи розв'язок, отриманий нами для чистого зсуву, а також розв'язки Куюхеі Морі, маємо:

$$\begin{aligned} \frac{gU_1}{k_1} &= gx^2 + D_1 \alpha \operatorname{sh} \alpha + \tilde{K}(ch \alpha - \cos \beta) \ln(ch \alpha - \cos \beta) + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} [A_n^{(1)} ch(n+1)\alpha + B_n^{(1)} ch(n-1)\alpha] \cos n\beta, \\ g \frac{U_2}{k_2} &= gy^2 + D_2 \alpha \operatorname{sh} \alpha + \tilde{K}(ch \alpha - \cos \beta) \ln(ch \alpha - \cos \beta) + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} [A_n^{(2)} ch(n+1)\alpha + B_n^{(2)} ch(n-1)\alpha] \cos n\beta, \end{aligned}$$

$$g \frac{U_3}{k_3} = gxy + D_3 \alpha \sin \beta + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n^{(3)} \operatorname{sh}(n+1)\alpha + B_n^{(3)} \operatorname{sh}(n-1)\alpha] \sin n\beta.$$

Граничні умови задачі мають вигляд:

контур кругового отвору вільний від напружень, тому

$$\sigma_{\alpha}|_{\alpha=c} = 0, \quad \tau_{\alpha\beta}|_{\alpha=c} = 0;$$

береги прямолінійної тріщини, що з'єднує отвори, вільні від зовнішніх нормальних σ_{β} та дотичних $\tau_{\alpha\beta}$ напружень, тому граничні умови на тріщині:

$$\sigma_{\beta}|_{\beta=\pi} = 0, \quad \tau_{\alpha\beta}|_{\beta=\pi} = 0.$$

З побудови функції напружень можна зауважити, що умова $\sigma_{\beta}|_{\beta=\pi} = 0$ задовільняється.

Покладемо результуючу дотичну компоненту поверхневих сил на берегах тріщини рівною нулю:

$$\int_0^c (\tau_{\alpha\beta} dy)|_{\beta=\pi} = 0.$$

З граничних умов отримуємо коефіцієнти функції напружень.

Для нормальних напружень по контуру кругового отвору маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{\beta}}{\rho}|_{\alpha=c} = & \frac{1}{2} \sin^2 \varphi [1 + D_1(1 - ch c \cos \beta) + \sum_{n=1}^{\infty} A_1^{(1)} \{(n+1) ch nc \cos n\beta - \\ & - n ch (n+1)c \cos(n+1)\beta\} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n^{(1)} \{n ch (n-1)c \cos(n-1)\beta - (n-1)ch nc \cos n\beta\}] + \\ & + \frac{1}{2} \cos^2 \varphi [1 + D_2(1 - ch c \cos \beta) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n^{(2)} \{(n+1) ch nc \cos n\beta \\ & - n ch (n+1)c \cos(n+1)\beta + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} B_n^{(2)} \{n ch (n-1)c \cos(n-1)\beta - (n-1)ch nc \cos n\beta\}] \\ & - \frac{1}{2} \sin 2\varphi \left[\frac{4sh c \sin \beta (1 - ch c \cos \beta)}{(ch c - \cos \beta)^2} + \right. \\ & + 4A_1^{(3)} (ch c - \cos \beta) sh 2c \sin \beta + (ch c - \cos \beta) \sum_{n=2}^{\infty} \{A_n^{(3)} 2n(n+1)sh(n+1)c + \\ & \left. + B_n^{(3)} 2n(n-1)sh(n-1)c\} \sin n\beta \right]. \end{aligned}$$

У табл. 1 наведено значення напружень σ_{β}/ρ по контуру отвору при $\varphi = 10^\circ$ для деяких значень $\lambda = d/r$, де d – віддаль від центру отвору до осі y , r – радіус отвору, θ – змінний кут по контуру отвору.

Таблиця 1

θ°	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
$\lambda=1,01$ σ_{β}/ρ	-0,9	-0,4	2,1	3,0	3,8	2,0	-0,4	-0,9	2,3	3,9	2,4	-0,5
$\lambda=1,5$ σ_{β}/ρ	-0,9	-0,5	2,9	4,0	4,2	3,8	-0,8	-0,7	3,2	3,9	2,6	-0,9
$\lambda=10$ σ_{β}/ρ	-0,9	-0,8	5,2	7,3	8,4	7,5	-0,9	-0,6	7,9	6,0	4,0	3,0

Максимальне значення дотичного напруження на поверхні тріщини має місце на її кінцях і у випадку параметрів $\lambda=1.01$, $\lambda=1,5$, $\lambda=4$ відповідно рівне 0,03р; 0,10р; -0,40р.

Оцінюючи вплив тріщини, що з'єднує отвори, на значення максимального коефіцієнта концентрації напружень в порівнянні з випадком її відсутності, робимо висновок що тріщина вносить збільшення максимального коефіцієнта концентрації напружень. З віддаленням отворів, тобто із збільшенням довжини тріщини, напруження на контурі зростають і максимальне значення напруження має місце на контурі отвору в точці, що відповідає куту $\theta = 90^\circ + \varphi$.

УДК 539.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЗДОВЖНЬОГО ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ ТРУБИ ЗІ СТАЛІ 19Г МЕТОДОМ МАГНЕТОПРУЖНОЇ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

INVESTIGATION OF THE LONGITUDINAL WELDED JOINT OF 19H STEEL OF PIPELINE BY THE
METHOD OF MAGNETOELASTIC ACOUSTIC EMISSION

Євген Почапський, Богдан Клим, Мар'ян Рудак, Петро Великий

*Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна.*

The paper presents some aspects of using of the magnetoelastic acoustic emission method for weld joints diagnostics.

На даному етапі в Україні, зокрема в авіакосмічній, хімічній, енергетичній, нафтопереробній галузях промисловості, у трубопроводному транспорті та машинобудуванні тощо, важливою проблемою є діагностика стану зварних виробів і елементів конструкцій, що вичерпали свій експлуатаційний ресурс.

У таких випадках для діагностики феромагнетних елементів конструкцій запропоновано використовувати генерування сигналів магнетопружної акустичної емісії (МАЕ) під впливом зовнішнього перемагнечуючого поля, яке спричинює рух стінок магнетних доменів (ефект Баркгаузена). Ці процеси відбуваються найінтенсивніше в околі окремих дефектів чи їх скупчень там, де наявні значні градієнти механічних напружень. Окрім того, на параметри сигналів МАЕ суттєвий вплив мають напруження, зумовлені процесом утворення зварного з'єднання (ЗЗ) та його структура.

Для ефективного відбору та обробки сигналу МАЕ, а відтак, і діагностування об'єкта необхідне відповідне апаратне забезпечення методу. В експериментах використовували магнетоакустичну інформаційну систему МАЕ-2Л, призначену для відбору та опрацювання вимірювальної інформації, представленій сигналами МАЕ. Зразки перемагнечували накладним П-подібним електромагнетом з поперечним перерізом магнетопроводу 55×30 мм² та двома обмотками, кожна з яких мала $N = 1260$ витків мідного дроту. Вимірювання амплітуди індукції магнетного поля в зразку проводили з допомогою обмотки розміщеної на ніжці магнетопроводу ($N = 300$ витків, активний опір $R = 26$ Ом).

Провівши металографічні дослідження, встановили, що досліджувана сталь належить до класу феритно-перлітних матеріалів (рис. 1).

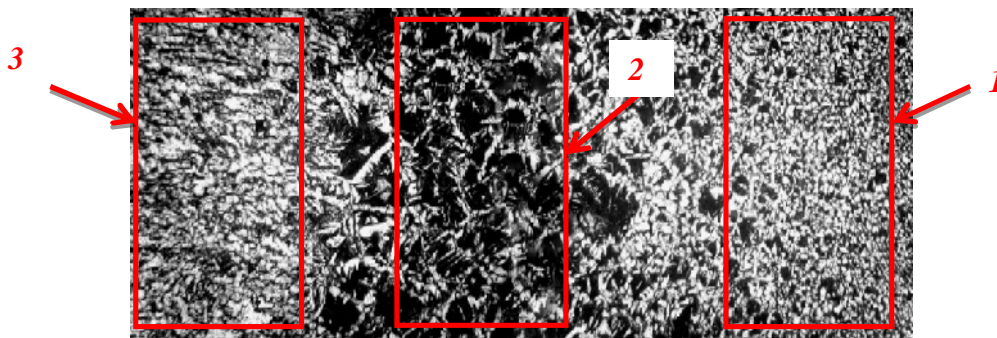


Рис. 1. Мікроструктура поздовжнього зварного з'єднання трубної сталі 19Г та місця вирізання досліджуваних зразків: 1 – зварний шов, 2 – зона термічного впливу, 3 – основний метал

Основний метал характеризується зернами більшого розміру, ніж у зварному шві. У зоні термічного впливу основною є ділянка перегріву з грубозернистою феритно-перлітною структурою та наявним відманштетовим феритом.

Дослідження впливу структури на параметри сигналів МАЕ проводили на зразках із різних зон зварного з'єднання зі трубної сталі 19Г розміром $240 \times 10 \times 3$ мм³.

На рис. 2 побудовані залежності суми амплітуд сигналів від амплітуди індукції магнетного поля B , отримані за перемагнення зразків із різних зон ЗЗ.

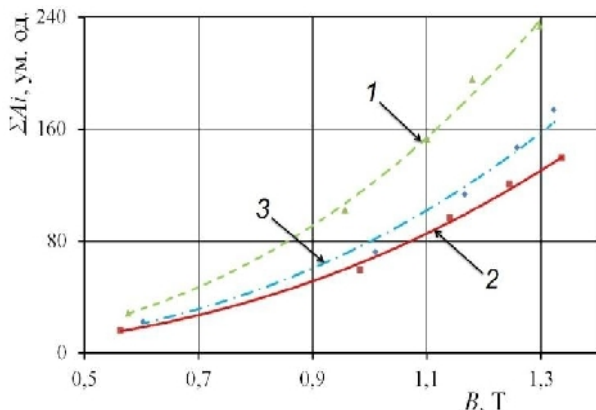


Рис. 2. Залежність суми амплітуд сигналів МАЕ від амплітуди індукції магнетного поля B для зразків із різних зон трубного зварного з'єднання зі сталі 19Г: 1 – зварний шов, 2 – зона термічного впливу, 3 – основний метал

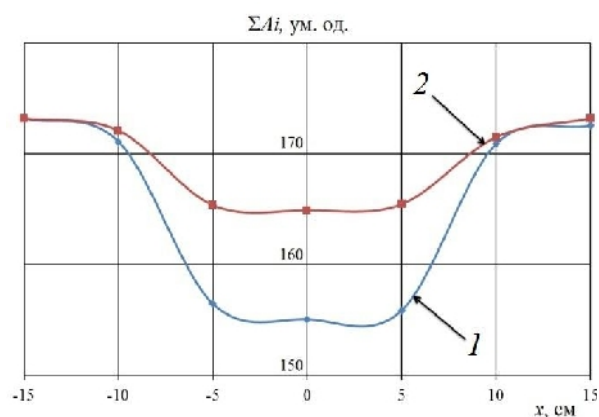


Рис. 3. Зміна суми амплітуд сигналів МАЕ від положення НЕМ на плиті зі зварним з'єднанням із сталі 19Г (вісь шва співпадає з віссю ординат): 1 - плата у вихідному стані, 2 - після проведення відпаалу

Зразок, вирізаний зі зварного шва з найдрібнішою структурою матеріалу, генерує найбільшу кількість сигналів МАЕ. Найнижча інтенсивність зафіксована у зразку із зони термічного впливу. Дані результати пояснюються зміною доменної структури внаслідок впливу високих температур на матеріал труби під час зварювання.

Дослідження впливу залишкових післязварювальних напружень на параметри сигналів МАЕ проводили на фрагменті труби з поздовжнім ЗЗ розмірами $300 \times 150 \times 10$ мм³. Для зняття напружень проводили відпружувальний відпал на протязі 2 год за $T = 550$ °С, після чого охолоджували разом з піччю.

За результатами проведених експериментів встановили (рис. 3), що сума амплітуд сигналів МАЕ в ЗЗ плити у вихідному стані є меншою, ніж у відпаленому. На основі цього констатуємо, що залишкові напруження після зварювання понижують інтенсивність стрибків доменних стінок, що пояснюється створенням додаткових центрів закріплень, які перешкоджають їх руху.

Отже, за показником зміни суми амплітуд сигналів МАЕ, які генеруються під час перемагнення зварних з'єднань феромагнетиків, можна давати оцінку їх напружено-деформованому стану.

УДК:539.375;539.4

ОСОБЛИВОСТІ ОГИНАЮЧОЇ СИГНАЛІВ МАГНЕТОПРУЖНОЇ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ У ФЕРОМАГНЕТНИХ МАТЕРІАЛАХ

SINGULARITY OF THE PROFIL MAGNETOELASTIC ACOUSTIC EMISSION IN FERROMAGNETIC MATERIALS

Євген Почапський, Наталія Мельник, Ігор Коблан

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна.

Magnetoelastic acoustic emission has been measured from a Ni bar and a steel bar. The magnetizing field was produced by a c-core electromagnet, which was separated from the specimen surface by a nonmagnetic spacer layer various thickness. The different results between the two materials can be explained by the different mobility of non-180° domain walls.

Магнетопружна акустична емісія (МАЕ) виникає за перемагнечування феромагнетного конструкційного матеріалу зовнішнім магнетним полем. Пружні імпульси, що супроводжують процеси стрибкоподібної зміни намагненості, легко виходять на поверхню із значних глибин металу. Механізмами генерування сигналів магнетопружної акустичної емісії є незворотній рух не-180° доменних стінок, а також процеси утворення та анігіляції доменних стінок.

Мета роботи – розділити механізми генерування сигналів МАЕ за допомогою полів розмагнечення, щоб виявити область значень поля перемагнечення, в якій відбувається рух не-180° доменних стінок.

Залежність форми огинаючої сигналу магнетопружної акустичної емісії від величини поля розмагнечення. Досліджено вплив полів розмагнечення на форму огинаючих сигналів МАЕ для зразків виготовлених з ніколу та сталі за різної товщини немагнетного прошарку між П-подібним магнетом і поверхнею зразка. Для ніколових зразків за відсутності розмагнечувального поля піки активності МАЕ в околі «колін» петлі гістерезису та коерцитивного поля розташовані дуже близько і в результаті на огинаючих формується один пік. Зі збільшенням товщини немагнетного прошарку поле розмагнечення спричиняє появу трьох піків з меншою амплітудою, що віддаляються один від одного. Перший пік відповідає процесам утворення, другий – руху, а третій – анігіляції не-180° доменних стінок. Огинаючі МАЕ для сталі мають два піки, амплітуда яких зі збільшенням товщини прошарку зменшується, а вони віддаляються. Відсутність центрального піку для сталі можна пояснити різною рухливістю не-180° доменних стінок у сталі та ніколу. Матеріал з низькою намагненістю насичення M_s (наприклад, нікол) має меншу силу закріплення доменних стінок, ніж матеріал з високою M_s (наприклад, сталь), тому доменні стінки швидше рухаються в ніколі, ніж в сталі. У сталі лише 180° доменні стінки можуть рухатись у низьких полях, але рух таких стінок не породжує МАЕ. Не-180° стінки менш рухливі і потребують більших полів для здійснення руху.

Залежність форми огинаючої сигналу магнетопружної акустичної емісії від товщини досліджуваного феромагнетного зразка. Досліджено зміну форми огинаючої магнетопружної акустичної емісії для зразків з ніколу різної товщини 2 мм та 5 мм за різних значень поля розмагнечення. Зі збільшенням товщини зразка та поля розмагнечення піки розділяються і тривалість сигналу МАЕ збільшується. Зі зменшенням товщини зразків розділення піків проявляється виразно. Це пов'язано з тим, що практично усі області зразка знаходяться в однаковій фазі перемагнечення. Чим товстіший зразок тим більший зсув за фазою перемагнечувального поля для глибших шарів феромагнетного матеріалу.

Розмагнечувальне поле дозволяє розділити процеси утворення, руху та анігіляції не-180° доменних стінок, які беруть участь у генерації сигналів МАЕ. Намагненість насичення впливає на швидкість руху доменних стінок: у матеріалах з низькою намагненістю легше відкріпити стінки від центрів закріплень.

УДК 539.375

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ІНТЕНСИВНОСТІ НАПРУЖЕНЬ ДЛЯ ДУГОПОДІБНОЇ ТРІЩИНИ В ДИСКУ ЗА ВИПАДКІВ ЙОГО ОБЕРТАННЯ ТА ДІЇ РІВНОМІРНОГО ТИСКУ НА БЕРЕГИ ТРІЩИНИ

DETERMINATION OF STRESS INTENSITY FACTORS OF ARC CRACK LOCATED AT DISC IN CASES OF DISC ROTATION AND UNIFORMLY DISTRIBUTED PRESSURE AT CRACK EDGES

Ірина Рудавська

*Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна.*

Stress intensity factors of internal arc crack arbitrary located at disc is found at the paper. Two different loading types of disc with arc crack were considered. The obtained results showed good agreements with earlier known results in cases of arbitrary located straight crack and concentric cracks.

На практиці рівномірно розподілений тиск на берегах тріщини, може бути спричинений робочим середовищем, газом, що акумулюється всередині тріщини, або твердими часточками (порошком), що натирається в тріщині під час тертя її берегів у процесі експлуатації відповідного елемента конструкції. Зокрема, круглим диском часто моделюють залізничні колеса, маховики, зубчасті колеса, валки прокатного стану тощо. Умови навантаження та кругова форма обертальних частин часто є причиною появи непрямолінійних тріщин. Нехтування вкладом у руйнування розглядуваних видів навантаження може мати катастрофічні наслідки.

У роботі визначено коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН) для круглого диска з довільно розташованою внутрішньою дуговою тріщиною для двох випадків навантаження та зроблено їх порівняльний аналіз. У першому випадку на берегах тріщини діє постійне нормальне самозрівноважене навантаження, а в другому – диск обертається навколо свого центру зі сталою кутовою швидкістю.

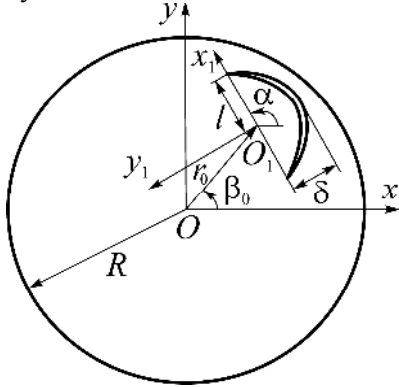


Рис. 1. Загальна геометрична схема задачі

Розглядали пружний ізотропний круговий диск радіуса R , обмежений контуром L_0 , з центром у початку основної системи координат xOy (рис. 1). Диск послаблений внутрішньою довільно розташованою дугоподібною тріщиною вздовж контуру L , віднесеною до локальної системи координат $x_1O_1y_1$. Вісь O_1x_1 локальної системи координат нахилена до осі Ox під кутом α , афікс її центра O_1 в основній системі координат визначається співвідношенням $z_1^0 = r_0 e^{i\beta_0}$.

Диск знаходиться під дією всебічного розтягу p , або обертається навколо свого центра зі сталою кутовою швидкістю ω . Для обох видів навантаження задачу зведено до сингулярного інтегрального рівняння, яке розв'язано чисельно методом механічних квадратур. Знайдено значення КІН та кутів початкового поширення тріщини θ^* залежно від кута орієнтації α , параметрів кривини $E = \delta/l$ та розташування тріщини $r_0/R, \beta_0$.

На графіках і у таблиці наведені результати для часткового випадку розташування і геометрії тріщин, які часто зустрічаються при експлуатації залізничних коліс. Тобто, розглянуто тріщину з радіусом кривини рівним радіусу диска, розхилу β , яка розташована паралельно до межі диска на віддалі d (рис. 2). Проілюстровано залежність нормованих КІН відповідно $F_1^\pm = K_1^\pm / (p\sqrt{\pi R})$ – для рівномірно розподіленого тиску на берегах тріщини (рис. 3) та $F_1^\pm = K_1^\pm / (\sigma_0(\omega)\sqrt{\pi R})$ – для обертання диска (рис. 4) від кута розхилу тріщини β для різних відносних віддалей d/R центра тріщини від межі диска. У таблиці представлені результати для кутів початкового поширення тріщини $\theta_*^- = -\theta_*^+$ в залежності від β і d/R .

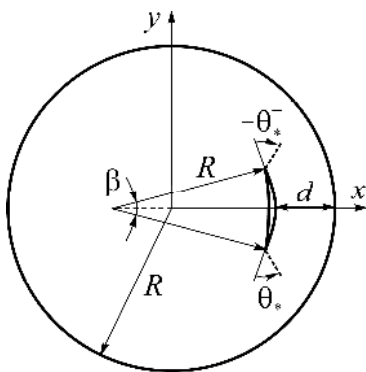


Рис. 2.

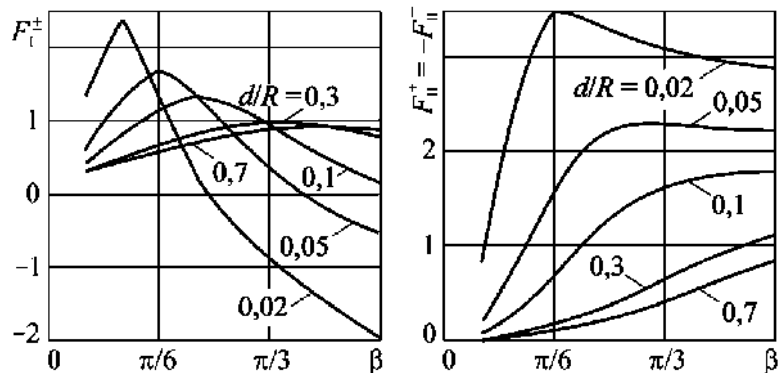


Рис. 3.

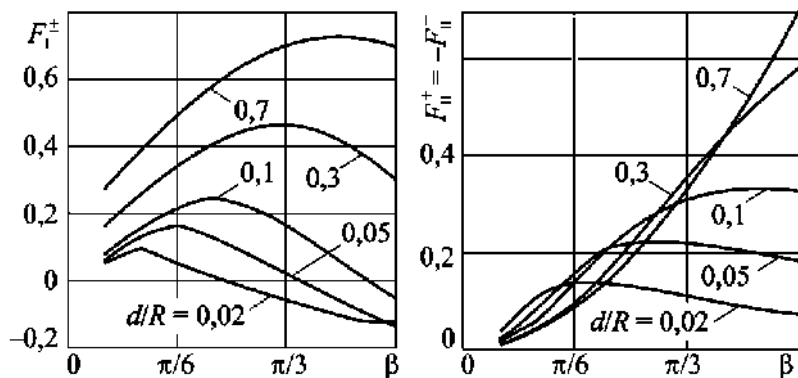


Рис. 4.

$\theta_*^- = -\theta_*^+$ у градусах			
d/R	0,1	0,3	0,7
$\beta/2$	Тиск на берегах тріщини (p)		
10°	34	16	11
15°	44	26	18
30°	60	46	36
45°	69	58	50
	Обертання (ω)		
10°	35	17	12
15°	44	28	19
30°	61	48	39
45°	74	61	53

КІН зростає зі збільшенням довжини тріщини та з наближенням вершини до межі диска, причому інтенсивність їх зростання також збільшується. Абсолютні величини КІН F_{II} збільшуються зі збільшенням кривини, а F_I – зменшуються. З наближенням тріщини до межі диска величини КІН та їх діапазон зміни збільшуються для випадку дії тиску на берегах тріщини, а для обертового навантаження – зменшуються. Для тріщини дуже близької до межі диска і великих її розхилів КІН F_I стають від'ємними, тобто навантаження працює на стиск.

Тріщина буде поширюватись з обох вершин у бік межі диска. Кути початкового поширення тріщини зростають з наростаючою інтенсивністю зі збільшенням розхилу тріщини і наближенням її до межі диска, тобто тріщина інтенсивніше прямує до межі. Також бачимо, що для випадку обертання кути початкового поширення тріщини більші, ніж для рівномірно розподіленого тиску на берегах тріщини, особливо для малих віддалей тріщини до межі диска і великих її кутів розхилу.

Для найнебезпечнішої з точки зору руйнування конфігурації тріщини знайдений критичний тиск на берегах тріщини.

Отримані результати добре збігаються з відомими у літературі результатами для випадків прямолінійної довільно розташованої тріщини у диску та концентричної тріщини.

УДК 620.179.17:539.3/4

РУЙНУВАННЯ СТОМАТОЛОГІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗУБ-ЕНДОКОРОНКА ПІД КВАЗИСТАТИЧНИМ СТИСКОМ

FRACTURE OF TOOTH-ENDOCROWN CONSTRUCTIONS UNDER QUASISTATIC COMPRESSION

Валентин Скальський¹, Олена Станкевич¹, Валентин Макєєв², Роман Павличко²

¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;

²Львівський національний медичний університет імені Данила Галицького,
вул. Пекарська, 69, м. Львів, 79000, Україна.

Features of fracture of dental materials and prosthetic tooth-endocrown constructions have been investigated. Using the acoustic emission (AE) method, it has been shown that the fracture of such system starts from tooth damage. Initial and final fracture of dental materials separately and in a construction has been determined. Their ranging has been made according to the degree of fracture strength. It has been established that tooth strength has a significant impact on the resistance to destruction of endocrown constructions. Tooth damage causes premature failure of prosthetic construction.

Технології протезування нестримно розвиваються і на даний час є безліч засобів, які дають можливість ефективно поновлювати частково або повністю втрачені коронки зубів. Останнім часом широкого використання набув новий тип ортопедичних конструкцій – ендокоронка [1], використання

якої забезпечує належну адгезію керамічної реставрації з мінімальною інвазією вглиб кореневого каналу. Під час ендодонтичного лікування збереження структури зуба має важливе значення як для його захисту від зламів під час жувальних навантажень, так і витривалості. З іншого боку втрата структурної цілісності призводить до зростання ризику руйнування коронки із подальшим поширенням у зону реставрації самого зуба. Таким чином, на довговічність ендодонтичного лікування суттєво впливає вибір відповідного типу відновлення (пов'язане з навантаженнями) з метою збереження структури зуба, а також реставраційних матеріалів, які використовують для цього.

Метою досліджень є, застосувавши метод АЕ [2], визначити зародження та розвиток руйнування під квазістатичним навантаженням у стоматологічних матеріалах, а відтак і у відповідних різних типах конструкцій “зуб-ендокоронка”.

У дослідженнях використано зразки реставраційних матеріалів діоксиду цирконію, прескераміки, металокераміки, стоматологічного композиту, фіксаційного цементу у формі дисків товщиною 5 мм та діаметром 13 мм (група 1), а також зразки ортопедичних конструкцій “зуб-ендокоронка” з ендокоронками з відповідних матеріалів (група 2). Зразки навантажували стиском на установці СВР-5 за допомогою кулькового індентора (діаметр кульки – 4 мм) зі швидкістю його переміщення 0,12 мм/хв. На рис. 1 представлено структурні схеми навантаження та відбору АЕ-інформації.

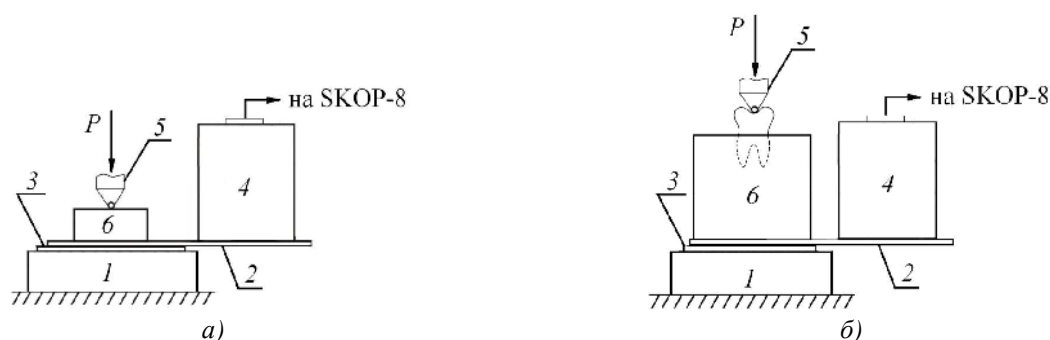


Рис. 1. Структура випробувань на стиск: а – для зразків групи 1; б – групи 2

Суть випробувань полягала у тому, що зразок 6 встановлювали на опору 1, між ними закріплювали хвилевід та відповідну прокладку 3 для усунення завад. Для відбору АЕ-інформації на хвилевід 2 встановлювали первинний перетворювач АЕ 4. Навантаження здійснювали за допомогою кулькового індентора 5. Під час експериментів на квазістатичний стиск синхронно з навантаженням записували АЕ-інформацію за допомогою вимірювальної системи SKOP-8. Для визначення напружень, які виникають у місці контакту кульки індентора з матеріалом зразка, використовували розв'язок пружної задачі Герца.

Встановили, що у всіх зразках реставраційних матеріалів під час їх квазістатичного стискання руйнування розпочинається за напружень σ_{AE} значно нижчих, ніж напруження руйнування σ_M . Найвищу міцність мала прескераміка, а найнижчу – фіксаційний цемент. Визначили характерні типи руйнування реставраційних матеріалів під навантаженням стиску: правильне (спостерігали в прескераміці – розтріскування переважно на 2 – 5 майже однакових частин із практично гладкими поверхнями, паралельними до осі прикладання навантаження); неправильне (стоматологічний композит і фіксаційний цемент – розділення на кілька частин різних розмірів із поширенням тріщин у різних (паралельних та не паралельних) напрямках відносно осі прикладання навантаження). Ураховуючи те, що зразок з діоксиду цирконію не зазнав тріщиноутворення за напружень, які сягали майже 215 МПа, то серед названих стоматологічних матеріалів за показниками міцності він посів найвищу сходинку в рейтингу. Далі йдуть: прескераміка, металокераміка, зуб, стоматологічний композит та фіксаційний цемент.

Аналіз динаміки розвитку руйнування в ортопедичних конструкціях “зуб-ендокоронка” під стиском та фото зруйнованих зразків цих конструкцій показують, що руйнування у такому випадку зароджується в зубі. У всіх зразках ортопедичних конструкцій під час їх стиску руйнування розпочалось за напружень σ_{AE} нижчих, ніж максимальна міцність σ_M . Водночас для конструкцій ендокоронки з металокераміки різниця між напруженнями зародження руйнування σ_{AE} та максимальною міцністю σ_M значно більша, порівняно з іншими. Це зумовлено, ймовірно, наявністю металевої під-

кладки, яка робить конструкцію пружною і стримує її повне руйнування за збільшення деформації внаслідок втрати жорсткості основи (зуба).

Під час стиску напруження σ_{AE} , за яких зароджується руйнування в зразках із прескераміки, дещо вищі, ніж у конструкціях ендокоронки із такого матеріалу. Водночас для зразків із металокераміки та стоматологічного композиту ці напруження навпаки, дещо нижчі, ніж у випадку стиску конструкції ендокоронки із цих матеріалів.

Показники максимальної міцності зразків зі стоматологічних матеріалів σ_M у всіх випадках вищі, ніж міцність конструкцій відповідних ендокоронки. Привертає увагу те, що у випадку конструкції ендокоронки з діоксиду цирконію та прескераміки напруження руйнування суттєво менші від напружень руйнування їх матеріалу. Таке явище можна пояснити тим, що під час стиску конструкції інтенсивний розвиток деформацій і руйнування у зубі призводить до втрати жорсткості основи (зуба) для ендокоронки і зумовлює збільшення прогину матеріалу, а відтак і пришвидшує руйнування самої ендокоронки. Тобто на стійкість до руйнування конструкцій з ендокоронками визначальний вплив має прогин матеріалу ендокоронки, внаслідок цього руйнування пришвидшує вихід із ладу ортопедичної конструкції. Цей процес у кінцевому результаті залежить від міцності зуба – основи конструкції.

Отримані результати експериментальних досліджень базуються на аналізі руйнування у системі “зуб-ендокоронка” під дією прямого безпосереднього навантаження за жорсткої фіксації зуба у металевій матриці. Біологічна система фіксації зуба у кістковій альвеолі забезпечує певні амортизаційні (пружні) властивості, що потребує подальших досліджень за циклічного навантаження на систему “зуб-ендокоронка” силою жувального тиску.

1. Bindl A., Mörmann W.H. *Clinical evaluation of adhesively placed Cerec endo-crowns after 2 years – preliminary results* // *J Adhes Dent.* – 1999. – 1(3). – P. 255–265. 2. Nazarchuk Z., Skalskyi V., Serhiyenko O. *Acoustic emission. Methodology and Application.* – Springer International Publishing AG, 2017. – IV, 283.

УДК 539.3

ПОЗДОВЖНІЙ ЗСУВ БІМАТЕРІАЛУ З ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИМ МІЖФАЗНИМ ТОНКИМ ВКЛЮЧЕННЯМ

LONGITUDINAL SHEAR OF THE BIMATERIAL WITH ELASTIC-PLASTIC THIN INTERFACIAL INCLUSION

Георгій Сулим¹, Йосиф Піскозуб², Любов Піскозуб²

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна;

²Українська академія друкарства,
вул. Підголоско, 19, м. Львів, 79020, Україна.

The problem of longitudinal shear of a bimaterial with thin nonlinearly elastic-plastic inclusion at the interface matrix materials is discussed. The solution of the formulated problem is constructed by applying the problem linear conjugation of analytic functions and jump functions method. An incremental technique for calculating the stress-strain state of body under the multistep (including cyclic) loading is developed. Correctness of the obtained solution is justified. Evolution of the plastic zone in the inclusion is considered at different stages of loading.

Тонкі включення різноманітної фізичної природи дуже часто зустрічаються як дефекти у матеріалах (тріщини, включення) чи як конструкційні елементи для підкріплення деталей машин та споруд, зокрема і як наповнювачі композиційних матеріалів [1 – 4]. Такі тонкі структурні неоднорідності переважно мають складну термомеханічну будову з врахуванням можливої в'язкості, пластичності та інших нелінійних ефектів, врахування яких істотно ускладнює процес розв'язування задач і вимагає використання різноманітних наближених методів навіть для тіл простої геометрії.

Спроби врахувати різноманітну нелінійність у антиплоскій задачі для двох стиснених півпросторів з міжфазними дефектами було зроблено авторами в працях [1, 5 – 7], в т.ч. розглядалися фрикційне проковзування контактуючих тіл [5], гранично-елементний підхід [7].

Метою даної публікації є розвиток методу функцій стрибка та побудова адекватних моделей тонких включень-прошарків, матеріал яких має істотно нелінійні деформаційні властивості за різного навантаження тіла, в тому числі багатокрокового чи циклічного.

Вивчається напружено-деформований стан (НДС) перерізу безмежного ізотропного масиву, що складається з двох півпросторів з різними пружними сталими, площиною перпендикулярною до напрямку його поздовжнього зсуву. На межі поділу між ними знаходиться тонке включення, матеріал якого є ортотропно нелінійний. У часткових випадках ця нелінійність може мати вигляд, зокрема, моделі деформування Рамберга – Осгуда чи пружно-пластичного деформування з лінійним зміцненням.

Припускаємо, що величина і напрямок дії зовнішніх силових факторів (рівномірно розподілених на нескінченності зсувних напружень, зосереджених сил, гвинтових дислокацій), що здійснюють поздовжній зсув масиву, змінюються квазістатично.

Математична модель тонкого включення подається у вигляді умов взаємодії [1, 3], які еквівалентні умовам неідеального контакту між прилеглими до включення поверхнями матриці. В основі пропонованої методики моделювання тонкого об'єкту лежить принцип об'ємного інтегрування визначальних співвідношень, що описують фізико-механічний стан матеріалу включення, з наступним урахуванням малості одного з лінійних розмірів включення.

Застосування до розв'язування задачі методу стрибків компонент векторів напружень і переміщень на межі контакту півпросторів та задачі спряження аналітичних функцій дозволяє отримати з моделі включення систему сингулярних інтегральних рівнянь (ССР) зі змінними коефіцієнтами та додатковими умовами силового балансу і однозначності переміщень при обході навколо тонкого дефекту.

До розв'язування ССР використовується методика [1] з урахуванням того, що характеристична частина ССР не залежить від нелінійних коефіцієнтів. У результаті застосування згаданої методики ССР зводиться на кожному кроці навантажування до системи лінійних алгебричних рівнянь (СЛАР) на невідомі коефіцієнти розвинення функцій стрибка в ряди по поліномах Чебишова.

Залежність модулів зсуву матеріалу включення від поточного НДС матриці породжує істотні труднощі при розрахунку внаслідок його змінності вздовж межі контакту. Тому класичний метод колокацій для розв'язування ССР доповнено наступною стратегією розв'язування:

1) На початковому кроці значення модулів зсуву матеріалу включення вибираються такими, що відповідають стартовому моменту процесу навантажування при відсутності будь-яких залишкових НДС. Ці значення однакові у всіх точках колокації.

2) Починаємо навантажування з деякого значення зовнішнього силового фактора згідно з вибраною схемою.

3) Розв'язуємо СЛАР. На основі отриманих розв'язків обчислюємо поточне НДС в кожній з точок колокації.

4) Перевіряємо, чи отримане поточне значення модулів зсуву відповідає поточному НДС згідно обраної діаграми деформування. Якщо "ні", то мінімізуємо відхилення розрахункових модулів зсуву від заданих, повторюючи схему розрахунку від пункту 3) з новими, відповідними для даного НДС, значеннями модулів у кожній точці колокації. Якщо "так", то продовжуємо процес навантажування, вважаючи попередній НДС залишковим.

Досліджено, що такий ітераційний процес є збіжним.

Детальніший аналіз розв'язку задачі зроблено для часткового випадку рівності пружних характеристик півпросторів, схеми навантаження збалансованою парою зосереджених сил у симетричному циклі і деформаційних характеристик включення, що відповідають моделі пружно-пластичного деформування зі зміцненням.

Таким чином, побудовано модель тонкого включення з істотно нелінійними механічними властивостями. З її використанням методом задачі спряження граничних значень аналітичних функцій та методу функцій стрибка побудована ССР із змінними коефіцієнтами, для розв'язування якої запропоновано збіжний ітераційний числово-аналітичний метод. Для випадків багатокрокового процесу навантажування розвинуто інкрементальну методику розрахунку НДС у тілі.

1. Сулим Г.Т. *Основи математичної теорії термопружної рівноваги деформівних твердих тіл з тонкими включеннями. Монографія.* - Львів: Дослідно-видавничий центр НТШ, 2007. - 716 с. 2. Архипенко К.М., Кривий О.Ф. *Міжфазна балка при різних типах контактної взаємодії з неоднорідною анізотропною площиною // Машинознавство.* -2008. - №3 (129). - С.16-21. 3. Сулим Г.Т., Піскозуб Й.З. *Умови контактної взаємодії (огляд) // Мат. методи і фіз.-мех. поля.* -2004. -47, №3. - С. 110–125. 4. Rice J.R., Rosengren G.F. *Plane strain deformation near a crack tip in power law hardening material //J. of the Mechanics and Physic of Solids.*-1968.-V.16.-P.1–12. 5. Піскозуб Л.Г. *Поздовжній зсув зосередженою силою біматеріалу з міжфазною тріщиною з урахуванням тертя // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології.* -2014. – вип.20. – С. 160-172. 6. Heorhiy Sulym, Lyubov Piskozub, Yosyf Piskozub, Iaroslav Pasternak *Antiplane Deformation of a Bimaterial Containing an Interfacial Crack with the Account of Friction. 2. Repeating and Cyclic Loading // ACTA Mechanica et Automatica,* 2015. - vol.9.- No.3. -P.178-185. 7. Пастернак Я. М., Сулим Г. Т., Пастернак Р. М. *Поздовжній зсув тіла з тонкими стрічковими накладками та пружними включеннями змінної жорсткості при їхньому ідеальному та неідеальному контактах // Механіка і фізика руйнування будівельних конструкцій: збірник наукових праць.* – Вип. 9. – Львів: Каменяр, 2012. – С. 98-113.

УДК 539.3

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ТІЛ: МОДЕЛІ, МЕТОДИ, ЗАКОНОМІРНОСТІ

CONTACT INTERACTION OF COMPLEX SHAPED BODIES: MODELS, METHODS, REGULARITIES

Микола Ткачук-мол., Наталія Скріпченко, Марина Бондаренко, Анатолій Набоков

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.*

The paper develops methods of contact interaction analysis of complex shaped bodies taking into account physical nonlinearity of elastic layer's models. These models reflect the impact of roughness or other intermediate layer between contacting bodies.

Розв'язання задач визначення напружено-деформованого стану з урахуванням контактної взаємодії є актуальною задачею, яка розв'язується на етапі проектних досліджень і технологічної підготовки виробництва нових виробів в машинобудуванні. Для розв'язання задач такого типу використовуються різні методи: методи граничних інтегральних рівнянь, варіаційних нерівностей, множників Лагранжа, штрафних функцій тощо. Дискретизація здійснюється, зокрема, методами скінченних елементів, скінченних різниць і граничних елементів. Отримані в результаті алгоритми і програмні комплекси націлені на розв'язання окремих типів задач, володіючи певними перевагами і недоліками. Тому не вдається виділити домінуючі підходи, методи, моделі, алгоритми та програмне забезпечення для всіх типів задач.

Метою цієї роботи є розроблення методів аналізу контактної взаємодії складнопрофільних тіл з урахуванням фізичної нелінійності в моделях пружного шару, що відображають вплив шорсткості або іншого проміжного шару між контактуючими тілами (прокладки, плівки, напилення тощо). Як відправна система розв'язувальних співвідношень для розв'язання поставленої задачі залучається система рівнянь і нерівностей, яка побудована на основі методу граничних інтегральних рівнянь (МГІР).

В одному з варіантів МГІР при дискретизації поверхні контактуючих тіл системою рівносторонніх трикутних граничних елементів з довжиною сторони c переходимо до наступної системи розв'язувальних рівнянь і нерівностей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum C_{nm} p_n - \delta = -h_n, \quad n \in J_n; \quad \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \sum_{n \in J} p_n = P; \quad p_n \geq 0, n \in J; \quad p_n = 0, n \notin J. \end{array} \right. \quad (1)$$

Тут C_{nm} – коефіцієнти матриці впливу C , h_n – вузлові значення зазору між контактуючими тілами, що утворюють вектор h , δ – зближення тіл під дією сили P , J – множина вузлів, в яких реалізується контакт сполучених тіл, а N – загальна кількість вузлів триангуляційної сітки на поверхні

можливого контакту. У співвідношеннях (1) коефіцієнти впливу C_{nm} визначають переміщення в нормальному до поверхні напрямку в m -му вузлі триангуляційної сітки при прикладанні одиничного навантаження за локальним пірамідальним розподілом (тобто локально прикладене в околиці вузла n навантаження).

Тут також прийнята модель проміжного нелінійного пружного шару у вигляді

$$w = \bar{\lambda} \cdot p^s, \quad (2)$$

де $\bar{\lambda}, s$ – деякі емпіричні або обчислювані параметри.

Таким чином, структурні нелінійності, тобто умови контактної взаємодії у вигляді умов непроникнення взаємодіючих тіл одне в одне, які в першому наближенні традиційно містять тільки лінійні функції від переміщень, доповнюються у випадку моделі (2) нелінійними складовими.

У результаті, виникає задача розроблення методів розв'язання таких задач, що і складає, як зазначалося вище, мету цієї праці.

Якщо записати співвідношення спільності переміщень, що входять ув систему (2), у вигляді підсистеми

$$C p = \delta - h - \bar{\lambda} q; \quad q = \{p_1^s, p_2^s, \dots, p_N^s\}^T, \quad (3)$$

то формально її можна представити як

$$C p = \delta - \bar{h}, \quad (4)$$

де $\bar{h} = \bar{h}(p) = h + \bar{\lambda} q = h + \Delta h(p)$.

Тоді співвідношення (4) формально повторюють лінійні співвідношення в (1), але в яких початковий зазор h доповнений деякими доданками $\Delta h(p)$. За аналогією з методом додаткових навантажень І. А. Біргера ці доданки можна назвати додатковими зазорами. Рівняння (4) є нелінійне операторне рівняння, для якого дійсний розподіл контактної тиску є нерухомою точкою оператора. Таким чином, можна організувати ітераційний процес:

$$\begin{cases} \tau := 0; (*) & p^{(\tau)} := 0; (**) & q^{(\tau)} = \{[p_1^{(\tau)}]^s, \dots, [p_N^{(\tau)}]^s\}^T; (***) & \Delta h^{(\tau)} = \bar{\lambda} q^{(\tau)}; (^{\wedge}) \\ \bar{h}^{(\tau)} = h^{(0)} + \Delta h^{(\tau)}; (^{\wedge\wedge}) & \{p^{(\tau)}, \delta^{(\tau)}\}^T = K^{-1} \left\{ \bar{h}^{(\tau)}; P \right\}; (^{\wedge\wedge\wedge}) & \tau := \tau + 1. (:) \end{cases} \quad (5)$$

У (5) величини P, q, h, δ беруть участь в ітераційному уточненні розв'язку (^{\wedge\wedge\wedge}). При цьому $h^{(0)}$ – вектор початкових (номінальних) зазорів між поверхнями контактуючих тіл. Ітерації проводяться в межах циклу (***) \rightarrow (:) \rightarrow (***) . Умовою закінчення цього процесу може бути або критерій щодо уточнення або додаткових зазорів, або – тиску. Таким чином, розв'язання поставленої задачі еквівалентно розв'язанню задачі для контакту гладких тіл, але із скоригованим розподілом зазорів.

Представивши рівняння спільності переміщень в системі (1) при наявності на границі тіл Вінклерового шару (2) у вигляді:

$$C p + (\bar{\lambda} p^{(s-1)}) \cdot p = \delta - h, \quad (6)$$

і ввівши позначення $\bar{\bar{\lambda}}(p) = \bar{\lambda} p^{(s-1)}$, за аналогією з методом змінних параметрів пружності (6) можна переписати у вигляді

$$\bar{\bar{C}} p = \delta - h, \quad (7)$$

де $\bar{\bar{C}}(p) = C + \bar{\bar{\lambda}} \cdot E$, E – одинична матриця.

Для розв'язання (7) можна організувати ітераційний процес:

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta := 0; (*) \quad \bar{C}^{(\beta)} := C; (**) \quad K^{(\beta)} = K\left(\bar{C}^{(\beta)}\right); (***) \\ \Pi^{(\beta)} = \{p^{(\beta)}, \delta^{(\beta)}\}^T = \left(K^{(\beta)}\right)^{-1} \cdot H = \left(K^{(\beta)}\right)^{-1} \cdot \{h, P\}^T; (\wedge) \\ J^{(\beta)} : \{p_n \geq 0 \forall n \in J^{(\beta)}; p_n = 0 \forall n \notin J^{(\beta)}\}; \\ \Delta_n = 0 \forall n \in J^{(\beta)}; \Delta_n \geq 0 \forall n \notin J^{(\beta)}\}; \\ \bar{C}^{(\beta)} := C + \bar{\lambda} [p^{(\beta)}]^{(s-1)} \cdot E; (\wedge \wedge \wedge) \quad \beta := \beta + 1. (:) \end{array} \right. \quad (8)$$

У (8) ітераційний процес йде в послідовності (***) \rightarrow (:) \rightarrow (***) . При цьому етап (***) означає складання матриці системи лінійних алгебраїчних рівнянь $K^{(\beta)}$ за скоригованою на етапі ($\wedge \wedge \wedge$) підматрицею $\bar{C}^{(\beta)}$ (аналогічно розшифруванню K у (4)), причому множина контактуючих взлів $J^{(\beta)}$ уточнюється на етапі ($\wedge \wedge$). Припинення ітераційного процесу (8) можна здійснювати за умовою:

$$J^{(\beta)} = J^{(\beta-1)}.$$

Алгоритм (8) відрізняється від (5) тим, що перебудові піддається не права частина системи рівнянь при незмінній підматриці C , а, навпаки, змінюється сама матриця, в той час як права частина – постійна.

Таким чином, в роботі обґрунтовано методи розв'язання фізично-структурно нелінійних задач контактної взаємодії, які зводять вихідну задачу до послідовності структурно нелінійних, але фізично лінійних задач.

www

СЕКЦІЯ 2

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
МАШИН І СПОРУД

УДК 534.013:621.512

ОСНОВНІ АСПЕКТИ РОЗРАХУНКУ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВАЛОПРОВОДІВ
ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

THE BASIC ASPECTS OF TORSIONAL VIBRATION ANALYSIS OF RECIPROCATING
COMPRESSOR UNITS SHAFTING

Андрій Бурий

*Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна.*

The paper is devoted to the development of reliable mathematical models and software for torsional vibration analysis of reciprocating compressor units shafting. This will enable to predict the level of torsional vibrations at the unit design stage and to develop recommendations as soon as possible to ensure the necessary standards for vibrations.

Тенденції в розвитку компресорної техніки такі, що виробники прагнуть до підвищення її продуктивності та енергоефективності з одночасним зменшенням масогабаритних показників конструкції при збереженні її надійності.

Основним шляхом збільшення продуктивності поршневиx компресорних установок (ПКУ) є підвищення частоти обертання двигуна. Питання економічності і енергоефективності вирішується використанням ефективних засобів регулювання їх продуктивності, наприклад, застосуванням в якості приводу електродвигунів з регульованою частотою обертання або газопоршневих двигунів. Цей шлях передбачає роботу установки в широкому діапазоні частот, а не на одному номінальному режимі, а відтак стає актуальною необхідність точного врахування впливу на роботу установки такого небезпечного явища, як крутильні коливання.

Крутильні коливання – один з основних факторів, що впливає на вібронадійність ПКУ внаслідок полігармонічного характеру крутного моменту і неврівноваженості елементів валопроводу. Розширення діапазону робочих частот установки, підвищення його верхньої межі, зниження маси, а отже й жорсткості конструкції може призвести до появи у робочому діапазоні резонансних режимів, від яких не так просто відлаштуватись.

Ця робота присвячена питанням розроблення достовірних математичних моделей і програм для розрахунку крутильних коливань валопроводів ПКУ. Це дасть можливість ще на етапі проектування установки досить точно прогнозувати рівень крутильних коливань і в найкоротші терміни розробляти рекомендації для забезпечення необхідних норм по вібраціях.

Традиційно для розрахунку крутильних коливань використовується дискретна модель валопроводу ПКУ, тому першим етапом розрахунку є приведення системи до дискретного виду та визначення її характеристик. Валопровід представляється як система ланцюгової структури, тобто розглядається модель, що складається з абсолютно жорстких дисків з осьовими моментами інерції, з'єднаних невагомими пружними ділянками з крутильними жорсткостями. Використання такої моделі забезпечує прийнятну для вирішення практичних завдань точність. При цьому диференціальні рівняння коливань записуються в прямій формі.

Ключовим моментом, від якого залежить увесь подальший розрахунок, є точність визначення інерційних і пружних характеристик при побудові механічної моделі коливачів. Дуже доцільним є використання систем автоматизованого проектування. Маючи 3D модель валопроводу, можна легко отримати значення моментів інерції його ділянок. А застосування систем скінченноелементного аналізу допоможе визначити досить точні значення крутильних жорсткостей будь-яких складних ділянок валопроводу (наприклад, коліна кривошипа або муфти).

Не менш важливим етапом є вибір методу та алгоритму розрахунку. Універсальним методом, придатним для розрахунку як вільних, так і вимушених крутильних коливачів дискретної моделі валопроводу, є матричний метод. Він зручний, компактний у представленні вихідних даних та розрахункових рівнянь, і, що досить важливо, вдало реалізується з використанням комп'ютерних технологій.

Для виконання аналізу крутильних коливачів валопроводів ПКУ було розроблено спеціалізований програмний комплекс, що реалізує відповідні моделі та методи. Вихідними даними для розрахунку є параметри дискретної моделі валопроводу, а саме матриці: моментів інерції, крутильних жорсткостей, коефіцієнтів демпфування та збуджуючих крутильних моментів.

На цей момент розроблений програмний комплекс виконує розрахунок вільних та вимушених крутильних коливачів лінійної моделі валопроводу. Розрахунок вільних крутильних коливачів включає визначення власних частот, побудову відповідних їм форм, а також побудову частотної діаграми Кемпбелла. Розрахунок вимушених крутильних коливачів включає гармонійний аналіз збуджуючих крутильних моментів, побудову амплітудно-частотних характеристик скручуючого моменту для кожної ділянки валопроводу, а також кривих залежності скручуючого моменту від часу за один оберт валу для кожної заданої робочої частоти (також для кожної ділянки валопроводу).

Наступним етапом є реалізація розрахунку крутильних коливачів нелінійної моделі валопроводу. Насправді припущення лінійності у ряді випадків може давати суттєві кількісні та якісні похибки, так як деякі елементи конструкції мають явно виражені нелінійні характеристики. Наприклад, у поршневих компресорах до джерел нелінійностей моделі можна віднести нелінійні характеристики пружних муфт та змінні моменти інерції мас кривошипно-шатунних механізмів.

УДК 62-752+62-755

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ НАСТАННЯ АВТОБАЛАНСУВАННЯ РОТОРНИХ МАШИН З ПАСИВНИМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ЇХНІХ ПАРАМЕТРІВ

STUDY OF THE PROCESS OF THE ONSET OF AUTO-BALANCING OF ROTARY MACHINES WITH PASSIVE AUTO-BALANCERS AND OPTIMIZATION OF THEIR PARAMETERS

Валерій Гончаров

*Центральноукраїнський національний технічний університет,
пр. Університетський, 8, м. Кропивницький, 25006, Україна.*

Developed by: method of drawing up differential equations describing the motion of real rotary machines with auto-balancers with many correcting weights; an analytical method for studying the course of transient processes occurring when balancing such machines; a method for optimizing the parameters of a rotary machine with auto-balancers; methods of dynamic balancing by auto-balancers of rigid (short) and flexible rotors.

Для балансування на ходу швидкісних роторів, чия незрівноваженість змінюється при експлуатації, використовуються пасивні автобалансири (АБ). В них коригувальні вантажі (КВ) на певних швидкостях обертання ротора з часом самі приходять у положення, у яких усувають чи зменшують незрівноваженість ротора, і далі обертаються з ним як одне ціле, поки не почне змінюватися незрівноваженість, або не з'являться збурення іншого походження.

Дослідження динаміки роторних машин з АБ зводиться до пошуку всіх теоретично можливих усталених рухів, та дослідженню їх стійкості. При цьому розв'язують такі основні проблеми:

– чи можна в принципі зрівноважити пасивними АБ певний тип жорсткого чи гнучкого ротора;

– за яких умов настає автобалансування;
– при яких параметрах роторної машини і АБ залишкові вібрації і час настання автобалансування будуть найменшими.

На сьогодні достатньо повно аналітично вивчені перші дві проблеми. При цьому багато фундаментальних проблем не розв'язано:

1. Майже не досліджені аналітично перехідні процеси (ПП), що відбуваються при зрівноваженні ротора пасивними АБ.

2. Досліджувались тільки конкретні типи АБ і роторів, тому одержані результати не застосовні до роторних систем з багатьма КВ – з'являються сім'ї усталених рухів.

3. Основні дослідження проводились для двокульових АБ.

4. Не з'ясовано, як зрівноважувати пасивними АБ гнучкі ротори.

При дослідженні вказаних проблем вперше отримано наступні найбільш істотні результати.

I. Розроблено метод [1] складання диференціальних рівнянь (ДР) реальних роторних машини з АБ з багатьма КВ (кулями, роликами, маятниками), що описують рух машини. Відповідно до методу запропоновано ще на етапі складання ДР одночасно враховувати співвідношення малості як між узагальненими координатами, так і між параметрами, завдяки чому в рівняннях залишаються тільки ті складові, що вже у нульовому чи першому наближенні за малими параметрами дають відповідь про стійкість чи нестійкість усталених рухів.

Шляхом узагальнення результатів застосування цих правил до конкретних роторних систем вироблено правила, що дозволяють одержувати з ДР руху роторної системи без АБ ДР руху системи з АБ.

II. Розроблено аналітичний метод дослідження перебігу ПП, що відбуваються під час зрівноваження ротора пасивними АБ з довільною кількістю КВ в АБ.

При цьому:

– вперше запропоновано досліджувати ПП за мінімальною кількістю динамічних змінних – узагальненими координатами ротора і проекціями сумарних незрівноваженостей ротора і АБ;

– розроблена методика одержання з ДР руху ротора і АБ замкненої системи ДР, що описують зміну зазначених динамічних змінних для роторної системи з АБ.

III. За допомогою розробленого методу досліджені ПП, що відбуваються при зрівноваженні жорстких (з нерухомою точкою; що здійснюють просторовий рух) та гнучких роторів.

Встановлено, що ПП діляться на швидкі і повільні. При швидких ПП встановлюється усталений рух ротора, що відповідає незмінній у нульовому наближенні сумарній незрівноваженості, і припиняються швидкі відносні рухи КВ (КВ наздоганяють ротор і обертаються з ним майже синхронно). При повільних ПП КВ повільно рухаються відносно ротора, прямуючи до автобалансувальних положень. При надмірної кількості КВ вони прямують до одного з автобалансувальних положень, що утворюють одно (при двох КВ в АБ) чи багатопараметричну (при більше трьох КВ в АБ) сім'ю основних рухів.

З'ясовано якісний вплив параметрів роторних машин на перебіг їхніх ПП.

IV. Розроблено метод [3] оптимізації параметрів роторних машини з АБ шляхом проведення віртуального чи натурного багатofакторного експерименту. При цьому встановлено, що роботу таких машин доцільно оцінювати за залишковими незрівноваженостями та часом настання автобалансування.

На основі розробленого методу:

– запропоновано функції регресії, які задовольняють певним обмеженням відносно області зміни функціоналів якості та параметрів роторної машини з АБ і досить точно апроксимують залишкові вібрації та тривалість перебігу ПП;

– досліджено цільові функції на найбільше та найменше значення.

V. Запропонований метод апробований при оптимізації параметрів відцентрової соковижималки (СВПШ-201) та вентилятора (ВО 06-300). Експериментально визначена ефективність балансування роторних машин пасивними АБ.

VI. Розроблено конструкторські рішення з:

– динамічного балансування коротких роторів двома АБ шляхом поміщення ротора з можливістю обертання в корпусі;

– динамічного балансування гнучких двоопорних роторів двома АБ шляхом розміщення АБ як можна ближче до опор;

– балансування відцентрових соковижималок з циліндричним фільтром-ситом шляхом заміни

серійної платформи платформою суміщеною з кульовим АБ;

– балансування барабанів відцентрових дробарок шляхом заміни звичайного кульового АБ кульовим АБ з рухомими перегородками.

Результати роботи впроваджено на виробництві: ВАТ «Мінський механічний завод ім. Вавілова – керуюча компанія холдингу «БелОМО»» (м. Мінськ, Білорусія), ТЗОВ «Завод Електронпобутприлад» (м. Львів), ТЗОВ «Сумське НВО» (м. Суми), ТЗОВ «Компанія ВЕНТС» (м. Київ), ТЗОВ «Політехпром» (м. Миколаїв), ТЗОВ «Проммаш» (м. Бахмут), ТЗОВ «Лізава» (м. Олександрія), ПП «Градвент» (м. Харків).

1. Гончаров В.В., Филimoniхин Г.Б. Оптимизация параметров центробежной соковыжималки с автобалансином минимизацией времени наступления автобалансировки // "Восточно-европейский журнал передовых технологий". – 2014. – вып. 2/7 (68). – С. 28-32. 2. Гончаров В.В., Филimoniхин Г.Б. Вид и структура дифференциальных уравнений движения и процесса уравновешивания роторной машины с автобалансирами // Известия Томского политехнического университета. – 2015, т. 326, № 12, С. 20-30. 3. Goncharov, V., Nevdakha, A., Nevdakha, Yu., Gutsul, V. (2016) Research of stability and transition processes of the flexible double-support rotor with autobalancers near support. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6/7 (84), 22-27.

УДК 539.3

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ЕЛЕМЕНТАХ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

DYNAMICAL PROCESSES IN ELEMENTS OF ARMORED COMBAT VEHICLES

Андрій Грабовський, Микола Ткачук, Антон Васильєв, Яна Лісовол

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.

In this paper it's proposed to adapt and develop the method of generalized parametric modeling for analyze of dynamical processes in elements of armored combat vehicles.

За своєю суттю бойові броньовані машини (ББМ) є складними механічними системами, на елементи яких діє цілий комплекс впливів. Це, по-суті, багато- та різнокомпонентна система із різноманітністю багатоконпонентною системою навантажень.

Відповідно, для забезпечення певних технічних і тактико-технічних характеристик ББМ, необхідно на етапі проектних досліджень проводити багатоваріантні розрахунки фізико-механічних процесів і станів, що реалізуються у елементах ББМ при експлуатації та бойовому застосуванні.

Зокрема, особливої уваги потребують: динамічні процеси при дії реактивних зусиль віддачі у процесі здійснення стрільби із скорострільних артилерійських систем; напружено-деформований стан бронекорпусів при дії чинників ураження; захищеність ББМ від боєприпасів різного типу; нелінійні динамічні процеси при дії різноманітних збурень тощо.

Для аналізу цих та інших процесів пропонується адаптувати та розвинути метод узагальненого параметричного моделювання, в основі якого – можливість варіативної зміни складу, структури, розмірів, властивостей матеріалів, законів зміни навантаження, умов бойового застосування, а також рівнів компонент тактико-технічних характеристик (ТТХ) ББМ, яких бажано досягати для вітчизняних машин. На цій основі можлива побудова математичних та чисельних моделей різноманітних процесів і станів, які супроводжують ті чи інші аспекти експлуатації та бойового застосування ББМ.

Так, зокрема, розроблено параметричну математичну модель для аналізу динамічних властивостей бронекорпусів ББМ. Пропонується із застосуванням функції Релея R визначити власні частоти (ВЧК) та власні форми коливань (ВФК) залежно від конкретної реалізації множини узагальнених параметрів p : $R = R(p)$. Відповідно, формулюючи задачі пошуку екстремумів (мінімуму, максимуму, мінімаксу) функції Релея на множенні пробних форм коливань A_i , отримуємо власні форми λ_i як аргументи $R(\lambda, p)$, а квадрати власних частот – як значення $R(\lambda, p) = \omega_i^2(p)$.

Варіювання параметрів p дає можливість, таким чином, впливати і на спектр ВЧК, і на ВФК. На цій основі можлива постановка також і оберненої задачі – визначення таких p , які дадуть бажану зміну ВЧК та ВФК.

Також розроблено параметричну математичну модель напружено-деформованого стану бронекорпусів ББМ. Як узагальнені параметри виступають структура й просторово-часовий розподіл зовнішніх навантажень. Як контрольовані – напруження та переміщення, які досягаються у різних зонах бронекорпусів ББМ. На основі формування прямих задач аналізу ставляться також і задачі синтезу, тобто визначення таких технічних рішень, які задовольняють вимогам міцності та деформативності, що безпосередньо впливають на захищеність та точність ведення вогню.

Важливою задачею для ББМ є підвищення рівня захищеності від дії фугасних, кумулятивних, осколкових, кінетичних та інших боеприпасів. Це спонукає розробляти математичні моделі вивчення результатів впливу різноманітних боеприпасів на захищеність бронекорпусів. При цьому варіюваними є і характеристики засобів ураження, і проектні рішення бронекорпусів. У результаті прямої постановки такого типу задач прогноуються результати застосування того чи іншого боеприпаса до конкретної ББМ, а результатом оберненої постановки є визначення параметрів рекомендованих засобів захисту.

Окремої уваги заслуговує розгляд динамічних процесів у ББМ як нелінійних системах. При цьому втрачає справедливість для таких систем принцип суперпозиції, а також – застосовність багатьох традиційних методів, придатних для аналізу лінійних систем. Для розв'язання задач, що індиферентні до виникаючих обмежень, необхідно розробляти нові підходи, моделі та методи. Це дає змогу розв'язувати задачі аналізу динамічних процесів у нелінійній постановці, а також проводити обґрунтування тих проектно-технологічних параметрів, які забезпечують потрібний рівень ТТХ ББМ.

Нові підходи, моделі та методи розв'язання задач аналізу динамічних характеристик та процесів у ББМ як складних механічних системах запропоновані та розвинені раніше. Вони містять дуже важливу компоненту – параметричний опис самої конструкції, величин, просторових та часових розподілів зовнішніх навантажень, а також режимів бойового застосування та рівнів компонент ТТХ, яких бажано досягти для тієї чи іншої ББМ. Завдяки такій варіативності стає можливим формування оптимізаційних задач різного типу, причому характерним є, на відміну від традиційних методик, здатність зміни у процесі проектних досліджень і множини варіюваних параметрів, і критеріїв, і обмежень.

Таким чином, запропоноване комплексне вирішення проблеми підвищення рівня тактико-технічних характеристик вітчизняних бойових броньованих машин.

УДК 621.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ ОБЕРТОВИХ ЛАНОК НА КОЛИВАННЯ ПОЛОТНА СТІЧКОВОЇ ПИЛКИ

INVESTIGATING THE EFFECT OF THE ROTATING LINKS ECCENTRICITY ON THE BAND SAW BLADE VIBRATIONS

Лідія Дзюба¹, Ольга Хитряк², Ольга Меньшикова¹

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна;

²Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного,
вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна.

The main resonance of moving band saw blade with small harmonic disturbance is investigated. There was received the system of differential equations which describes the changing of amplitude and phase of band saw blade vibrations in resonance case. Based on the obtained solution the effect of the rotating links eccentricity, of an initial tension of the stretch, of the band saw blade speed and of its width on the amplitude of transverse resonant vibrations was investigated.

Попередньо розтягнуту стрічкову пилку розміщують на двох шківів. За наявності навіть незначного ексцентриситету шківів, що обертаються зі значною кутовою швидкістю, пилка під час

різання коливається у поперечному напрямі. Для зменшення робочої довжини вітки стрічкової пилки та збільшення її жорсткості в зоні пиляння використовують відтискні напрямники, ексцентриситет яких теж впливає на коливні переміщення ділянки полотна пилки. Поперечні коливання полотна пилки у площині найменшої жорсткості на згин сприяють появі циклічних напружень і, як наслідок, втомних тріщин. Навіть за незначного зовнішнього збурення у разі резонансу істотно зростає амплітуда поперечних коливань полотна пилки. Поряд з цим не вивченим є випадок можливого настання резонансних поперечних коливань полотна пилки, спричинених ексцентриситетом обертових ланок. Тому досліджено вплив ексцентриситету пилкових шківів або напрямних роликів на амплітуду поперечних резонансних коливань рухомого полотна стрічкової пилки.

Змушені поперечні коливання ділянки полотна стрічкової пилки описано в змінних Ейлера диференціальним рівнянням:

$$u_{tt} + 2\nu u_{xt} - (a^2 - v^2)u_{xx} + b^2 u_{xxxx} = em^{-1} f(u, \dots, q),$$

де $u(x, t)$ – поперечне переміщення полотна стрічкової пилки з координатою x в довільний момент часу t ; ν – швидкість поздовжнього руху; $f(u, \dots, q)$ – сила, задана відомою періодичною відносно $q = mt$ функцією, яка загалом ураховує нелінійність механічної системи та зовнішнє періодичне збурення; m – частота зовнішнього збурення; e – малий параметр, що вказує на невелику величину сили $f(u, \dots, q)$ порівняно з відновлювальною силою; $a^2 = Nm^{-1}$; N – стала сила початкового натягу; $b = Elm^{-1}$; m – маса одиниці довжини полотна пилки; E – модуль Юнга матеріалу пилки; $I = 12^{-1}Bs^3$ – осьовий момент інерції перерізу, де B , s – ширина та висота перерізу полотна пилки.

За незначних ексцентриситетів e_1, e_2 шківів чи напрямних роликів збурення полотна пилки у точках контакту з опорами вважаємо малими, що дозволяє ввести малий параметр ε у аналітичний запис крайових умов

$$u|_{x=0} = ee_1 \sin(\Omega_1 t); u|_{x=l} = ee_2 \sin(\Omega_2 t); u_{xx}|_{x=0} = u_{xx}|_{x=l} = 0, \quad (1)$$

де Ω_1, Ω_2 – кутові швидкості обертання двох пилкових шківів або двох напрямних роликів, l – довжина ділянки полотна пилки.

Для аналізу динамічного процесу, описаного диференціальним рівнянням (1) та крайовими умовами (2) використано методику дослідження нелінійних коливань у системах зі збуреними крайовими умовами. У разі головного резонансу за малого гармонійного зовнішнього збурення отримано систему диференціальних рівнянь для амплітуди та фази поперечних коливань:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{e}{w+m} \left\{ \frac{1}{mp} \int_0^{2p} f^*(T(t), \mathbf{R}(t), \dots) \sin y dy + (H_0 + H_1 m^2) \cos g + H_2 m \sin g \right\}; \\ \frac{dg}{dt} &= w - m - \frac{e}{(w+m)a} \left\{ \frac{1}{mp} \int_0^{2p} f^*(T(t), \mathbf{R}(t), \dots) \cos y dy - (H_0 + H_1 m^2) \sin g + H_2 m \cos g \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Побудована за (3) залежність амплітуди поперечних коливань від часу для ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 0,5 м при напруженні початкового натягу 120 МПа за різних значень ексцентриситету показана на рис 1.

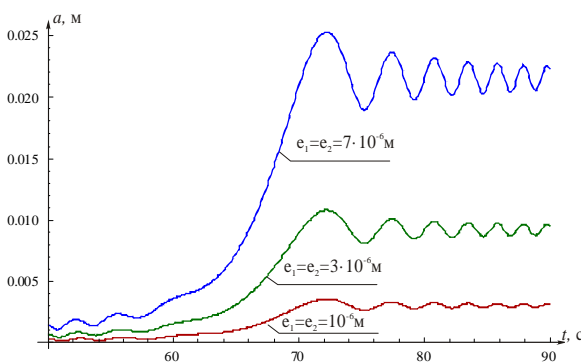


Рис. 1. Амплітуди резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки

Геометричні розміри поперечного перерізу ділянки полотна пилки: $B=26$ мм, $s=1$ мм. Швидкість поздовжнього руху (швидкість різання) дорівнює $\nu=30$ м/с. Матеріал стрічкової пилки – сталь, фізико-механічні характеристики якої: модуль пружності першого роду $E=2,1 \cdot 10^6$ МПа, густина $\rho=7850$ кг/м³.

У разі збільшення ексцентриситету від 10^{-6} м до величини $7 \cdot 10^{-6}$ м амплітуда коливань ділянки завдовжки 0,5 м зростає майже у п'ять раз і досягає значення $25 \cdot 10^{-3}$ м. Для уникнення таких значних амплітуд потрібно забезпечувати відповідну точність виготовлення та балансування обертових мас, якими є напрямні ролики та пилкові шківів.

1. Дзюба Л. Дослідження динамічної стійкості стрічкової пилки / Л. Дзюба Л., І. Ребезнюк, О. Меньшикова, А. Пилип'як // *Машинознавство*. – Вип. 6. – 2009. – С. 34-37. 2. Кондратюк А. А. Оценка напряженного состояния ленточных пил / А. А. Кондратюк, В. К. Шилько // *Известия Томского политехнического университета*. – 2004. – Т.307. – №2. – С. 138–142. 3. Dzyuba L. Resonant vibrations of the moving band saw blade with variable tension / L. Dzyuba, O. Khytriak, O. Menshykova, I. Rebeznyuk // *Technical Sciences. Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland)*. 2015, 18(1), 35-45. 4 Lixin Zhang *Dynamic analysis of viscoelastic serpentine belt drive systems / Zhang Lixin University of Toronto*. 1999. p.349.

УДК 629.833

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗУБІВ ПРИ ЛІНІЙНОМУ І КРОМКОВОМУ КОНТАКТАХ

THE ANALYSIS OF STRESS-DEFORMED STATE OF THE TEETH BY LINEAR AND EDGE CONTACTS

Юрій Кіпрієв

Національний університет кораблебудування,
проспект Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна.

The stress-deformed state of contact of cylindrical side surfaces of the teeth in conditions of intersection and crossing of axes is investigated. In such contacts the point transforms under the influence of external load into the contact patch. The solutions of various authors are analyzed in comparison with the contact theory of Hertz.

Відомо, що Герц, вперше сформулював у 1881р. контактну задачу теорії пружності, прийняту за основу в розрахунках деталей машин, однак не отримав залежностей для розрахунку зближення циліндрів з паралельними осями при їх контакті. Згідно з теорією було визначено максимальний контактний тиск і півширина смужки контакту. Надалі цією проблемою займалися багато вітчизняних і зарубіжних вчених. Дехто з них вважали теорію Герца (модель – пружний півпростір) непридатною для визначення розрахунку зближення циліндрів [1, 2]. Методи досліджень цієї проблеми, можна умовно розділити на дві групи.

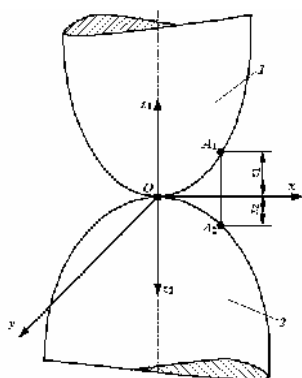


Рис. 1. Схема контакту сферичних поверхонь

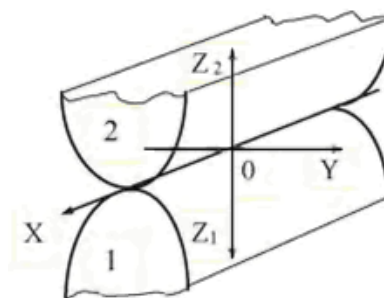


Рис. 2. Контакт циліндричних поверхонь по твірній

У першій групі [1, 3] сформувався спрощений підхід визначення величини зближення $\delta = \delta_1 + \delta_2$ осей контактуючих циліндрів з урахуванням тільки деформації в межах площадки контакту. Умова спільності деформацій зводиться до рівності ширини площадки контакту для обох тіл $b_1 = b_2 = b$. У результаті досліджень отримані однакові за формою лінійні залежності між зближенням і навантаженням $q = P/l$ смужки контакту:

$$\delta = k \frac{q}{E}, \quad (1)$$

де k – числовий коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалу; E – зведений модуль пружності Юнга; P – навантаження в контактній площині; l – довжина смужки контакту.

Розрахунки зближення за формулою (1) показали, що їхні результати не залежать від діаметрів циліндрів, що суперечить здоровому глузду.

Друга група дослідників брала за базу рівняння спільності деформацій, виходячи з контактної теорії Герца. Це рівняння враховує не тільки деформацію в безпосередній близькості від площадки контакту, але і загальну деформацію циліндрів. У такому вигляді умова спільності деформацій подається у вигляді рівняння переміщень:

$$z_1 + z_2 = \delta - (w_1 + w_2), \quad (2)$$

в якому w_1 і w_2 являють собою переміщення центрів кривини щодо початкової точки контакту сферичних поверхонь.

Існує кілька розв'язків з урахуванням інтегральної залежності, починаючи з роботи Н.М. Беляєва [4]. Як показано в роботі [2], цю задачу можна розв'язати з використанням розробленої фізико-математичної моделі на основі пружного півпростору. З достатньою для інженерних розрахунків точністю, сьогодні використовується розв'язок Б. С. Ковальського [4]:

$$\delta = w_1 + w_2 = 0,579 \frac{q}{E} \left[\ln \frac{4R_1R_2}{b^2} + 0,814 \right], \quad (3)$$

где q – погонне навантаження; b – півширина площадки контакту.

Аналіз проблем проектування зубчастих механізмів [1, 5] показав, що в експлуатації зубчасте зачеплення працює або з перетинанням осей циліндричних поверхонь (рис. 3) або з їх перехрещенням (рис. 4).

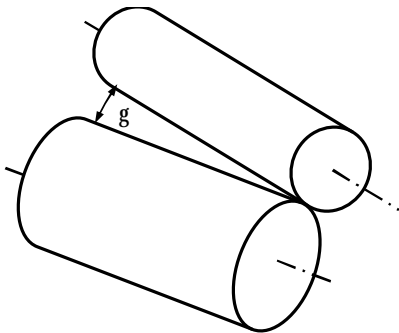


Рис. 3. Контакт циліндрів з пересічними осями

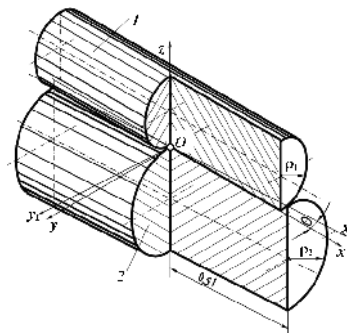


Рис. 4. Контакт циліндрів з перехресними осями

При перетині осей циліндрів початковий лінійний контакт стає точковим контактом кромки циліндрів (рис. 3). В роботі [2] для вирішення цієї проблеми запропоновано Винклерівську модель пружної основи. Отримана розрахункова залежність для визначення максимальної контактної деформації:

$$\delta_{\max} = \sqrt{2 \cdot \delta \cdot l \cdot \gamma}, \quad (6)$$

де δ – зближення циліндричних поверхонь за відсутності перекоосу осей; γ – кут перекоосу (рис. 3).

На закінчення можна зробити такі висновки:

1. Розроблену Герцом контактну теорію було доповнено методиками розрахунків характеристик контакту і залежностями для визначення переміщень при перетині і перехрещування осей циліндричних поверхонь.

2. Незважаючи на існуючі недоліки, цю теорію слід вважати базовою при проектуванні зубчастих зачеплень, підшипників кочення та інших з'єднань з лінійним або точковим контактом поверхонь.

1. Попов О.П. Навантажувальна здатність нових зубчастих передач. [Текст] / О.П. Попов, Ю.М. Кіпрєєв, О.М. Медведовський // Праці першої міжнародної конференції: Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій. – Львів. КІНПАТРИ ЛТД. – 2008. – с.

184-186. 2. Нахатекян Ф.Г. Напряженно-деформированное состояние упругих элементов зубчатых механизмов и сооружений при их линейном и кромочном контакте. – М., ИМАШ, 2014. – 213 с. 3. Айрапетов Э.Л. Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением. Ижевск-Москва: ИГТУ, 2000. – 116 с. 4. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков; изд-во ХВКИУ, 1967. – 222 с. 5. Кипреев Ю.Н. Нагрузочная способность коротких поверхностей контакта. – Материалы II международной конференции «Современные проблемы триботехники». – Николаев, 2009. – С.34-36.

УДК 621.548

ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ КОМБІНОВАНИХ БАГАТОРОТОРНИХ ВІТРОУСТАНОВОК

PROBLEMS AND PROSPECTS OF DEVELOPMENT OF COMBINED MULTIROTOR WIND TURBINES

Віталій Корендій, Ігор Думанський, Іван Ожеховський

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The necessity of development of combined wind turbines on the basis of horizontal-axis and vertical-axis rotors is substantiated. The design of combined wind turbine is presented and the peculiarities of its operation are considered. The ways of further investigations on the presented subject are substantiated.

На сьогодні особливої актуальності набули дослідження, пов'язані з пошуком перспективних енергоощадних технологій та альтернативних джерел енергії. Серед останніх однією з найперспективніших вважається вітроенергетика. На сьогодні існує широке різноманіття компоновальних схем вітроустановок, які характеризуються формою, кількістю і матеріалом лопатей, розміщенням осі обертання ротора відносно навігаючого повітряного потоку, способами керування тощо. Усі вони мають свої переваги і недоліки, які залежать від конкретних умов експлуатації (кліматичних умов, приєднаного навантаження: електрогенератора, насоса, компресора тощо).

Основною метою цієї роботи є обґрунтування доцільності створення комбінованих багатороторних вітроустановок, які поєднували б в одній конструкції кілька роторів різних компоновальних схем (зокрема, класичних горизонтально- і вертикально-осьового роторів та ротора зі спералевидним профілем лопатей) з усіма їх перевагами.

У «класичному» виконанні горизонтально-осьове вітроколесо складається із лопатей, які радіально і симетрично приєднуються до маточини (рис. 1, позиція 2). У залежності від використання тих чи інших систем регулювання потужності й протиштормового захисту вітроустановки лопаті можуть встановлюватися на маточині нерухомо чи за допомогою спеціальних механізмів, що забезпечують зміну їх положення відносно навігаючого повітряного потоку. Лопаті можуть виконуватися жорсткими або еластичними (вітрильного типу) з різними геометричними формами, які обумовлюються експлуатаційними характеристиками вітроустановки та кліматичними параметрами регіону, в якому вона експлуатується.

Вертикально-осьові вітроустановки можуть виконуватися у вигляді роторів Савоніуса та Н-роторів Дар'є з прямими або гвинтовими лопатями. Ротори Савоніуса працюють за рахунок створення різниці тисків на активних поверхнях лопатей при їх русі за і проти напрямку повітряного потоку. Ротори Дар'є (рис. 1, позиція 1) використовують аеродинамічну підйомну силу на лопатях спеціального аеродинамічного профілю розміщених паралельно до вертикального головного вала на певній відстані. Один з основних недоліків роторів Дар'є полягає у відсутності можливості самозапуску установки за низьких швидкостей вітру, але в цілому за ефективністю функціонування вони не поступаються класичним горизонтально-осьовим вітроколесам.

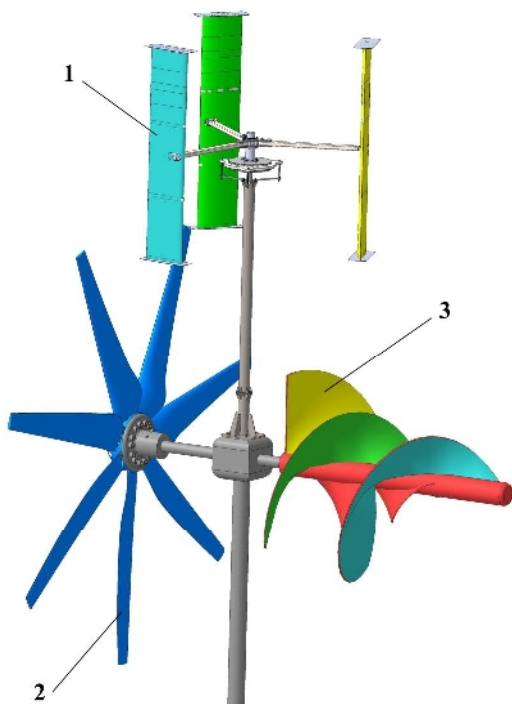


Рис. 1. Загальний вигляд комбінованої багатороторної вітроустановки

Однією з перспективних розробок горизонтально-осьових вітроустановок, яка лише починає масово впроваджуватися на ринку вітротехніки, є ротори з гвинтовим (спіралевидними) лопатями (рис. 1, позиція 3). Лопаті такої форми здатні використовувати як аеродинамічну підйомну силу, так і силу лобового тиску повітряного потоку, та можуть виготовлятися з металу, армованого скловолокна чи пластмаси. Серед їх переваг над «класичними» компоновками вітроустановок зазначають високий коефіцієнт використання енергії вітру навіть за низьких швидкостей вітру, можливість самозапуску та ефективного функціонування уже при швидкостях повітряного потоку 0,5 – 1 м/с, здатність самостійно орієнтуватися за напрямком набігаючого повітряного потоку, знижений рівень шуму за рахунок зведення до мінімуму механічного тертя між елементами установки тощо.

Серед переваг використання багатороторних вітроустановок необхідно зазначити можливість ефективної роботи за ширшого діапазону швидкостей вітру, відсутність необхідності орієнтування вітроустановки за напрямком повітряного потоку, максимізацію відбору потужності зі слабких повітряних потоків, збільшення часу активного використання вітроустановки (тобто зменшення тривалості простоїв),

підвищення стабільності обертового моменту на привідному валу тощо.

Незважаючи на значну кількість переваг створення комбінованих вітроустановок на базі роторів різних конструкцій, в процесі реалізації таких проектів постають проблеми ефективного узгодження експлуатаційних показників кожного з роторів, їх протиштормового захисту, максимізації вихідної потужності, яка передається конкретним споживачам, розроблення надійних опорних конструкцій тощо. Ці та інші проблеми вимагають залучення широкого кола фахівців різних профілів (з механіки, будівництва, електроніки, енергетики, автоматизації і систем керування тощо).

Одним із завдань подальших досліджень буде узгодження експлуатаційних показників кожного з роторів шляхом обґрунтування їх геометричних параметрів. Також серед перспектив подальших досліджень за даною тематикою необхідно відмітити доцільність створення спеціальних концентраторів повітряного потоку із механізмами зміни активної площі потоку, що набігає на лопаті відповідного ротора. Такі концентратори можуть використовуватися як для збільшення корисної потужності вітроустановки, так і в якості системи протиштормового захисту.

УДК 621.22.930.85

ПИТАННЯ БІОМЕХАНІКИ В ТВОРЧОСТІ Д. БЕРНУЛЛІ ТА Л. ЕЙЛЕРА

QUESTIONS OF BIOMECHANICS IN THE WORKS OF D. BERNOULLI AND L. EILER

Олександр Крахмальов

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.*

The report examined the activities of Daniel Bernoulli and Leonard Euler study of blood flow in the vessels and provides continuity equation.

Данііл Бернуллі та Леонард Ейлер почали свою роботу в Петербурзькій академії наук як фізіологи. Бернуллі був професором фізіології, а Ейлер – ад'юнктом. Невдовзі Ейлер перейшов на

кафедру фізики, а Бернуллі з 1725 до 1730 р. працював на кафедрі фізіології, а з 1731 до 1733 р. очолював кафедру математики. Обое вони, окрім математики, вивчали також медицину, оскільки в середні віки математика викладалась на факультеті мистецтв, який був чимсь на зразок підготовчого факультету, і на медичних факультетах, оскільки важливою складовою протягом багатьох століть була астрологія, розуміти яку неможливо було без знання математики.

Медиками і почасти фізіологами були такі відомі математики, як Кардан, Галілей, Бореллі, що для свого часу було зовсім звичайно. З часом математика почала відходити від медицини, однак на її основі в XVII ст. сформувався і зріс новий науковий напрям, названий ятромеханікою. Зміст цього напрямку в тому, що всі фізіологічні явища в тілі тварин намагалися пояснити з точки зору механіки. Декарт навіть прийняв в цьому відношенні крайню точку зору, заявивши, що тварини – це машини. Проте, що таке машина, в XVII ст. ще не знали. Однак ятромеханіка виявилася базою для біомеханіки, що є наукою на стику механіки і біології. Ця наука зароджувалась в XVIII ст., а значного розвитку набула лише в XX ст.

Основоположником біомеханіки можна вважати визначного ятромеханіка і послідовника Галілея Джовані Альфонсо Бореллі (1608 – 1679). Ідеї Бореллі зацікавили багатьох вчених і біомеханічний напрям почав розвиватися. Так, в першому томі «Коментарів» Петербурзької академії наук Данііл Бернуллі опублікував роботу «Нова спроба теорії мускульного руху» (Bernoulli D. Tentamen novae de motu musculorum theoriae // Comm. Acad. sci. Petrop. – 1728. – P. 217 – 282.). Спочатку автор формулює задачі, які належать до мускульного руху: яким чином мускули можуть помітно скорочуватися; яким чином мінімальна кількість тваринного духу без видимого його зменшення призводить до скорочування мускулів; чим обумовлено те, що мускули в найкоротший час скорочуються і відновлюються. Бернуллі відмічає, що немає такої теорії, яка б відповіла на усі ці питання, тому він вважає за необхідне використовувати математику. На світогляд Бернуллі вплинув також учень Бореллі, видатний європейський лікар і фізіолог Фридрих Гофман (1660 – 1742). Гофман, розвиваючи вчення Декарта, вважав, що тіло – це машина, рух якій надає циркуляція крові. Тому життя – суто механічне явище: кров приводиться в рух серцем, а всі рухи тіла регулюються і керуються рухами нервів, через які циркулює своєрідний ефір, який він назвав тваринним духом, що перебуває у мозку. Таким чином, пояснювались ті питання, які Д. Бернуллі поставив на початку своїх мемуарів. Мемуари складаються з двох частин. Перша частина присвячена теорії мускульного руху, а в другій наведено геометричне обґрунтування цієї теорії. При цьому він наводить результати своїх експериментів, з яких випливає, що при скороченні мускул може укоротитися на 1/5 своєї початкової довжини. Це – відповідь на перше питання. З приводу другого питання він встановлює, що рух мускулів може відбуватися без мінімальної втрати тваринного духу, оскільки ніщо не перешкоджає духу після завершення функціонування мускулів повертатися в початковий стан через поперечні волокна. Бернуллі також підкреслює, що мускул не може тривалий час знаходитись у напруженому стані, однак не внаслідок обмеженості його сили, а через затримку подачі крові.

У другій частині мемуарів доводяться чотири теореми. Перша теорема говорить: «Крива, якою є окремі волокна на протязі випучування мускула, завжди є еластикою і її вісь збігається з віссю мускула». Цю теорему Бернуллі доводить на основі законів гідростатики і виводить диференціальне рівняння скорочення мускула.

У другій теоремі Бернуллі доводить, що мускул не може скоротитися більш ніж на 1/5 своєї початкової довжини. В третій теоремі він виявляє співвідношення між довжиною мускула та його діаметром: воно не повинно перевищувати 100 : 77.

Перші праці Ейлера також належать до фізіології, якою він цікавився протягом всього життя. Однією з тем цього напрямку було дослідження методами гідродинаміки принципів течії крові в судинах. В березні 1742 р. Ейлер надіслав в Дижонську академію статтю про течії рідини в еластичних трубках, яка в 1743 р. разом з двома мемуарами інших вчених на ту саму тему була відмічена премією. 21 грудня 1775 р. Ейлер надав Петербурзькій академії наук мемуари «Основи визначення руху крові через артерії», в якому розглянув умови потоку крові з урахуванням періодичних поштовхів, учинених скороченнями серця. Перші чотирнадцять розділів цього мемуару не збереглися, але, як припускають історики, вони були присвячені аналізу фізичних і фізіологічних принципів руху крові. Розглядаючи кров як нестисливу рідину, що протікає через еластичні трубки, Ейлер наводить рівняння неперервності у вигляді:

$$n \frac{\partial s}{\partial z} + s \frac{\partial n}{\partial z} + \frac{\partial s}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

де s – площа поперечного перерізу.

Позначивши тиск через p , Ейлер вважає, що $p(s)$ можна визначити також за допомогою наступних можливих співвідношень:

$$S = \frac{\sum p}{c + p}, \quad s = \sum \left(1 - e^{-\frac{p}{c}} \right), \quad (1)$$

де в кожному випадку \sum – максимально можливий модуль трубки, який отримано при нескінченно великому тиску.

Замість серця Ейлер розглядає циліндричний насос, який переганяє рідину через еластичні трубки. Спочатку він досліджує випадок з жорсткими трубками, застосовуючи при цьому безпосереднє інтегрування, так і енергетичний метод. Потім Ейлер переходить до дослідження випадку з еластичними трубками і знову застосовуючи енергетичний метод, приходять до висновку, що цей випадок неможливо звести до одного рівняння, а тому вирішення його «перевищує людські сили».

Таким чином, Ейлер не зміг знайти рішення загальних рівнянь скінченних рухів, оскільки у нього не було для цього ні виразного розуміння фізичної суті явища, ні відповідного математичного апарату. Лише в 1808 р. до цієї теми звернувся Юнг. Він намагався виявити аналогію між хвилями в очікуваній рідині в жорсткій трубці і хвилями в нестисливій рідині в пружній трубці. При цьому була отримана швидкість розповсюдження хвиль $c = \sqrt{E/\rho}$, де модуль E Юнг визначає, використовуючи результати експеримента.

Основні рівняння Ейлера, але в лінеаризованій формі, були винайдені Вебером та опубліковані ним в 1866 р. Після цього теорія протікання крові почала дуже швидко розвиватися.

УДК 621.865

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАНТОГРАФНОГО МЕХАНІЗМУ У ПРИВОДІ КРОКУЮЧОГО РУШІЯ

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF PANTOGRAPH MECHANISM IN THE DRIVE OF WALKING MOVER

Ігор Кузьо, Віталій Корендій, Володимир Брусенцов

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The problems of kinematics of pantograph mechanism are considered and the equation of the supporting foot motion is deduced. The geometrical parameters of the walking mechanism are determined taking into account the necessity to ensure the prescribed path of the supporting foot.

Крокуючий спосіб переміщення по пересічній місцевості стає особливо актуальним у тик випадках, коли використання колісних або гусеничних рушіїв є неможливим або не виправданим з техніко-експлуатаційних причин. Серед широкого різноманіття крокуючих рушіїв з різними приводами та системами керування одними з найпростіших і найпоширеніших є пантографні механізми крокування. Вони забезпечують наперед задану траєкторію руху опорної стопи і дозволяють суттєво спростити систему керування процесом руху машини.

Мета цієї роботи полягає в обґрунтуванні геометричних параметрів пантографного крокуючого рушія в цілях забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи, що обумовлена необхідністю подолання відповідних перешкод на шляху крокування.

У пантографному механізмі крокування (рис. 1, а) привідний повзун 1 здійснює рух зворотно-поступально уздовж лінії, яка паралельна до напрямку руху машини. Підймальний повзун 2 здатен рухатися вздовж вертикальної напрямної. Опорна стопа приєднується до пантографного механізму у точці А. Шатуни 3 (BE), 4 (CD), 5 (AB), 6 (AC), 7 (DF) та 8 (EF) знаходяться у плоскому русі. Зміна довжини ходу привідного 1 і підймального 2 повзуна призводить, відповідно, до зміни довжини кроку і висоти підйому стопи. При цьому, для забезпечення заданої траєкторії опорної

стопа рухи повзунів повинні синхронізуватися та можуть бути незалежними (що обумовлює наявність двох ступенів вільності) або залежати один від одного (наприклад, при використанні у приводі одного кривошипно-шатунного механізму з одним ступенем вільності (рис. 1, б)).

У подальшому в роботі розглядатимемо пантографний механізм з одним ступенем вільності (рис. 1, б), який приводиться в рух кривошипами 9 і 11. Для забезпечення руху пантографного механізму та з метою спрощення подальших розрахунків приймемо наступні довжини ланок:

$$O_1K = l_1, O_1L = l_2, KF = l_3, LO = l_4, DF = EF = OD = OE = l_5, AB = AC = BO = CO = l_6. \quad (1)$$

У параметричній формі траєкторія руху опорної точки A запишеться наступним чином:

$$x_A(j) = l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - \left(1 + \frac{l_6}{l_5}\right) \cdot \left(l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - x_O\right); \quad (2)$$

$$y_A(j) = y_F - \left(1 + \frac{l_6}{l_5}\right) \cdot \left(y_F - l_2 \cdot \sin(j - b) + \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2}\right).$$

У даній роботі буде розглянута задача кінематичного синтезу пантографного механізму крокування. Приймемо в якості базового (основного) вхідного параметра траєкторію руху опорної точки A пантографного механізму крокування (рис. 2, а). Вихідним параметром синтезу будуть геометричні розміри його ланок: $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, x_O, y_F, b$.

Цільову функцію можемо виразити у вигляді суми абсолютних відхилень траєкторії точки A від заданої кривої в N заданих положеннях:

$$\Delta_1 = \sum_{i=1}^N \sqrt{(x_{A_i} - x_i)^2 + (y_{A_i} - y_i)^2}, \quad (3)$$

де x_{A_i}, y_{A_i} – координати точки A в i -му положенні механізму, які можуть бути обчислені за формулами (2); x_i, y_i – координати точки на заданій кривій у тому ж i -му положенні механізму.

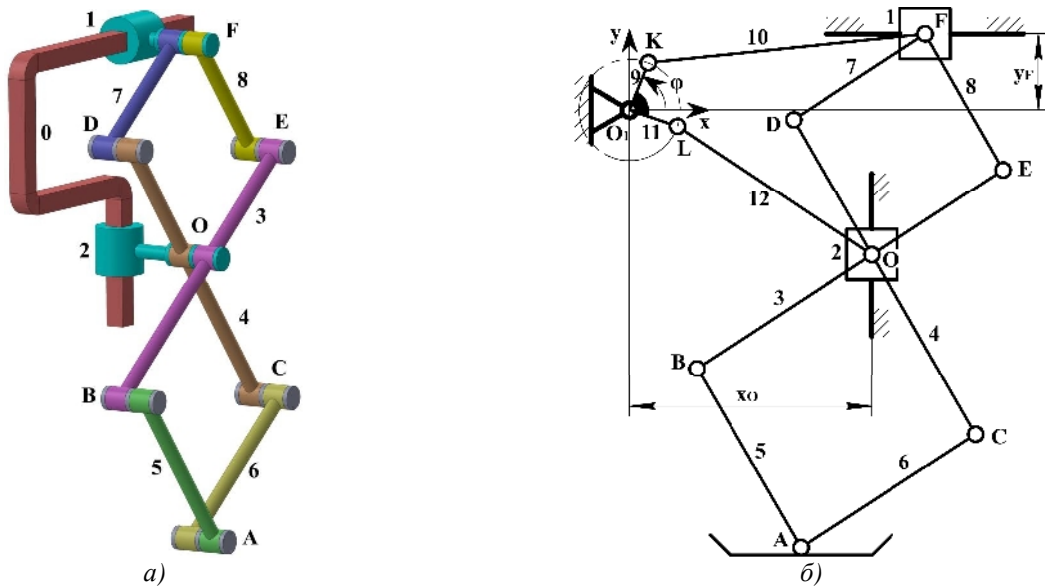


Рис. 1. Принципова (а) і кінематична (б) схеми пантографного механізму крокування

Таким чином, для розв'язання задачі синтезу пантографного механізму крокування необхідно мінімізувати функцію (7) для якомога більшої кількості положень механізму. Для прикладу попередньо задамо 5 положень опорної точки A на теоретичній траєкторії її руху (рис. 2), з урахуванням необхідної довжини кроку (700 мм) та висоти підйому стопи (150 мм). Використавши у програмному продукті MathCAD функцію пошуку локального мінімуму $\text{Minimize}(\Delta, b, x_O, y_F, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6)$ отримаємо наступні значення невідомих параметрів: $b = 2.73^\circ \approx 0, x_O = 225 \text{ мм}, y_F = 224 \text{ мм}, l_1 = 212 \text{ мм}, l_2 = 21 \text{ мм}, l_3 = 465 \text{ мм}, l_4 = 312 \text{ мм}, l_5 = 312 \text{ мм}, l_6 = 418 \text{ мм}$.

Підставляючи отримані геометричні параметри механізму у рівняння (2), синтезуємо траєкторію руху опорної стопи (рис. 2). За результати кінематичного аналізу руху опорної стопи пантографного механізму крокування можемо зробити висновки про задовільну прямолінійність

траєкторії у фазі контакту стопи з опорною поверхнею із збереженням довжини кроку та висоти підйому стопи у допустимих межах – 690 – 710 мм та 130 – 150 мм, відповідно.

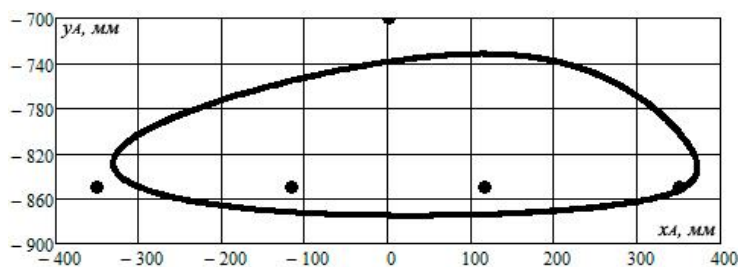


Рис. 2. Координати п'яти заданих положень опорної точки та синтезована траєкторія її руху

ОЦІНЮВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВІДНОВЛЕНИХ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС

EVALUATION OF MECHANICAL PROPERTIES WELD-REPAIRED RAILWAY WHEELS

Володимир Кулик¹, Олександр Гайворонський², Володимир Віра^{1,3}

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України,
вул. Казимира Малевича, 11, м. Київ, 03068, Україна;

³Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна.

Weld metal and metal of heat affected zone of the weld-repaired railway wheels prepared by applying the welding wire Sv-08XM are investigated. A heat treatment of the weld-repaired wheels preserving the surfacing metal properties and improving the fatigue crack growth resistance characteristics of the heat affected zone metal by 1.6 times is proposed.

Поверхня кочення колеса, внаслідок руху колеса рейкою, постійно піддається циклічній контактній втомі. Пошкоджена поверхня ободу колеса повинна негайно усуватися, щоб забезпечити комфортне перевезення і, щоб запобігти виходу з ладу колеса внаслідок руйнування. Усунути невеликі пошкодження поверхні можна шляхом шліфування чи обточування дефектної області, що є відомим методом обслуговування поверхні коліс на залізниці. У разі високих швидкостей руху залізничного транспорту, іноді глибина шліфувальної області повинна бути в 2000 раз більшою за глибину пошкодження. Проте коли пошкодження поверхні є досить великим і його дуже важко виправити за допомогою тільки шліфування чи обточування, пошкоджену область необхідно вирізати і заповнити новим матеріалом. Метод накладення ремонтного зварного шва часто використовується, як спосіб наплавлення, на залізницях у багатьох країнах світу. Актуальним на даний час є розроблення технологій наплавлення залізничних коліс, які б базувалися на результатах досліджень впливу процесу зварювання на структурні зміни і властивості наплавленого металу та зони термічного впливу за циклічних навантажень. Це дозволить суттєво підвищити безпеку руху залізничного транспорту в умовах зростаючих експлуатаційних навантажень.

Досліджено метал шва (МШ) та зони термічного впливу (ЗТВ) ремонтного шва (наплавлення), виконаного зварювальним дротом Sv-08XM за погонної енергії $Q_{зв} = 10$ кДж/см, що введена в зону зварного шва при напавленні. Режим вибрані таким чином, що швидкість охолодження металу в діапазоні температур 500-600 °С становить $W_{6/5} = 5,0$ °С/с. Як наслідок в МШ формується бейнітна структура, а в ЗТВ - бейнітно-мартенситна. Для усунення залишкових напружень, які утворюються після (внаслідок) процесу зварювання, використано запропоновану термічну обробку, яка полягає в проведенні відпуску за температури 100 °С протягом 4 год. після охолодження до температури 100 °С.

Базуючись на результатах отриманих характеристик циклічної тріщиностійкості встановлено, що для МШ циклічна в'язкість руйнування (ΔK_{fc}) та поріг втоми (ΔK_{th}) практично не змінюються

після проведення запропонованого відпуску та становлять 71 та 11 МПа $\sqrt{м}$ відповідно. Проте аналогічні характеристики металу ЗТВ вдається підвищити приблизно в 1,6 та 1,7 раз, відповідно. Тому після проведення вищезгаданої термічної обробки, поріг втоми (ΔK_{th}) ЗТВ зростає з 8,5 до 11,6 МПа $\sqrt{м}$, а циклічна в'язкість руйнування (ΔK_{fc}) з 44 до 74 МПа $\sqrt{м}$.

Аналізуючи отримані результати показано, що небезпека зародження та росту втомних тріщин в ЗТВ (відомо, що саме ЗТВ є найбільш небезпечним місцем з точки зору опору зародженню та росту втомних тріщин для деталей, що піддавались ремонту методом зварювання) суттєво знижується при застосуванні низького відпуску, оскільки в металі ЗТВ характеристики циклічної тріщиностійкості підвищуються до рівня металу шва.

УДК 621.86

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КАНАТА, ЩО НАВИВАЄТЬСЯ НА БАРАБАН, ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ МЕТОДУ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

ANALYSIS OF STRESS-STRAIN STATE OF A STEEL ROPE WOUND ON A DRUM, WITH APPLICATION OF THE METHOD

Андрій Ломакін, Наталія Фідровська, Олександр Писарцов

Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

In the article the analysis of the stress-strain state of a steel rope wound on a drum using finite element method. It made a graphical comparison of the results obtained from the calculation formulas and data of experimental research data obtained by finite element method.

Для створення розрахункової геометрії досліджуваного об'єкта використовується одна з поширених в інженерній практиці систем твердотільного тривимірного проектування, SolidWorks 2015.

Для побудови геометричних моделей каната і барабана як прототип скористаємося канатом і барабаном, які був використані в експериментальних дослідженнях, з витриманими, їх геометричними розмірами. Дані моделі досліджувалися спільно в збірці, під впливом сил, які створюються канатом при навиванні чотирнадцяти витків в один шар (рис. 1).

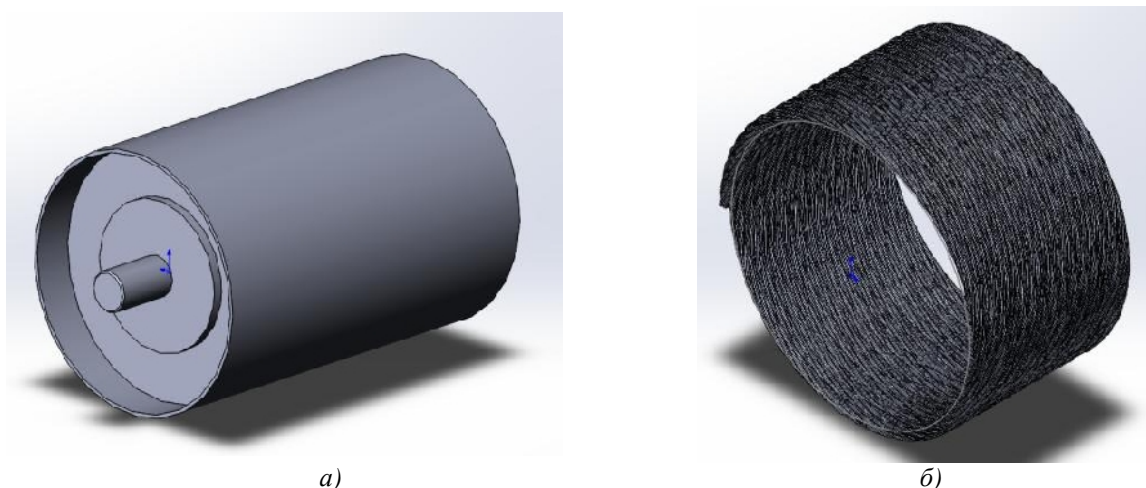


Рис. 1. Тривимірні моделі барабана (а) і каната (б) в полі програми SolidWorks 2015

Завдання розрахунку напружено-деформованого стану каната вирішується як завдання контактної взаємодії з урахуванням тертя дрітків, що знаходяться в напруженому стані.

Метою розрахунку є визначення наступних характеристик напружено-деформованого стану каната: поздовжнього переміщення, інтенсивності напружень, контактних тисків в зонах взаємодії.

Детально дослідимо модель для порівняння з результатами отриманими в експерименті та теорії (рис. 2 та рис. 3).

За даними досліджень побудуємо графіки аналізу результатів отриманих в експерименті, теорії і методом кінцевих елементів. Графік включає в себе 3 криві відповідно до використаних методів. (рис. 4).

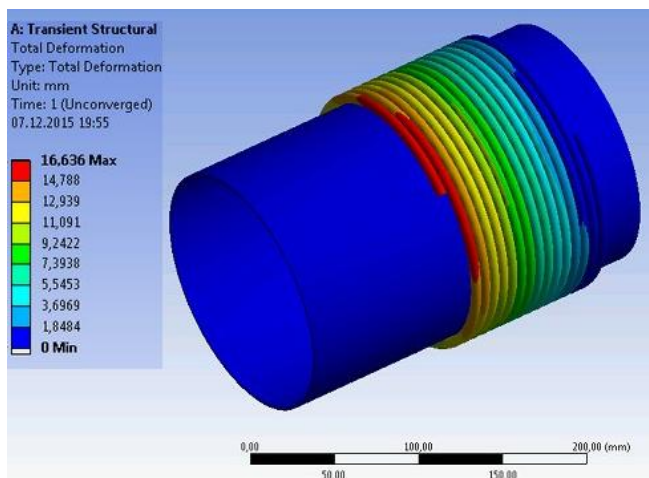


Рис. 2. Дослідження тривимірної моделі при навиванні 14 витків каната на барабан в полі програми ANSYS 17

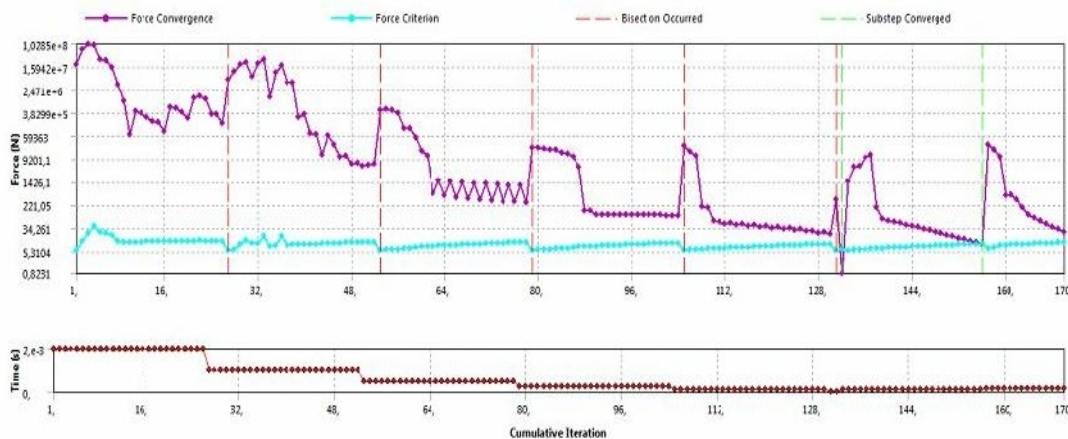


Рис. 3. Графік збіжності розв'язку при розрахунку моделі в полі програми ANSYS 17

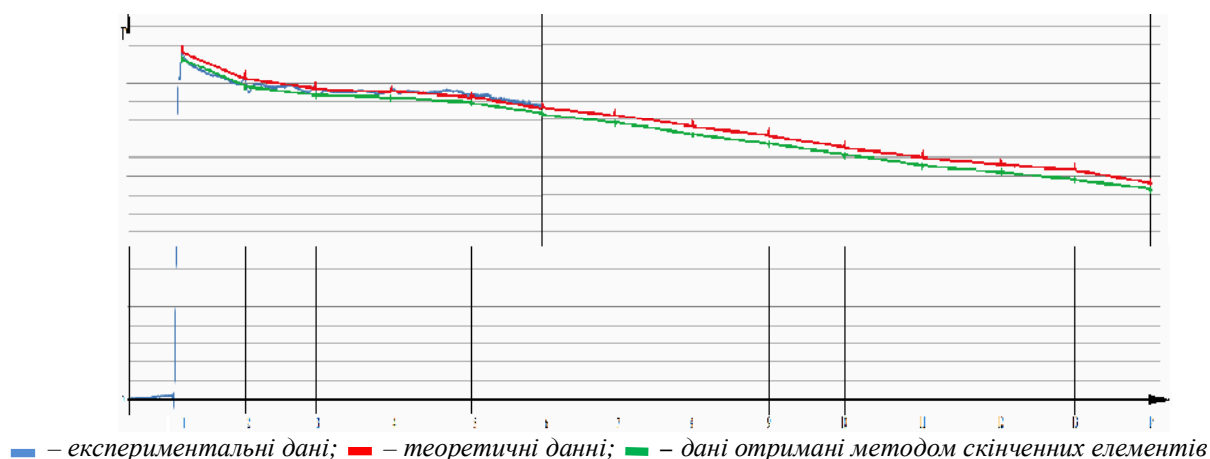


Рис. 4. Порівняння результатів, отриманих різними способами

Висновок: Наведене порівняння результатів теорії, експерименту і моделювання показало що, розбіжність результатів склало не більше 7% в самих розходяться частинах кривих. Середня розбіжність результатів не перевищує 5%.

1. Фидровская Н.Н. Анализ напряженно-деформированного состояния каната навиваемого на барабан методом конечных элементов / Н.Н. Фидровская, А.А. Ломакин, А.С. Писарцов // *Машинобудування*. – 2016. – № 17. – С. 52-58.

УДК 621.825.63

МОЖЛИВІСТЬ ГАСИТИ КОЛИВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ ВАЛОМ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ
POSSIBILITY OF LOAD FLUCTUATIONS EXTINGUISHING BY CARDAN TRANSMISSION SHAFT

Володимир Малащенко¹, Володимир Стрілець², Андрій Бондарук², Олександр Сенніков²

¹*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна;*

²*Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна.*

The report considers new constructions of cardan shafts of mobile and other machines transmissions and describes the work of these shafts in terms of their deformation.

Розглядаються вали карданних передач трансмісії мобільних та інших машин. Такі вали входять до складу карданних передач, які передають обертальні моменти між валами, осі яких перетинаються, з рівномірним обертанням і зміщенням їх по довжині, як це є при передачі обертання до задніх коліс автомобіля. Основний їх недолік, що вони передають обертальний момент від одного шарніра до другого жорстко, а це негативно впливає на деталі трансмісії. Щоб зменшити недоліки існуючих валів карданних передач, розроблені нові на рівні патентів України на корисні моделі 112527, 112548, 112685, 113007, 113584, які передають обертальний момент м'яко. Це досягається тим, що одна частина вала карданної передачі виконана у вигляді вилки карданного шарніра і циліндричної втулки-труби, або вилки карданного шарніра і профільної втулки-труби, в які встановлена профільна втулка з поперечним перетином трикутника, або квадрата, або шестикутника, або іншого раціонального перетину, з вершинами, які винесені назовні і мають, наприклад, підковоподібний обрис. Профільні втулки з поперечним перетином трикутника, або квадрата, або шестикутника, або іншого раціонального перетину з'єднані з втулками-трубами відомими способами.

Описується робота таких валів з точки зору їх деформації. Обертальний момент передається через карданний шарнір на циліндричну втулку-трубу і з'єднану з нею профільну втулку. Потім через профільне з'єднання трикутне, або квадратне, або шестикутне, або іншого раціонального перетину, обертальний момент передається на другу частину вала. Збільшення обертального моменту приводить до деформації профільної втулки через розтискання її граней і підковоподібних вершин трикутника, або квадрата, або шестикутника, або іншого раціонального перетину. Завдяки деформації профільної втулки обертальний момент через профільне трикутне, або квадратне, або шестикутне, або іншого раціонального перетину з'єднання передається м'яко, тобто безударно.

Приводиться розрахунок профільного, рухомого в осьовому напрямку, з'єднання двох частин вала з умови на деформацію згинання грані профільної втулки. При виведенні розрахункових формул приймають, що зазор у з'єднанні незначний – на рівні рухомої посадки. Поставлена задача розв'язується з такими допущеннями: приймають, що після прикладання обертального моменту, навантаження розподіляється на половині грані за законом трикутника; бічні поверхні профільної втулки деформуються однаково; навантаження, яке діє на грані та в площині профільної втулки перпендикулярній до осі обертання і постійні по довжині. Можливе відхилення прийнятого розподілу і можлива нерівномірність навантаження з граней враховується коефіцієнтом нерівномірності $k = 1,3 \dots 1,5$ – менше значення для високої точності пригонки.

Запропоновані вали карданної передачі, одні частини яких виконана у вигляді втулки-труби з профільними втулками і з'єднані з другою частиною профільним з'єднанням у вигляді раціональних перетинів, передають обертальні моменти м'яко за рахунок своїх пружних властивостей.

УДК 621.9.01

ОСОБЛИВОСТІ ДЕМПФУВАННЯ АВТОКОЛИВАНЬ БАГАТОЧАСТОТНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

FEATURES DAMPING OSCILLATIONS MULTIFREQUENCY OSCILLATORY SYSTEM

Юрій Новіцький, Ярослав Новіцький

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

The transition metal cutting machines oscillations with higher frequency to lower as a result of structural damping vibrations of its instrument covered in this report. This can cause a significant increase in the relative amplitude of oscillations between tool and workpiece.

Як відомо [1], в процесі обробки різанням деяких матеріалів, у металорізальних верстатах можуть виникати автоколивання, параметри яких (амплітуда і частота) можуть мати неоднозначний вплив на процес різання. Якщо малі значення амплітуд при великих частотах коливань позитивно впливають на процес різання важкооброблюваних матеріалів, то автоколивання з великими амплітудами призводять до погіршення, а часто і до унеможливлення, процесу різання.

Зменшення амплітуди автоколивань шляхом збільшення демпфування в інструменті системи верстат – приспособлення – інструмент – деталь (ВПД) [2] можливе лише при високих значеннях логарифмічного декременту згасання коливань у матеріалі заготовки. Як показують подальші дослідження багаточастотної автоколивальної системи, якою є металорізальний верстат, збільшення логарифмічного декременту згасання в інструменті при невисоких його значеннях в оброблюваній деталі (рис. 1) може призводити до переходу системи з вищої частоти автоколивань на нижчу, яке супроводжується значним зростанням відносної амплітуди коливань.

На рис. 1 представлені результати таких досліджень. Тут логарифмічний декремент згасання в інструменті позначено як δ_1 , а в матеріалі оброблюваної деталі – δ_2 .

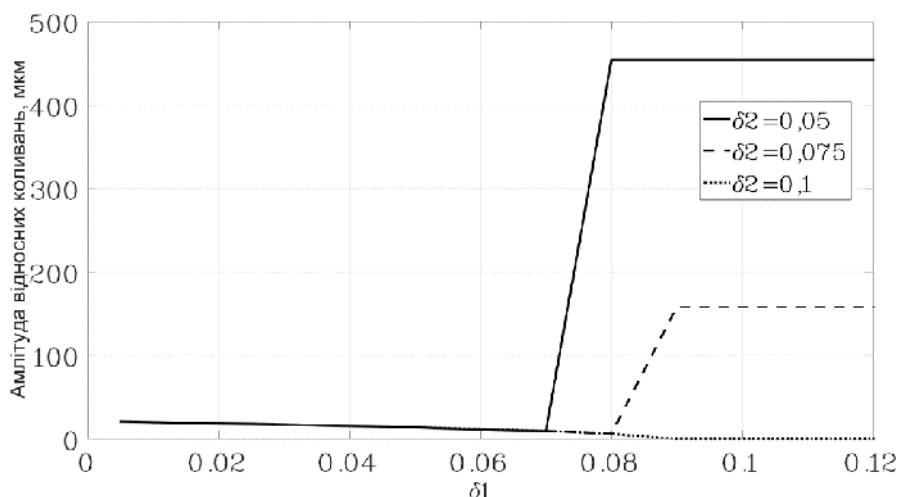


Рис. 1. Залежність відносної амплітуди автоколивань різця та оброблюваної деталі від параметрів їх демпфування

Як видно з рисунка, збільшення значення логарифмічного декременту згасання коливань в інструменті від 0,005 (δ сталі 45 – матеріал тримача) до 0,1 (δ тримача різця виконаного зі сплаву підвищеного демпфування) призводить до повного згасання коливань у системі ВПД. Однак це

можливо тільки при високих значеннях δ оброблюваної деталі, які можна досягнути лише використанням певних спеціальних пристосувань [3]. У випадку відсутності таких пристосувань, реальні значення δ оброблюваної деталі будуть меншими. В такому випадку збільшення затухання в інструменті може призвести до перемикавання системи з вищої частоти (20 кГц) на нижчу (600 Гц) (пунктирна лінія $\delta_2=0,075$ – матеріали з підвищеними значеннями δ) та, як наслідок, до зростання відносної амплітуди автоколиваний з 6 до 158 мкм, що значно погіршить оброблюваність деталі. У випадку оброблення деталей, матеріали яких мають нижчі значення δ (суцільна лінія), процес перемикавання відбудеться швидше, а амплітуда коливаний буде мати більші значення (450 мкм), що унеможливить оброблення деталі взагалі.

Тому у випадку оброблення різанням деталей з важкооброблюваних матеріалів (в яких можливі автоколивання) з низькими значеннями δ , слід навпаки, за можливості зменшувати згасання коливаний в інструменті, що, як це не парадоксально звучить, дасть кращі результати, тобто значення амплітуди автоколиваний системи ВПД будуть значно меншими.

1. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение, 1968. – 184 с. 2. Новицький Я.М., Новицький Ю. Я. Перспективи використання конструкційного демпфування для зменшення амплітуди автоколиваний в процесі різання металів / Вісник НУ «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2016 р. № 838, с. 79-84. 3. Соколовский А. П. Научные основы технологии машиностроения. – Л.: МАШГИЗ, 1955. – 515 с.

УДК 621.4.002.2: 629.73.002.72

ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЙ ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ БАЛАНСУВАННЯМ ЗВИЧАЙНОЇ І АЕРОДИНАМІЧНОЇ НЕЗРІВНОВАЖЕНОСТЕЙ

REDUCTION OF VIBRATIONS OF AXIAL FANS BY BALANCING ORDINARY AND AERODYNAMIC IMBALANCES

Любов Олійніченко

Центральноукраїнський національний технічний університет,
пр. Університетський, 8, м. Кропивницький, 25006, Україна.

Proved the possibility of static or dynamic balancing of aerodynamic and ordinary imbalances of an axial fan impeller by mass correction before fan exploitation and by passive auto-balancers during fan operation. Experimentally investigated the process of the static and dynamic balancing of the axial fan impeller by ball auto-balancers. Investigated the influence of auto-balancers on the fan vibrating state on sections of the racing and the run-out of the fan. Appreciated the efficiency of the auto-balancers in the cruising sections.

Актуальність роботи. Осьові вентилятори широко застосовуються як у промисловості, так і в побуті. Основним джерелом вібрацій осьових вентиляторів є звичайна і аеродинамічна незрівноваженості крильчатки. Як правило, їх балансують до початку експлуатації вентилятора. Під час експлуатації незрівноваженості крильчатки постійно змінюються через налипання бруду, корозії, зношення під дією твердих абразивних частинок, деформації лопатей, під час їх чищення тощо. В результаті балансування постійно порушується і з'являється потреба автоматично добалансовувати крильчатку на ходу у процесі експлуатації вентилятора. Відомо: якщо ротор короткий, то звичайну незрівноваженість можна балансувати тільки статично одним пасивним автобалансиром (АБ), розташованим як можна ближче до площини статичної незрівноваженості; якщо ротор довгий, то звичайну незрівноваженість можна балансувати, як описано вище, статично, або динамічно двома пасивними АБ, розташованими в двох різних площинах корекції. У зв'язку з цим, актуально визначити, чи є аналогія між звичайною і аеродинамічною незрівноваженостями крильчатки і чи можна їх балансувати разом коригуванням мас до початку експлуатації вентилятора, чи можна

пасивними АБ балансувати і аеродинамічну незрівноваженість, розробити спосіб динамічного балансування двома пасивними АБ коротких роторів і дослідити його працездатність.

Метою роботи є дослідження можливості зменшення вібрацій осьових вентиляторів статичним і динамічним балансуванням звичайної і аеродинамічної незрівноваженостей як до початку експлуатації – корегуванням мас, так і під час роботи вентилятора – пасивними АБ.

Методика досліджень. У теоретичних дослідженнях застосовуються елементи: аеродинаміки; теорії несучого гвинта Загордана; теоретичної механіки; теорії зрівноваження роторів. Послідовність досліджень: створюється механіко-математична модель неточно виготовленої крильчатки осьового вентилятора; визначаються аеродинамічні сили, що діють на крильчатку; приводяться аеродинамічні сили до двох площин корекції; визначається аеродинамічна незрівноваженість; порівнюються незрівноваженості різного походження; робиться висновок про можливість балансування пасивними АБ аеродинамічної незрівноваженості. Результати підтверджуються розрахунками на ПК в програмах комп'ютерної алгебри MathCad_15 та статистичного аналізу Statistica_6, 3D моделюванням у комп'ютерній САПР SolidWorks із застосуванням модуля Cosmos Motion і натурними експериментами.

Отримані результати та висновки.

1. Основним джерелом вібрацій осьових вентиляторів є звичайна і аеродинамічна незрівноваженості крильчатки. Як правило, їх балансують до початку експлуатації вентилятора. Для цього спочатку балансують аеродинамічну незрівноваженість правкою форми крильчатки, а потім – звичайну, балансуванням обертових частин вентилятора в зборі.

Процес правки форми крильчатки більш трудомісткий і менш розроблений і точний, ніж процес балансування ротора. Також незрівноваженості крильчатки постійно змінюються в процесі експлуатації вентилятора. Усе це ускладнює процес зменшення вібрацій вентиляторів.

2. Вперше встановлена аналогія [1] між аеродинамічною та звичайною незрівноваженостями (приводяться до двох площин корекції, сили від незрівноваженостей пропорційні квадрату кутової швидкості обертання ротора), та знайдена відмінність, що полягає в залежності аеродинамічної незрівноваженості від густини повітря.

3. Встановлено [1], що аеродинамічну і звичайну незрівноваженості можна балансувати до початку експлуатації ротора корегуванням мас, але аеродинамічна незрівноваженість буде змінюватися в залежності від густини повітря.

4. Доведена можливість безперервного балансування в процесі роботи вентилятора звичайної і аеродинамічної незрівноваженостей пасивними АБ, як статично у випадку короткого і довгого ротора, одним автобалансином (в площині крильчатки), так і динамічно у випадку довгого ротора – двома автобалансирами (в площині крильчатки і в площині хвостовика).

5. Запропоновано спосіб динамічного балансування автобалансирами короткого ротора крильчатки осьового вентилятора [2], що полягає в тому, щоб помістити крильчатку в масивний корпус, а корпус в'язко-пружно закріпити.

6. Багатофакторним віртуальним експериментом, проведеним у комп'ютерній САПР SolidWorks визначено [3] оптимальні параметри АБ і опор вентилятора ВО 06-300 №4, при яких можна забезпечити настання автобалансирування за 6 – 7 с (при найменшій жорсткості і найбільшій в'язкості опор, та найбільшій масі кулі), а без оптимізації параметрів цей час може перевищувати 75 с.

7. Натурним експериментом, проведеним для промислового вентилятора ВО 06-300 №4 встановлено, що при статичному балансуванні віброшвидкості крильчатки зменшуються на 42% від максимально допустимої величини вібрацій (6,3 мм/с), а при динамічному – не менше, ніж на 54 %.

8. Аналіз ПП [4] в різних конфігураціях стенду вентилятора показав, що:

– наявність АБ не погіршує вібраційний стан вентилятора на ділянці розгону;

– наявність АБ покращує вібраційний стан вентилятора на ділянці вибігу (найбільші віброприскорення зменшуються на 60÷80%, а час проходження піків – на 48%);

– для поліпшення вібраційних характеристик вентилятора на ділянці крейсерського усталеного руху доцільно балансувати його крильчатку динамічно двома АБ.

9. За результатами досліджень рекомендується спочатку крильчатку балансувати аеродинамічно правкою її форми. Потім балансувати коригуванням мас з метою одночасного зменшення звичайної і залишкової аеродинамічної незрівноваженостей. Балансування треба проводити при такій густині повітря (газу), при якому вентилятор планується експлуатувати. З метою подальшого зменшення вібрацій, рекомендується неперервно добалансирувати звичайну і аеродинамічну незрівноваженості статично одним АБ, чи динамічно двома АБ.

1. Filimonikhin, G., Olijnichenko, L. (2015) Investigation of the possibility of balancing aerodynamic imbalance of the impeller of the axial fan by correction of masses. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 5, 7(77), 30–35. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2015.51195/>. 2. Пат. 74641 України на корисну модель, МПК G01M 1/32 (2006.01), F04D 29/66 (2006.01), Спосіб динамічного балансування жорсткого ротора пасивними автобалансирами / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В., Олійніченко Л.С.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – № u201203307; заявл. 20.03.2012; опубл. 12.11.2012, Бюл. №21. 3. Філімоніхін Г.Б. Оптимізація параметрів автобалансирів для динамічного зрівноваження крильчатки осьового вентилятора 3D-моделюванням / Г.Б. Філімоніхін, Л.С. Олійніченко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2014. – Т. 6, №7(72). – С. 12-17. 4. Olijnichenko, L., Goncharov, V., Sidei, V., Horpunchenko, O. (2017) Experimental study of the process of the static and dynamic balancing of the axial fan impeller by ball autobalancers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2, 1(86), 42–50. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.96374>.

УДК 621.878.25

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГУСЕНИЧНИХ ЛАНОК МЕХАНІЧНОГО КАР'ЄРНОГО ЕКСКАВАТОРА «ЕКГ-10»

STUDY OF DEFLECTED OF MECHANICAL CRAWLER UNITS OF CAREER DREDGES' S EKG-10

Володимир Проць, Валерій Крупко

Донбаська державна машинобудівна академія,
вул. Академічна, 72, м. Краматорськ, 84313, Україна.

The method of the study stress strain state tracked excavator parts for example EKG-10 and conducted simulation load on the basic elements of crawler excavators travel arrangements. Established voltage value in individual cells for possible aggregate Truck loads and directions to reduce them.

У господарському комплексі України значна роль відводиться видобутку корисних копалин, будівництву шляхів, які неможливі без великих обсягів землерийних робіт. Так в Україні на цей час всі будівельні матеріали, а саме $\approx 42\%$ руди, $\approx 30\%$ вугілля, видобувають відкритим способом, внаслідок чого з'являється необхідність у машинах за допомогою яких здійснюється екскавація ґрунту.

Однак проблему відсутності або неможливості придбання спеціалізованої техніки для гірничо-видобувної промисловості Україні станом на 2017 рік можливо вважати частково або навіть повністю відсутньою.

При цьому сегмент ринку України для механічних кар'єрних екскаваторів на гусеничному ході типу ЕКГ – 8, 10, 12,5, 15, 16 близько на 60% зайнятий Російськими виробниками (група УРАЛМАШ-ІЖОРА, ООО «ИЗ-КАРТЭКС» и т.п.), але в 2017 році на ПАТ НКМЗ ведуться конструкторські роботи з проектування сучасних кар'єрних екскаваторів ЕКГ-10Н, і тому задачі щодо підвищення працездатності механізмів екскаваторів є актуальними.

На кар'єрних екскаваторах найбільш поширеним ходовим обладнанням для механічних землерийних машин є гусеничний хід, який має певні недоліки, такі як: невелика швидкість пересування, яка для гусеничних механічних екскаваторів залежить від їхньої потужності і призначення, і, як правило, не перевищує 2,4 км/год, [3]. Значна маса, яка може досягати 50% від маси машини; жорстке з'єднання опорних катків з рамою гусеничного візка, показує, що в ході копання ґрунту, навантаження від робочого обладнання передається через опорно-поворотний пристрій на ходове обладнання. Зважаючи на те, що процес копання представляє собою чергування піків ударного навантаження з періодами статичного навантаження, то ходове обладнання, а саме траки гусеничного ходу, підлягають постійній вібрації та струсу при копанні, що призводить до їх зношування при непостійності та різноспрямованості навантаження.

До переваг гусеничного ходового обладнання можна віднести відносно невеликий питомий тиск на ґрунт. Питомий тиск на ґрунт сягає 0,42 МПа у кар'єрних лопат, 0,12 МПа для вскришних екскаваторів та $\approx 0,2$ МПа для видобувних машин.

Аналіз доступних джерел показав, що при дослідженні параметрів силової взаємодії опорної частини гусеничного рушія з ґрунтом і опорними катками приймається низка серйозних припущень. Так, при оцінюванні тиску на ґрунт опорна частина гусеничної стрічки подається або у вигляді гнучкої стрічки або в вигляді жорсткої плити.

При дослідженні навантажень на гусеничні елементи і катки обмежуються розглядом плоских розрахункових схем, що складаються з декількох абсолютно жорстких ланок.

Гусеничний візок екскаватора за типом є жорстким малоопорним, гусеничні ланки в такому випадку легко прогинаються між катками, згинаючись у шарнірах, утворюючи хвилясту лінію, при цьому створюється значна різниця між тиском під опорними катками та між ними. Тому такий тип гусеничного рушія може застосовуватися для переміщення по породах з великою несучою здатністю (по міцних ґрунтах), та нерівних поверхнях вибою.

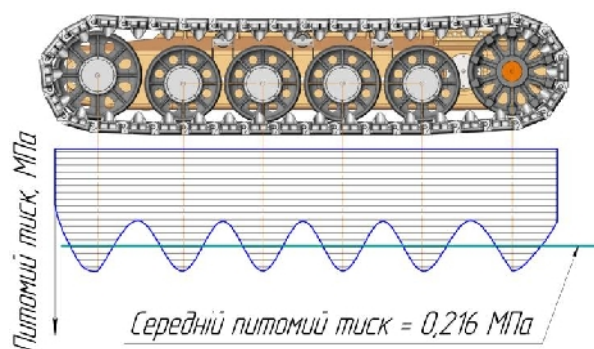


Рис. 1. Гусеничний візок «ЕКГ-10»

Значення навантаження задане умовно, оскільки у роботі передбачається дослідження напружено-деформованого стану з метою виявлення характеру розподілення навантаження та доцільності конструкції траку. При цьому при розрахунку не враховуються контактні напруження, оскільки місця прикладення навантаження та опорних точок прийняті нескінченно малими і подані у вигляді точки на відповідних площинах моделі.

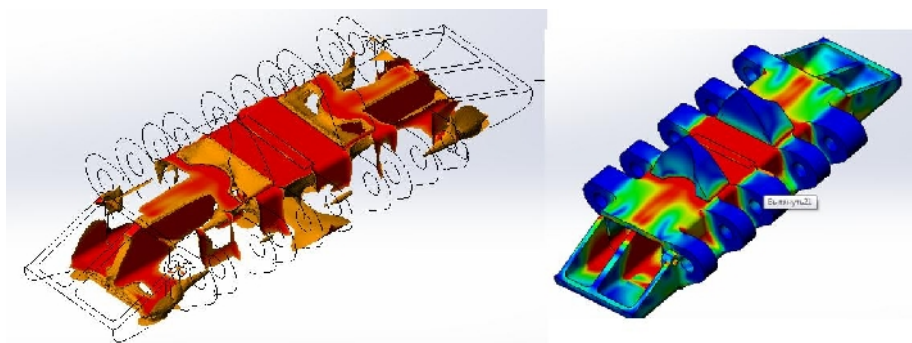


Рис. 2. Результати навантаження моделі

Навантаження на гребеневі зачеплення траку в даному випадку не розглядаються, бо навантаженню вони піддаються лише в процесі пересування екскаватора.

Дослідження показали, що конструкція траку з точки зору технологічності є мало технологічною, складною у виготовленні, майже не піддається ремонту, бо ресурс деталі після можливого ремонту зварюванням та наплавленням незначний, при цьому потребує великих капіталовкладень та трудових витрат. Розподіл навантажень вздовж поперечного перетину нерівномірний, велика частка металу виробу не здійснена, це, в свою чергу, тягне за собою значне збільшення маси деталі, збільшення необхідної потужності приводу екскаватора. Поперечна стінка у такому випадку навантаження має незначні напруження. Обидві крайні частини виробу (див. рис. 2) не піддаються навантаженню, не збільшують опорну поверхню траку.

СИНТЕЗ ОБЕРТАЛЬНОЇ ОПОРИ МАХУ ЛОПАТІ ВІТРОДВИГУНА НА ОСНОВІ ПРУЖНОЇ МУФТИ З МЕХАНІЧНИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ**SYNTHESIS OF SLEWING BEARING MACH TURBINE BLADE ON THE BASIS OF AN ELASTIC COUPLING WITH MECHANICAL FEEDBACK****Ігор Сидоренко, Віктор Курган***Одеський національний політехнічний університет,
пр. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна.*

The results of research on the synthesis of an autonomous adjustable rotatable support with a mechanical control system for the blade of a windmill blade are presented. In its synthesis, a method based on the modeling of some elastic controlled devices using modified kinematic graphs was used. Results are presented that indicate the multivariance of the solution of the synthesis problem, and also the criteria determining the choice of the optimal solution are singled out. The design realization of the optimal solution is shown.

Розвиток машинобудування на сучасному етапі потребує розроблення й застосування нових високоефективних пружних обертальних опор. На відміну від існуючих підшипників кочення і ковзання, обертальні пружні опори (ОПО) вирішують не тільки задачу орієнтації об'єкта типу циліндр відносно елементів корпусу і зменшення тертя між ними, але й декілька інших важливих задач. До цих задач слід віднести забезпечення відповідної кутової орієнтації об'єкта типу вал відносно корпусу при дії на вал обумовленого моменту, зменшення негативних проявів перевантажень і коливань та ін. Зазвичай, такі задачі вирішуються за допомогою обертальних опор, створених на базі торсіонів, пружних систем зі спіральними пружинами або пружних систем з перетворенням обертального руху у поступальний. До останнього часу основним споживачем таких пристроїв вважали транспортне машинобудування. Однак розвиток альтернативної енергетики, підвищення вимог до відповідного технічного обладнання потребує застосування таких пристроїв у якості систем керування орієнтацією лопатей вітрогенераторів, де використання активних систем з електронним керуванням не завжди є доцільним.

Розширення спектру і складності задач, вирішення яких покладають на обертальні пружні опори, приводить до подальшого розвитку цього виду пристроїв і обумовлює їх розроблення і дослідження як актуальну науково-прикладну задачу.

Дослідження, пов'язані з аналізом існуючих та синтезом нових обертальних пружних опор (ОПО), свідчать, що максимальна ефективність їх застосування пов'язана з досить значною величиною кута закручування рухомої і нерухомої частин опори. Тому відомі спроби синтезу ОПО на базі пружних муфт з металевими пружними елементами малої жорсткості. Але, незважаючи на те, що максимальний робочий кут закручування півмуфт у деяких конструкціях знаходиться в межах 30°... 35° – за цим показником вони не зовсім відповідають вимогам, що ставляться до робочого кута закручування рухомої і нерухомої частин ОПО. Більшість задач, у тому числі і задача визначеної орієнтації маху лопаті вітрогенератора в залежності від сили і швидкості вітру, яку запропоновано вирішити за допомогою ОПО, вимагають відтворення потрібної пружної характеристики при максимальному куті закручування рухомої і нерухомої частин опори у 60°...85°.

Попередньо проведені дослідження, що мали за мету створення нових пасивних пружних муфт, дали можливість розробити їх новий вид. Муфти цього виду, які отримали назву пружних муфт з механічним зворотним зв'язком (ПММЗЗ), відрізняється від існуючих наявністю у їхній структурі, яка визначна як базова, додаткового механічного контуру. Завдяки цьому додатковому механічному контуру муфта набуває функціональних можливостей, за якими вона наближається до активних систем і дозволяє відтворювати пружну характеристику, яка може бути максимально наближена до потрібної (цільової). Саме це робить актуальним синтез ОПО маху лопаті вітрогенератора на базі такої муфти. Однак, враховуючи те, що основою ПММЗЗ є пружна муфта з металевими пружними елементами малої жорсткості, то її робочий кут закручування півмуфт, у залежності від виконання,

обмежений $25...38^\circ$. Це не дозволяє використовувати ПММЗЗ в існуючому вигляді як ОПО маху лопаті вітродрвигуна.

Таким чином, невирішеною зостається проблема повної реалізації, як пружними муфтами взагалі, так і ПММЗЗ, зокрема, своїх пружних властивостей при їх використанні у якості ОПО внаслідок існуючих обмежень величини кута закручування напівмуфт.

Метою проведених досліджень є: синтез структури нової ОПО маху лопаті вітродрвигуна, що являє собою ПММЗЗ зі збільшеним кутом закручування півмуфт при повноцінному збереженні її функціональних властивостей; подальше використання результатів синтезу для визначеного, за деякими показниками, модифікування існуючих конструкцій пружних муфт з металевими пружними елементами малої жорсткості.

Для досягнення поставленої мети проведено моделювання ПММЗЗ за допомогою методики із застосуванням модифікованих кінематичних графів (МКГ), що була розроблена для досліджень структур пружних пристроїв. Моделювання, що проведене за певних умов, дозволило отримати вихідні данні, які є підґрунтям для запланованого синтезу нової структури з потрібними властивостями. Враховуючи потребу виконання умови співвісності деяких складових частин ОПО, встановлено мінімальну кількість ланок додаткової структури. Використавши це як основний критерій синтезу, а також, враховуючи умову про відсутність у модифікованому кінематичному графі пристрою, що синтезується, циклів з двома ребрами які обумовлюють кінематичний зв'язок, отримано три можливі рішення – моделі у вигляді МКГ. Розроблення, відповідних до отриманих моделей, матриць складання дозволили відтворити відповідні до варіантів рішень кінематичні схеми.

Результати аналізу отриманих у результаті проведеного синтезу кінематичних схем свідчать про можливість розширення структури ПММЗЗ, як базової частини ОПО, рядовим (один варіант рішення) та планетарним (два варіанти рішення) зубчастими механізмами. Проведена оптимізація за критеріями мінімуму габариту та максимуму можливих конструктивних рішень дозволило остаточно зупинитися на одному з варіантів.

Подальша конструктивна реалізацію кінематичної схеми, яка відповідає обраному варіанту рішення, за допомогою *CAD* пакету *Autodesk Inventor Series* дозволила розробити 3D модель ОПО для маху лопаті вітродрвигуна. Наявність 3D моделі дозволило виконати засобами використаного *CAD* пакету розрахунок кінематичних характеристик та геометричних параметрів зубчастих передач, а також за допомогою вбудованих функцій скінченноелементного аналізу виконати вибір матеріалів та перевірити елементи конструкції на міцність. Проведені розрахунки підтвердили повну роботоздатність синтезованого пристрою і дозволили сформувати пакет технічної документації для виготовлення експериментального зразка.

Слід зазначити, що отримані рішення у вигляді додаткових механічних структур добре об'єднуються з базовими структурами, які являють собою відомі пружні муфти. Як приклад, наведено синтез ОПО на основі нелінійної пружної муфти з радіально розташованими плоскими пружними елементами, що відтворює пружну характеристику Дуффінгівського типу при кутах закручування рухомої і нерухомої частин до 78° .

Таким чином, у результаті проведених досліджень синтезовано нову конструкції обертальної пружної опори маху лопаті вітродрвигуна на базі пружної муфти з механічним зворотним зв'язком, оригінальність якої підтверджено відповідним патентом на винахід України. При цьому встановлено, що:

- отримана нова структура ОПО формуються завдяки додаванню до прийнятої базової структури (пружної муфти з механічним зворотним зв'язком) додаткових механічних структур у вигляді рядових або планетарних зубчастих передач;
- синтезовані додаткові структури у вигляді рядових та планетарних зубчастих передач без перешкод додаються до інших базових структур, які обумовлені відомими пружними муфтами;
- розрахунок отриманих кінематичних схем свідчить про те, що наявність додаткової структури значною мірою впливає на функціональні можливості синтезованої ОПО, оскільки обумовлює не тільки збільшення робочого кута закручування, але і його зменшення при виникненні такої потреби.

УДК 621.9.06

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ГІПЕРСПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРОСТОРОВИХ СИСТЕМАХ ПРИВОДІВ

USING THE HYPERSPECTRAL ANALYSIS METHODS FOR RESEARCH OF OSCILLATORY PROCESSES IN A SPATIAL DRIVE SYSTEMS.

Сергій Струтинський

Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.

Experimental measurements of vibration processes in spatial drives systems were conducted. The presence of random variation of dynamic movements of a table were established. The array of random trajectories was described in terms of the fuzzy sets theory.

Просторові системи приводів використовуються у прогресивному технологічному обладнанні зокрема в маніпуляторах, роботах та вимірювальних машинах. Це обладнання працює в жорстких динамічних режимах. Тому поліпшення динамічних характеристик просторових систем приводів є актуальним. Динамічні процеси в просторових системах приводів відзначаються значною складністю. Для їх дослідження застосовують різноманітні методи.

Запропоновано для аналізу динамічних процесів у просторових системах приводів використати методи гіперспектрального аналізу. Такі методи базуються на використанні кратних (двовимірних, тривимірних, ...) рядів Фур'є. Гіперспектральний аналіз застосовано для процесів, що залежать від двох і більше параметрів, зокрема для вібраційних процесів, що визначають просторові переміщення стола системи приводів. Ці процеси залежать від численних факторів невизначеного характеру. Для їх опису використані методи теорії нечітких множин.

У результаті експериментальних досліджень визначено масив випадкових траєкторій переміщення стола просторової системи приводів. Статистична обробка масиву траєкторій послужила основою для встановлення характеристичної функції приналежності нечіткої множини, що описує набір траєкторій руху стола. В площині стола характеристична функція належності визначається функцією двох змінних. Екстремальні значення характеристичної функції належності мають місце на замкненій кривій, близькій до еліпса. Суттєві значення функції належності, які перевищують 5% від її максимального значення, знаходяться в межах еліптичної полоси. Тому прийнято, що характеристична функція належності є періодичною в двох напрямках з періодом, який перевищує проекції еліптичної полоси на осі системи координат.

Для встановлення особливостей функції належності нечіткої множини вона розкладена в двовимірний ряд Фур'є. Одержаний гіперспектр у вигляді набору квадратів модулів комплексних коефіцієнтів двовимірного ряду Фур'є використано для аналізу властивостей функції належності. Визначені суттєві складові спектра, кількість яких є обмеженою. Знайдені суттєві складові спектра використані для побудови математичної моделі характеристичної функції належності у вигляді полігармонічної функції двох координат. Вони дозволяють прогнозувати нечітко визначені положення стола в часі. Це значно спрощує дослідження динамічних переміщень стола просторової системи приводів.

УДК 621.833

**ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ ВІДКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ
БАРАБАННИХ МЛІНІВ**

**PROBLEMS OF DYNAMICS AND STRENGTH OF THE OPEN GEARINGS
OF TUMBLING MILLS**

Дмитро Федін, Борис Виноградов

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»,
пр. Гагаріна, 8, м. Дніпро, 49005, Україна.

Article is devoted to development of a design procedure for tumbling mill gearing durability taking into account deflections of gears and gearing errors due to static and dynamic load. The current state of a question of tumbling mills open gearings durability calculation is investigated. The factors, making essential impact on gearing strength are defined.

Барабанні млини знайшли широке розповсюдження в процесах подрібнення сировини у різних галузях виробництва. Прагнення зниження питомих енерговитрат призвело до створення великогабаритних млинів з великою одиничною потужністю. Найчастіше привід барабанного млина оснащений відкритою зубчастою передачею (ВЗП), яка складається з привідної шестерні, що знаходиться в зачепленні з вінцем, посадженим на барабан. Потужність приводів барабанних млинів сягає десятків тисяч кіловат, а переданий момент – сотень кілоньютон. У процесі експлуатації ВЗП виникають значні статичні та динамічні навантаження, тому розроблення надійних методів розрахунку ВЗП на міцність є дуже актуальною.

Жорсткість зубчастого зачеплення є одним з основних параметрів ВЗП, який визначає статичні та динамічні навантаження. Розрахункові залежності, покладені в основу стандартів ГОСТ 21354-87 та ISO 6336, отримані за припущення про двовимірний напружено-деформований стан. Великі габарити, особливості конструкції та неминучі похибки зачеплення ВЗП барабанних млинів викликають суттєво тривимірний напружено-деформований стан. Тому методики, покладені в основу перелічених стандартів, мають бути уточнені даними сучасних методів досліджень.

Авторами розроблена методика дослідження напружено-деформованого стану ВЗП барабанних млинів з використанням методу скінченних елементів, яка базується на визначенні деформацій та напружень у зубчастих колесах шляхом розв'язання контактної задачі взаємодії зубів, та дозволяє обчислити дійсні переміщення та напруження у зубчастих колесах з урахуванням їхньої складної геометрії, нерівномірності розподілення навантаження по ширині зубів та похибок зачеплення. Зокрема авторами показано, що розрахунки за ГОСТ 21354-87 та ISO 6336 дають завищені значення жорсткості зубчастого зачеплення ВЗП барабанного млина у 2,8 та 2 рази відповідно, що за умови відсутності методики корегування значення жорсткості може призвести до похибок проектування і, як наслідок, необґрунтованих запасів міцності та габаритів ВЗП [1]. Методика також дозволила встановити, що навіть за відсутності похибок зачеплення спостерігається суттєва нерівномірність розподілення навантаження вздовж контактних ліній через вплив гнучкості зубчастого вінця. Використанням вказаного методу дослідження дозволяє обчислити згинальні напруження у корні зубів при неповному контакті зубів [2]. Розроблено алгоритм визначення поправок відповідних значень коефіцієнтів нерівномірності навантаження до ISO 6336.

Авторами також запропонована математична модель динаміки ВЗП барабанного млина, яка враховує змінну жорсткість зачеплення та кінематичну похибку зачеплення. З використанням розробленої моделі досліджено віброактивність барабанного млина та запропоновано алгоритм визначення обґрунтованих значень коефіцієнта, що враховує динамічні навантаження у ВЗП барабанного млина [3].

1. Виноградов Б.В. *The stiffness of the open gearing of tumbling mill [Текст]* / Б.В. Виноградов, Д. А. Федін // Науковий вісник НГУ, 2016, № 2 – С. 24-29. 2. Виноградов Б.В. *The stress state of heavy loaded open gearing with incomplete teeth contact [Текст]* / Б.В. Виноградов, Д. А. Федін // Науковий вісник НГУ, 2016, № 3 – С. 35-40. 3. Федін Д. А. *Віброактивність узла привода шестерни барабанної мельниці [Текст]* / Д. А. Федін, Б.В. Виноградов // *Вибрації в техніці та технологіях.* – Дніпропетровськ, 2016. – Вип. 3(83). – С.225-228.

УДК 622.74: 621.928.235

СПОСОБИ ЗБУДЖЕННЯ ДВОЧАСТОТНИХ ВІБРАЦІЙ ПАСИВНИМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ

METHODS OF EXCITATION OF DUAL FREQUENCY VIBRATIONS BY PASSIVE AUTOBALANCERS

Геннадій Філімоніхін, Володимир Яцун

Using ball, roller and pendulum autobalancers as dual-frequency vibration exciters was proposed, corresponding designs were developed.

Серед вібраційних машин найбільш енергоефективними є резонансні. Резонансний режим коливань дає можливість за допомогою невеликого приводу приводити в рух великі за площею платформи з мінімальними витратами енергії. Подальше підвищення енергоефективності та продуктивності резонансних вібромашин забезпечується використанням у них двох і більше частотних збудників вібрацій. У таких машинах, як правило, на нижчій частоті, що збігається з резонансною частотою коливань платформи, відбувається основний технологічний процес (сепарація, класифікація, просіювання тощо), а на більш високих частотах відбуваються додаткові технологічні процеси (самоочищення сита, зміна механічних властивостей оброблюваного матеріалу тощо).

Розробляється новий клас вібраційних машин, в яких збуджуються двочастотні гармонійні чи ударно-гармонійні вібрації платформи. Вперше запропоновано у якості віброзбудника використовувати пасивні автобалансири (рис. 1).

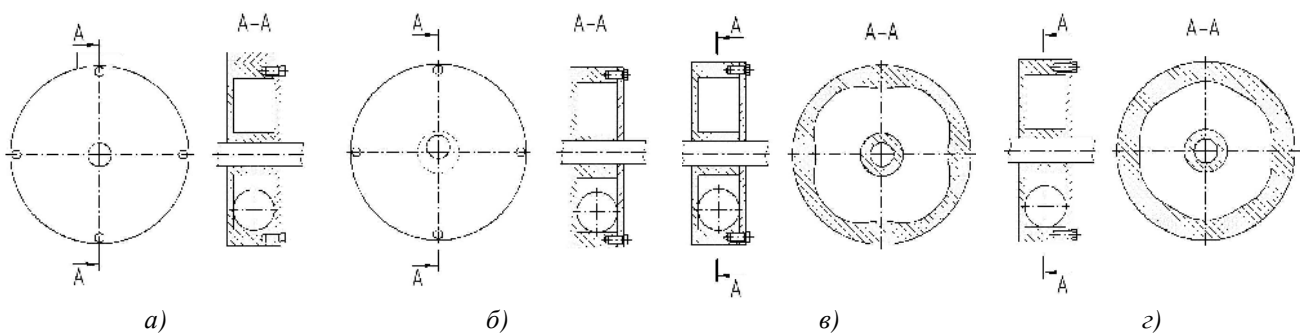


Рис. 1. Віброзбудник у вигляді пасивного автобалансира, насадженого на вал, у якому: а – дебаланс на корпусі; б – корпус автобалансира насаджено з ексцентриситетом; в – бігова доріжка у формі замкненої епітрохоїди; г – бігова доріжка у формі багатокутника з закругленими вершинами

Відповідно до способу віброзбудник у вигляді пасивного автобалансира (рис. 1,а) насаджується на вал, вал встановлюється на платформу вібромашини і приводиться в рух електродвигуном [1]. У всіх способах повільні коливання утворюються за рахунок того, що під час пуску вала вантажі зібрані разом і знаходяться унизу порожнини. Далі вони поступово захоплюються в рух, зібрані разом, не можуть наздогнати вал і застряють на резонансній частоті коливань платформи. Коли вал набирає робочої швидкості обертання вантажі так само зібрані разом, відстають від вала чим створюють повільні коливання з резонансною частотою коливань платформи. Тому у всіх способах повільні коливання є резонансними коливаннями платформи з найнижчою резонансною частотою. Пропонуються такі способи збудження швидких коливань:

1. До корпусу кріпиться дебаланс. Частота швидких коливань рівна частоті обертання вала.
2. Корпус автобалансира насаджується на вал з ексцентриситетом (рис.1, б), що створює дебаланс суміщений з корпусом автобалансира. Внаслідок чого необхідність встановлення додаткового дебалансу на корпусі відпадає. Частота швидких коливань рівна частоті обертання вала.
3. Бігову доріжку виконано у формі замкненої епітрохоїди (рис. 1,в). Вантаж – один. Оскільки вантаж під час руху буде повторювати траєкторію замкненої епітрохоїди, то будуть створюватися швидкі коливання. Частота швидких коливань залежить від частоти обертання вантажу відносно корпусу і кількості пелюсток у замкненої епітрохоїди..
4. Бігову доріжку виконано у формі багатокутника (рис. 1,г). Вантаж – один. Оскільки бігова доріжка має форму багатокутника відбувається раптова зміна напрямку вектора швидкості центра мас вантажу, внаслідок чого виникають швидкі ударні коливання, що покращує ефективність очистки решета.

На сьогодні в повному обсязі досліджено перший спосіб. Дослідження проведено в комп'ютерній САПР SolidWorks для платформи, котра здійснює поступальний прямолінійний,

поворотно-коливальний і плоский поступальний рух [2]. Натурний експеримент проведений для платформи, що здійснює поступальний прямолінійний і плоский поступальний рух.

Проведені 3D дослідження і натурні експерименти дозволили встановити, що в широкій області зміни параметрів пасивний автобалансир стабільно збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації платформи, які є сумою коливань з частотою обертання ротора і з частотою обертання куль (власною частотою коливань платформи) [3]. При цьому установлено, що коригувальні вантажі застряють на найнижчій резонансній частоті коливань платформи чим збуджують першу форму коливань платформи.

Збільшення маси коригувальних вантажів прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань платформи. Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на виконання основного технологічного процесу (сепарації, класифікації, просіювання і т.п.).

Збільшення маси дебаланса на корпусі пасивного автобалансира прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань платформи. Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на самоочищення платформи і зміну через вібрації механічних властивостей матеріалу, що обробляється.

1. Пат. на корисну модель № 92337 U Україна, F04D 29/66. Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій [Текст] / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Яцун (Україна); КНТУ - № u201402718; Заявл. 18.03.2014; Опубл. 11.08.2014, Бюл.№15. 2. Філімоніхін, Г. Б. Способ возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами [Текст] / Г. Б. Філімоніхін, В. В. Яцун // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 4/7 (76). – С. 9–14. doi: 10.15587/1729-4061.2015.47116. 3. Філімоніхін, Г. Б. Исследование процесса возбуждения двухчастотных вибраций шаровым автобалансиrom грохота ГИЛ 42 [Текст] / Г. Б. Філімоніхін, В. В. Яцун // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – № 1/7 (79). – С. 17–23. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59881

УДК 621.01

СИНТЕЗ ВАЖЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ НА ОСНОВІ НАПРЯМНИХ МЕХАНІЗМІВ З ШІСТЬМА СКІНЧЕННО ВІДДАЛЕНИМИ ВУЗЛАМИ ІНТЕРПОЛЯЦІЇ НА ІНТЕРВАЛІ НАБЛИЖЕННЯ ШАТУННОЇ КРИВОЇ

THE SYNTHESIS OF DWELL LINKAGE MECHANISMS ON THE BASIS OF PATH GENERATING LINKAGES WITH SIX FINITELY SEPARATED INTERPOLATION NODES OF THE COUPLER CURVE'S APPROXIMATED PART

В'ячеслав Харжевський

*Хмельницький національний університет
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна.*

The paper deals with the kinematic synthesis of dwell linkage mechanisms using the best Chebyshev's approximation conditions that correspond to the presence of the six interpolation nodes on the coupler curve's approximated part. But it is known that using those criteria in many cases corresponds to the inappropriate actual values of dwell period, so the proposed method allowed establishing the mechanisms' areas of existence with actual dwell values. Invariants of kinematic parameters were also defined.

При проектуванні сучасних машин у різних галузях машинобудування часто виникає задача створення механізмів, які забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки. Відомо, що для цього доцільно використовувати важільні механізми, оскільки вони мають низку переваг порівняно з іншими типами механізмів, зокрема кулачковими. Проте задача кінематичного синтезу важільних механізмів за наперед заданою тривалістю зупинки вихідної ланки, з врахуванням різних геометричних та кінематичних параметрів, є однією з найскладніших у теорії механізмів та машин і може бути розв'язана лише за допомогою сучасних аналітично-числових методів.

Як відомо, проектування механізмів із зупинкою можна проводити на основі базових напрямних механізмів – у такому випадку тривалість зупинки 2α вихідної ланки 5 буде відповідати часу перебування шатунної точки D на інтервалі наближення $D'D''$ (рис. 1, a).

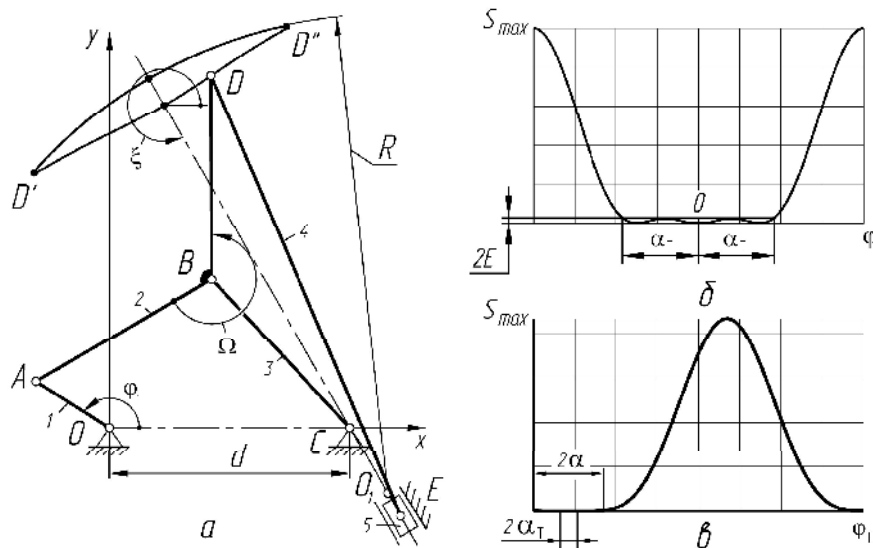


Рис. 1. Важливий механізм із зупинкою вихідної ланки, який забезпечує наближення ділянки $D'D''$ шатунної кривої до дуги кола (а) та приклади діаграм переміщень його вихідної ланки (б, в)

Ефективним методом синтезу базових напрямних механізмів є використання умов найкращого наближення за Чебишевим, що визначають найбільшу кількість вузлів інтерполяції на інтервалі $D'D''$, яка для шарнірного чотириланкового механізму дорівнює шести, причому відхилення змінюються рівномірно, досягаючи максимальних значень сім разів.

Проте вибір величини інтервалу наближення та відповідно тривалості зупинки вихідної ланки 5 за такими умовами має відомий недолік, який полягає у сповільненому виході ланки з фази зупинки, тобто фактично зупинка вихідної ланки 2α продовжується за межами теоретичного інтервалу $2\alpha_T$ з іншими відхиленнями (рис. 1, в). Встановлено, що фактичні значення збігаються з теоретичними лише для порівняно тривалих зупинок $2\alpha_T \geq 100^\circ$ (рис. 1, б).

Для симетричних механізмів Чебишева з порівняно невеликими величинами $2\alpha_T$ були розраховані фактичні значення тривалості зупинки, які в такому випадку будуть мати шість скінченно віддалених вузлів інтерполяції та нерівномірні відхилення на інтервалі наближення. Ця задача була розв'язана за допомогою числового методу з використанням безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки. В процесі досліджень розглядалися механізми, які забезпечують дослідження як нижньої, так і верхньої ділянок (рис. 1, а) шатунної кривої.

Встановлено, що при використанні зазначеного методу, тривалість зупинки 2α для всього діапазону значень відповідає практичним значенням. На рис. 2 показано приклади діаграм фактичних тривалостей зупинки для механізмів з різними кутами Ω злому шатуна ABD , при використанні наближення верхньої ділянки шатунної кривої. Як видно з отриманих результатів, практично не існує механізмів Чебишева з невеликими тривалостями зупинки ($2\alpha < 50^\circ$).

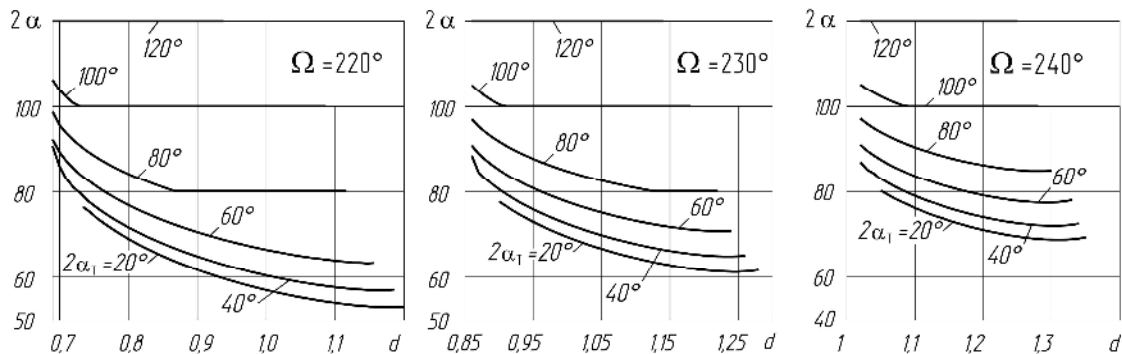


Рис. 2. Приклади діаграм фактичної тривалості зупинки 2α вихідної ланки 5 у механізмах Чебишева, що визначені числовим способом (для механізмів, що мають кут злому шатуна $\Omega = 220^\circ - 240^\circ$ та тривалості теоретичної зупинки $2\alpha_T$).

Відомо, що для порівняння законів руху вихідних ланок різних циклових механізмів (кулачкових, шарнірних, у тому числі з коливальним або поступальним рухом вихідної ланки) доцільно використовувати інваріанти кінематичних величин, а саме: переміщень a_k , швидкостей b_k , прискорень c_k , кінетичної (динамічної) потужності d_k та їх константи піків (максимальних значень): швидкостей $B = |b_k|_{\max}$, прискорень $C = |c_k|_{\max}$ та кінетичної потужності $D = |d_k|_{\max}$. Константи піків B , C , D є об'єктивними критеріями якісної оцінки законів періодичного руху вихідної ланки механізмів, причому вони розраховуються для періодів віддалення та наближення, а оскільки, як показано вище, для механізмів Чебишева фактична тривалість зупинки може значно відрізнятись від теоретичної, то виникає задача розрахунку фактичних значень інваріантів. Ця задача була також розв'язана, побудовані відповідні діаграми для симетричних механізмів Чебишева з наближенням як верхньої, так і нижньої ділянок шатунної кривої. Встановлено, що в більшості випадків отримані значення цих величин відрізняються від теоретичних.

Таким чином, одержані результати дозволяють порівнювати закони руху вихідних ланок зазначених механізмів. Дослідження планується продовжити в напрямку проведення оптимізаційного синтезу механізмів Чебишева з врахуванням цих параметрів.

УДК 622.242:534-16

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ У СВЕРДЛОВИНІ КОЛОНИ ТРУБ

DYNAMICS RESEARCH RELEASE STUCK COLUMN OF PIPES IN BOREHOLES

Євген Харченко, Василь Демків, Андрій Гутий

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

The researches of dynamic processes which take place during liquidation of grabbing of column of borings pipes by the cargo handling system of the boring setting and hydraulic shock mechanism is conducted. Influencing of force of triggering of hydraulic shock mechanism, area of transversal is considered to the cut and lengths of column on descriptions of dynamic processes.

Буріння нафтогазових свердловин є надзвичайно важким і трудомістким процесом. Ефективність буріння знижується через високу аварійність цього технологічного процесу. Для ліквідації аварій та їхніх наслідків затрачають значну кількість часу і засобів. Одним з найпоширеніших видів аварій є прихоплення колони бурильних труб у свердловині. Через такі аварії нерідко руйнуються або зношуються бурильні труби, канати та інше обладнання. Для вивільнення прихопленої колони широко застосовують механічний спосіб із застосуванням ударних механізмів (гідравлічних ударних механізмів). За допомогою цього способу руйнується глиниста кірка, сальник чи породи шляхом нанесення ударних навантажень на прихоплену частину колони.

Дослідження динамічних явищ, що виникають під час вивільнення прихопленої колони труб, мають велике значення для підвищення ефективності ліквідації прихоплень. Важливими є дослідження динаміки спільної роботи підіймальної системи бурової установки та ударного механізму.

У цій праці шляхом математичного моделювання встановлюються закономірності впливу параметрів пристрою і параметрів режиму роботи підіймальної системи на ефективність технологічних процесів, пов'язаних з ліквідацією прихоплень у бурінні. На розрахунковій схемі колона подається як східчастий стрижень, підіймальний механізм – у вигляді дискретної моделі. Враховується взаємозв'язок електромагнітних процесів в асинхронному двигуні і коливальних явищ у континуально-дискретній механічній системі.

На ефективність ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, як було з'ясовано, істотно впливає режим роботи приводу бурової установки. Встановлено, що зі збільшенням числових значень моменту тертя в муфті приводу бурової установки та під час роботи приводу на нижчих

передачах підвищується ефективність процесу вивільнення прихопленої колони за допомогою ударного механізму. Досліджено, що сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму істотно залежить від ходу бойка, сили спрацювання механізму, площі поперечного перерізу бурильних труб. Найбільших значень вона набуває зі збільшенням ходу бойка та сили спрацювання механізму, а також з використанням колони більшої площі поперечного перерізу та меншої довжини. Наведені та обґрунтовані рекомендації щодо раціонального проектування гідравлічних ударних механізмів, їх ефективної експлуатації з метою підвищення продуктивності буріння нафтогазових свердловин.

УДК 621.1

ПУСК ВІБРОМАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ З УРАХУВАННЯМ ЙОГО ПРУЖНОСТІ

START OF VIBRATION MACHINE WITH UNBALANCED VIBRATION EXCITER CONSIDERING DRIVE ELASTICITY

Микола Ярошевич¹, Іван Забронець², Андрій Силивонюк¹, Тетяна Ярошевич¹

¹Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018, Україна;

²Волинське обласне управління лісового та мисливського господарства,
пр. Волі, 30, м. Луцьк, 43000, Україна.

Oscillating processes in vibration machine exciter considering elasticity of connection of debalance vibrofeeder and induction motor is examined. It is shown that the presence the connection brings significant features to the dynamics of vibration machine's exciter, that should be used in design of machines

Досліджуються коливні процеси в приводі вібраційної машини з урахуванням пружності з'єднання роторів дебалансного віброзбудника та асинхронного електродвигуна. В загальному випадку, ротори можуть бути з'єднані муфтою, чи будь-яким іншим пружно-демпфувальним елементом (наприклад, пасовою передачею, карданним валом тощо). Показано, що наявність вказаного з'єднання вносить істотні особливості в динаміку приводу вібромашин, які потрібно враховувати при проектуванні машин.

Для аналітичних досліджень використано методи прикладної теорії коливань, підхід вібраційної механіки та метод прямого розділення рухів. Моделювання процесу пуску вібромашини полягало у спільному чисельному інтегруванні диференціальних рівнянь руху механічної коливальної системи та динамічної моделі асинхронного електродвигуна за допомогою програмного продукту MAPLE.

Найбільш інтенсивні коливальні процеси та, відповідно, максимальні динамічні навантаження в приводі вібромашини, виникають при її пуску (вибігу), зокрема, безпосередньо в момент пуску електродвигуна та під час проходження зони резонансних частот несучого тіла. Розглянуто ці обидва періоди руху системи.

В аналітичній формі отримано формули, які дозволяють оцінити амплітуди пускових деформацій та моментів, що виникають у приводі вібромашини. Амплітуди та тривалість коливань дебалансного привода в момент пуску машини, перш за все, залежать від того, наскільки віддалена його власна частота p_m від частоти струму в мережі живлення електродвигуна. При значній віддаленості цих частот пускові коливання привода будуть порівняно невеликими та швидко згасатимуть незалежно від демпфуючої здатності привода. При наближенні частоти власних коливань привода до частоти струму вони будуть помітно зростати, при цьому тривалість цих коливань не перевищуватиме тривалості пускових коливань моменту двигуна.

Отримано рівняння крутильних коливань приводу поблизу стаціонарних режимів обертання дебалансного віброзбудника. Виявлений існуючий взаємозв'язок коливань несучої системи вібромашини та крутильних коливань приводу. Уточнено критичні частоти обертання дебалансного віброзбудника вібромашини.

Продемонстровано, що під час проходження зони власних частот несучого тіла та «застрягання» швидкості двигуна можуть збуджуватися резонансні коливання пружних муфт, які з'єднують ротори двигуна та збудника. Для зменшення цих коливань можна рекомендувати, щоб власні частоти несучого тіла і $p_m/2$ були достатньо віддалені одна від одної. Зменшення амплітуди коливань муфти в зоні резонансу можна досягнути (крім зміни її параметрів) зниженням частоти власних коливань вібромашини, збільшенням демпфування коливань несучого тіла та його маси.

Встановлено, що при пуску вібраційних машин у разі прояву ефекту Зоммерфельда, крім резонансного зростання гальмівного вібраційного моменту і «застрягання» швидкості двигуна, збуджуються резонансні коливання пружно-демпфуючих елементів, що з'єднують ротори двигуна та збудника, які збільшують динамічні навантаження і втрати енергії в системі.

Результати роботи дозволять більш обґрунтовано вибирати параметри привода вібромашин з дебалансними збудниками, що, в свою чергу, дозволить зменшувати амплітуди пускових коливань, динамічні навантаження у приводі та втрати енергії.

www

СЕКЦІЯ 3

ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ

УДК 629.3

ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБКИ ВИМІРЮВАННЯ ПРИСКОРЕННЯ АВТОМОБІЛЯ
АКСЕЛЕРОМЕТРОМ ПІД ЧАС РУХУ ДОРОГОЮ З ПОЗДОВЖНІМ УХИЛОМDEFINITION OF MEASUREMENT ERROR OF VEHICLE ACCELERATION BY ACCELEROMETER
WHILE DRIVING ON THE ROAD WITH LONGITUDINAL SLOPE

Дмитрій Абрамов, Андрій Коробко, Юрій Тарасов, Андрій Молодан

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Я. Мудрого, 25, м. Харків, 61025, Україна.*

The value of the error of the accelerometer readings along the axis of sensitivity parallel to the longitudinal axis of the car is estimated, while driving accelerated motion along the road with a longitudinal slope. The correction for the accelerometer readings has been introduced, which makes it possible to reduce the measurement error to acceptable values.

Метою цього дослідження є оцінка і зменшення похибки показів акселерометра при вимірюванні прискорень автомобіля на дорозі з поздовжнім ухилом.

Відомо, що акселерометри призначені для вимірювання складових лінійного прискорення рухомих об'єктів уздовж осі чутливості приладу

$$\bar{a} = \bar{w} - \bar{g}, \quad (1)$$

де \bar{a} – прискорення (викликане дією сил негравітаційної природи); \bar{w} – вектор абсолютного прискорення; \bar{g} – вектор інтенсивності гравітаційного поля в місці знаходження акселерометра.

У реальних умовах експлуатації автомобіль в основному рухається по дорогах, які мають поздовжній ухил, а отже, покази акселерометра за віссю чутливості X будуть відрізнятися від фактичного прискорення автомобіля через дії гравітаційного поля Землі.

При прискореному русі автомобіля на ділянці дороги з поздовжнім ухилом α , покази акселерометра a_x будуть відрізнятися від фактичного поздовжнього лінійного прискорення автомобіля V_a^{δ} на величину

$$\Delta = a_x - V_a^{\delta} = \pm g \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

яка і є абсолютною похибкою вимірювання.

Відносна похибка вимірювання поздовжнього лінійного прискорення автомобіля при прискореному русі на ділянці дороги з поздовжнім ухилом з врахуванням виразу (2) буде визначатися за формулою

$$\delta = \left| \frac{g \cdot \sin \alpha}{V_a^{\delta}} \right| \cdot 100\%. \quad (3)$$

З використанням виразів (2) і (3) побудовані графіки зміни похибок визначення акселерометрами поздовжнього лінійного прискорення автомобіля при прискореному русі на ухилі (рис. 1).

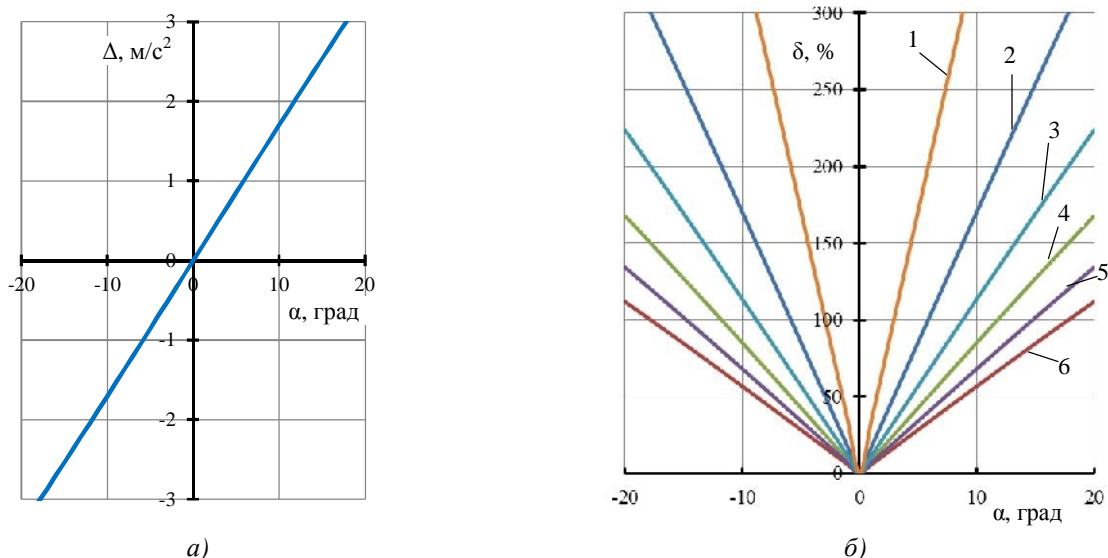


Рис. 1. Графіки залежності похибок вимірювання акселерометрами поздовжнього лінійного прискорення автомобіля від кута поздовжнього ухилу α дороги: а – графік зміни абсолютної похибки; б – графік зміни відносної похибки; 1 – 6 – при V_a^δ відповідно рівному $\pm 0,5 \text{ м/с}^2$; $\pm 1 \text{ м/с}^2$; $\pm 1,5 \text{ м/с}^2$; $\pm 2 \text{ м/с}^2$; $\pm 2,5 \text{ м/с}^2$; $\pm 3 \text{ м/с}^2$

Для зменшення похибок вимірювання акселерометром поздовжнього лінійного прискорення автомобіля при русі дорогою з поздовжнім ухилом, необхідно вводити поправку, що враховує величину кута ухилу дороги. Тоді показання акселерометра за віссю чутливості X з урахуванням поправки будуть визначатися за формулою

$$a_{x\varepsilon} = a_x - \varepsilon = V_a^\delta \sin \alpha, \quad (4)$$

де ε – величина поправки на показання акселерометра за віссю чутливості X при прискореному русі автомобіля дорогою з поздовжнім ухилом,

$$\varepsilon = g \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

У формулі (5) ε набуває негативних значень при русі ухилом вниз ($\alpha < 0$) і позитивних при русі автомобіля ухилом вгору ($\alpha > 0$).

Для визначення величини поправки на покази акселерометра за віссю чутливості X необхідно знати кут поздовжнього ухилу дороги, який може бути розрахований за показами суміщеного GPS/GLONASS приймача. Згідно з проведеними раніше експериментальним дослідженням цього способу середня і максимальна абсолютні похибки визначення кута поздовжнього ухилу дорожнього полотна склали відповідно $\Delta_{\text{ср}} = 0,25$ град, $\Delta_{\text{max}} = 0,42$ град, а середня і максимальна відносні похибки – $\delta_{\text{ср}} = 9,04$ %, $\delta_{\text{max}} = 15,8$ %.

Введення поправки ε на показання акселерометра за віссю чутливості X при прискореному русі автомобіля дорогою з поздовжнім ухилом, яка визначається із застосуванням методу, заснованому на використанні показів суміщеного GPS/GLONASS приймача, дозволяє знизити похибку до прийнятних величин. При куті ухилу дороги $\alpha = 3$ град і значенні фактичного поздовжнього лінійного прискорення автомобіля $V_a^\delta = \pm 3 \text{ м/с}^2$, абсолютна і відносна похибки вимірювання знизяться в 7 разів з $\Delta = \pm 0,5 \text{ м/с}^2$ до $\Delta_{\text{xmax}} = \pm 0,0719 \text{ м/с}^2$ та з $\delta_{\text{max}} = 17$ % до $\delta_{\text{xmax}} = 2,4$ %.

УДК 629.022

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТИПУ КОЛІС АВТОБУСІВ НА ДОРОЖНЄ ПОКРИТТЯ

THE ANALYSYS OF BUS WHEELS TYPE INFLUENCE ON THE ROAD PAVEMENT

Станіслав Войтків

Науково-технічний центр «Автополіпром»,
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна.

Wheels disruptive influence of leading axels and drives of buses, trolleybuses, hybrid buses and electro buses of large and extra-large class, mount with single or paired wheels, depending on permitted drive landings was examined and analyzed. The recommendations about the choose of compounding schemes with axle configuration 6x4.1 i 8x4.1 for making the constructions of perspective passenger wheeled vehicles of large and extra-large class were given.

Для істотного покращання ефективності роботи міських автобусів, тролейбусів і, особливо, гібридних автобусів та електробусів – підвищення швидкості, комфортності, безпечності та зменшення собівартості перевезень пасажирів, у кінцевому випадку, потрібне докорінне поліпшення транспортно-експлуатаційних якостей міських вулиць. Міська вулиця, як і будь-яка автомобільна дорога, функціонує під впливом великої кількості чинників. Основними факторами, які впливають у процесі експлуатації міської вулиці на дорожнє покриття, є:

- навантага від коліс автобусів, що рухаються по вулиці (найбільш впливовий конструктивний чинник);
- ґрунтові і поверхневі води;
- погодно-кліматичні чинники.

Найбільш важливим показником транспортно-експлуатаційного стану міської вулиці є міцність дорожнього покриття, яка характеризується модулем тривалої пружності E_y [1]

$$E_y = \frac{pD}{l_y}, \text{ МПа}, \quad (1)$$

де p – тиск на дорожнє покриття від одинарного або зведеного колеса автобуса, МПа; D – діаметр площі кола, рівновеликого площі контакту шини колеса з дорогою, м; l_y – відносна пружна деформація (прогин) дорожнього покриття, м.

У ходовій частині автобусів застосовуються колеса двох типів – одинарні (на керованих або привідних мостах) та зведені (на привідних мостах). Площа контурного контакту шини колеса з дорожнім покриттям $S_{ш}$, згідно з [2], безпосередньо залежить від навантаги на колесо і відповідного тиску повітря у шині:

$$S_{ш} = \frac{P_{\kappa}}{kp_{ш}}, \text{ м}^2, \quad (2)$$

де P_{κ} – навантага на колесо автобуса, кН; k – коефіцієнт пропорційності, який залежить від конструкції шини; $p_{ш}$ – тиск повітря у шині, МПа.

З виразу (2) і відомої формули визначення площі кола отримуємо

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_{\kappa}}{kp}}, \text{ м}. \quad (3)$$

Для визначення величини відносної пружної деформації (прогину) дорожнього покриття з виразу (1) і врахуванням (3) отримуємо формулу

$$l_y = 1,13 \frac{p \sqrt{P_{\kappa}}}{E_y \sqrt{k}}. \quad (4)$$

Допустимі і розрахункові навантаги на керований або привідний мости з одинарними колесами та привідний міст з подвійними колесами пасажирських колісних транспортних засобів загального (КТЗ ЗК) користування наведений у табл. 1.

Для оцінювання впливу типу коліс пасажирських КТЗ ЗК на руйнування дорожнього покриття пропонується коефіцієнт відносної пружної деформації (прогину) дорожнього покриття

$$k_{ly} = \frac{l_{y_i}}{l_{y_{\min}}} = \sqrt{\frac{P_{\kappa_i}}{P_{\kappa_{\min}}}} \quad (5)$$

де P_{κ_i} – допустиме або розрахункове навантаження на колесо автобуса, кН; $P_{\kappa_{\min}}$ – мінімальна розрахункове навантаження на колесо автобуса, кН.

Таблиця 1

Допустимі навантаження на мости з одинарними і здвоєними колесами

Тип транспортного засобу	Автобус, тролейбус	Автобус, гібридний електробус
Допустима повна маса, кг	18000	19500
Допустиме навантаження на міст з одинарними колесами, кН	100,0	
Допустиме навантаження на привідний міст із здвоєними колесами, кН	115,0	
Розрахункове навантаження на керований міст, кН	65,0	80,0

За розрахунковими значеннями k_{ly} , які наведені у табл. 2, побудована діаграма залежності відносного прогину дорожнього покриття від навантаження на одинарні або здвоєні колеса пасажирського КТЗ ЗК (рис. 1).

Таблиця 2

Аналіз впливу типу коліс пасажирських КТЗ ЗК на руйнування дорожнього покриття

Тип колеса	Одинарне		Здвоєне
Розрахункове навантаження на одне колесо, кН	32,5	40,0	57,5
Тиск у шинах при розрахунковому навантаженні, МПа	0,45		
Коефіцієнт відносного прогину дорожнього покриття, k_{ly}	1,0	1,11	1,33

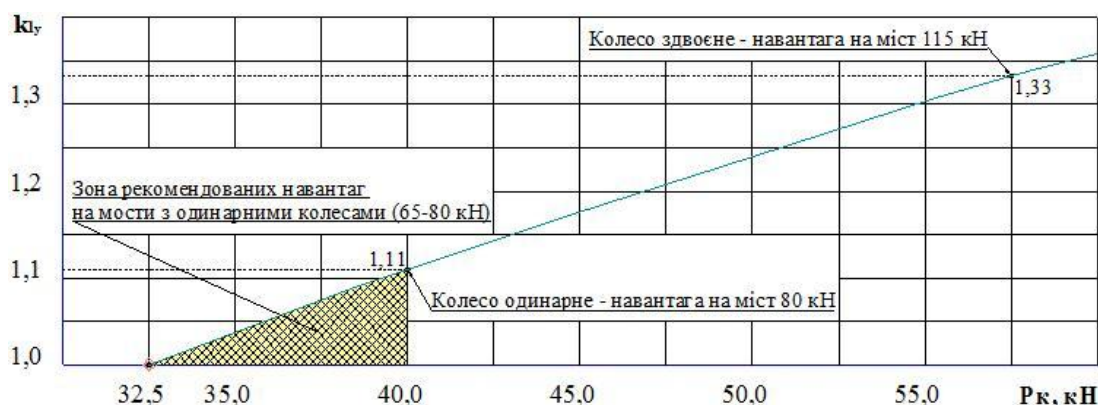


Рис. 1. Залежність відносного прогину дорожнього покриття від типу і навантаження на колеса

Аналіз відносної пружної деформації (прогину) дорожнього покриття від дії коліс різних типів при діючих навантаженнях показує, що:

- руйнівна дія привідних мостів на дорожнє полотно пасажирських КТЗ ЗК великого і особливо великого класів, обладнаних здвоєними колесами, на 33 % більша, ніж керованих мостів автобусів і тролейбусів з розрахунковим навантаженням 65,0 кН;

- збільшення допустимої повної маси електробусів та гібридних автобусів до 19500 кг збільшує розрахункове навантаження на їхні керовані мости до 40,0 кН, що, у свою чергу, збільшує руйнівну дію мостів на дорожнє полотно на 11 % у порівнянні з керованими мостами автобусів і тролейбусів.

З наведеного аналізу випливає, що для створення перспективних конструкцій пасажирських КТЗ ЗК великого і особливо великого класів оптимальними є компоувальні схеми з колісними формулами 6×4.1 та 8×4.1, повні маси яких при прийнятому значенні навантаження 80 кН на мости, обладнані одинарними колесами, становлять 24000 кг та 32000 кг відповідно. Такі величини повних мас тримостових та чотиримостових автобусів менші за допустимі, але при цьому забезпечують:

- збільшення пасажиромісткості пасажирських КТЗ ЗК однакової габаритної довжини при значно зменшених навантаженнях на їхні привідні мости;

– зменшення на 20 % руйнівної дії коліс керованих і привідних мостів пасажирських КТЗ ЗК на дорожнє покриття (без врахування інерційних сил від невіднесених мас).

1. Сильянов В.В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог.- М.: Транспорт, 1984. – 287 с. 2. Немчинов М.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – 231 с.

УДК 629.022

ШЛЯХИ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ПЕРСПЕКТИВНИХ ЕЛЕКТРОБУСІВ ВЕЛИКОГО КЛАСУ

THE WAYS OF THE PERSPECTIVE HIGH CLASS ELECTRO BUSES CONSTRUCTIONS DEVELOPMENT

Станіслав Войтків

*Науково-технічний центр «Автополіпром»,
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна.*

The constructions of modern high-class electro buses had been considered and analyzed, and the disadvantages were mentioned. The ways of creating the perspective electro buses of high-class constructions at the basis of single wheel drive multibrige transmissions. The variants of created layout circuits were proposed by main criterias– the leading axle and drive location, the quantity of service (passenger) door and the location of power sources of traction electric motor. Provided all the advantages of the high-class buses, created by the proposed areas of focus.

Одним з основних напрямів розвитку пасажирських колісних транспортних засобів (КТЗ) загального користування є створення електробусів – автобусів, обладнаних електричним тяговим приводом. Електробуси характеризуються низкою істотних переваг, серед яких екологічність та економічність експлуатації у порівнянні з автобусами з механічним або гібридним тяговим приводом. Але велика ринкова вартість електробусів великого класу з габаритною довжиною до 12,0 м – 320-340 тис. дол. США, яка у 2 – 2,5 рази більша ринкової вартості міських автобусів аналогічної довжини, обладнаних дизельними двигунами, істотно стримує їх широке застосування. Окрім того, необхідність повної заміни щонайбільше кожні 4 роки блоку акумуляторних батарей, вартість яких складає 30 – 35 % від вартості електробусів, значно подовжують і так достатньо великий термін окупності електробусів. Саме тому надзвичайно актуальним завданням у сфері електробусобудування є пошук напрямків радикального зменшення собівартості виготовлення електробусів та їхніх основних складових частин, у першу чергу автономних джерел живлення електричних двигунів тягового приводу та систем їх заряджання, привідних мостів, складових частин системи керування тяговим приводом тощо.

Практично всі сучасні електробуси великого класу на сучасному етапі розвитку їх конструкцій спроектовані за класичною компоувальною схемою ходової частини – 4×2.2 із застосуванням привідних мостів порталного типу з інтегрованими тяговими електродвигунами (ТЕД) і подвійними колесами зі стандартними шинами або одинарними колесами з шинами суперширокого профілю з таким самим допустимим навантаженням. Але компоувальна схема ходової частини 4×2.2 є далеко не оптимальною для створення сучасних електробусів, оскільки їй притаманні кілька суттєвих недоліків, серед яких зменшена пасажиромісткість, зайва площа пасажирського салону, призначена для розміщення стоячих пасажирів, тобто зайва габаритна довжина по кузову, зайва маса у спорядженому стані, вимушено збільшена на 1500 кг допустима повна маса (19500 кг) для збільшення пасажиромісткості, вузькі проходи по пасажирському салону між арками коліс керованого і привідного мостів, дуже мала колісна база у коротших модифікацій електробусів.

Аналіз конструкцій сучасних електробусів великого класу показує, що на базі електробусів з габаритною довжиною 11,95 – 12,2 м створення типорозмірного ряду навіть з 2 моделей є проблематичним через дуже коротку колісну базу (всього 41,6 – 43,9 % від габаритної довжини при

рекомендованій не менше 50 %), а з 3 моделей і зовсім не можливим, оскільки навіть базові моделі мають істотно більшу площу пасажирського салону за потрібну для розміщення декларованої кількості пасажирів. Крім цього, експериментально доведено, що ефективнішими є електробуси меншої габаритної довжини практично такої ж пасажиромісткості. Отже, більш перспективнішим є напрям розроблення і застосування компоувальних схем електробусів з умови забезпечення мінімізованої габаритної довжини при заданій пасажиромісткості.

Збільшення регламентованої повної маси електробусів на 1500 кг, тобто до 19500 кг, з метою збереження пасажиромісткості на рівні базових моделей автобусів з дизельними двигунами видається далеко не раціональним рішенням. Зі збільшенням повної маси відповідно збільшуються навантаження на керований і привідний мости та на дорожнє покриття міських вулиць, що неминуче призведе до пришвидшеного їх руйнування й істотного збільшення щорічних витрат на їх утримання в якісному стані. Для збільшення пасажиромісткості електробусів значно ефективнішим і економічнішим є напрям створення конструкцій перспективних електробусів на основі застосування багатомостових компоувальних схем. Ще одним перспективним напрямом створення електробусів є застосування привідних мостів з незалежною підвіскою одинарних коліс, що забезпечує зменшення розмірів арок коліс і збільшення ширини проходів по їхніх пасажирських салонах, зменшення невіднесених мас, більший коефіцієнт уніфікації підвісок коліс мостів усіх типів за призначенням, а, відтак, і зменшення собівартості їх виготовлення. Застосування багатомостових компоувальних схем з одинарними колесами забезпечує і суттєве зменшення навантажень на мости і меншу на 28 – 30 % руйнівну дію на покриття міських вулиць (див. табл. 1).

Таблиця 1

Аналіз руйнівної дії мостів електробусів з одинарними і здвосними колесами на покриття доріг

Найменування параметра	Колісна формула				
	4×2,2		6×4,1		8×4,1
Допустима повна маса, кг	18000	19500	25000		32000
Повна конструктивна маса, кг	18000	19500	19500	21000	28000
Розрахункове навантаження на керований міст, кН	6500	8000	6500	7000	7000
Допустиме/розрахункове навантаження на привідний міст, кН	11500	11500	/ 6500	/ 7000	/ 7000
Відносний прогин покриття дороги від коліс мостів керованого/привідного	1,0/ 1,33	1,20/ 1,35	1,0/ 1,0	1,04/ 1,04	

За кількістю, типом і розміщенням службових (пасажирських) дверей у конструкціях міських електробусів великого класу застосовуються, здебільшого, дві компоувальні схеми – 2-2-2 з трьома подвійними дверима, розміщеними у передньому звісі, у середній частині кузова та у задньому звісі або 2-2-0 з двома подвійними дверима, розміщеними у передньому звісі і у середній частині кузова (рис. 1).

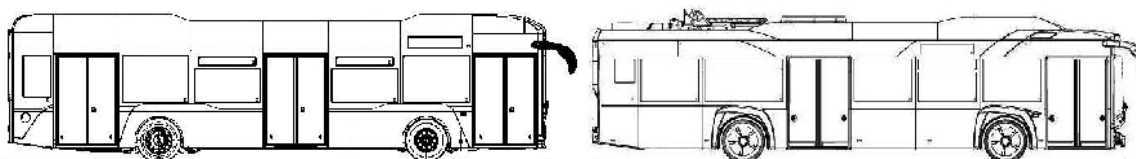


Рис. 1. Основні компоувальні схеми електробусів великого класу за кількістю, типом і розміщенням пасажирських дверей

Обидві компоувальні схеми мають низку недоліків – вузький прохід між арками коліс як керованого, так і привідного мостів та достатньо коротка колісна база (48,6 – 51,0 % від габаритної довжини електробусів 11,98 – 12,155 м) через встановлення подвійних пасажирських дверей у передньому звісі, передня половина яких призначена для входу водія на робоче місце, що ще більше погіршує зручність проходів по пасажирському салону.

Для створення конструкцій перспективних електробусів великого класу пропонуються дві компоувальні схеми за ходовою частиною і трансмісією – 4×2,1 та 6×4,1 для діапазону габаритних довжин, відповідно, 10,0 – 12,0 м та 12,0 – 13,5 м і дві компоувальні схеми за кількістю, типом і розміщенням пасажирських дверей – 0-2+2-0 та 0-2+2+2-0 з мінімальними довжинами переднього і заднього звисів, які наведені на рис. 2. На відміну від загально прийнятого варіанту розміщення

тягових електричних акумуляторів та силового обладнання на даху кузовів електробусів у розроблених компоновальних схемах їх розміщення передбачається у відокремленому відсіку у задній частині кузова, що забезпечує також і створення генобусів з поперечним розміщенням дизель-генераторної установки у тому ж відсіку.

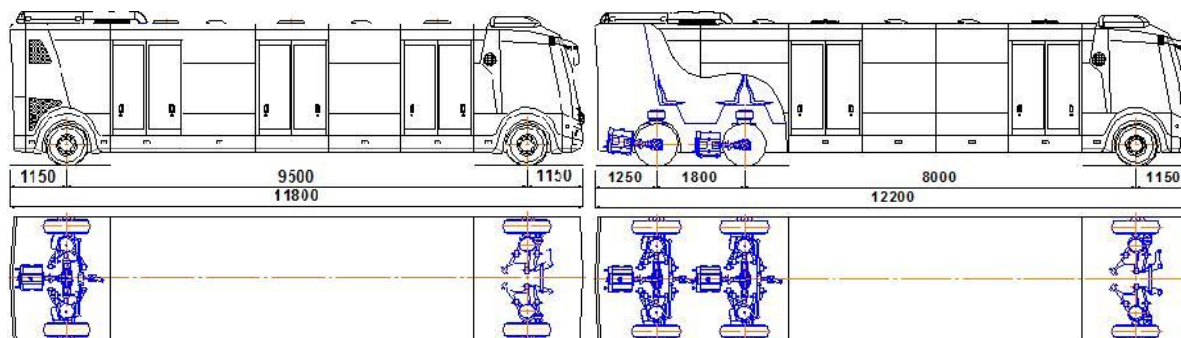


Рис. 2. Пропоновані компоновальні схеми перспективних електробусів великого класу

Розроблені автором компоновальні схеми перспективних електробусів великого класу захищені патентами України на корисні моделі № 114706 від 10.03.2017 р., № 114731 від 10.03.2017 р. та № 114704 від 10.03.2017 р.

Запропоновані напрями розвитку конструкцій перспективних електробусів великого класу за наведеними компоновальними схемами сприятимуть зменшенню собівартості їх виробництва, підвищенню рівня комфортабельності і зручності перевезень пасажирів, покращанню показників економічності експлуатації, зменшенню руйнівної дії коліс електробусів на покриття міських вулиць та забезпеченню їх високої конкурентоспроможності на ринках пасажирських колісних транспортних засобів, призначених для перевезень пасажирів на міських і приміських маршрутах з великими пасажиропотоками.

УДК 621.4.001

МОДЕЛЬНО-СИМУЛЯЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

MODELLING-SIMULATION TECHNOLOGY OF RESEARCH OF THERMODYNAMIC PROCESSES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Петро Гащук¹, Сергій Нікіпчук²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

Affirms, that a research of thermodynamics processes of internal combustion engines because of excessive their complexity requires join analytical, algorithmic and modelling tools of simulation. The speech goes about simulation of thermal phenomenon of an internal combustion engine engaging of special experimental equipment

Сьогодні надзвичайно гостро стоїть проблема хімічного та теплового забруднення природного довкілля двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ, особливо автомобільними). Серед напрямів розв'язання цієї проблеми найвагомішим є активне підвищення ефективності згоряння пальної суміші в циліндрах двигуна — підвищення ефективності перетворення хімічної (речовинної) форми енергії на механічну форму за посередництва теплової. Для цього бажано оволодіти технологією адекватного термодинамічного аналізу з можливістю багатократного відтворення процесу згоряння

за різних керованих й некерованих умов і обставин. Оскільки вимірювальна техніка є не дуже гнучкою та й не зовсім досконалою, то виникає необхідність досліджувати теплові явища, що перебігають у циліндрах двигуна, паралельно ще й аналітичними засобами, навіть в темпі реального відтворення роботи спеціально облаштованого двигуна на вимірювальному стенді. Тож постає ідея оптимізувати дослідження термодинамічних процесів у двигунах внутрішнього згоряння, цілісно поєднуючи аналітичні, алгоритмічні та натурні засоби моделювання-симулювання (імітування). Для цього запропоновано спеціальний варіант стенду для відповідного дослідження теплових явищ у двигунах внутрішнього згоряння — стенду, який забезпечує можливість як пасивного, так і активного експериментування у процесі постійного «спілкування» з комп'ютерним програмним середовищем.

В такому разі досліджуваний робочий простір двигуна ніби занурюється у реальне матеріальне середовище, дозволяючи поєднати таким чином натурність, аналітичність, алгоритмічність. Загалом модельна система набуває ознак матеріально-алгоритмічної, матеріальною частиною якої є власне моторний стенд, а алгоритмічною — комп'ютерна програма, яка постійно «спілкується» зі стендом та дослідником. Основними елементами моторного стенду є одноциліндровий двигун внутрішнього згоряння (що власне і є матеріальним середовищем модельованого робочого простору), електромагнітне гальмо та асинхронний електродвигун (що дозволяють фізично відтворити механічний прояв довшілля). Стенд дає змогу досліджувати як навантажувальні, так і гальмівні режими роботи двигуна.

Сигнали від чутників, що розміщені, зокрема, у головці циліндра двигуна пересилаються через відповідні посилювачі до пристрою обробки даних. Сюди ж надходить й сигнал з пристрою маркування кутів повороту колінчастого вала. Для візуального контролю вхідних сигналів додатково використовується осцилограф. Результати вимірювань подаються на сервер, а відтак — на персональний комп'ютер дослідника у частково обробленому вигляді.

Комп'ютерно-стендова система може імітувати (навіть одночасно) кілька різновидів моделі перебігу теплотворення та виникання токсичних речовин в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння. Адекватне моделювання робочих процесів у двигуні внутрішнього згоряння не може обмежуватись лише аналітично-алгоритмічними засобами (а тим паче суто емпіричними).

Найпростіший термодинамічна модель — нульвимірною. Суміш у циліндрі двигуна вважається однорідною в будь-яку мить часу. Опис — це система трьох диференціальних рівнянь: закону збереження (незнищенності) енергії, рівняння термодинамічного стану ідеального газу та закону збереження речовини. Тут доводиться оперувати чотирма невідомими величинами: тиском газів у циліндрі, температурою робочого тіла, внутрішньою енергією та масою робочого тіла. Тому виникає потреба або доозначити систему ще одним рівнянням рівнянь, або ж задати функцію зміни однієї з перелічених величин. Такою функцією є індикаторна діаграма або перебіг тепловиділення. Робочий об'єм циліндра може бути також розділений на кілька зон, наприклад, на зону горіння та зону спаленої суміші (так звана двозонна модель). Приклади застосування двозонних моделей можна знайти в роботах (Schroer, Ishida, Kraßnig, Eyzat і Guibet, ...), існують також n-зонні моделі.

Так звані квазівимірні моделі також оперують тиском, температурою, внутрішньою енергією та масою робочого тіла. Але на противагу нульвимірним моделям, перебіг тепловиділення тут відтворюється за допомогою додаткових фізичних моделей, що описують, приміром, турбулентний рух газів у циліндрі чи скраплювання суміші. Прикладом такої моделі можуть служити n-зонна модель Papadopoulos, в якій описано поширення струменя пального в камері згоряння дизеля чи двозонна модель Nohlbaum, де враховується перемішування згорілої та незгорілої частин суміші.

Приклади застосування багатовимірних моделей можна знайти в роботах Brandstätter чи Amsden. За допомогою них вдається описати фактичні співвідношення різних величин у кожній точці простору камери згоряння. Тут рівняння описують процеси транспортування хімічних речовин (заряду), зміни окремих компонентів робочої суміші, енергії та імпульсу в двох чи трьох координатах — в кожену мить часу та в кожній точці робочого простору визначаються вектор швидкості руху, термодинамічні величини стану та хімічний склад робочого тіла.

Термодинамічний аспект проблеми моделювання робочих процесів в двигунах внутрішнього згоряння — це прогалина, яку засобами сучасної аналітичної теорії заповнити належно якісно ніяк не вдається. Зокрема, моделювання внутрішньомоторних явищ доводиться провадити не швидше як у реальному часі із залученням інформації, яку можна отримати тільки натурним відтворенням термодинамічних процесів.

Відомо, що похибка експериментального маркування верхнього мертвого положення поршня двигуна на один градус повороту колінчастого вала (менше як на 0,3 % від повного його оберту), породжує похибку визначення середнього ефективного тиску на 6 ... 8 %, коли йдеться про типовий дизельний двигун, та на 4 ... 6 % — у разі типового бензинового двигуна. Уникнути цієї похибки вдається, саме поєднуючи експериментальні засоби дослідження з аналітико-алгоритмічними. Отже успіх будь-якого дослідження — чи теоретичного, чи експериментального — можливий тільки за умови поєднання фізичності (натурності, реальності) та аналітичності (абстрактності, віртуальності).

Модельно-симуляційне поєднання натурності та аналітичності в моделюванні процесів, що перебігають у ДВЗ, дозволяє принципово підвищити якість інформаційного забезпечення доволі трудомістких акцій проектування й конструювання двигунів. При цьому виникають цілком природні підстави для втілення у моделювання принципів евристичної самоорганізації, синергізму, самонавчання, засобів штибу нейронних мереж тощо. Реалізація цих принципів і засобів дає змогу довести швидкість модельного відтворення роботи двигуна до швидкості у машинному часі.

Асимптотичність перебігу модельно відтворюваних процесів хімічних перетворень в циліндрі двигуна дає підстави вважати, що процес згоряння робочої суміші ніколи не може у всій повноті завершитись в рамках окремого хай якого досконалого термодинамічного циклу. Тож моделювання-симулювання дає можливість завжди в точних термінах говорити про зміну складу відпрацьованих газів в часі та поза робочим простором двигуна, а відтак про потенційну агресивність до довкілля та токсичність цих газів.

Індикаторні діаграми, як відомо, від циклу до циклу суттєво змінюються. Тому було б природно оперувати цілими пачками (пакетами) індикаторних діаграм, а не покладатись формально на поняття якоїсь середньої чи в якомусь сенсі типової індикаторної діаграми. Власне, стендове відтворення робочих циклів створює можливість і дає підстави оперувати, так би мовити, «множинною» інформацією про перебіг термодинамічного циклу в робочому просторі двигуна внутрішнього згоряння.

УДК 629.113.001

ФОРМАЛІЗАЦІЯ СТРУКТУР ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ. УЗАГАЛЬНЕНИЙ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ

FORMALIZATION STRUCTURES OF AUTOMOBILE TRANSMISSION. GENERALIZED DIFFERENTIAL MECHANISM

Петро Гащук¹, Сергій Нікіпчук²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

It has offered to display of mechanical transmission of the car as system of many differentials with sectional analytical reflection of formalized processes of its functioning. The high level of formalism and generality are inherent for describe action of mechanism in the form of Lagrange equations of the second kind. However, at the initial stage of design is more appropriate to consider all the variables, that determine the dynamic and kinematic state of mechanism, independent. Putting relations – it actually is the initial stage of construction. And these connections advisable to give motivated – in the generalized optimization. As optimality criterion can be any measure of excellence.

Проблема формального відображення структур трансмісії автомобіля постає кожного разу, коли виникає необхідність побудови варіацій структур. А вже вміння варіювати структуру дає можливість проводити узагальнену оптимізацію властивостей трансмісії під потреби автомобіля того чи іншого штибу, коли ставиться за мету синтезувати трансмісію з найкращими властивостями не тільки шляхом оптимального добору її параметрів, а ще й шляхом оптимізації структури. Доречно сподіватись, що структурна оптимізація є набагато сильнішим засобом удосконалення трансмісій, аніж суто параметрична їх оптимізація.

динамічний та кінематичний стан механізму, незалежними. Наведення зв'язків — це власне і буде початкова стадія конструювання. Та ці зв'язки доцільно наводити вмотивовано — у процесі узагальненої оптимізації. В такому разі параметрична оптимізація буде водночас і структурним синтезом трансмісії. За критерій оптимальності може правити будь-який вимірник досконалості.

Наведені теоретичні міркування підтверджують наявність засобів ефективного відображення структур механічних частин трансмісії автомобілів з найвищим рівнем математичної формалізації. Узагальнене відображення дає змогу варіювати структуру трансмісії, а не обмежуватись варіюванням параметрів трансмісії в рамках тільки певної структури з наступним примітивним аналізом ефективності структур.

УДК 629.113

ПРИНЦИП ПОБУДОВИ УДОСКОНАЛЕНОЇ ТЕПЛОВОЇ МОДЕЛІ АВТОМОБІЛЬНОГО БАРАБАННОГО ГАЛЬМОВОГО МЕХАНІЗМУ

THE PRINCIPLE OF BUILDING ADVANCED THERMAL MODEL OF TRUCK BRAKE DRUM MECHANISM

Михайло Глобчак¹, Галина Гарматій², Олег Дацюк¹

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України
вул. Наукова 3б, 79060, Львів, Україна.

In studies thermal load drum brakes mechanisms compromised the possibility of heat transfer to the hub. It is proposed to explore the progressive model that will provide more accurate temperature values of elements of the brake mechanism.

При дослідженні температурного стану гальмового механізму барабанного типу здебільшого як об'єкт дослідження розглядають лише безпосередньо барабан та колодку з накладкою (рис. 1), нехтуючи при цьому можливістю теплопередачі через бокову частину барабана до маточини колеса.

Дослідження за такою схемою практично скеровувало всю перетворену в теплоту енергію гальмування у барабан, зважаючи на низьку теплопровідність азбесто-полімерної накладки.

Очевидно, що для надійної роботи гальм потрібне зменшення теплонавантаженості циліндричної частини барабана в зоні тертя. Враховуючи конструкцію гальмового механізму, з метою виявлення зменшення температури, доцільно провести дослідження на моделі (рис. 2), яка включає такі елементи: колодку, накладку, власне барабан, перехідник та маточину.

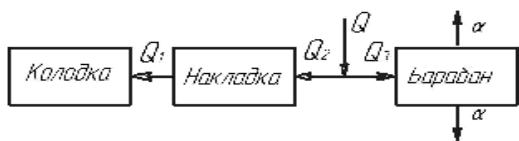


Рис. 1. Типова схема моделі дослідження

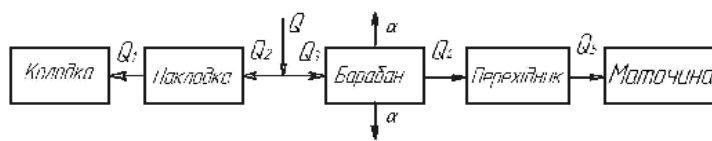


Рис. 2. Пропонована схема моделі дослідження

Новим у цій моделі є створення умов теплопередачі до двох елементів – перехідника та маточини. Згідно з моделлю температура передається від барабана через перехідник у маточину, й таким чином створюючи можливість додатковому перетіканню теплоти із зони тертя, послаблюючи теплонавантаженість барабана.

Як об'єкт дослідження вибрано задній гальмовий механізм автобуса Богдан А 092 барабанного типу. Тому для врахування вказаної вище зміни впливу на тепловий стан гальма необхідно розробити математичну модель, яка найзручніша, у двох системах координат: декартовій та циліндричній.

Така задача належить до задач нестационарної теплопровідності зі змінними теплофізичними характеристиками. На рис. 3 наведено схему уточненої математичної моделі барабанного гальмового механізму.

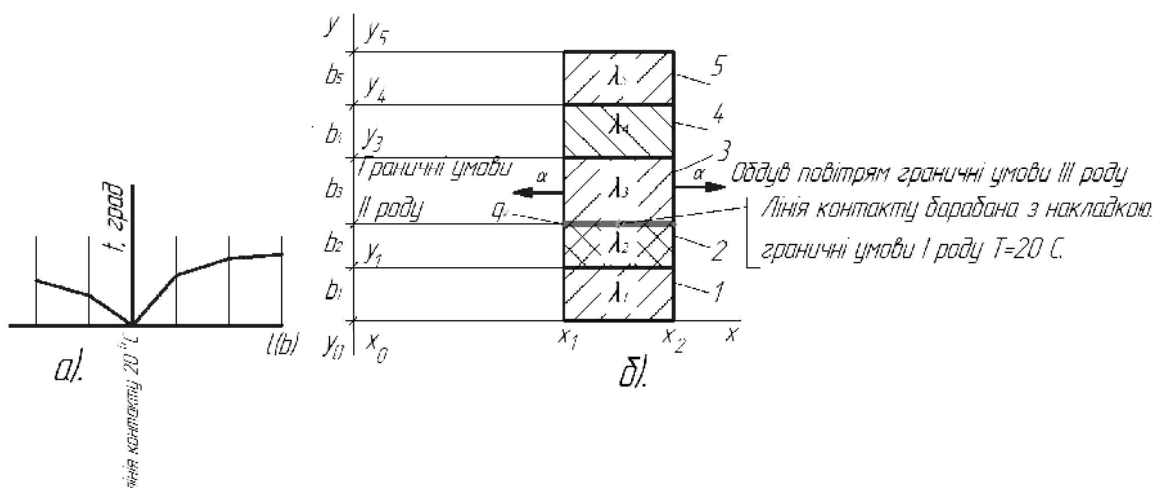


Рис. 3. Математична модель: а – якісна картина передачі теплоти; б – модель дослідження, 1 – колодка, 2 – накладка гальмівна, 3 – барабан гальмівний, 4 – перехідник, 5 – маточина; $b_1 \dots b_5$ – товщини, відповідно, колодки, накладки, барабана, перехідника і маточини; α – коефіцієнт теплопередачі в повітря; $I_1 \dots I_5$ – коефіцієнти теплопровідності, відповідно, колодки, накладки, барабана, перехідника і маточини

1. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Г.С. Гудз. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 139 с. 2. Гудз Г.С. Расчетный модуль для исследования температурных полей в дисковых тормозах автотранспортных средств / Г.С. Гудз, О.Л. Коляса, А.Г. Тарапон // Зб. наук. праць Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ: Моделювання та інформаційні технології. – К.: 2001, вип. 8. – С. 45-50. 4. Семерак В.С. Визначення середньої температури та зносу поверхні тертя під час гальмування // Доповіді Національної акад. наук України, / Семерак В.С., Євтушенко О.О. – 2000, № 4 – С. 66–72.

УДК 629.113

СИСТЕМОЛОГІЧНА ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ТРАНСМІСІЇ АВТОНАВАНТАЖУВАЧА

SYSTEMOLOGICAL EVALUATION OF TEMPERATURE MODES OF FRICTION PARTS OF TRUCK – LOADER'S TRANSMISSION

Густав Гудз, Михайло Глобчак, Олег Коцюмбас, Андрій Коляса

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The mutual interference of the diameter and thickness of clutches of hydromechanical transmissions of forklift truck and their slipping time upon their temperature mode was studied by the methods of mathematical simulation and planning of experiment

До важливих напрямків розвитку конструкцій трансмісії автонавантажувачів належить не тільки підвищення надійності, але й покращання ергономічних показників якості, оскільки впродовж робочого циклу дії водія на важелі та педалі керування проходять кожні 6 – 8 с, тобто практично безперервно. Згідно з вимогами [1] всі автонавантажувачі після 2000 р. випуску обладнуються гідромеханічними трансмісіями, що створює умови для реалізації руху з мікрошвидкістю, зупинку та зміну напрямку руху автонавантажувача без застосування гальм (силовий реверс).

У вітчизняних автонавантажувачах рух з мікрошвидкістю забезпечується за рахунок пробуксовування фрикціонів гідромеханічних передач (ГМП), що досягається зміною тиску робочої рідини у силовому пристрої фрикціона. Внаслідок цього режим роботи фрикційних вузлів стає більш жорстким через збільшення тривалості буксування і, як наслідок, роботи буксування. Крім того, реалізація мікрошвидкості руху автонавантажувача проходить при роботі двигуна за зовнішньою

швидкісною характеристикою, що призводить до збільшення відносних частот обертання елементів фрикційних вузлів.

Перелічені вище чинники обумовлюють вельми високу тепловантаженість фрикціонів і, як наслідок, нестабільність їхніх характеристик та недостатню надійність. Тому актуальним постало питання дослідження комплексного впливу вагомих чинників на температурний режим фрикціонів, оскільки до недавнього часу це проводилось методами однофакторного або послідовного експериментів. Результати таких досліджень представляють великою кількістю графіків, на основі яких виводять критеріальні залежності, за якими важко визначити числові значення температур при новому поєднанні чинників, що їх визначають.

Тому зараз застосовують ефективні методи досліджень, які базуються на основі теорії подібності, моделювання та планування експерименту, що дозволяють розв'язувати принципово нові задачі, як наприклад, стосовно температури поверхні фрикціонів $T = f(D, B, \tau)$, де D та B – відповідно діаметр та товщина дисків, а τ – тривалість буксування. Для цього використано план експерименту 2^3 для трьох незалежних чинників D , B , τ , які варіюють на двох рівнях [2]. Допустимі рівні зміни чинників прийняті на основі аналізу конструктивних параметрів фрикціонів ГМП автовантажувачів середньої вантажності й можливої зміни режимних чинників. Температурні режими фрикціонів досліджувались на сітчастих моделях з допомогою програмного комплексу «Фур'є-2 x,y,z» [3].

У результаті опрацювання матриці отримано регресійне рівняння для визначення температур поверхонь фрикційних дисків ГМП автовантажувача вантажністю 5 т на форсованих режимах випробувань:

$$T_p = 452,276 - 0,31D - 37,5B + 122,5\tau .$$

Регресійна модель дозволяє оцінити ступінь впливу кожного з чинників на температурний режим фрикційних дисків, де кількісною мірою впливу слугує числова величина та знак при коефіцієнті регресії, тобто чим він більший, тим сильніший вплив чинника. Це дозволить поповнити базу знань для проектування трансмісії автовантажувачів нового покоління [4].

1. *Taking on more jobs: new models, new features /Modern materials handling, 1982, V. 37, № 5.- P. 58-63.* 2. *Круг Г.К. Планирование эксперимента в задачах идентификации и экстраполяции /Г.К. Круг, Ю.А. Сосулин, В.А. Фатуев. – М.: Наука, 1977. – 207с.* 3. *Гудз Г.С. Розподіл теплових потоків в елементах дискових гальм автомобілів /Г.С.Гудз, М.В.Глобчак, М.М.Осташук. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2014. – 110 с.* 4. <https://mikro-f.com.ua/vurobnuctvo/>.

УДК 629.113

МОДЕЛЮВАННЯ ПОТЕНЦІЙНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З НЕЛІНІЙНОЮ СИСТЕМОЮ ПІДРЕСОРЮВАННЯ

MODELLING OF POTENTIALITIES OF WORK EFFICIENCY OF THE VEHICLE WITH NON-LINEAR SPRING

Густав Гудз¹, Ярослав Підгородецький², Наталія Шевченко³

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна;

²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна;

³Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна.

Mathematical model of non-linear spring system, wich enables to determine parameters of vehicle's speed mode for the sake of improving of its efficiency taking into account the road conditions and suspension's design, is reviewed.

Сучасні автомобільні дороги (АД) проектують такими, щоб вони забезпечували рух поодиноких автомобілів з розрахунковою швидкістю за умови, що для водіїв не створюються перешкоди для оптимального режиму, коли повністю використовуються динамічні можливості транспортного засобу (ТЗ). На АД одночасно здійснюється рух багатьох різнотипних ТЗ, що відрізняються за технічним станом та вантажністю, якими керують водії з притаманною їм індивідуальною манерою керування.

У транспортному потоці (ТП) здійснюється взаємодія ТЗ, в результаті якої змінюються просторові інтервали між ними, а також зазнають зміни часові інтервали й розподіл ТЗ за шириною коридору їхнього руху. Дані інтервали залежать від швидкості руху ТЗ та індивідуальних особливостей водіїв, які під час руху намагаються максимально дотримуватись безпечних інтервалів. На відстань між ТЗ також впливають дорожні умови, які можуть бути постійними (параметри повздовжнього та поперечного профілю, радіуси кривих у плані, довжини прямих та кривих ділянок тощо) й змінними (наявність вибоїв, колійності, поперечних нерівностей, проламів та надламів крайок доріг тощо).

Неоднозначність поведінки водіїв при аварійному стані доріг змушує їх маневрувати, обганяти тихохідні ТЗ, виїжджаючи на зустрічну смугу та спричиняючи тим самим ДТП. Реальна обстановка на дорозі, по якій рухається ТЗ у певний момент часу, істотно змінюється з ростом інтенсивності руху. Завантаження дороги безпосередньо впливає на комфортність руху, експлуатаційну ефективність та витрати паливно-мастильних матеріалів ТЗ.

Ситуація на АД та рух потоків ТЗ на них створюють складну комбінацію випадкових явищ, що змінюються в просторі та часі. Під дією різноманітних ситуацій випадково змінюються характеристики руху транспортних потоків (ТП): інтенсивність, склад та швидкість руху, пришвидшення чи сповільнення тощо.

Незважаючи на різні швидкості ТЗ у ТП, основний їх масив за швидкостями коливається у середньостатистичних межах [1]. Часто в складних умовах показник інтенсивності руху не дає достатньої уяви про характер руху, і його доповнюють показником щільності потоку. Враховуючи той факт, що умови руху за довжиною дороги змінюються, то щільність ТП на різних ділянках при постійній інтенсивності буде різною, адже на них будуть впливати такі головні взаємопов'язані чинники, як профіль дорожнього покриття та конструктивні особливості системи підресорювання ТЗ.

Слід зазначити, що значна частина ТЗ масового виробництва оснащена системами підресорювання з металевими пружними елементами, які в своїй переважній більшості мають лінійні пружні характеристики. Такі характеристики, у порівнянні з лінійними, мають менші можливості для поглинання нерівностей дороги, збільшують ймовірності пробоїв підвіски, й тим самим суттєво спричиняють погіршення показників режиму руху ТЗ [2]. Зазвичай у таких конструкціях передбачені обмежувачі взаємного переміщення підресорених і непідресорених мас. Завдяки їм, а також змонтованим двом пружним елементам з різними жорсткостями, можна вважати, що характеристика підвіски є кусково-нелінійною. Однак така нелінійність, в основному, більше захищає кузов ТЗ та його вантаж від механічного пошкодження чи руйнування, ніж уможливорює збільшення швидкісного режиму руху.

Суттєво покращити швидкісні характеристики ТЗ, а також ефективність його роботи на дорогах з незадовільним профілем, можуть підвіски з плавною нелінійною характеристикою. Для оцінювання таких потенційних можливостей щодо збільшення швидкісного руху ТЗ запропонована математична модель системи підресорювання, яка враховує нелінійність неперервного характеру. З її допомогою можна більш точно визначити енергопоглинаючі можливості системи нелінійного підресорювання та визначити потенційно допустимі й ефективні швидкісні режими руху одиночного ТЗ та їх вплив на режим руху ТП в цілому.

1. *Організація та регулювання дорожнього руху / за заг. ред. В.П.Поліщука. – К.: Знання України, 2012, – 467 с.*
2. *Волков В.П. Теорія руху автомобіля / В.П.Волков, Г.Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с.*

УДК 629.113

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОАВАНТАЖЕНОСТІ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ТА НЕВЕНТИЛЬОВАНИХ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ НА РЕЖИМАХ ВИПРОБУВАНЬ I ТА II

COMPARATIVE ANALYSIS OF NON-VENTILATED AND VENTILATED DISK BRAKES
HEATLOAD UNDER TRIALS I AND II MODESІгор Захара¹, Олег Клипко², Микола Осташок²¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна;²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The energy load of braking mechanisms of car wheels under tests I and II is reviewed. The comparative analysis of temperature modes of ventilated and non-ventilated bus disk brakes under cyclical (type I) and prolonged (type II) trials is carried on using results of simulation.

З огляду на безперервне зростання парку автотранспортних засобів (АТЗ) та покращання їхніх тягово-швидкісних властивостей, проблема підвищення безпеки руху набуває першочергового значення.

Серед експлуатаційних властивостей АТЗ, які визначають активну безпеку конструкцій, одне з головних місць належить гальмівним властивостям. При цьому найбільш нестабільну ланку гальмівної системи посідає гальмовий механізм, на коефіцієнт ефективності якого істотно впливає його тепловий стан.

Критеріями оцінки ефективності гальм АТЗ у нагрітому стані є випробування I та II у відповідності з Правилами 13 ЄЕК ООН [1]. Відповідно з цим документом, попередні етапи випробувань I та II проводяться відповідно методами циклічних та тривалих гальмувань, в кінці яких реалізують екстрені гальмування АТЗ до повної зупинки (основний етап). Тому значний інтерес становить порівняння температурних режимів гальм при проведенні попередніх етапів випробувань I та II.

Вперше питання впливу вентиляційних каналів на температурний режим дискових гальм порушив японський дослідник Кіто Я [3], який відзначив їх неістотну роль на тепловий стан гальм, але без уточнення режиму випробувань. Проте низка вітчизняних та зарубіжних вчених відзначають позитивний вплив вентиляційних каналів, але без кількісних характеристик температур та режимів роботи гальм. Це й підтверджує практичне застосування передніх вентилязованих гальм навіть на автобусах та вантажівках. Тому дане питання вимагає більш коректного дослідження.

Енергії, які перетворюються гальмовими механізмами на попередніх етапах випробувань I та II, складають

$$E' = 20Ga \cdot (V_n^2 - V_k^2) / 2 \cdot 3,6^2 = 2083 Ga, \text{ Дж}; \quad (1)$$

$$E'' = Ga \cdot g \cdot S [i - (f + g_t^1)] = 2354 Ga, \text{ Дж}, \quad (2)$$

де Ga – маса АТЗ; V_n, V_k – регламентовані швидкості, відповідно на початку та в кінці гальмування; g – пришвидшення земного тяжіння, м/с^2 ; i – довжина ухилу дороги (6 км); f – коефіцієнт опору коченню; g_t^1 – питома гальмівна сила, створювана гальмом – сповільнювачем ($f + g_t^1 = 0,02$).

З аналізу залежностей (1) та (2) випливає, що загальна енергонавантаженість гальм на попередньому етапі випробувань II приблизно на 12% вища, ніж при випробуваннях I. Але умови тепловіддачі кращі при випробуваннях I через циклічні нагрівання, що й призводить до нижчих температур та інших температурних градієнтів. Це можна дослідити методами математичного моделювання, оскільки розподіл температур у просторі та часі в гальмових механізмах описується диференціальними рівняннями теплопровідності при неоднорідних граничних та складних початкових умовах [3], які не мають у даному випадку точного аналітичного розв'язку.

Тому для порівняльних досліджень авторами створена кінцево-різницева сітчаста тепла модель переднього гальмового механізму автобуса А-172 ($Ga=16000$ кг), для якої використаний розрахунковий модуль програмного комплексу «Фур'є – 2х,у,з», описаний в роботі [4].

Дослідження показали, що гальма з вентилязованими дисками досягають термостабілізації після 10 – 12 циклів гальмувань на випробуваннях I, а в кінці цих випробувань їх температура нижча від невентильованих на 8 – 11%.

Аналіз результатів моделювання показав, що температурні режими гальмових механізмів з вентиляльованими та суцільними дисками на попередньому етапі випробувань II практично не відрізняються, що корелюється з роботою [2]. Це пояснюється заміною тепловіддачі від каналів компенсацією збільшення маси суцільних дисків, що позитивно впливає на експлуатаційні властивості АТЗ при застосуванні вентиляльованих дисків через зменшення не підресорних мас.

Крім поверхневої температури, на коефіцієнт ефективності значно впливає температурний градієнт. При цьому коефіцієнт тертя, а як наслідок, й коефіцієнт ефективності гальмового механізму, зростають зі збільшенням температурного градієнта та зменшенням загальної температури вузла тертя. Крім цього, температурний градієнт у контртілі викликає залишкові напруження розтягу в поверхневому шарі при його охолодженні. Ці напруження можуть призвести до поступової крихкості матеріалу біля поверхні тертя та його втомного руйнування внаслідок утворення ультрамікротріщин. Тому у доповіді проаналізовані результати протікання температурних градієнтів як в накладках, так й в контртілах. Слід зазначити, що в металокерамічних накладках та чавунних дисках температурний градієнт не змінюється впродовж випробувань I та II, а у випадку застосування азбестополімерних накладок він постійно зростає, але його темп більший при випробуваннях I.

Таким чином, з допомогою математичного моделювання можна оперативно й з високою точністю порівняти теплонавантаженості дискових гальм АТЗ на випробуваннях I і II та виявити їх суттєві відмінності.

1. ДСТУ UN/ECE R 13-09: 2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій N1, N і O стосовно гальмування.- Введ. 24.07.02 р. – К.: Вид-во стандартів, 2002. – 193 с. 2. Кита Я. Влияние отверстий в тормозных дисках на охлаждение тормозов (Я.Кита // Sumitomo Electr. Rev. – 1986. – N 93. – S. 88-92. (Пер. с япон.). 3. Лыков А.В. Теория теплопроводности /А.В.Лыков. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с. 4. Гудз Г.С. Тепловий розрахунок автомобільних дискових гальм на типових режимах випробувань /Г.С. Гудз, М.В. Глобчак, О.Л.Коляса, Я.П. Яворський: Монографія. – Львів: Ліга – Прес, 2007. – 128 с.

УДК 629.3.015.6

КАРТА ШУМОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ВУЛИЦЬ МІСТА ЛЬВОВА ТА МЕТОДИ ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ШУМУ

MAP OF THE NOISE LOAD OF THE STREETS OF THE CITY, AND METHODS OF NOISE REDUCTION

Роман Качмар, Володимир Льода

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The analysis of the causes of noise of vehicles currents. The existing areas of research and developed its own experimental methods. The level of noise in the street Shevchenko area and constructed a map of noise load. The methods of combating the problem. A three-dimensional computer model to analyze the results noise protection cover installation in the study area. The necessity of the proposed measures.

Ріст кількості автомобільного транспорту й інтенсивності його експлуатації, спричинив невпинне збільшення рівня екологічного тиску автомобілів на довкілля. Причому, якщо завдяки системам нейтралізації відпрацьованих газів двигунів автомобілів попри збільшення їх обсягу кількість надходжень в атмосферу токсинів зменшилася, то рівень шумового забруднення від транспортного потоку (ТП) також зростає. В Україні не тільки не проводиться боротьба з причинами та наслідками шуму, але й немає усвідомлення населенням, якої шкоди біологічним організмам приносить шум транспортного потоку. Це питання є надзвичайно актуальним для дослідження, оскільки навіть застосування електромобілів чи будь-яких передових технологій безпосередньо на автомобілі не зменшує шуму на дорогах. Тому у роботі було поставлене завдання проаналізувати вплив на рівень шуму транспорту різноманітних чинників, провести визначення рівня створюваного

шуму транспортним потоком на вулично-дорожній мережі міста Львова та обґрунтувати ефективний спосіб зниження рівня шуму навколо транспортних магістралей, особливо у місті.

Міжнародні та вітчизняні дослідники на основі фізичних законів поширення звукової хвилі та математичних розрахунків подають залежність рівня шуму ТП від інтенсивності у вигляді графіка та табличних значень [1, 2], хоча значення різних методик різняться. Європейські дослідження мають відхилення одне від одного не більше ніж на 1 дБА, російські занижені до 3 дБА, українські ж завишені на 1 – 2 дБА. Не зважаючи на це, результати досліджень чітко доказують, що рівень шуму ТП в залежності від інтенсивності руху, змінюється за логарифмічним законом.

Науковцями досліджено вплив швидкості автомобіля на рівень шуму, як вагомий чинник. Збільшення швидкості на 10 км/год, призводить до зростання шуму на 1 – 2 дБА та узагальнено носить лінійний характер [1, 2]. Варто зазначити, що при швидкості руху понад 80 км/год, поправка рівня шуму від швидкості руху за українськими дослідженнями, збільшується і сягає 3 – 4 дБА на кожні 10 км/год [1, 2]. Такої залежності за іншими методиками не спостерігається.

Збільшення швидкості вантажних автомобілів, у порівнянні з легковими, приводить до менш суттєвого збільшення шуму. За різними методиками поправка становить 0,7 – 1,7 дБА на кожні 10 км/год, при вмісті вантажних автомобілів 30 % [1, 2]. Вплив ухилу дороги на збільшення рівня шуму коректують на величину до 6 дБА при поздовжньому ухилі дороги 10 %. У британських дослідженнях не враховувався той факт, що при різній величині ухилу дороги змінюється швидкість вантажних автомобілів. Тут поправка при ухилі 10% становить 3 дБА. Німецькі дослідники поправки шуму ТП при різних ухилах дороги та наявності вантажних автомобілів не подають. За наявними даними спостерігається лінійний закон.

Експериментальні визначення реального значення шуму ТП проводилися у м. Львові, на прикладі частини вулиці Шевченка (спальний мікрорайон Рясне), яка являє собою магістральну дорогу та сполучає центральну частину міста з кільцевою дорогою м. Львова, виходить на трасу міжнародного сполучення у напрямку міжнародного пункту пропуску Краковець. Досліджувана зона закінчується початком виїзду на шляхопровід, без будь-якої можливості об'їзду, оскільки мікрорайон Рясне межує із залізничними коліями.

Мікрофон розміщувався на висоті 1,5 метра від поверхні землі на віддалі 7,5 метрів від середини першої смуги руху. Для вимірювання використано цифровий шумомір Digital Sound Level Meter SL-814. Для виміру обрано 32 зони замірів шуму. Зона 1 – 7,5 м від середини крайньої правої смуги дороги. Вибір цієї зони обумовлений методиками визначення шумового навантаження транспортних потоків. Розміщення інших зон вимірювань обиралось виходячи з умов безпеки та технічної можливості, а також з врахуванням характерних особливостей цих зон (наприклад у шумовій тіні від малої архітектурної форми). На основі цих даних створюємо карту шумового навантаження з позначенням небезпечних зон (рис. 1).

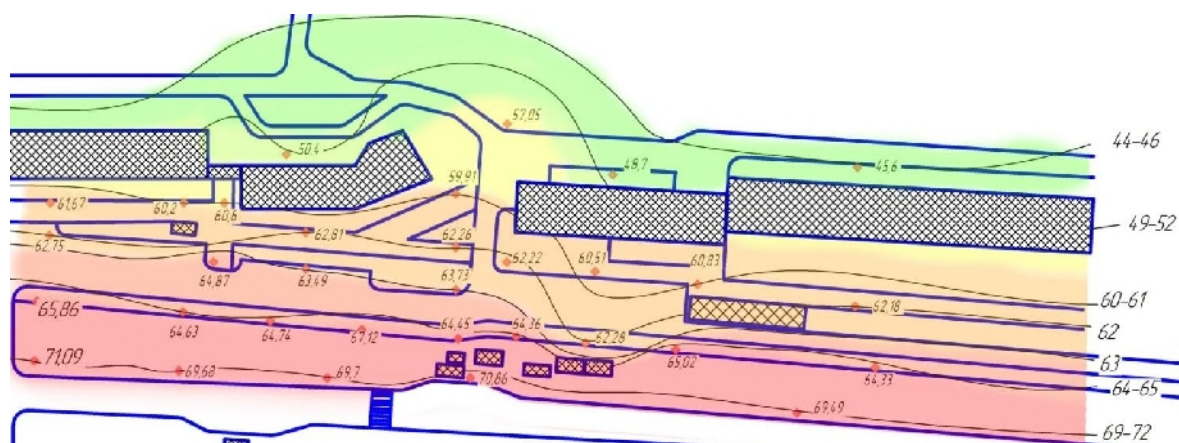


Рис. 1. Карта шумового навантаження ТП частини вулиці Шевченка, побудована за результатами експериментальних досліджень

Визначено інтенсивність руху та склад потоку автотранспорту по вулиці Шевченка на момент замірів. Встановлено характерний логарифмічний закон зниження рівня шуму по мірі віддалення точки заміру від середини першої смуги ТП. Проведено теоретичне визначення рівня транспортного шуму за різними чинними методиками: за німецькими нормами RLS 90/DIN 18005 (70,26 дБА), за

британським стандартом CoRTN (73,29 дБА), за російським стандартом МГСН 2.04-97 (71,82 дБА) та за українським ДСТУ-Н Б В.1.1-33: 2013. Відмінність даних усіх методик не лише між собою, але й з експериментальними даними доказує те що оптимальний спосіб дослідження шумової характеристики транспортного потоку – експериментальний. Враховуючи причини розбіжностей даних за різними методиками, але рівність значень методики «Німецькі норми RLS 90/DIN 18005» з експериментальними даними, використаємо її для опрацювання матеріалів.

Для забезпечення ефективності шумового захисту від ТП необхідно встановити бар'єр висотою 3,5 метра між джерелом шуму та приймачем – пішоходами. За результатами розрахунків ефективного зниження шумового навантаження після встановлення шумозахисного екрану у 32 зонах, у зв'язку з вжитими заходами, побудовано карту шумового навантаження, аналіз карти показує можливість забезпечення на прибудинковій території санітарно допустимого рівня шуму з запасом 9 %.

1. Дідковський В.С. Порівняльний аналіз визначення шумових характеристик транспортних потоків / В.С. Дідковський, В.П. Заєць, Н.О. Самійленко//Електроніка і зв'язь. – 2010. – №4(57). – С. 149-154. 2. Дідковський В.С., В.П. Заєць Акустические приборы и системы, ISSN 1811-4512. ElectronComm 2013, №6 – 154с.

УДК 621.548

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ

MATHEMATICAL MODEL OF AUTOMOBILE TRANSMISSION WITH DUAL MASS FLYWHEEL

Богдан Кіндрацький, Роман Літвін

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

Developed a mathematical model and Simulink simulation model of cars drive with dual mass flywheel (DMF). The influence of DMF parameters on oscillating processes in the transmission and loading of parts of the flywheel and the gearbox investigated.

Аналізу конструкцій ДММ та дослідженню їх впливу на коливні процеси у трансмісії автомобіля присвячена низка праць [1 – 5]. Вони охоплюють питання моделювання і експериментального дослідження згинних і крутильних коливань у трансмісії з ДММ, розрахунку елементів двомасного маховика за допомогою сучасних програмних комплексів. Однак дослідженню крутильних коливань у приводі автомобіля з ДММ на різних режимах роботи ДВЗ та впливу його конструктивних параметрів на навантаженість елементів трансмісії не приділена належна увага. Здебільшого, в залежності від структури ДММ, дослідження побудовані на основі дво- [1] або тримасної [5] динамічних моделей з пружно-в'язкими зв'язками між первинною і вторинною масами ДММ, що не дає можливості дослідити вплив характеристики двигуна внутрішнього згорання і параметрів КПП на коливні явища у трансмісії, навантаженість її елементів і ланок ДММ, оцінити їх вплив на роботу приводу автомобіля. Тому розроблення моделей приводу автомобілів з ДВЗ і ДММ, що комплексно описують коливні процеси у його елементах, є актуальною задачею. Це дасть змогу більш точно оцінити взаємний вплив ДВЗ і ДММ на коливні явища у трансмісії на різних режимах руху автомобіля.

Узагальнену динамічну модель приводу автомобіля з ДММ і приводом на передню вісь нами подано у вигляді, зображеному на рис. 1.

На рис. 1. позначено: J_1 – зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ: колінчастого вала, поршнів, шатунів і первинної маси ДММ; J_2 – зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення; J_3 – зведений момент інерції ланок зчеплення; J_4 – зведений момент інерції ланок КПП; J_5 – зведений момент інерції коліс і півосей; J_6 – зведений момент інерції поступальних мас автомобіля; c_1 – зведена жорсткість пружних елементів ДММ; c_2 – зведена жорсткість рухомих ланок КПП; c_3 – зведена жорсткість головної передачі і привідних валів; c_4 – зведена жорсткість шини; β_1 – коефіцієнт розсіювання енергії в ДММ; β_2 – коефіцієнт розсіювання енергії в КПП; β_3 –

коефіцієнт розсіювання енергії у головній передачі і привідних валах; β_4 – коефіцієнт розсіювання енергії в шині; $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_6$ – узагальнені координати (кути повороту відповідно мас J_1, J_2, \dots, J_6).

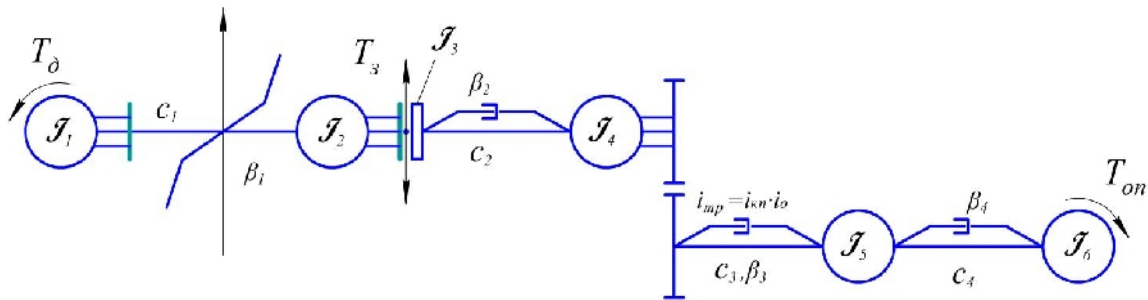


Рис. 1. Динамічна модель приводу передньопривідного автомобіля з ДММ

Коливанні явища у динамічній моделі трансмісії автомобіля з ДММ (див. рис. 1) описано такою системою звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 j_1}{dt^2} = T_d - c_1(j_1 - j_2) - b_1 \left(\frac{dj_1}{dt} - \frac{dj_2}{dt} \right); \\ J_2 \frac{d^2 j_2}{dt^2} = c_1(j_1 - j_2) + b_1 \left(\frac{dj_1}{dt} - \frac{dj_2}{dt} \right) - T_3; \\ J_3 \frac{d^2 j_3}{dt^2} = T_3 - c_2(j_3 - j_4) + b_2 \left(\frac{dj_3}{dt} - \frac{dj_4}{dt} \right); \\ J_4 \frac{d^2 j_4}{dt^2} = c_3 \left(j_4 \frac{1}{u_{mp}} - j_5 \right) + b_3 \left(\frac{dj_4}{dt} \frac{1}{u_{mp}} - \frac{dj_5}{dt} \right) - c_3 \left(j_4 \frac{1}{u_{mp}} - j_5 \right) - b_3 \left(\frac{dj_4}{dt} \frac{1}{u_{mp}} - \frac{dj_5}{dt} \right); \\ J_5 \frac{d^2 j_5}{dt^2} = c_3 \left(j_4 \frac{1}{u_{mp}} - j_5 \right) + b_3 \left(\frac{dj_4}{dt} \frac{1}{u_{mp}} - \frac{dj_5}{dt} \right) - c_4(j_5 - j_6) - b_4 \left(\frac{dj_5}{dt} - \frac{dj_6}{dt} \right); \\ J_6 \frac{d^2 j_6}{dt^2} = c_4(j_5 - j_6) + b_4 \left(\frac{dj_5}{dt} - \frac{dj_6}{dt} \right) - T_{on}. \end{cases}$$

Крутний момент ДВЗ подано у вишгяді гармонійної функції

$$T_d = T_{d0} + T_0 \sin(\omega t + a),$$

а момент, що передає зчеплення, визначався у залежності від режиму його роботи:

$$T_3 = \begin{cases} f P_{np} R_T \text{sign}(\dot{j}_2 - \dot{j}_3), & \text{при пробуксовуванні;} \\ \frac{T_{c1} J_3 + T_{c2} J_2}{J_2 + J_3}, & \text{при замиканні,} \end{cases}$$

де T_{d0} – стала частина моменту двигуна; T_0 – амплітуда коливань моменту двигуна; f – коефіцієнт тертя між елементами зчеплення; P_{np} – сила притискання фрикційних елементів зчеплення пружинами натискного пристрою; R_T – радіус тертя; T_{c1} і T_{c2} – відповідно пружні моменти в елементах ДММ і КПП; T_{on} – зведений до осі колеса момент опору рухові автомобіля.

На основі математичної моделі, поданої вище, у середовищі SIMULINK була побудована симуляційна модель приводу передньопривідного автомобіля з ДММ. На прикладі автомобіля Volkswagen Caddy проведено симуляцію коливних процесів у елементах приводу і ДММ. Досліджено вплив конструктивних параметрів ДММ на навантаженість елементів трансмісії на різних режимах руху автомобіля.

1. Sidorowicz M., Szpica D. Dwumasowe kolo zamochowe projektowanie i analiza // Modelowanie inzynierskie. – N46. – S. 103-109. 2. Raik W., Seebacherr R., Kooy A. Dual mass flywheel. – LuK Symposium. – Herzogenaurach, 1998. – p. 69-93. 3. Dighole D.G., Ahelke R.S., Shelke S.N. Design and development of dual mass flywheel for improving energy storage capability // International Journal of science, Engineering and Technology Research (IJSETR), Volume 4, July 2015, P. 2359-2364. 4. Barna P., Grega R. Comparison of dynamic properties of dual mass flywheel // Diagnostyka. – Vol. 16, 2015. – N1. – P. 29-33. 5. More S., Medankar P., Nagargoje M. Design and Development of dual Mass Flywheel System // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology // Vol. 4. – Issue 3. – March 2015. – P. 964-969.

ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ОБ'ЄКТА ПРИ ЙОГО ПЕРЕВЕЗЕННІ СПЕЦІАЛІЗОВАНИМ АВТОМОБІЛЕМ

VIBRATION LOAD OF OBJECT DURING ITS TRANSPORTATION A SPECIALIZED CAR

Богдан Кіндрацький, Олексій Осмак

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

Mathematic model and Simulink software of specialized car with transportation object secondary suspension for modeling by movement through different road surface are developed. Values of amplitudes of vertical oscillations and accelerations of transportation object are obtained.

Аналіз вібронавантаженості об'єкта, що транспортується спеціалізованим автомобілем, в залежності від його розташування (рис. 1) проведено з використанням математичної моделі, наведеної в [1].

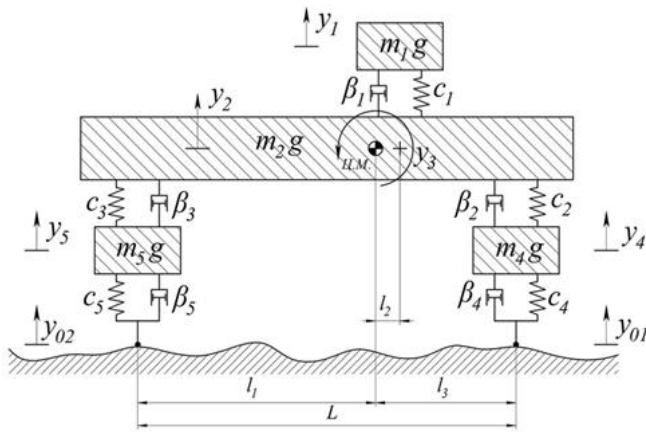


Рис. 1. Динамічна модель автомобіля: m_1 – маса об'єкта транспортування; m_2 – підресорена маса автомобіля; m_3 – невідресорена маса переднього моста; m_4 – невідресорена маса заднього моста; c_1, c_2, c_3 – зведені жорсткості системи вторинного підресорювання, передньої та задньої підвісок; b_1, b_2, b_3 – зведені коефіцієнти розсіювання енергії в системі вторинного підресорювання, передній та задній підвісках; c_4, c_5 – жорсткості шин; b_4, b_5 – коефіцієнти розсіювання енергії в шинах; y_{01}, y_{02} – кінематичне збурення на колеса передньої та задньої осей; g – прискорення сили земного тяжіння

Коливальні процеси у такій моделі описані системою п'яти диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + b_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - l_2 \dot{y}_3) + c_1(y_1 - y_2 - l_2 y_3) = 0, \\ m_2 \ddot{y}_2 - b_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2(b_1 + b_2 + b_3) + \dot{y}_3(l_2 b_1 + l_3 b_2 + l_1 b_3) - b_2 \dot{y}_4 - b_3 \dot{y}_5 - c_1 y_1 + \\ + y_2(c_1 + c_2 + c_3) + y_3(l_2 c_1 + l_3 c_2 + l_1 c_3) - c_2 y_4 - c_3 y_5 = 0, \\ m_3 \ddot{y}_3 - l_2 b_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2(l_2 b_1 + l_3 b_2 - l_1 b_3) + \dot{y}_3(l_2^2 b_1 + l_3^2 b_2 - l_1^2 b_3) - l_3 b_2 \dot{y}_4 + l_1 b_3 \dot{y}_5 - \\ - l_2 c_1 y_1 + y_2(l_2 c_1 + l_3 c_2 - l_1 c_3) + y_3(l_2^2 c_1 + l_3^2 c_2 - l_1^2 c_3) + l_3 c_2 y_4 + l_1 c_3 y_5 = 0, \\ m_4 \ddot{y}_4 - b_2 \dot{y}_2 - l_3 b_2 \dot{y}_3 + \dot{y}_4(b_2 + b_4) - c_2 y_2 - l_3 c_2 y_3 + y_4(c_2 + c_4) = c_4 y_{01} + b_4 \dot{y}_{01}, \\ m_5 \ddot{y}_5 - b_3 \dot{y}_2 - l_1 b_3 \dot{y}_3 + \dot{y}_5(b_3 + b_5) - c_3 y_2 + l_1 c_3 y_3 + y_5(c_3 + c_5) = c_5 y_{02} + b_5 \dot{y}_{02}, \end{cases}$$

де L, l_1, l_2, l_3 – параметри автомобіля, зображені на рис. 1.

Параметри автомобіля HMMWV M1026 і об'єкта транспортування наведені в [1]. Розглянуто такі умови руху автомобіля: наїзд на перешкоду висотою 5 см та довжиною 14 см, рух по бруківці – циклічних перешкодах висотою 3 см та частотою 10 Гц, наїзд на бордюр висотою 15 см, рух по дорозі з синусоїдним профілем амплітудою 0,4 м та частотою 0,25 Гц.

Симуляційна модель у середовищі Simulink для аналізу коливних процесів у динамічній моделі автомобіля, що транспортує вантаж і рухається по поверхні різного профілю, подана на рис. 2.

Розташування об'єкта транспортування приймалося у центрі мас автомобіля, у вантажному відсіку та на місці заднього пасажира.

Результати симулювання коливних процесів для одного з варіантів співвідношення параметрів автомобіля, вантажу і профілю дороги наведено на рис. 3.

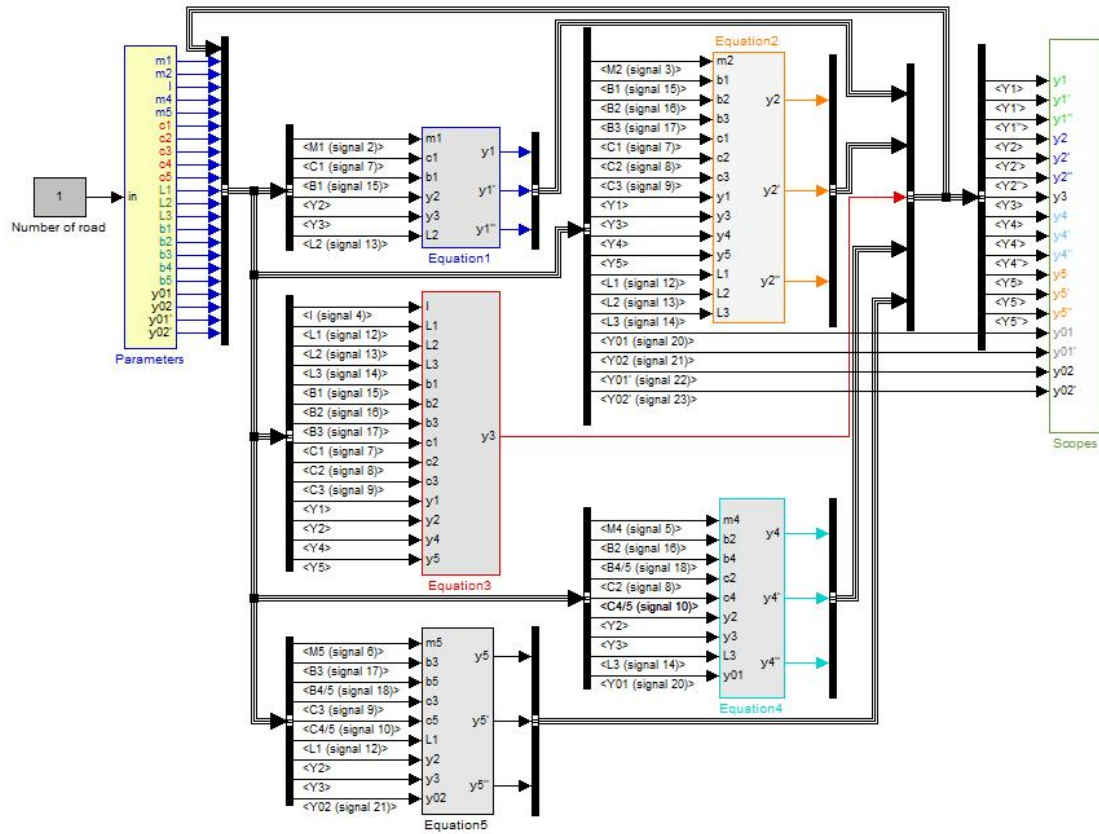


Рис. 2. Симуляційна модель у середовищі Simulink

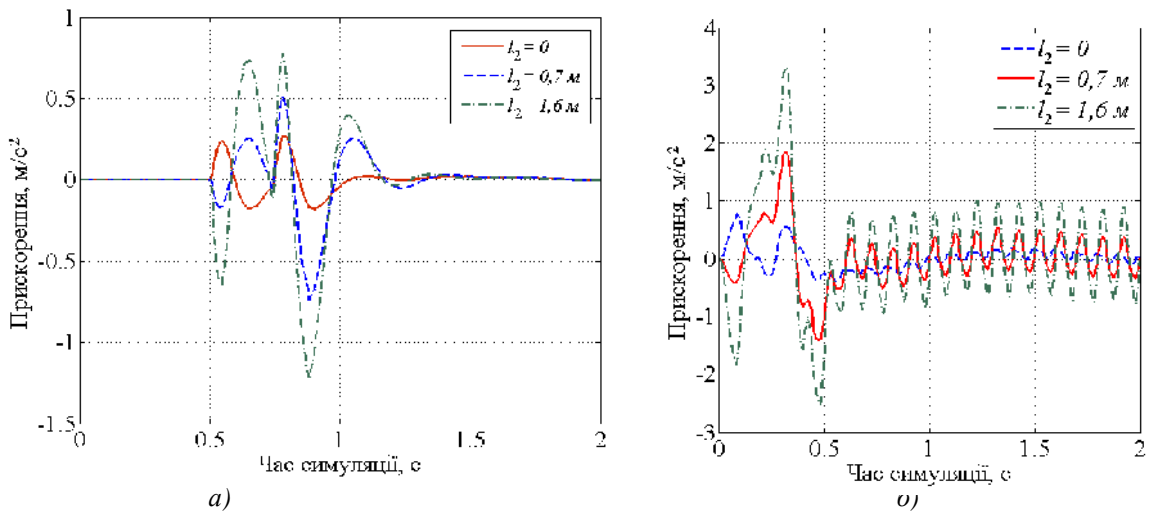


Рис. 3. Вертикальні пришвидшення об'єкта транспортування масою 75 кг при наїзді на перешкоду висотою 5 см та довжиною 14 см (а), русі по бруківці висотою 3 см та частотою 10 Гц (б). Швидкість руху 50 км/год, жорсткість вторинного підресорювання $c_1 = 25000$ Н/м, коефіцієнт демпфування $\beta_1 = 1000$ Н·с/м

Аналогічні результати отримано і для інших співвідношень параметрів автомобіля, вторинного підресорювання та вантажу. Встановлені параметри вторинного підресорювання, які забезпечують допустиме вібронавантаження об'єкта залежно від його розташування і виду збурення зі сторони дороги.

1. Кіндрацький Б., Осмак О. Вплив вторинного підресорювання на вібронавантаженість об'єкта транспортування спеціалізованим автомобілем / 5-а Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»: Матеріали конференції. – Львів: КІНПАТPI ЛТД, 2016. – С. 93-95.

ОЦІНЮВАННЯ ДОДАТКОВИХ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ ДВИГУНА НА ВИКОНАННЯ АВТОМОБІЛЕМ ПОВОРОТУ

EVALUATION OF ENGINE POWER ADDITIONAL EXPENDITURE IN CREATING VEHICLE A TURN

Олексій Мазін

*Національна академія Національної гвардії України,
пл. Захисників України, 3, м. Харків, 61001, Україна.*

In the article defined additional expenditure of engine energy which appears in vehicle moving while turning. This expenditure is necessary in creating of vehicle angular acceleration in starting of the corner and ending it as well as for vehicle moving describing a path of constant curvature.

Підвищення енергетичної економічності автомобіля можливе за рахунок зниження непродуктивних витрат енергії двигуна. Для цього необхідно визначити додаткові витрати енергії двигуна на виконання автомобілем повороту.

Маневреність автомобіля, поряд з іншими показниками, визначається також витратами енергії та потужності двигуна на здійснення повороту. Потужність двигуна при повороті автомобіля витрачається на здійснення поступального руху сталого повороту та підтримку кутового прискорення.

У доповіді наведено результати дослідження витрат енергії двигуна на здійснення повороту. Залежність цього показника від умов руху та конструктивних параметрів автомобіля має вигляд

$$W_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2\eta_{TP}} \cdot \left[\Psi_z \cdot R \cdot \left(\frac{2g \cdot f}{V_a^2} + \frac{C_x \cdot r \cdot F}{m_a} \right) + 2\Psi_z \cdot \frac{f \cdot (h - r_\partial)}{R} \right] \quad (1)$$

де m_a – маса автомобіля; V_a – лінійна швидкість автомобіля; η_{TP} – ККД трансмісії автомобіля; f – коефіцієнт опору коченню; Ψ_z – зміна курсового кута автомобіля при сталому повороті; R – радіус повороту автомобіля при сталому повороті; r_∂ – динамічний радіус колеса; h – висота центра мас автомобіля; C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору; F – лобова площа (мідель) автомобіля; ρ – щільність повітря.

У рівнянні (1) було виділено кінетичну енергію руху автомобіля

$$W_{кин} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2} \quad (2)$$

З урахуванням виразу (2) перетворимо (1) до вигляду

$$\frac{W_e}{W_{кин}} = \frac{\Psi_z}{\eta_{TP}} \left[R \cdot \left(\frac{2g \cdot f}{V_a^2} + \frac{C_x \cdot r \cdot F}{m_a} \right) + 2 \cdot \frac{f \cdot (h - r_\partial)}{R} \right] = K_w, \quad (3)$$

де K_w – коефіцієнт відношення енергій.

Коефіцієнт відношення енергій K_w дозволяє проводити оцінювання витрат енергії двигуна на поворот за критерієм кінетичної енергії поступального руху автомобіля.

Величина K_w мінімальна при керуванні швидкістю автомобіля на повороті відповідно до наведеної залежності:

$$(V_a)_{pad} = \sqrt{\frac{g}{\frac{h - r_\partial}{R^2} - \frac{C_x \cdot r \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot f}}} \quad (4)$$

де $(V_a)_{pad}$ – мінімальна швидкість автомобіля, що забезпечує отримання $(K_w)_{min}$.

При регламентуванні швидкості руху автомобіля по дорозі ($V_a = V_{max}$) необхідно визначити оптимальний радіус повороту:

$$R_{opt} = \sqrt{\frac{h - r_0}{\frac{g}{V_{max}^2} + \frac{C_x \cdot r \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot f}}} \quad (5)$$

При $h = r_0$ величина $R_{opt} = 0$. Такий випадок можливий для швидкісних автомобілів.

Отримані залежності можуть бути використані при керуванні автомобілями та при проектуванні автомобільних доріг.

УДК 629.33:621.43

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМІВ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ

INFLUENCE OF OPERATING MODES FOR THE VEHICLE FUEL ECONOMY AND ENVIRONMENTAL PERFORMANCE

Василь Матейчик, Микола Цюман

*Національний транспортний університет,
вул. Михайла Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна.*

The evaluation results of influence the operating modes for the vehicle fuel economy and environmental performance are presented. The basis of evaluation is data of vehicle actual operating parameters for motion modes under traffic flow.

У сучасних економічних умовах транспортне забезпечення господарської діяльності відіграє важливу роль. Найбільшу частку в транспортних процесах складає автомобільний транспорт. Оскільки переважним типом транспортних енергоустановок є енергоустановки на базі двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), найбільш значущими аспектами транспортних процесів є ефективність споживання моторних палив і рівень забруднення навколишнього середовища шкідливими речовинами, що містяться у відпрацьованих газах (ВГ) транспортних засобів (ТЗ).

Тому, актуальною задачею є розроблення і впровадження в експлуатацію ефективних заходів, що сприятимуть підвищенню екологічної безпеки через ефективне паливовикористання і зменшення шкідливого навантаження на навколишнє середовище.

До факторів, що є визначальними для паливної економічності й екологічних показників ТЗ в умовах експлуатації, насамперед, можна віднести параметри теплового стану двигуна і каталітичного нейтралізатора ВГ, режими руху ТЗ. Ці параметри, в свою чергу, суттєво залежать від транспортних умов руху автомобіля. Аналіз впливу режимів руху на паливну економічність і екологічні показники ТЗ в умовах експлуатації доцільно здійснювати на основі даних про поточні робочі параметри транспортного двигуна, нейтралізатора і ТЗ у відповідних режимах руху.

Питання дослідження впливу режимів руху і параметрів температурного стану двигуна, каталітичного нейтралізатора і ТЗ на ефективність витрати палива і викиди шкідливих речовин висвітлено в працях [1, 2].

На основі результатів цих досліджень у працях [6 – 8] висвітлені особливості побудови математичної моделі системи «двигун – нейтралізатор», питання формування окремих елементів інтелектуальної системи моніторингу показників екологічної безпеки ТЗ в експлуатаційних умовах та результати застосування розробленої системи моніторингу для оцінювання показників екологічної безпеки ТЗ в умовах міського транспортного потоку.

Метою цього дослідження є оцінювання впливу експлуатаційних режимів на паливну економічність і екологічні показники автомобіля на основі даних про його поточні робочі параметри в режимах руху у транспортному потоці.

На основі даних про поточні робочі параметри ТЗ під час його руху в міському транспортному потоці [7] визначено усереднені значення в окремих режимах руху (табл. 1): тривалість режиму τ , с; пройдений шлях S , км; середня швидкість $V_{a\text{ср}}$, км/год; сумарна витрата палива $g_{\text{пал}\Sigma}$, г; сумарний

викид оксиду вуглецю g_{CO_2} , г; сумарні викиди вуглеводнів g_{CH_4} , г; сумарні викиди оксидів азоту g_{NOx} , г; середня ефективність нейтралізації оксиду вуглецю $E_{CO\text{ сеп}}$, %; середня ефективність нейтралізації вуглеводнів $E_{CH\text{ сеп}}$, %; середня ефективність нейтралізації оксидів азоту $E_{NOx\text{ сеп}}$, %.

З використанням усереднених показників ТЗ в окремих режимах руху визначено показники ефективності використання палива $g_{\text{пал}}$ і рівень викидів шкідливих речовин g_{CO} , g_{CH} , g_{NOx} на одиницю часу та на одиницю пройденого шляху (табл. 2).

Таблиця 1

Параметри досліджених експлуатаційних режимів та показники їх впливу на паливну економічність та екологічні показники ТЗ

Режим руху ТЗ	τ , с	S , км	$V_{a\text{ сеп}}$, км/год	$g_{\text{пал}\Sigma}$, г	g_{CO_2} , г	g_{CH_4} , г	$g_{NOx\Sigma}$, г	$E_{CO\text{ сеп}}$, %	$E_{CH\text{ сеп}}$, %	$E_{NOx\text{ сеп}}$, %
Початок руху з прогрівом двигуна	370	1,706	17,6	180,3	21,95	1,48	2,104	40,8	39,9	29,3
Рух у вільному потоці	1160	10,59	32,9	582,8	31,08	3,4	8,439	69,7	68	49,03
Рух у заторі	641	0,793	4,5	189	14,52	1,44	1,185	61,7	57,3	28,7

Таблиця 2

Ефективність використання палива і рівень шкідливих викидів ТЗ

Режим руху ТЗ	$g_{\text{пал}}$, г/с	g_{CO} , г/с	g_{CH} , г/с	g_{NOx} , г/с	$g_{\text{пал}}$, г/км	g_{CO} , г/км	g_{CH} , г/км	g_{NOx} , г/км
Початок руху з прогрівом двигуна	0,487	0,059	0,004	0,0057	105,7	12,87	0,868	1,233
Рух у вільному потоці	0,502	0,027	0,0029	0,0073	55,02	2,934	0,321	0,797
Рух у заторі	0,295	0,023	0,0022	0,0018	238,3	18,31	1,816	1,494

З отриманих результатів видно, що режим руху ТЗ має значний вплив на ефективність використання палива і рівень викидів шкідливих речовин. Крім того, у період прогріву двигуна на зазначені показники також впливає ефективність нейтралізації шкідливих речовин. Зокрема, встановлено, що в період прогріву та під час руху в заторі шляхова витрата палива зростає у 1,91 та 4,3 рази порівняно з рухом у вільному потоці. В цих режимах також значно зростають шляхові викиди шкідливих речовин: оксиду вуглецю у 4,44 та 6,31 рази, вуглеводнів у 2,7 та 5,7 рази, оксидів азоту у 1,5 та 1,86 рази.

Таким чином, результати оцінювання свідчать про необхідність подальшого удосконалення системи керування двигуном відповідно до режимів руху ТЗ для поліпшення його паливної економічності та екологічних показників.

1. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях: монография. – К., 1991. – 179 с. 2. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта // ВИНТИ. Итоги науки и техники. Сер. Автомобильный и городской транспорт. – М., 1996. – 339 с. 3. Матейчик В.П., Цюман М.П. Формування структури інтелектуальної системи моніторингу показників екологічної безпеки транспортних засобів на окремих етапах життєвого циклу // Вісник Національного транспортного університету. – К., 2015. – Вип. 2(32). – С. 193-200. 4. Матейчик В.П., Цюман М.П. Особливості моделювання показників екологічної безпеки транспортного засобу при русі в потоці // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. Луцьк: Луцький НТУ. – 2016. – № 1(5). – С. 99-103. 5. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y., Tsiuman M., Goridko N., "The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle," SAE Int. J. Fuels Lubr. 10(1):236-248, 2017, doi:10.4271/2017-26-0364.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ ПІДХІД ДО УНІФІКАЦІЇ АРХІТЕКТУРНИХ ФОРМ КУЗОВІВ АВТОБУСІВ

TECHNICAL AND ECONOMIC ASPECT OF THE UNIFICATION OF ARCHITECTURAL FORMS OF BUS BODY

Степан Нємий

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The specific features of the technical and economic approach are elucidated to unification buses architectural forms, which constructive concept is based on dimension-type series, which are based on integrated modules. It is proved, that in the operational aspect of unification for maximum architectural forms of urban, intercity and tourist buses, it is advisable to prefer the sleek front of their bodies close to long-distance counterparts.

Важливою складовою експлуатаційної ефективності автобусів є їхня паливна ощадність, яка до певної міри залежить від витрат енергії на подолання опору повітря, на що, у свою чергу, впливають параметри архітектурних форм зовнішнього облицювання кузовів. На сьогодні, з метою покращання експлуатаційної ефективності автобусів, розробляються прогресивні концептуальні підходи до максимальної уніфікації їхньої конструкцій, зокрема, так звані типорозмірні ряди модульно-уніфікованих конструкцій [1].

Метою роботи є аналіз факторів, що впливають на параметри архітектурних форм автобусів і, відповідно, на витрати потужності при подоланні опору повітря, з метою обґрунтування конструкторсько-технологічного і економічного підходів до уніфікації архітектурних форм автобусів різного класу, насамперед автобусів, конструктивна концепція яких базується на типорозмірних рядах, основою яких є інтегральні модулі [1].

У результаті дослідження наведено методику визначення коефіцієнтів лобового опору автобусів на основі експериментальних даних моделей-аналогів [2], на основі чого обґрунтовано значення коефіцієнтів лобового опору автобусів моделі ЕТАЛОН А079 і А08110, вибраних за об'єкти для подальшого аналізу (див. табл. 1).

Таблиця 1

Геометричні параметри архітектурних форм автобусів

Модель автобуса	Геометричні параметри								c_x
	Передня частина				Задня частина				
	l_1/L	a_1/l_1	$2c_1/B$	α_1	l_2/L	a_2/l_2	$2c_2/B$	α_2	
Україна 67	0,071	0,805	0,76	23°30'	0,0675	0,8	0,86	-20°	0,42
ЛАЗ-695М	0,066	0,735	0,75	20°	0,066	0,735	0,75	20°	0,42
ЛАЗ-695Н	0,066	0,825	0,835	10°	0,066	0,735	0,75	20°	0,45
ЛАЗ-698	0,033	0,875	0,833	4°	0,025	0,44	0,985	-2°	0,65
ЛАЗ-698Е	0,025	0,44	0,985	0	0,0208	0,8	0,965	-2°	0,77
Паралелепіпед	0	1,0	1,0	0	0	1,0	1,0	0	0,88
А079	0,03	0,7	0,55	20°45'	0,066	0,75	0,9	3°42'	0,42
А08110	0,026	0,925	0,73	2°41'	0	1,0	0,98	2°30'	0,80

На рис. 1 наведено, побудовану за експериментальними даними (див. табл. 1), залежність коефіцієнта лобового опору c_x від співвідношення параметрів форми кузова автобуса. На цьому ж рисунку нанесено параметри a_1/l_1 і $2c_1/B$ і кута нахилу лобового скла α_1 для автобуса моделі А079. Тоді, виходячи з графічних залежностей (див. рис. 1) $c_x = f(a_1/l_1; 2c_1/B; \alpha_1)$, бачимо що значення коефіцієнта лобового опору c_x для автобуса моделі А079 практично не перевищує 0,42.

Геометричні параметри автобусів моделі А08110 є практично близькими до паралелепіпеда (див. табл. 1). Виходячи з цього, для подальших досліджень було прийнято значення коефіцієнта лобового опору для автобуса моделі А08110 – $c_x = 0,8$.

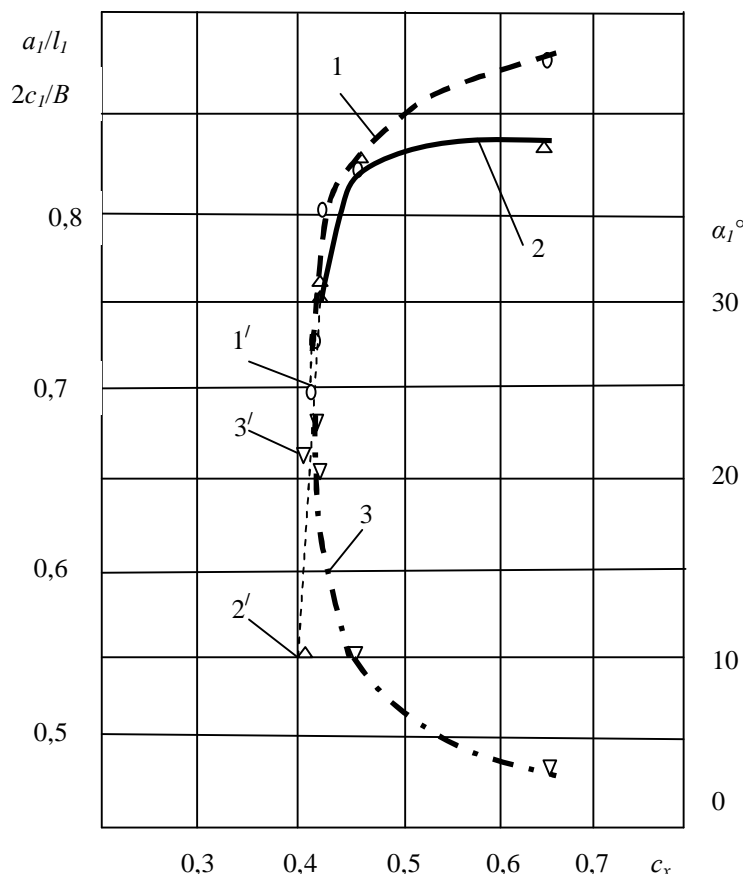


Рис. 1. Залежність коефіцієнта c_x від співвідношення параметрів форми кузова автобуса: 1 – a_1/L_1 ; 2 – $2c_1/B$; 3 – кута нахилу лобового скла α_1 ; 1', 2' і 3' – аналогічні параметри для автобуса А079

На основі проведених досліджень висвітлено особливості конструкторсько-технологічного і економічного підходів до уніфікації архітектурних форм автобусів, конструктивна концепція яких базується на типорозмірних рядах, основою яких є інтегральні модулі.

Обґрунтовано, що у експлуатаційному аспекті для максимальної уніфікації архітектурних форм міських, міжміських і туристичних автобусів доцільно віддавати перевагу обтічним формам передньої частини їх кузовів, близьким до міжміських аналогів.

1. П. М. Гацук. Ідентифікація поколінь автобусів за уніфікаційним критерієм // П. М. Гацук, С. В. Войтків, Б. В. Курач // Вісник державного університету безпеки життєдіяльності. Збірник наукових праць. – Львів: 2014. – № 10. – с. 32 – 55. 2. Атоян К. М. Аэродинамические исследования автобусов типа ЛАЗ / К. М. Атоян, М.Н. Возный, Г. Г. Гуменюк. В сб. Труды ГСКБ по автобусам, вып. 1, 1968. – с. 87 – 102.

УДК 629.3.052

ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗМІЩЕННЯ ВАНТАЖНИХ ОДИНИЦЬ НА ПЛАТФОРМАХ ВЕЛИКОВАГОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

THE OPTIMIZATION OF CARGO UNITS PLACEMENT ON HEAVY ROAD TRAINS PLATFOM

Мирослав Оліскевич

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

This research is devoted to the problem of improving the usage of heavy road trains by increasing their actual loading with cargo. The results prove that the extremely forced road train not always fits the permissible loading from its axles and vice versa. This contradiction is reinforced by the fact that flows of general cargoes consist of different transport options packages. They are required to be arranged into a rational scheme of loading vans.

Однією з актуальних проблем сучасних автомобільних вантажних перевізників є недовикористання вантажомісткості транспортних засобів. Причинами цього є різноманітність за характером вантажів, які перевозять, недосконалість упаковки, технологій навантаження транспортних засобів, обмеження, які накладаються на розмірні і вагові параметри важковагових автопоїздів. Задача ускладнюється ще й тим, що транспортні пакети мають фіксовані, часто стандартизовані параметри. Наявність оптимальної динамічної схеми автопоїзда, не означає, що із заданими транспортними пакетами можна навантажити його за відповідною схемою.

Питанням формування вантажних одиниць приділено достатньо уваги в науковій літературі з питань транспортної логістики, але при цьому дослідниками не було враховано відповідність розмірів та вагових параметрів транспортних пакетів конкретному транспортному засобу.

Метою цих досліджень було розробити методику завантаження вантажних автопоїздів, які прибувають до заданого вантажного терміналу, яка б давала змогу досягнути максимуму вантажомісткості кожного з них, при дотриманні допустимих навантажень на осі напівпричепів і тягачів. Параметри вантажних одиниць мають відповідати стандартам, але вага пакетів є величиною змінною, яка підпорядковується ритму вантажопотоків, та оптимальній схемі навантаження.

Сформульовано таку задачу оптимізації. Задано вагові і розмірні параметри автопоїзда. Також відомі стандартні розміри транспортних пакетів, які можна завантажити в одну збірну відправку автопоїзда $B_i \times W_i$, де i – номер типу транспортного піддона. Потрібно розробити такі схеми завантаження автопоїздів, які прибувають до вантажного терміналу / вантажної станції, які б забезпечували максимальне використання їх дозволеної повної маси G_a та вантажності Q_n при дотриманні вагових обмежень для дорожніх транспортних засобів, які діють в Україні, або за кордоном. Задача розв'язувалась за три етапи.

На першому етапі розглядалась індивідуальна схема навантаження для автопоїзда з конкретними заданими розмірними і ваговими параметрами. Критерієм розв'язку задачі є маса вантажу Q , яка має бути максимальною. Змінними в цій задачі були дві величини: x – розташування приведенного центра мас вантажів в напівпричепів відносно осі сидельно-зчпного пристрою напівпричепа; G_a – повна маса автопоїзда, $G_c < G_a < [G_a]$. Для розв'язування використано градієнтний метод розв'язування нелінійних рівнянь математичного програмування.

Другий етап розв'язку задачі полягав у тому, щоб знайти оптимальний розподіл маси вантажів по усьому простору напівпричепа. Для цього вантаж розглядався як сукупність елементарних паралелепіпедів, які мають однакові розміри ($b \times w$) і вагу q_i . Задача впорядкування паралелепіпедів у замкненому просторі є відомою і про її розв'язування йшлося вище. Тому максимальна кількість транспортних пакетів у напівпричепі є величиною наперед відомою, незалежно від розмірів пакетів

Однак генеральні вантажі є поштучними у пакетах, які мають фіксовані стандартні розміри. Тому потрібно здійснити дискретизацію залежностей розподілу маси. Це вносить додаткове відхилення в оптимальну схему завантаження, яке, зрештою, можна компенсувати вагою транспортних пакетів.

Третій етап вибору схеми завантаження здійснюють за відомою методикою. При цьому розглядаються вхідні вантажопотоки в транспортний пункт. Потрібно оцінити параметри вхідних потоків, такі як такт, фронт і розмір гурту вантажів. Моделюючи роботу пункту як розподільчого вузла, у якому вхідні вантажопотоки спочатку зливаються, а потім розподіляються за розміром транспортних пакетів q_i , можна забезпечити будь-яку схему завантаження потрібними за вагою і розмірами пакетами.

У результаті досліджень зроблено такі висновки: 1. Можна збільшити завантаженість автомобілів оптимізацією схеми навантаження, згідно з якою оптимальним при заданих параметрах автопоїзда є центр мас вантажу. 2. Забезпечити оптимальну схему завантаження автопоїзда можна з використанням різних за вагою транспортних пакетів. 3. Фізичний ефект від завантаження автопоїзда за оптимальною схемою може досягати до 50% номінальної вантажності автопоїзда при умові дотримання обмежень навантаження на його осі.

**ОСОБЛИВОСТІ ДОБОРУ КРИТЕРІЇВ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ
ПРИ ЗАДАНІЙ ПРОГРАМІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ**

**THE FEATURES OF CRITERIA SELECTION EVALUATION OF QUALITY GEAR SHIFTING FOR A
GIVEN VEHICLE TRAFFIC PROGRAM**

Роман Пельо

*Національний університет «Львівська політехніка»,
бул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.*

An arguments are given in favor of that using of evaluation criterias as gear shifting should not contradict the concept of compliance with a given program of driving.

Якість перехідних процесів в автоматизованій трансмісії автомобіля, пересічно, оцінюють двома критеріями: роботою буксування фрикційних елементів та плавністю перемикавання. Достатньої плавності перемикавання можна досягнути збільшуючи тривалість вимикання та вмикання фрикціонів. Занадто короткочасне вмикання фрикціона вищої передачі може призвести до жорсткого поштовху і динамічних перевантажень елементів трансмісії. Проте, максимальної плавності можна досягнути, якщо не обмежувати процес буксування фрикціонів у часі. За такого керування збільшується робота буксування і зношення фрикційних елементів. Звідси випливає, що мінімального зношення фрикційних елементів можна досягнути зменшивши тривалість буксування. Відтак, на думку багатьох дослідників, пошук «золотої середини» між значеннями цих параметрів під час перемикань і є сенсом удосконалення алгоритмів керування автоматизованою трансмісією автомобіля.

Але з'ясувалося, що виникають такі обставини, коли звичні критерії неоднозначно характеризують перехідні процеси у трансмісії автомобіля.

Чимало дослідників обґрунтовано сприймають роботу буксування фрикційних елементів та плавність перемикавання як основні, але не єдині критерії, на які потрібно орієнтуватися при керуванні трансмісією автомобіля. За яких умов виникає необхідність добору додаткових критеріїв?

Очевидно, що проблема виникає саме тоді, коли моделюючи перемикавання з однієї передачі на іншу (вищу чи нижчу) дослідники дозволяють собі нехтувати деякими очевидними наслідками процесу перемикань. Користуючись запропонованими у літературних джерелах законами керування фрикційними елементами і оцінюючи їх за вище наведеними критеріями, помітним є той факт, що поза увагою дослідників завжди залишається відхилення автомобіля від наперед окресленої програми руху. Необліковане відхилення є більш помітним, якщо керувати двигуном, надаючи перевагу усталеним швидкісним і навантажувальним режимам.

Під час перемикавання передач доцільно керувати двигуном зміною паливopoдaчі. Аналіз результатів такого моделювання тільки одного перемикавання вказує на те, що за однакових законів зміни тиску у фрикційних елементах, робота буксування і температура нагріву їх зменшується удвічі у порівнянні з варіантом без керування двигуном. Попередніми дослідженнями встановлено також, що на якомусь етапі перемикань навіть незначне відхилення від заданої програми руху можна сприймати як еквівалент критерію плавності перемикань передач.

Отже, прийнявши концепцію керування системою «двигун-трансмісія» з обов'язковим дотриманням заданої програми руху робота буксування фрикційних елементів та плавність перемикавання сприймаються лише як проміжні, а надто не самодостатні критерії досконалості перехідних процесів. Про це свідчить хоча б той факт, що за однакових значень роботи тертя фрикційних елементів чи плавності перемикань можна отримати різні значення відхилень від заданої програми руху. Мінімізувати чи врахувати ці відхилення, а отже, і витрату палива, вдалим керуванням двигуном і є сенсом такого бачення удосконалення законів та алгоритмів керування системою «двигун – трансмісія».

УДК 629.3.016

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗПОДІЛУ НОРМАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ОСЯМИ АВТОМОБІЛІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ ВЕДУЧИХ КОЛІС

THE SOUND DISTRIBUTION NORMAL LOAD WHEELBASE CAR WITH ELECTROMECHANICAL DRIVE DRIVING WHEELS

Михайло Подригало, Руслан Кайдалов, Андрій Нікорчук, Олексій Літвінов

*Національна академія Національної гвардії України,
пл. Захисників України, 3, м. Харків, 61001, Україна.*

The report proposed rate of capacity utilization of tires - tire capacity utilization and rational criterion for normal load distribution between the axles when the vehicle module chassis

Максимально граничне нормальне навантаження на шини є фактором, що обмежує повну масу автомобіля. Ця проблема особливо актуальна для військових автомобілів та бойових машин (АБМ), які мають броньований захист. При збереженні заданої вантажопідйомності шин резервом щодо збільшення максимальної повної маси АБМ є вирівнювання нормального навантаження між колесами різних осей. Створення модульно-трансформенної ходової частини можливе за наявності електромеханічного приводу ведучих коліс АБМ. За наявності електромеханічного приводу чи мостів, чи коліс з'являється можливість їх зміщення вздовж поздовжньої осі колісної машини в залежності від положення центра мас АБМ.

Нерівномірність розподілу нормального навантаження між осями АБМ здійснює істотний вплив на тягово-швидкісні властивості, стійкість та керованість колісної машини. Дослідження, що проведені Карпенко В.А., Гецовичем С.М., Волковим В.П., Клецем Д.М. та іншими, показали, що поява нерівномірності розподілу нормального навантаження як між колесами однієї осі, так і між осями призводить до погіршення динамічних властивостей колісної машини й ходимості шин.

Одним з можливих способів зниження нерівномірності навантаження шин нормальним навантаженням може бути регулювання повздовжньої колісної бази (бази) АБМ в залежності від координат розташування центра мас колісної машини. Реалізація вказаного способу можлива при використанні електромеханічного приводу ведучих коліс АБМ. У цьому випадку колісна машина повинна мати модульно-трансформенну конструкцію ходової частини. Для двовісної колісної машини задача регулювання бази в залежності від положення центра мас АБМ проблем не викликає. Для тривісних машин з електромеханічним приводом ведучих коліс середнього і заднього мостів не має сенсу використовувати існуючу конструкцію балансірної підвіски. Для більш рівномірного розподілу нормальних реакцій дороги між мостами доцільно мости рознести вздовж повздовжньої осі АБМ, але в цьому випадку необхідно застосувати ймовірнісний метод оцінювання сумарних нормальних реакцій на осях машини. Аналогічним чином слід вирішувати вказану задачу для багатівісних машин, наприклад, бронетранспортерів.

У доповіді наведено запропонований показник – коефіцієнт використання вантажопідйомності шин, що дозволяє оцінювати раціональність обраної компоновки АБМ з позиції однакової ходимості усіх шин. Критерієм раціонального вибору розподілу нормального навантаження між осями і колесами АБМ є значення вказаного показника, наближене до одиниці. Обґрунтовано використання колісних машин з електромеханічним приводом ведучих коліс для реалізації запропонованої модульно-трансформенної конструкції ходової частини. Отримано аналітичні залежності, які дозволяють здійснювати вибір бази АБМ в залежності від положення центра мас машини в горизонтальній площині.

УДК 629.3.01

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ ЯВИЩ У ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНИХ МАШИН

THE STUDY OF RESONANCE PHENOMENA IN THE TRANSMISSION WHEELED VEHICLES

Надія Подригало, Максим Байцур, Олександр Полянський, Михайло Подригало

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Я. Мудрого, 25, м. Харків, 61025, Україна.*

The relation between the frequency of forced vibrations in drivetrain number of cylinders and the angular velocity of the crankshaft. An analytical expression for the selection of dynamic parameters for the preliminary design phase, provided otsutstvija resonance, which will provide vibration objct taking into account the uneven torque of the internal combustion engine.

Поява резонансних явищ у трансмісіях колісних машин є причиною не тільки підвищених динамічних навантажень, але і зниження коефіцієнта корисної дії.

Двигун внутрішнього згоряння є джерелом вимушених коливань у трансмісії. Частота вимушених коливань пов'язана з кількістю циліндрів та кутовою швидкістю колінчастого вала такою залежністю

$$w_M = 0,5v_e \cdot i_{\eta} \quad (1)$$

де v_e – кутова швидкість колінчастого вала ДВЗ.

У доповіді інформується про запропонований метод оцінювання динамічних параметрів трансмісії колісних машин. Основні результати дослідження є такими:

– розгляд динамічної моделі трансмісії як системи з сосередженими параметрами дозволяє на етапі попереднього проектування забезпечити вібростійкість об'єкта з урахуванням характеристик нерівномірності крутного моменту ДВЗ;

– отримані аналітичні вирази та критерії дозволяють на етапі попереднього проектування здійснити вибір динамічних параметрів трансмісії з умови відсутності резонансу, що забезпечує підвищення надійності та покращання динамічних властивостей колісних машин;

– при кількості циліндрів ДВЗ менше та рівно 3 перевірку на відсутність резонансу слід здійснювати на вихідному валі трансмісії, а при кількості циліндрів більший, ніж 3 – на вхідному валі трансмісії колісної машини.

УДК 629.3

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДУ В ГІБРИДНИХ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛЯХ

APPLICATION OF CONSTRUCTION ON THE BRAKE IN HYBRID CARS

Юрій Пороховський¹, Марія Пукало²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Львівський автомобільно-дорожній коледж Національного університету «Львівська політехніка»,
вул. Личаківська, 2, м. Львів, 79000, Україна.

Гібридний електричний транспортний засіб – транспортний засіб, у якому енергія приводу поступає від двох і більше видів або типів складових енергії і принаймні один з них може подавати електричну енергію. Це дозволяє застосовувати системи рекуперативного гальмування, які перетворюють кінетичну енергію створюваним гальмівним зусиллям в інший вид енергії, ефективність якої залежить від швидкості автомобіля та інтенсивності сповільнення.

Переважно в таких системах використовують двигуни (або генератори), щоб перетворювати кінетичну енергію в електричну енергію, яка потім накопичується в акумуляторі, і використовується при рушанні та розгоні автомобіля.

Проте, застосування систем рекуперативного гальмування ускладнюють конструкцію гальмівної системи внаслідок чого виникають такі основні проблеми:

– як розподілити загальне необхідне гальмівне зусилля між рекуперативним гальмуванням і гальмуванням тертя;

– як розподілити сумарну гальмівну силу на передню і задню осі, щоб домогтися стабільної ефективності гальмування.

Для розв'язання цих проблем розглядаються два режими гальмування, коли рекуперативне гальмівне зусилля застосовується незалежно від фрикційних гальм і в парі з ним.

При першому режимі, коли гальмування здійснюється електромотором і гальмівне зусилля припадає на ведучу вісь, необхідне гальмівне зусилля контролюється блоком керування і залежить від швидкості автомобіля та положення педалі гальма. При такому гальмуванні на низьких швидкостях електромотор не може виробляти електрорушійну силу в обмотках статора, а отже і не створює гальмівне зусилля на колесах.

При другому режимі гальмування необхідно враховувати привод гальм на передні та задні колеса, які можуть бути: гідравлічним або електричним.

Для ефективного керування приводом гальм доцільно встановлювати компоновки з електромоторами безпосередньо на гальмівних циліндрах, які приводяться в дію у відповідності з необхідним гальмівним моментом на колесі. Отже, для ефективної роботи гальмівної системи автомобіля необхідно точно контролювати розподіл між рекуперативним та фрикційним гальмуванням.

Рекуперативне гальмування дозволяє підвищити ефективність використання палива і збільшити запас ходу автомобіля. Частота подій гальмування, що відходить кінетичної енергії у вигляді тепла є особливо високим у міському водінні і інших моделей з багаторазовим прискоренням і уповільненням. Тому по суті рекуперативного гальмування легко отримати в цих умовах як є багато можливостей, щоб відновити енергію, яка звичайно витрачається марно.

1. Y. Gao, L. Chu, and M. Ehsani. Design and control principle of hybrid braking system for EV, HEV and FCV. – 2007, IEEE VPPC. 2. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals. Theory, and Design // CRC Press. Taylor & Francis Group.– Boca, Raton, London, New York, 2010. – p. 535

УДК 629.3

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВАРІАТОРА

MODELING AND DEFINING CHARACTERISTICS CVT

Марія Пукало¹, Юрій Пороховський²

¹Львівський автомобільно-дорожній коледж Національного університету «Львівська політехніка», вул. Личаківська, 2, м. Львів, 79000, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

Ideal for traction and speed properties of the car and to values of fuel economy, ceteris paribus is a continuous change of the transmission gear ratios (progressive transmission), which provides perfect coordination modes of engine and power transmission. The main criteria for optimizing the parameters of the system "engine-transmission" is a vehicle traction and speed characteristics, fuel efficiency and environmental friendliness of the vehicle.

Варіатор – це коробка передач у вигляді клинопасового механізму з системою керування для безступеневого регулювання передавального відношення.

Такий вид коробки передач забезпечує повне використання потужності двигуна, значно покращує тягово-швидкісні і паливо-економічні властивості автомобіля [1]. Крім цього дозволяють

полегшити керування трансмісією і за рахунок цього підвищити безпеку руху. А також використання такої коробки передач дозволяє знизити рівень шуму і токсичність двигунів.

Умови роботи безступеневої передачі залежить від використання системи керування, яка повинна змінювати передавальне відношення для оптимальних режимів роботи системи «двигун – безступенева передача – автомобіль».

Принцип роботи системи керування варіатором полягає в регулюванні тиску робочої рідини (до 6 МПа) для керування ведучим і веденим шківів. Його створює електромагнітний клапан тиску в основній магістралі. Процес керування шківів варіатора можна розділити на три етапи: утримання, збільшення та зменшення передавального відношення.

Механізм електронного керування складається з різних сенсорів, виконавчих механізмів і електронного блоку керування (ЕБК) варіатора. За інформацією різних сенсорів ЕБК варіатора обчислює стан автомобіля і приводить в дію всі електромагнітні клапани, керуючи наступними параметрами: керування перемиканням (INVECS-III, спортивний режим), керування тиском в магістралі, керування між N (P) і D (R), пряме керування, інтегроване керування двигуном і варіатором (зв'язок по шині CAN), функція самодіагностики.

При моделюванні руху автомобіля з трансмісією варіатора доцільно процес руху розділити на наступні режими:

- 1) рушання з місця;
- 2) розгін;
- 3) рух зі сталою швидкістю;
- 4) рух з двигуном, від'єднаним від трансмісії (рух накатом);
- 5) гальмування (сповільнення) двигуном;
- 6) гальмування робочою гальмівною системою;
- 7) екстрене гальмування робочою гальмівною системою.

Перераховані режими руху автомобіля складають повну множину режимів руху автомобіля та потребують детального розгляду вимог до варіатора з точки зору кожного з режимів руху автомобіля.

В загальному випадку при дослідженні руху автомобіля та параметри роботи системи «двигун – безступенева передача – автомобіль» виходять з таких обмежень:

- Максимальна швидкість руху автомобіля – менша або рівна максимальній конструктивній швидкості даного автомобіля. Вони лімітуються дорожніми та природними умовами,.
- Максимальне прискорення - $j_a \leq 3,5 \text{ м/с}^2$ (за умовами комфортності);
- Потужність двигуна - $N_e \leq N_{e \max}$;
- Швидкість обертання колінчастого вала двигуна $w_e \in [w_{e \min}; w_{e \max}]$;
- Передавальне число варіатора: $u_B \in [u_{B \min}; u_{B \max}]$.

Спрощена схема системи гідравлічного приводу наведена на рис. 1, яка включає: гідравлічний насос 1, два пропорційних електромагнітних клапани 7 і 8, а також п'ять золотників – редуційний клапан 2, клапан тиску 3 і регулюючі клапани 4, 5 і 6.

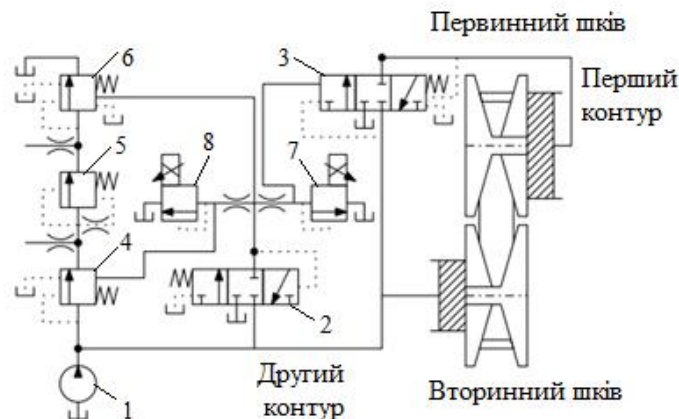


Рис. 1. Схема системи гідравлічного приводу варіатора

Гідравлічний насос 1 приводиться в дію двигуном внутрішнього згорання з певним передавальним відношенням. Потік створюється гідравлічним насосом, який надходить у вторинний контур. Клапан 4 регулює тиск у другому контурі, що має зв'язок з вторинним шківом варіатора. Первинний клапан 3 контролює тиск в першому контурі, який з'єднаний з первинним шківом, що зменшується у напрямку вторинного шківа. Цей клапан спрямовує потік або від вторинного контуру до первинного або з первинного контуру в бак. Надлишок оливи у вторинному контурі спрямований до допоміжного ланцюга, який приводить в рух допоміжне обладнання. Тиск оливи контролюється клапаном 6, тобто пасивним клапаном, який подає оливу від резервуара. Електромагнітний клапан подачі 2 генерує електромагнітний тиск подачі, який необхідний для двох електромагнітних клапанів. Первинний 7 і вторинний 8 електромагнітні клапани приводяться в дію ЕБК і генерують керуючий тиск, який підводиться до основного і вторинного клапана, відповідно. В основному, первинний електромагнітний клапан і функції вторинного клапана соленоїда через підсилювач потужності, залежать від струму електромагніту і керуючого тиску, з урахуванням потужності приводу для первинного і вторинного клапана. Таким чином, споживана напруга соленоїдів клапанів (основні керуючі входи) визначають тиск, які виходять з шківів (головні виходи керування).

Основна увага досліджень також направлена на забезпечення оптимального натягу паса варіатора і регулюванні передавального відношення натискними механізмами. Оскільки натяг паса і зміну передавального відношення здійснюється гідравлічною системою з електронним керуванням, що дозволяє різко реагувати на зміну навантажень та швидкості. ЕБК варіатора дозволяє як автоматично змінювати передавальне відношення так і забезпечувати декілька фіксованих положень.

1. <http://systemsauto.ru>. 2. *High-Performance Control of Continuously Variable Transmissions /Stan van der Meulen // Technische Universiteit Eindhoven. – 2010. – P. 260.* 3. *Gisbert Lechner, Harald Naunheimer. Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application. Berlin: VEB-VcrlagTechnik, 2006, p. 550.*

УДК 629.113

СТРУКТУРА КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ – ОЦІНЮВАННЯ РЕСУРСУ КУЗОВА АВТОБУСА З УМОВ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ТА КОРОЗІЇ

A STRUCTURE OF COMPUTER DESIGN IS ESTIMATIONS OF RESOURCE BASKET OF BUS
FROM TERMS OF TIRELESS DURABILITY AND CORROSION

Дмитро Рубан¹, Любомир Крайник²

¹Черкаський державний технологічний університет,
б-р Шевченка, 460, м. Черкаси, 18006, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

Methodology of estimation of resource of basket of bus is considered from the terms of tireless durability and corrosion to the maximum requirements of accordance to the requirements of passive safety in obedience to Regulation UN/ECE R66 on the base of computer design-calculation.

Кузов є визначальним елементом конструкції автобуса, що формує загальний термін експлуатації. Термін експлуатації автобуса обмежується граничним (пороговим) критерієм, який можна визначити згідно з чинною нормативною базою – відповідності умовам допуску до експлуатації. Таким чином здійснюється перевірка на відповідність вимогам пасивної безпеки Правил ЄЕК ООН № 66 (107), що містять значення допустимих деформацій до меж нормативного шаблону поперечного перерізу салону при перекиданні вбік (для автобуса основної категорії М3).

Дані випробування є обов'язковою умовою сертифікації – допуску похилої нової моделі автобусів громадського транспорту до експлуатації. Ці випробування в сучасній практиці України проводяться для нових автобусів до початку їхньої експлуатації. Неминуча гармонізація вітчизняної

законодавчої нормативної бази у сфері автомобільного транспорту. Логічно поставити питання методології та оцінювання – критеріїв автобусів внаслідок недопустимого погіршення міцності – пасивної безпеки кузова за рахунок зниження фізико-механічних характеристик впродовж певного періоду експлуатації. Обидва чинники є взаємопов'язані, однак їхня кількісна оцінка формується в залежності від пробігу (втомна міцність каркасу) та час експлуатації (корозія кузова з її впливом на фізико-механічні характеристики сталевих прокату). Беручи до уваги середньорічні пробіги конкретної моделі автобуса, що пов'язано з переважною сферою використання (місто, міжмісто тощо), здійснюється узагальнене суміщення цих параметрів у часі.

Впровадження регулярного технічного контролю (інспекції) автобусів впродовж експлуатації обумовлює необхідність опрацювання системи оцінювання, корозійних пошкоджень та втомної міцності каркасу кузова як нормативної бази для дозволу або заборони подальшої експлуатації. Стосовно легкових автомобілів з несівними кузовами така система уже реалізована у більшості країн ЄС. Щодо автобусів вітчизняного виробництва, то очевидна необхідність опрацювання формування такої методики на базі відповідного оцінювання впливу погіршення фізико-механічних характеристик каркасу кузова впродовж часу експлуатації з умов корозії та втомної міцності на відповідність нормативним вимогам пасивної безпеки.

Опрацьовані в автобусобудуванні методики комп'ютерного розрахунку міцності каркасу та деформації при перекиданні згідно вимог Правил ЄЕК ООН № 66 [1], а також навантажень каркасу від збурень мікропрофілю дороги (проектування підвіски та оцінювання вібронавантажень водія і пасажирів) [2, 3] дозволяють сформувати алгоритм комп'ютерного розрахунку – кількісного оцінювання погіршення пасивної безпеки кузова в залежності від пробігу (терміну експлуатації) та досягнення критичних порогових значень.

Відповідно така методика розрахунку – оцінювання зміни міцності кузова у функції впливу корозії і циклічних навантажень від мікропрофілю дороги дозволяє і на етапі проектування оцінити ефективність тих чи інших матеріалів та технологій виробництва кузова та прогнозувати його довговічність, а також реалізувати комплекс заходів по формуванню раціональних ресурсних показників кузова як з умов співвідношення затрати/ефект, так і під регламентовані конкретним замовником (наприклад, з умов співставимості з ресурсом силового приводу).

1. Горбай О.З. Міцність і пасивна безпека кузовів автобусів / О.З. Горбай, К.О. Голенко, Л.В. Крайник // Львів, вид. НУ «ЛП», 2014. – 323с. 2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е // Москва, Машиностроение, 1972, – 392с. 3. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики). Ч.2 // Львов, Вища школа, изд. при Львов. ун-те, 1980. – 208с.

УДК 629.083 (075.8)

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРІОДИЧНОСТІ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ АВТОБУСІВ МЕТОДОМ ПАРНОЇ ГРИ

DEFINITIONS PERIODICITY OF MAINTENANCE SERVICE OF BUSES WITH THE USE METHOD OF STEAM GAME

Євген Форнальчик, Мар'яна Виджак

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.*

A to determine the best option periodicity performs technical maintenance and repairs of buses with the use of steam game. This should reduce losses compared underutilization of buses on the routes due to their low operational reliability (first player) with additional costs for repair and renovation of technological and diagnostic equipment in industrial and technical base of transport enterprise (second player).

Загальновідомо, що абсолютно надійних (упродовж терміну служби) машин чи споруд, створених людиною, не існує, так само, як і не існує абсолютно здорових упродовж життя вищих

біологічних істот. Якщо ідеться про машини, що обслуговують людей, зокрема автомобілі чи автобуси і, від надійності яких залежить ефективність експлуатації на перевезеннях, зрештою – безпека їх використання, то наука і практика виробили відповідну систему технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) для підтримання відповідного рівня їх працездатності. Як показали наші дослідження, виконані упродовж останніх 3-х років на прикладі автобусного АТП, існуюча система з, регламентованими відповідним державним Положенням, пробігами до відповідних ТО і Р далеко не забезпечує високих показників експлуатаційної надійності. Серед основних причин цього – моральне і фізичне старіння ремонтно-технологічного та діагностичного обладнання для технічного сервісу, значна частка автобусів з термінами служби, які перевищують нормативні та інші причини. У результаті збільшення простоїв автобусів на лінії з технічних причин наносить збитки підприємству від недоотримання виторгу за надані послуги пасажиром.

Оскільки сучасними програмами розвитку виробничо-технічних баз АТП, які забезпечують працездатність автобусів, виділяються (з відповідних причин) недостатні кошти на оновлення парку обладнання для технічного сервісу, то у зв'язку з цим пропонується варіант оптимізації періодичностей виконання ТО і Р з урахуванням мінімізації (недопущення) збитків від недовикористання автобусів на маршрутах з технічних причин. Виграш у цьому (порівняно з існуючими втратами) повинен спрямовуватися на оновлення бази технічного сервісу. Оскільки ідеться про фінансові втрати і витрати, то оптимум у цій задачі можна визначати з використанням методу парної гри. Серед учасників її виступають, з одного боку служба експлуатації, з іншого – служба технічного сервісу з її виробничо-технічною базою АТП. Розв'язок задачі уможливить реальне планування розвитку цієї бази і мінімізацію (недопущення) втрат від простоїв автобусів на маршрутах з технічних причин.

УДК 629.33:658.6

ПРОБЛЕМИ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДІЯЛЬНОСТІ ПІДПРИЄМСТВА СЕРВІСУ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

PROBLEMS OF ENTERPRISE MATERIALS SUPPORT OF TRUCK SERVICE

Василь Юськів, Олег Сороківський

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.*

The system features logistical car service in terms of marketing deals in the works. The impact of current conditions on the formation of the environment and the choice of the logistics supply concept defined. Meeting the demand for service centers is the need for its combination of logistical production company. An important role in the logistic approach given supply management inventory: information and analytical support, quantity, control, regulation and standardization of nomenclature.

Система матеріально-технічного забезпечення автомобільного сервісу істотно впливає на технічну готовність рухомого складу. Удосконалення процесу організації забезпечення є одним з напрямків підвищення ефективності експлуатації транспорту.

Метою нашого дослідження є аналіз сучасного стану системи матеріально-технічного забезпечення автосервісних підприємств України з урахуванням теперішніх тенденцій показників їхньої діяльності та розроблення концепції стратегії її розвитку на прикладі СТО «Аверс», виходячи з логістичної концепції.

Одним з варіантів організації матеріально-технічного забезпечення підприємства є зосередження усіх функцій постачання підприємства в одних руках, тобто у підрозділі матеріально-технічного забезпечення підприємства.

Закупівлі матеріальних ресурсів можна здійснювати самостійно безпосередньо у виробника і у посередника, який спеціалізується на окремих видах ресурсів та формуванні широкого асортименту поставок його споживачам у скомплектованому вигляді.

При цьому можуть бути використані різні форми забезпечення споживачів матеріальними ресурсами: транзитна, складська, через гуртові бази, за прямими тривалими зв'язками.

Варіант аналізу продемонструємо на прикладі аналізу результатів діяльності СТО «Аверс», яка є офіційним дилером MAN Truck and Bus Ukraine.

Для аналізу ми відібрали декілька показників, які безпосередньо чи опосередковано характеризують матеріально-технічного забезпечення підприємства автосервісу різними видами ресурсів: вартість сервісних робіт; витрати, пов'язані з ними; кількість наряд-замовлень; вартість проданих запасних частин; вартість проданих оригінальних запчастин для гарантійного обслуговування автомобілів MAN.

Показники фінансової стійкості підприємства демонструють позитивні тенденції. Так, показник нормо-години є стабільним і продемонстрував незначний ріст, при значному зростанні загальнорічної кількості годин.

Запасні частини, переважно, продаються через сервіс. Процент продажу запасних частин становить 80%. Інші 20% запасних частин продаються безпосередньо кінцевому споживачу, який сам проводить ремонтні роботи. Динаміка його змін залежить від змін кількості наряд-замовлень.

Аналізуючи діяльність підприємства автомобільного сервісу ТзОВ «Аверс» у період з 2010 до 2014 р., прийшли до висновків, що створення виробничої логістичної системи забезпечило б розв'язання таких актуальних задач, як: контроль за діяльністю структурних підрозділів та служб підприємства і виявлення його «вузьких місць», які генерують основні виробничі витрати; визначення реальної собівартості певних видів послуг при здійсненні ремонту та обслуговування рухомого складу, об'єктів інфраструктури, внесення на основі цього змін у виробничу структуру з метою збільшення дійсно рентабельних видів послуг.

1. Юськів Б.М. Особливості реалізації логістичної концепції функціонування автосервісного підприємства/ Б.М. Юськів, В.М. Юськів// Вісник Національного ун-ту "Львівська політехніка". Логістика. – 2014. – №811. – С.432-437. 2. Юськів В.М Аналіз внутрішнього потенціалу автосервісного підприємства в рамках логістичної концепції/ Б.М. Юськів, В.М. Юськів// Вісник економіки транспорту і промисловості Українського державного університету залізничного транспорту. – Харків, 2015. – №52. – С.84-94.

WWW

СЕКЦІЯ 4

ПІДЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ ПРИВОДІВ МАШИН

УДК 621.825.5

ТЕРТЯ ПІД ЧАС ВИМИКАННЯ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ

FRICTION WHEN STOPPING BALLPOINT FREEWHEEL

Андрій Борис¹, Володимир Малащенко¹, Ігор Кириченко²¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;²Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Я. Мудрого, 25, м. Харків, 61025, Україна.

Analytical researches of influence of friction on the sizes of moment of including of new preventive muff are conducted with the quantitative analysis of levels of his dependence on structural factors. Got practical results are resulted as mathematical expressions, tables and charts.

Мета цієї роботи полягає у проведенні аналітичних досліджень з уточнення величини обертального моменту з урахуванням тертя між кульками та боковими робочими поверхнями пазів кулькових обгінних муфт. Це потрібно знати для розроблення способу автоматичного регулювання величини затягування гайок нарізевих з'єднань під час виконання монтажно-демонтажних операцій різноманітних механічних засобів. Поставлена мета досягається застосуванням гайковерта, розробленого на основі запатентованої конструкції запобіжної кулькової муфт односторонньої дії [1 – 5]. Такі запобіжні муфти є прості та дозволяють легко синтезувати гайковерти з наперед заданими характеристиками і тим самим розв'язати вельми актуальну проблему машинобудування.

Однак для точнішого створення потрібного за технологічним процесом зусилля попереднього затягування гайки нарізевого з'єднання, потрібно точно окреслити значення пружної сили пружини самого пристрою. А для цього і необхідно враховувати тертя між поверхнями контактуючих деталей і оцінити ступінь його впливу на момент вимикання гайковерта. Його конструкція наведена в [5], для якого отримано такі аналітичні вирази для визначення обертальних моментів:

$$\text{– без врахування тертя} \quad T = K_i \frac{GD_0 d_d^4 ((2l_0 + (1 + \sin a)d))}{64D^3 i_p \operatorname{tg} a}; \quad (1)$$

$$\text{– з врахуванням тертя} \quad T_p = K_i \frac{GD_0 d_d^4 ((2l_0 + \sin a)d)(1 + f \operatorname{tg} a)}{64D^3 i_p (\operatorname{tg} a - f)}, \quad (2)$$

де T і T_p – моменти, при яких вимикається запобіжна муфта гайковерта; K_i – коефіцієнт нерівномірності навантажень кульок; G – модуль пружності другого роду; D_0 – діаметр кола центрів кульок; d_d – діаметр дроту пружини; l_0 – переміщення кульки паралельно осі муфти; D – діаметр пружини; i_p – кількість її робочих витків; f – коефіцієнт тертя; a – кут нахилу пазів півмуфт, d – діаметр кульки.

Тепер, якщо поділити вираз (2) на (1) і виконати прості скорочення, то матимемо

$$T_p / T = \operatorname{tg} a / (\operatorname{tg} a - f). \quad (3)$$

З виразу (3) очевидно, що при будь-яких значеннях кута нахилу α і кута тертя r , відношення моментів вимикання муфти завжди буде більше від одиниці. Це підтверджує достовірність існування проблеми точнішого визначення значень цих параметрів з урахуванням тертя. Зрозуміло довести тільки те, що шукані величини є більшими за одиницю зовсім недостатньо. Потрібно встановити їхні значення для того, щоб можна було стверджувати про рівень зростання обертового моменту внаслідок врахування тертя у муфті. Тим більше, що за технологічним процесом запобіжна муфта може мати вельми різні значення кута α , матеріал, умови експлуатації тощо.

Результати кількісного аналізу характерніших випадків наведено в табл. 1 і на рис.1.

Таблиця 1

Рівень впливу тертя на момент вимикання муфти

α , град		T_p/T					
		10	20	30	40	50	60
μ	0,010	1,061	1,032	1,023	1,020	1,020	1,023
	0,025	1,170	1,083	1,060	1,052	1,052	1,059
	0,050	1,407	1,180	1,126	1,108	1,106	1,119
	0,075	1,763	1,294	1,199	1,167	1,163	1,181
	0,100	2,356	1,430	1,280	1,231	1,222	1,246

експлуатаційних параметрів на силову взаємодію кульок з робочими поверхнями півмуфт.

Розглянуто муфту з такими параметрами: діаметр кола центрів кульок — $D_0 = 50$ мм; діаметр кульок — $d = 10$ мм; діаметр дроту пружини — $d_d = 4,5$ мм; середній діаметр пружини — $D = 45$ мм; кількість робочих витків пружини — $i_p = 5$; кут орієнтування пазів у ведучій півмуфті — $\alpha' = 45,5$ град; кут тертя — $\rho = 0,5$ град (коефіцієнт тертя — $f = 0,0087$).

Надаючи різних значень конструкційному параметру α'' , що визначає орієнтацію пазів у веденій півмуфті, і регульовальному параметру l_0 , що вимірює попереднє затягування натискної пружини, отримано результати, що наведено в табл. 2. Звісно, у разі $l_0 = 0$ мова йде про нерегульовану складову обертового моменту.

Встановлено, що на процес тертя і на силову взаємодію істотно впливає кутова орієнтація пазів півмуфт, яка приводить до зміни напрямків дії сил, що виникають між елементами муфти у робочій зоні. Для проведення якісного аналізу цих залежностей розроблено розрахункові схеми та отримані аналітичні залежності для двох випадків, тобто без і з урахуванням сили тертя. Виконано також кількісний аналіз впливу конструктивних і

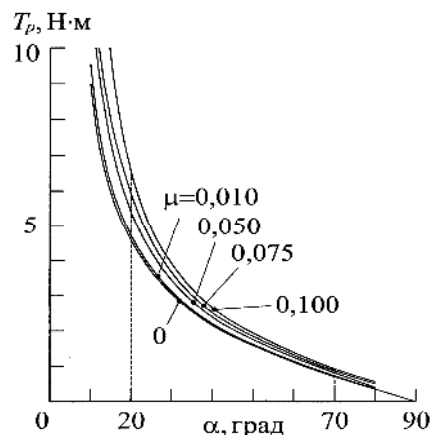


Рис.1. Характеристики запобіжної муфти з врахуванням тертя

Таблиця 2

Рівень можливості конструктивного та регульовального впливу на момент вимикання запобіжної муфти

α'' , град		-40	-20	0	20	40	60	80	90
T_p , Н·м	$l_0 = 10$ мм	16,154	4,245	3,026	2,468	1,997	1,433	0,623	0,035
	$l_0 = 20$ мм	29,860	7,439	5,044	3,945	3,093	2,174	0,936	0,052

1. Патент № 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта./ Гацук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2004. Бюл. №5. 2. Патент № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта. / Гацук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2006. Бюл. №12. 3. Патент № 30362 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. /Малащенко В.В. // Опубл. 2008. Бюл. № 4. 4. Патент № 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. / Куновський Г.П., Кравець І.С., Малащенко В.О., Сороківський О.І.// Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1. 5. Патент № 64104 Україна, МКИ F16D43/00. Запобіжна муфта. / Малащенко В.О., Малащенко В.В. // Опубл. 2011. Бюл. №20.

МАТЕРІАЛОЄМНІСТЬ НАСОСНИХ АГРЕГАТИВ ПРИВОДІВ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН**MATERIALITY OF PUMPING UNITS OF DRIVERS ROAD-BUDIVELNIH MACHINES****Антон Вавилов, Анатолій Котлобай, Андрій Котлобай***Білоруський національний технічний університет,
пр. Незалежності, 65, м Мінськ, 220013, Республіка Білорусь.*

Analyzes of the meteorological state of the pump aggregates of systems of drives of robotic bodies Road-budivelnih machines. The principle of general rozpodilu to the flow of robochoi Рідини насоса. The pump. Vznacheno tehnicny rishennya i viznacheni konstruktivnyi parametris discrete gidro rozpodil'nika, pumping unit in the warehouse of the pump and the discrete gidro rozpodil'nika.

Однією з тенденцій розвитку дорожньо-будівельного машинобудування є створення мобільних, багатофункціональних машин великої одиничної потужності, що виконують за один прохід комплекс технологічних операцій. Можливості реалізації об'єднання кількох активних і пасивних робочих органів в одній мобільній машині обмежуються системою відбору потужності силової установки на привід ходового і робочого обладнання. При проектуванні гідравлічних агрегатів систем приводів дорожньо-будівельних машин розробники стикаються з проблемою поділу потоку потужності силового агрегату на привід низки гідравлічних моторів зворотно-поступального і обертального рухів, що працюють одночасно з різними навантажувальними режимами.

Багатопотокові насосні агрегати реалізуються за напрямками: зведеного насоса, що складається з двох помпуючих груп, пов'язаних зубчастою передачею та скомпонованих в єдиному корпусі; багатопомпуючого агрегату, що складається з розподільчого редуктора приводу і самих помп, закріплених на редукторі; двопомповувального агрегату, реалізованого за допомогою тандемування серійних помп; багатопомпувального агрегату, що складається з насосів, пов'язаних одним провідним валом; багатопоточних радіально-поршневих насосів оригінальних конструктивних схем.

При реалізації багатомоторних приводів провідні компанії – виробники гідравлічної апаратури не приділяють уваги пошуку нових принципів і розвитку конструкцій розподільників-сумматорів потоків робочої рідини помп, вважаючи за краще випускати більш матеріаломісткі і дорогі багатопоточні помпи. Такі підходи призводять до збільшення матеріаломісткості і вартості насосних агрегатів і в цілому систем приводів дорожньо-будівельних машин.

Оцінимо матеріаломісткість насосного агрегату відносним параметром – питомою масою насосного агрегату, яка визначається як відношення маси насосного агрегату до його об'єму. Середнє значення по гамі насосів різного об'єму і типу, які застосовуються в приводах робочого обладнання дорожньо-будівельних машин, склало: $0,16 \cdot 10^{-6}$ кг / м³ – у насосів типу НШ; $0,29 \cdot 10^{-6}$ кг / м³ – у насосів аксіально-поршневих нерегульованих типу 310; $0,37 \cdot 10^{-6}$ кг / м³ – у насосів аксіально-поршневих регульованих типу 313; $0,56 \cdot 10^{-6}$ кг / м³ – у насосів аксіально-поршневих регульованих двопоточних «BOSCH-Rexroth» серія A8VO; $0,62 \cdot 10^{-6}$ кг / м³ – в агрегату насосного багатопоточного УНА-1, УНА-4, УНА-5; $1,41 \cdot 10^{-6}$ кг / м³ – у насосів аксіально-поршневих регульованих двопотокових 223.20, 223.25, 321.224А.

Пошук напрямів зниження матеріаломісткості вирішується в процесі доопрацювання системи приводів кожної конкретної дорожньо-будівельної машини. У повноповоротних гідравлічних екскаваторах, наприклад, 3-ї, і 4-ї розмірних груп, і деяких інших, аналогічних машин, застосовуються насоси двопотокові регульовані серії 223.20, 223.25, 321.224А. Резервом раціоналізації гідравлічного об'ємного приводу повноповоротних гідравлічних екскаваторів є застосування

двопоточкових насосних установок на базі одного насоса змінної продуктивності, оснащеного розподільником потоку об'ємного типу.

Авторами розроблений принцип об'ємного розподілу і підсумовування потоків робочої рідини, що складається з дискретної подачі фіксованих об'ємів робочої рідини послідовно напірними магістралями споживачів, запропоновано основні технічні рішення дискретних гідророзподільників роторного типу, що працюють у режимах розподілу і підсумовування потоків робочої рідини. Конструктивно дискретний гідророзподільник може бути реалізований у вигляді окремого агрегату (рис. 1), що встановлюється на корпус насоса з приводом ротора від його вала, або інтегрованою в конструкції насоса з доопрацюванням існуючої конструктивної схеми.

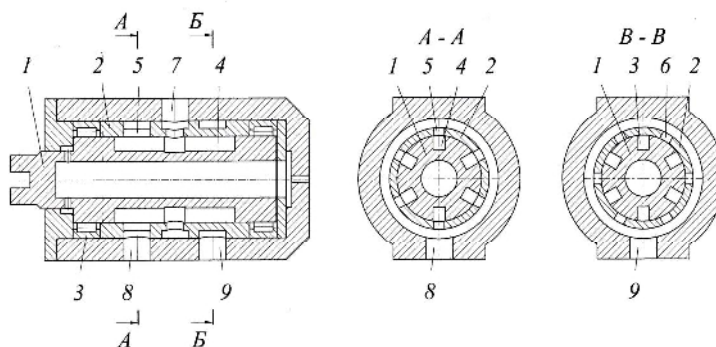


Рис. 1. Конструктивна схема дискретного гідророзподільника: 1 – ротор; 2 – розподільна втулка; 3 – підшипник кочення; 4, 5, 6 – поздовжній канал ротора, розподільної втулки; 7 – канал підключення насоса, бака; 8, 9 – канал підключення споживача

Робоча рідина насоса надходить через канал 7 у порожнині поздовжніх каналів 4 рівномірно обертового ротора 1, звідки періодично – в порожнині поздовжніх каналів 5, 6 розподільної втулки 2 і через канали 8, 9 – в напірні магістриали споживачів.

Розроблено математичні моделі та проведено дослідження роботи дискретного гідророзподільника в складі двомоторного гідроприводу. Визначено основні параметри дискретного гідророзподільника.

Насосний агрегат (матеріаломісткість $0,50 \cdot 10^{-6}$ кг / м³) в складі насоса серії 313 ... 250 ($0,34 \cdot 10^{-6}$ кг / м³) і дільника потоку малої матеріаломісткості ($0,16 \cdot 10^{-6}$ кг / м³), інтегрованого в конструкцію насоса, може замінити аксіально-поршневі насоси регульовані двопоточні 223.25, 321.224А, насосні агрегати УНА-1, УНА-5 при виробництві повноповоротних екскаваторів, наприклад, 4-ї розмірної групи. Це дозволить зменшити масу насосного моноагрегата, забезпечить економічний ефект за рахунок зменшення матеріаломісткості та вдосконалення гідравлічних агрегатів систем приводів ходового і робочого обладнання.

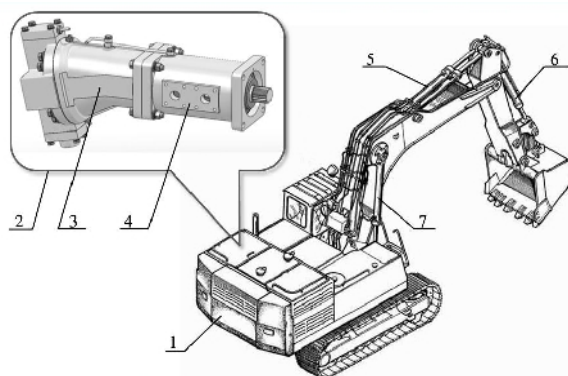


Рис. 2. Гідравлічний екскаватор з гідравлічною системою у складі насоса серії 313...250 і дискретного гідророзподільника: 1 – силова установка; 2 – насосний агрегат; 3 – насос; 4 – дискретний гідророзподільник; 5, 6, 7 – гідроциліндри руків'я, ковша, стріли

УДК 629.341

РОЗРОБЛЕННЯ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТРАНСПОРТУЮЧИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

THE DEVELOPMENT OF DYNAMIC MODELS OF MECHANICAL CONVEYING SYSTEMS WITH
ROPE ELEMENTS

Володимир Гелетій¹, Ярослав Новицький¹, Андрій Кий²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
бул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна;

²Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна.

We consider the algorithm of mathematical modeling of dynamic processes of mechanical systems with rope elements such as cable transporting system and algorithm to bring the equations of motion system to form convenient for application of computer dynamic analysis methods. We investigate the activation method of vibration to provide more efficient transportation systems rope

Механічні системи з канатними елементами, такі як канатні транспортуючі системи для транспортування деревини в гірських умовах, а також різноманітні вантажопідіймальні машини працюють в умовах значних динамічних навантажень. При цьому коливальні процеси інших елементів системи, таких, наприклад, як місце оператора вимагають мінімізації. Вирішення таких задач вимагає розроблення адекватних динамічних моделей таких систем.

Задача комп'ютерного моделювання динамічних процесів механічних систем з канатними елементами вирішується для кожної механічної системи індивідуально і не може бути повністю формалізованою. Запропонована методика визначення елементів матриць інерційних і квазіпружних коефіцієнтів, а також коефіцієнта в'язкого опору і узагальнених сил лінійної динамічної моделі таких систем. Однак такі рівняння руху не можуть розглядатися як рівняння малих коливань, бо узагальнені координати, пов'язані, наприклад, з кутом повороту барабана приводу або переміщенням візка визначають рух приводів цих механізмів як жорсткого цілого і, зрозуміло, не можуть розглядатися як малі переміщення. Наявність такої квазіциклічної координати пов'язане з появою нульової власної частоти коливання системи. При цьому у динамічних розрахунках найбільший інтерес становлять саме нециклічні (позиційні) координати, які визначають зусилля в пружних ланках. З рівнянь руху можна виключити циклічні координати. Для механічних систем, що розглядаються пропонується загальний алгоритм виключення квазіциклічних координат шляхом певних перетворень рівнянь руху. Наведені порівняльні приклади динамічного аналізу при наявності циклічної координати і при її виключенні, а також оцінка похибки використання традиційних спрощених підходів у порівнянні з точним розв'язком.

Розроблений алгоритм зведення рівнянь руху до виду зручному для їх чисельного розв'язку відомими комп'ютерними програмами.

Представлений метод визначення параметрів демпфування дискретних моделей таких систем і еквівалентного зведення їх до в'язкого тертя. Це дозволяє досліджувати можливості ефективного гасіння коливань окремих елементів механічної системи.

Розглянуті питання використання додаткових пристроїв для активації вібрацій у точці кріплення вантажів для забезпечення більшої ефективності їх транспортування канатними системами.

УДК 621.86

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА

THE RESULTS ANALYSIS OF BENCH TESTS HYDROSTATIC DRIVE MOVEMENT MECHANISM OF THE BRIDGE CRANE

Отто Григоров, Всеволод Стрижак, Дар'я Зюбанова, Максим Цебренок

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.

The results of an experimental study of the mechanism of movement of a bridge crane with a hydrostatic drive are presented. The transfer of the pump drive motor to the regenerative mode of braking is carried out with the return of electricity to the network. The regularities of permissible values of the rate of change of the angle of inclination of the pump washer are checked.

Теоретичні дослідження законів керування гідростатичним приводом у перехідних режимах руху кранових механізмів, характеру споживання енергії та динамічних характеристик роботи механізму, оснащеного таким приводом, потребують експериментальної перевірки адекватності отриманих результатів. Проведення таких експериментальних випробувань здійснено в стендових умовах. При цьому використана можливість досліджувати роботу механізму на всіх етапах робочого циклу, в умовах нормальної роботи і в аварійних режимах. Стенд обладнаний системою автоматичного дистанційного керування. Під час експерименту здійснена реєстрація зміни в часі кута повороту люльки насоса, швидкості обертання привідного електродвигуна і гідромотора, миттєвої потужності, що споживається або рекуперується привідним електродвигуном, крутного моменту на валу гідромотора та тиску в обох ланках трубопроводу між насосом і гідромотором.

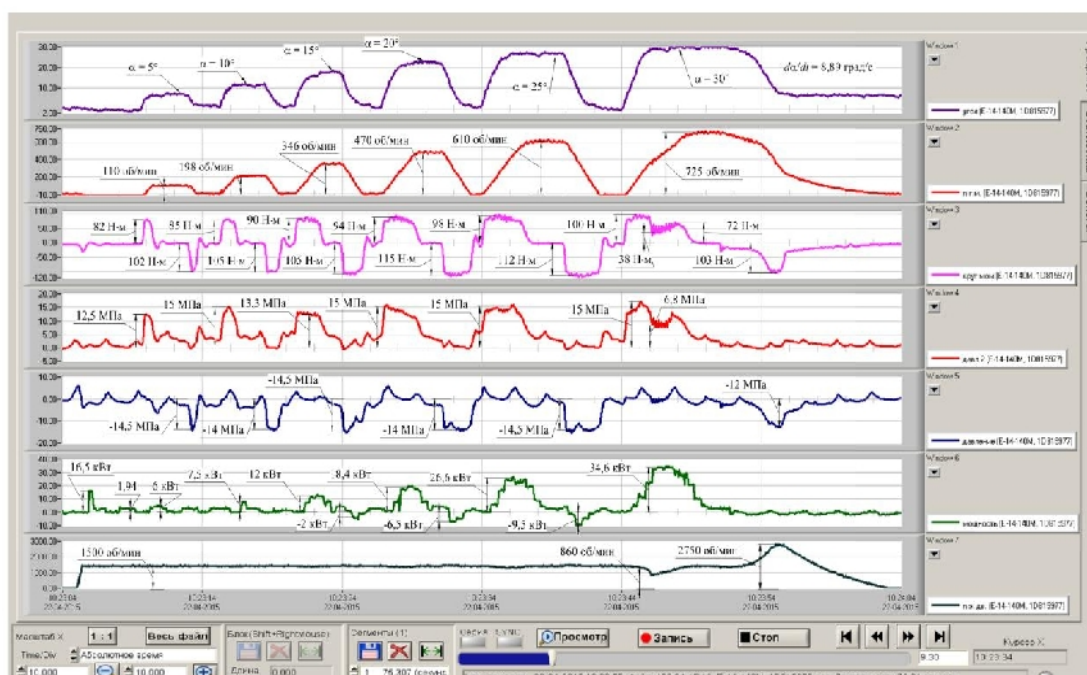


Рис. 1. Осцилограми стендових випробувань гідроприводу механізму пересування крана

У результаті випробувань відпрацьовано розгін механізму за лінійним законом зміни швидкості. Розгін здійснювався як до номінальної швидкості, так і до проміжних значень швидкості. При цьому люлька насоса відхилялася на 5, 10, 15, 20, 25°, тоді як номінальна швидкість обертання гідромотора досягається при повороті люльки на 30°. Встановлена можливість переходу привідного електродвигуна насоса в генераторний режим гальмування з віддачею електроенергії в мережу. Перевірені отримані закономірності допустимих значень швидкості зміни кута нахилу люльки насоса. При інтенсивному розгоні зареєстровано явище «перекидання» електродвигуна, а при інтенсивному гальмуванні з відключенням електродвигуна від мережі, зареєстровано збільшення його швидкості з 1500 до 2750 об/хв.

1. Григоров О.В. *Раціональні приводи підйомно-транспортних машин і логістичних комплексів: Монографія / О. В. Григоров, Стрижак В.В., Петренко Н.О., Стрижак М.Г., Ожунь А.О., Зюбанова Д.М., Цебренько М.В. – Х.: ХНАДУ, 2016 – 352 с.*

УДК 621.86

ПОРІВНЯННЯ РІВНОПРИСКОРЕНОГО, S-ПОДІБНОГО ТА ПАРАБОЛІЧНОГО ЗАКОНІВ КЕРУВАННЯ ОБ'ЄМНИМ РЕГУЛЬОВАНИМ ГІДРОПРИВОДОМ ЗА ВИТРАТАМИ ЕНЕРГІЇ

COMPARISON OF THE UNIFORMLY ACCELERATED, S -SHAPED AND PARABOLIC CONTROL LAWS OF A VOLUMETRIC CONTROLLED HYDRAULIC DRIVE FOR ENERGY COSTS

Отто Григоров, Дар'я Зюбанова, Галина Аніщенко, Ольга Турчин,
Максим Цебренько, Всеволод Стрижак

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.*

A theoretical and bench study of the mechanism with a volume-controlled hydraulic drive in the regime of acceleration and deceleration for 3 laws of velocity (uniformly accelerated, S -shaped and parabolic) is conducted with the same path and time of acceleration-deceleration. Equivalent power and coefficient of efficiency of recuperation are determined. It was found out that these integral indices are of the greatest importance in the case of the S-shaped law.

На кафедрі ПТМіО створений стенд імітації механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 30/5т. Стенд має наступні характеристики: момент інерції, зведений до ротора гідромотора $I = 6,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, статичний момент опору пересуванню на валу гідромотора $M_{\text{статич}} = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, потужність холостого ходу електродвигуна АТ-62-4 $N_{\text{х.х}} = 1,5 \text{ кВт}$.

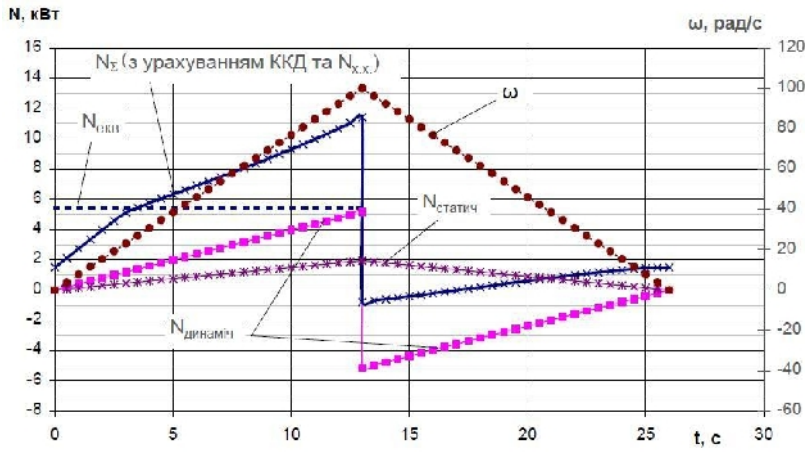
Раніше проводилися дослідження з вивчення параболічних законів керування приводами при ККД системи $\eta = 1$ і $M_{\text{статич}} = 0$ безвідносно до типу привода. У цьому дослідженні ми прийняли $M_{\text{статич}} \neq 0$, а також врахували залежність ККД від навантаження й продуктивності відповідно до результатів стендових досліджень.

Ставилося завдання забезпечення рівності пройденого кутового шляху при рівноприскореному, S-подібному та параболічному законах зміни швидкості ($S_{\text{рівноприск}} = S_{\text{S-подібний}} = S_{\text{параболіч}} = 1300 \text{ рад}$) і однакових часах розгону й гальмування ($t_{\text{рівноприск.розг.}} = t_{\text{рівноприск.гальм.}} = t_{\text{S-подібн. розг.}} = t_{\text{S-подібн. гальм.}} = t_{\text{параболіч. розг.}} = t_{\text{параболіч. гальм.}} = 13 \text{ с}$). Максимальна кутова швидкість становить 100 рад/с для рівноприскореного та S-подібного законів, та 75 рад/с – для параболічного закону.

Була створена система керування, здатна реалізувати 3 закони керування швидкістю гідромотора: лінійний (рівноприскорений), S-подібний і параболічний. Нижче наведені графіки сумарної потужності на валу привідного електродвигуна N_{Σ} , її складових і кутової швидкості обертання вала гідромотора у функції від часу для рівноприскореного (див. рис. 1,а), S-подібного (див. рис. 1,б) та параболічного (див. рис. 1,в) законів. Розрахунки показують, що при S-подібному законі ККД рекуперації системи досягає 0,3. Для інших законів ККД рекуперації менше. Також для S-подібного закону спостерігається найбільша еквівалентна потужність $N_{\text{екв}} = 6,11 \text{ кВт}$.

Для S-подібного закону динамічні навантаження на початку розгону й наприкінці гальмування істотно менші, ніж при параболічному й рівноприскореному розгоні й гальмуванні. Так, середні значення кутових прискорень за проміжок часу $0 - 2 \text{ с}$ (при цьому при $t = 0$ і $t = t_{\text{ц}}$, $\varepsilon_{\text{S-подібн}} = 0$): $\varepsilon_{\text{сер. S-подібн.}} = 3,1 \text{ рад/с}^2 < \varepsilon_{\text{сер. рівноприскор.}} = 7,7 \text{ рад/с}^2 < \varepsilon_{\text{сер. параболіч.}} = 10,7 \text{ рад/с}^2$.

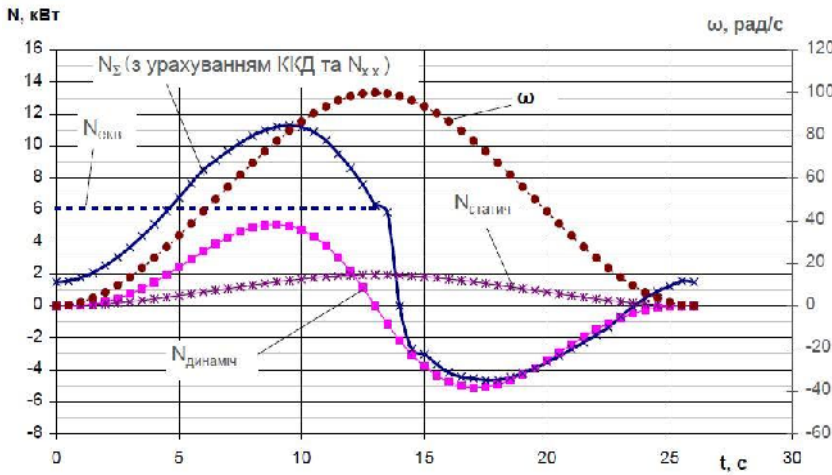
Високе загальне ККД рекуперації приводу за період розгону-гальмування у випадку S-подібного закону (0,3) пояснюється високим значенням власного ККД гідропроводу протягом значної частини розгону (на противагу періоду рівномірного ходу, для якого характерне менше значення ККД). Також є відмінність від параболічного закону, для якого протягом більшої частини розгону значення ККД досить низьке.



а)

$$\eta_{\text{рекуперації}} = \frac{A_{\text{рекуперації}}}{A_{\text{витрачена}}} = \frac{\int_0^{t_y} N_{\text{гальм}} dt}{\int_0^{t_y} N_{\text{сум}} dt} = 0,02$$

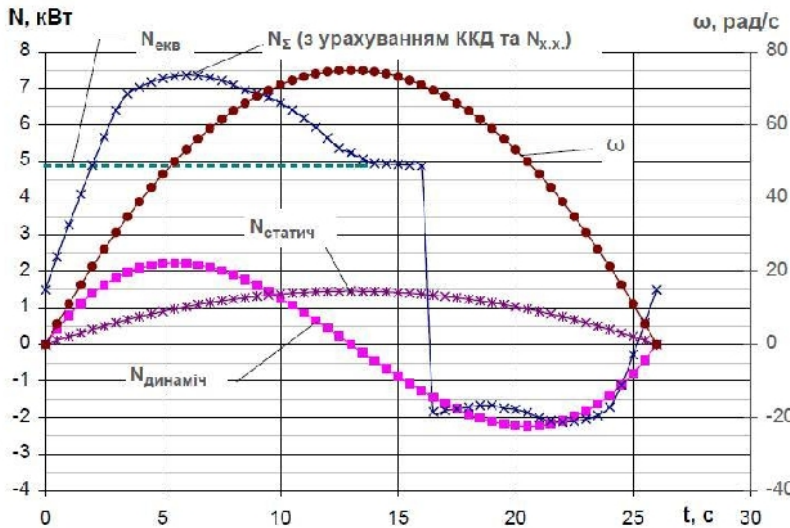
$$N_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_y} N^2 dt}{t_y}} = 5,45 \text{ кВт}$$



б)

$$\eta_{\text{рекуперації}} = \frac{A_{\text{рекуперації}}}{A_{\text{витрачена}}} = \frac{\int_0^{t_y} N_{\text{гальм}} dt}{\int_0^{t_y} N_{\text{сум}} dt} = 0,3$$

$$N_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_y} N^2 dt}{t_y}} = 6,11 \text{ кВт}$$



в)

$$\eta_{\text{рекуперації}} = \frac{A_{\text{рекуперації}}}{A_{\text{витрачена}}} = \frac{\int_0^{t_y} N_{\text{гальм}} dt}{\int_0^{t_y} N_{\text{сум}} dt} = 0,16$$

$$N_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_y} N^2 dt}{t_y}} = 4,89 \text{ кВт}$$

Рис. 1. Графіки залежності потужностей (статичної, динамічної, еквівалентної та сумарної (з урахуванням ККД та потужності холостого ходу)) й швидкості від часу для: а – рівноприскореного закону керування швидкістю гідромотора; б – S-подібного закону керування швидкістю гідромотора; в – параболічного закону керування швидкістю гідромотора

В усіх випадках час розгону й гальмування становить 13 с.

УДК 621.825

РАЦІОНАЛЬНІ ПУСКО-ГАЛЬМІВНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

RATIONAL STARTING-BRAKING OPERATING MODES OF HYDRAULIC DRIVE MOVEMENT MECHANISM OF THE CRANE.

Отто Григоров, Мар'яна Стрижак

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.*

При теоретичному дослідженні законів зміни крутного моменту на валу гідромотора в процесі пуску і гальмування кранових механізмів встановлені залежності його величини від тривалості протікання перехідних процесів. На рис. 1 показані механічні характеристики досліджуваного гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості за різних значень кута нахилу похилої люльки насоса. Поверх цих механічних характеристик побудовані графіки зміни крутного моменту при повороті люльки насоса з різним темпом $d\alpha/dt$. Як видно зі схеми, перехідні процеси у гідроприводі при лінійній зміні α протікають при сталих значеннях крутного моменту на валу гідромотора, без різких ударів, що сприяє зниженню динамічних навантажень у кранових механізмах. Проте при неправильному виборі темпу зміни параметра регулювання, можуть спостерігатися небажані явища: виникнення на валу гідромотора надмірних динамічних зусиль, величина яких буде обмежуватися лише пристроями безпеки гідроприводу (налаштуваннями запобіжного клапана), зайве споживання енергії, викликане перетіканням робочої рідини через запобіжний клапан. Проведені стендові дослідження доводять, що неправильний вибір темпу розгону може також приводити до переходу приводу в аварійні режими роботи, такі, як перекидання привідного електродвигуна насоса, з подальшим його розгоном під значним навантаженням або збільшення швидкості обертання двигуна майже в два рази більше від номінальної при його раптовому відключенні від мережі, що несе небезпеку розносу.

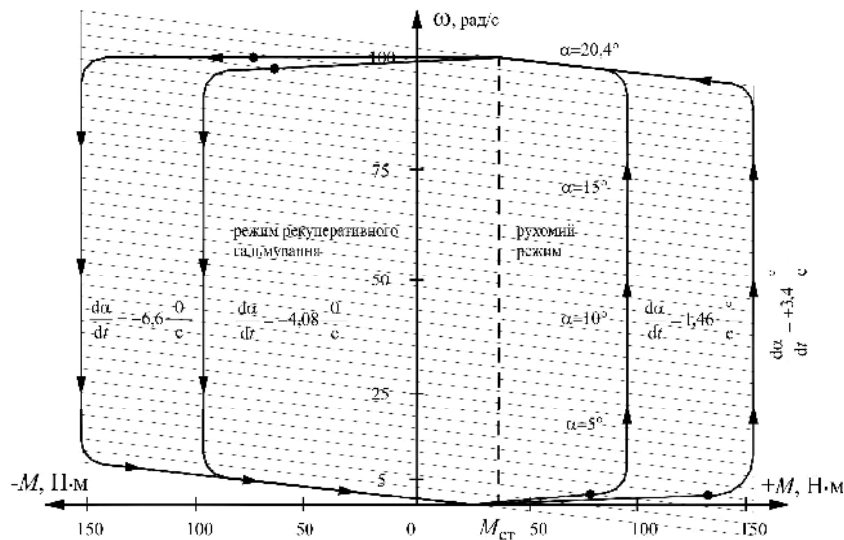


Рис. 1. Механічні характеристики гідроприводу механізму пересування крана

Таким чином, сформульована і вирішена за допомогою формул зміни крутного моменту від кута нахилу α люльки задача вибору темпу зміни продуктивності насоса: знайти значення $\alpha_{уст}$, до якого можна змінювати продуктивність насоса за час $t_{уст}$, для того, щоб крутний момент на валу гідромотора не перевищив бажаної величини.

1. Григоров О.В. Раціональні приводи підйомно-транспортних машин і логістичних комплексів: Монографія / О. В. Григоров, Стрижак В.В., Петренко Н.О., Стрижак М.Г., Ожунь А.О., Зюбанова Д.М., Цебренько М.В. – Х.: ХНАДУ, 2016. – 352 с.

УДК 621.825.(075.8)

ПИТОМЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ ЗАПОБІЖНИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ ПІДВИЩЕНОЇ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ

ROZPREDELENIE SPECIFIC LOAD FRICTION SURFACE OF THE FRICTION CLUTCH PREDONHRANITELNIH HIGH LOAD CAPACITY

Назар Іванус¹, Євген Венцель², Володимир Малащенко¹, Олег Щербак²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Я. Мудрого, 25, м. Харків, 61025, Україна.

The regularities rozpredeleniya specific load surface friction clutch increased load capacity for a variety of machines that are equipped with internal combustion engines and mechanical drives for its even wear them. Calculated scheme, analytical expressions to describe the magnitude of the specific load on all friction surface.

Значна частина машин мають фрикційні муфти, що часто є відповідальними складальними одиницями, бо від правильного вибору їх типів і параметрів залежить рівень та характер навантаженості деталей машин. Фрикційні муфти, поряд з багатьма іншими типами, зайняли щільне місце в різних галузях машинобудування. Широкому застосуванню фрикційних запобіжних муфт сприяли їх функціональні можливості, а саме: плавне включення ведучих і ведених частин привода, регулювання в широких діапазонах величини тертя між фрикційними їх поверхнями, значні величини моменту, що передаються муфтою. Тому ці пристрої є під постійною увагою науковців та інженерів різних країн. Розробці конструкцій та опису принципу їх функціонування присвячені роботи, де запропоновано нові запобіжні фрикційні муфти підвищеної навантажувальної здатності. Відомі роботи, де розглянуто: залишкові явища в багатодискових фрикційних муфтах під час вимикання; нові запобіжні механізми метало оброблювального обладнання; розроблено метод розрахунку фрикційної запобіжної муфти підвищеної точності спрацьовування та розвинуто конструкцію одно дискових муфт щеплення. Загальний опис конструкцій і основні параметри муфт цього класу детально представлено в підручнику і описах стандартів. Особливе місце в цих роботах займають запобіжні дискові фрикційні муфти, важливою вимогою до проектування яких є забезпечення мінімальних габаритів і маси, але з підвищеною навантажувальною здатністю.

Об'єктом досліджень поставленої задачі є дискова фрикційна муфта, що наведена на рис.1.

У разі симетричності пар тертя є можливість розглянути тільки одну, а саме ліву частину муфти (рис. 2). При умові виконання кутів нахилу фрикційних поверхонь однаковими, то отримаємо силіний трикутник для першого виступу, що мінімально віддалений від осі муфти (рис. 2). При цьому, $N'_1 = N_1$ – сили нормального тиску на фрикційних поверхнях першого виступу, Q_1 – сила пружин, що діє на перший виступ. Вона є паралельною до осі муфти. Подібна схема навантаження має місце на всіх виступах. Для рівномірного навантаження всіх фрикційних поверхнях необхідно зменшити N'_1, \dots, N'_n і збільшити N_1, \dots, N_n . Внаслідок цього, при незмінному куту $\alpha/1$ і виконанні умови $\alpha'_1 > \arctg f$ отримано силіні трикутники для перших виступів якщо $\alpha'_{1n} \neq \alpha_n$ (рис.3), де $n = 1, 2$.

Із рис.1, а і б видно, що внаслідок зменшення N'_1, N'_2 та збільшення N_1, N_2 після замкнення трикутника сил для забезпечення силової рівноваги, збільшуються зовнішні сили Q_1, Q_2 та кути α_1, α_2 .

Отже, для рівномірного питомого навантаження фрикційних поверхонь по мірі віддалення їх від осі обертання муфти, необхідно змінювати величину площі доторкання елементів тертя. Оскільки зміна кутів нахилу фрикційних поверхонь приводить до зміни сил пружних елементів, що діють на відповідні поверхні тертя для всіх n виступів, це є очевидним, що вони залежать також від геометричних характеристик муфти.

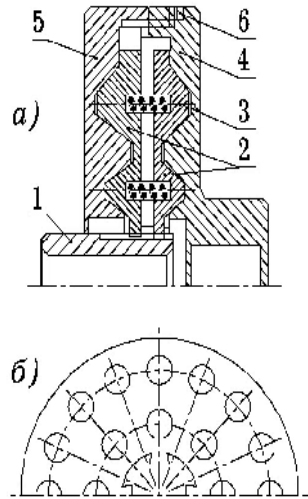


Рис. 1. Конструкція запобіжної фрикційної муфти

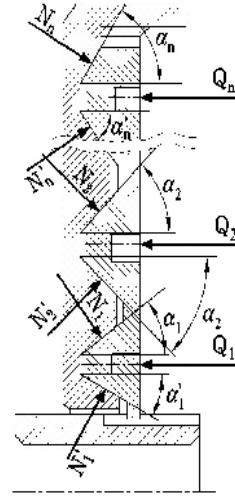


Рис. 2. Розрахункова схема для півмуфти

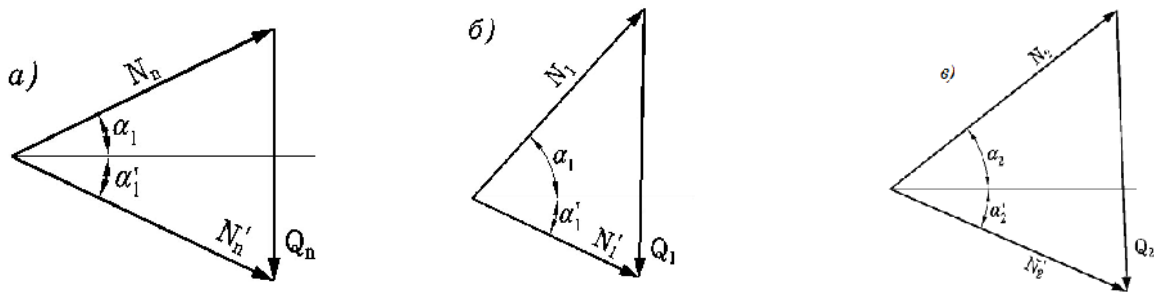


Рис. 3. Силві трикутники для перших виступів: а – першого при $\alpha_1 = \alpha_1$; б – першого при $\alpha_1 \neq \alpha_1$; в – другого при $\alpha_2 \neq \alpha_2$

Тому в роботі проведено аналіз з визначення аналітичного виразу, що описує площу поверхні тертя першого виступу, структуру якого можна використати для решту поверхонь

$$A_1 = 2\pi \int_0^m f_2(x) \sqrt{1 + f_2'^2(x)} dx, \quad (1)$$

де A_1 – площа верхньої поверхні контакту першого виступу; $f_2(x)$ – рівняння прямої, що утворює верхню поверхню контакту; m - осьова довжина виступу; $f_2(x) = K_1 x + \frac{d_3}{2}$;

$$f_2'(x) = K_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{d_4 - d_3}{2m}, \quad (2)$$

де d_3 і d_4 – найменший та найбільший діаметри фрикційної поверхні, зверненої до осі муфти.

З врахуванням (2), рівняння (1) прийме вигляд

$$A_1 = 2\pi \int_0^m \left(K_1 x + \frac{d_3}{2} \right) \sqrt{1 + K_1^2} dx = p \cdot l_2 d_{cp2}, \quad (3)$$

де l_2 – довжина контакту верхньої частини першого виступу, d_{cp2} – середній діаметр верхньої частини першого виступу.

Отримані результати є важливим підґрунтям для проведено кількісного аналізу довговічності фрикційних запобіжних муфт підвищеної навантажувальної здатності та сприятимуть створенню нових конструктивних виконань.

ТЕХНОЛОГІЧНЕ Й АНАЛІТИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕМОНТНИХ РОБІТ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ НАДЗЕМНИХ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВОДІВ**TECHNOLOGICAL AND ANALYTICAL SOFTWARE IN REPAIR OF SUPPORTING UNITS ON OVERGROUND SEGMENTS OF PIPELINES****Андрій Кичма¹, Владислав Драгілєв²**¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;²ТОВ «Магістральне будівництво»,
вул. Полковника Шутова, 16, м. Київ, 03067, Україна.

In the article the new method of repair of supporting units of pipelines on the overground of beam type and problems which appear during its realization are considered. Recommendations for engineering practice are defined on the basics of the investigations. Algorithm and computer software determination of safety margin factor in the pipeline segment with semi-elliptical crack are created.

Трубопровідна система України включає магістральні, розподільчі і технологічні трубопроводи, сумарна протяжність яких є однією з найбільших у Європі. Одночасно трубопроводи є найбільш капіталоемними складовими трубопровідної системи, тому в умовах тривалої їх експлуатації необхідно вирішувати цілу низку різносторонніх проблем, щоб гарантувати подальшу їх безпечну експлуатацію.

Відомо, що на ділянках надземних переходів відбуваються корозійні процеси металевої поверхні труб, які можуть спричинити їхнє поступове руйнування. Це явище характерне як для лінійної частини трубопроводів, так і для технологічних трубопроводів насосних та компресорних станцій, де в однаковій мірі є велика кількість опорних вузлів. У процесі тривалої експлуатації трубопроводів, на його окремих ділянках, що пролягають через пойми річок та заболочені місця, можуть проходити інтенсивні корозійні процеси і з'являтися локальні дефекти, в тому числі під хомутами опорних вузлів. Тому для трубопроводів тривалої експлуатації необхідно періодично контролювати їх технічний стан і при необхідності проводити ремонтно-відновлювальні роботи опорних вузлів надземних переходів. Основними параметрами, які суттєво впливають на збільшення напружено-деформованого стану надземних ділянок трубопроводів у процесі тривалої експлуатації є зміна їх просторового положення, зменшення залишкової товщини стінки труб, наявність залишкових напружень як у основному металі труб, так і у зоні поздовжніх і кільцевих зварних швів, експлуатаційна деградація металу труби тощо. Необхідно також враховувати можливі “непроектні навантаження” на опори надземних ділянок трубопроводів (наприклад, сезонні і тектонічні зсуви ґрунтів), які не враховувались під час проведення проектних розрахунків.

Проблеми ремонту опорних вузлів трубопроводів тривалої експлуатації, без припинення транспортування газу, на надземних переходах через водні перешкоди чи заболочені ділянки вимагають різносторонніх теоретичних і експериментальних досліджень. Як показує практика експлуатації, на важкодоступних ділянках надземних переходів трубопроводів через відсутність мобільних підймальних пристроїв такі роботи переважно не проводились. Вантажопідймальна техніка не може переміститися до опори балкового переходу, що знаходиться у важкодоступних місцях, наприклад, безпосередньо у руслі ріки чи на заболочених ділянках, без коштовних підготовчих робіт з облаштування під'їзних шляхів і монтажних майданчиків.

Виходячи з цього виникла необхідність провести дослідження з метою обґрунтування раціональної конструкції мобільних підймальних пристроїв і розроблення безпечних технологій ремонту опорних вузлів трубопроводів, включаючи математичне і приладове забезпечення для їх реалізації. Один з можливих варіантів такого мобільного підймального пристрою схематично представлений на рис. 1. Конструктивно рухома опора (рис. 1) складається із залізобетонного ростверку 1, на якому закріплено металеву опорну плиту 2, по якій може переміщатися каретка з опорними котками 3. Зверху на котки встановлено сідловину 4, до якої за допомогою верхніх 5 і нижніх 6 півхомутів через ізолюючі прокладки закріплено трубопровід 7. Мобільний підймальний

пристрій складається із двох гідроциліндрів 8, гнучкого елемента з роликками (тягового ланцюга) 9 і металевої підкладки 10. Такий підймальний пристрій призначений для плавного розвантаження і підймання ділянок трубопроводів за умов, коли неможливо або недоцільно використовувати автокрани чи трубоукладачі.

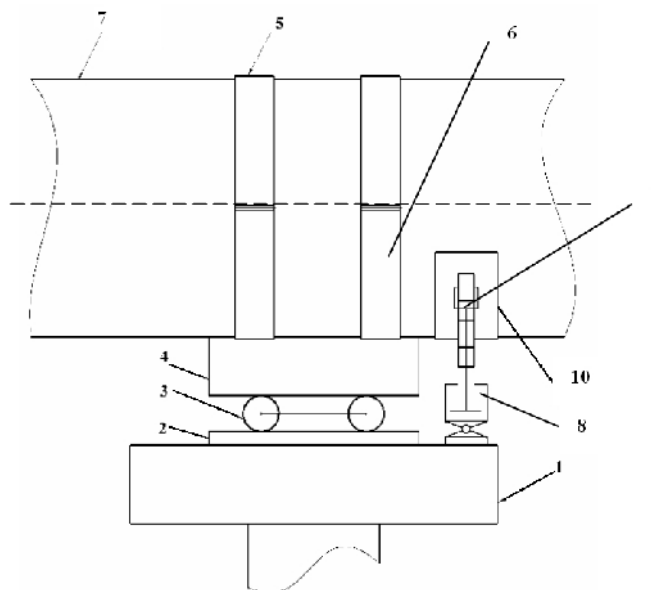


Рис.1. Конструктивна схема рухомої опори трубопроводу із установленим на ній мобільним підймальним пристроєм

Основні технічні характеристики запропонованого пристрою: максимальна вантажопідймальність – 700 кН; швидкість підймання трубопроводу – 0,2 м/хв; максимальна висота підймання трубопроводу – 0,16 м; діапазон зовнішніх діаметрів трубопроводів – (0,1 – 1,4) м; мінімальна висота пристрою (у робочому стані) – 0,61 м; відповідно максимальна висота пристрою – 1,36 м; вага підймального пристрою – 170 кг. Для оперативного визначення параметрів, які необхідно знати під час підготовки і безпосереднього проведення ремонтних робіт опорних вузлів надземних ділянок трубопроводів запропоновано технологічне і аналітичне забезпечення. Згідно якого висота підймання трубопроводу контролюється за допомогою розробленого пристосування контролю висоти переміщення трубопроводів. Зусилля підймання ділянки трубопроводу визначається шляхом вимірювання тиску рідини в гідроциліндрах, манометром та обчислюється за відповідною формулою.

Визначення зміни параметрів напружено-деформованого стану трубопроводу під час його ремонту проводять електромагнітним методом, за допомогою приладу “MESTR-411” з перетворювачем трансформаторного типу. Визначають також усереднені характеристики залишкових напружень у зонах зварних швів, що розміщені на ділянці опорного вузла. Розроблені алгоритм і програма для оцінки коефіцієнта запасу міцності ділянок трубопроводу з дефектами з врахуванням зміни параметрів тріщиностійкості металу труб (KCV) і (K_{IC}) [1]. Визначені допустимі розміри тріщиноподібних дефектів і максимальний тиск газу, за яких експлуатація газопроводу буде безпечною.

Запропонована технологія ремонту опорних вузлів трубопроводів дозволяє суттєво скоротити затрати на підготовчі роботи, зменшити втрати транспортованого продукту, фінансові затрати, підвищити екологічну безпеку і охорону довкілля під час тривалої експлуатації трубопроводів.

1. Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами. ДСТУ-НБВ.2.3–21:2008. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2008. – 88 с.

УДК 621.88

ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНІ МУФТИ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

ELASTIC SAFETY CLUTCH FLEXIBLE SCREW CONVEYOR

Ігор Луців¹, Іван Гевко¹, Тарас Дубиняк¹, Олександра Манзій²

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

To address the overload of flexible screw conveyors are designed safety clutches (SC). Elastic-conical SC design for decreasing of impact loadings in half-couplings of screw conveyer safety clutches at the moment of their wearing is offered.

При переміщенні вантажів у гнучких гвинтових конвеєрах (ГГК) виникають різноманітні перевантаження, які часто призводять до значних деформацій і поломок гвинтових робочих органів (ГРО). Тому з метою уникнення цих перевантажень в конструкціях приводів ГГК широко використовують запобіжні муфти [1 – 3]. З метою підвищення ефективності захисту від перевантажень ГГК нами розроблено цілий ряд пружно-запобіжних муфт [1, 2], які забезпечують плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на ГРО в процесі перенавантаження. Окремі конструкції розроблених пружно-запобіжних муфт ГГК представлено на рис. 1. Дані муфти володіють, крім запобіжних, пружними властивостями і забезпечують плавний режим розмикання півмуфт у режимі спрацювання при перенавантаженні.

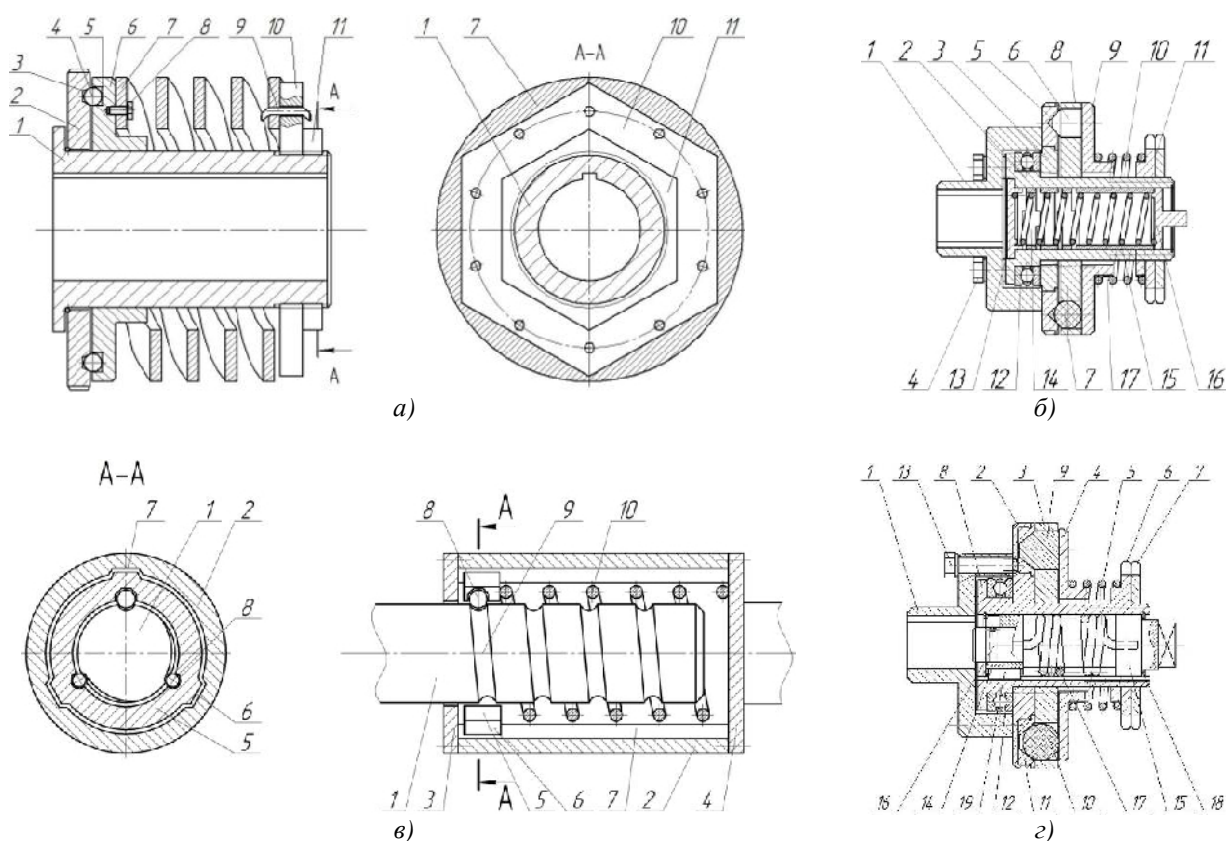


Рис. 1. Пружно-запобіжні муфти: а) пат. України № 112995; б) пат. України № 115032; в) заявка на пат. України № а 2017 02361; г) власна розробка

Пружно-запобіжна муфта, схему якої зображено на рис. 1,г, нами виготовлена (рис. 2) і експериментально досліджується на спеціально розробленій і виготовленій експериментальній установці для дослідження приводів ГГК (рис. 3).



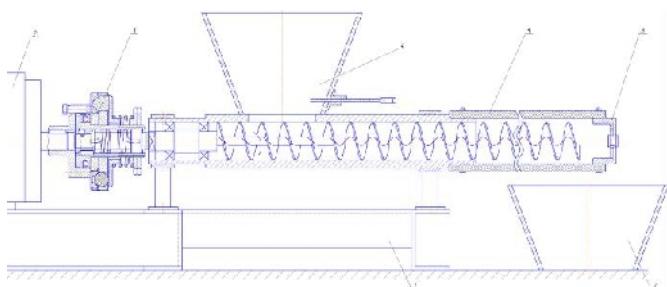
а)



б)

Рис. 2. Пружно-запобіжна муфта ГГК власної розробки:
а) загальний вигляд; б) вигляд муфти в розібраному вигляді

Експериментальна установка складається з опори 1, електродвигуна 2, досліджуваної муфти 3, бункера з шиберам 4, патрубкa зі шнеком 5, регульовального вивантажувального отвору 6, монітора 7, комп'ютера 8 та перетворювача частоти 9. Обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3 передається на шнек 5 ГГК. Сипкий матеріал засипається в бункер 4 і з нього потрапляє до патрубкa зі шнеком 5, по якому транспортується до регульовального отвору 6, яким створюється додаткове навантаження на шнек, і, відповідно, на досліджувану муфту. Результати зміни обертального моменту і потужності двигуна в часі отримуються у форматі графічних і табличних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера.



а)



б)

Рис. 3. Експериментальна установка для дослідження приводів ГГК:
а) схема; б) загальний вигляд

1. Нагорняк С.Г., Гевко І.Б. Синтез кулькових запобіжних муфт сільськогосподарських машин / [С. Г. Нагорняк, І. Б. Гевко] // Вісник НАУ. – Київ, 1997. – С.113–115. 2. Гевко І. Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / І. Б. Гевко. – Луцьк, 1997. – 18 с. 3. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / [І. Гевко, Ю. Паливода, Т. Дубиняк та ін.] // Вісник НУВГП. – 2016. – № 3 (75). – С. 256–265.

УДК 621. 643. 053

ПРИНЦИП РОБОТИ І ДЕЯКІ РОЗРАХУНКИ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ З КАНАВКОЮ АРХІМЕДА НА ТОРЦІ ОБЕРТОВОГО КІЛЬЦЯ

THE PRINCIPLE OF WORK AND SOME CALCULATIONS OF MECHANICAL SEALS WITH ARCHIMEDES GROOVE ON THE END FACE OF A ROTATING RING

Станіслав Мазур, Олег Стрілець, Володимир Стрілець, Орест Тимейчук

The report considers mechanical face seals of increased tightness with groove on the end face of a rotating ring in form of an Archimedean spiral.

Розглядаються торцеві ущільнення підвищеної герметичності з канавкою на торці обертового кільця у вигляді спіралі Архімеда, розроблених на рівні патентів України на корисні моделі 108700, 108704 і 112500. Герметизація ущільнення здійснюється стиком кілець тертя за рахунок їх притискання натискним елементом через пружину. Рідина, що знаходиться в ущільненій порожнині, намагається проникнути назовні через стик кілець і потрапляє в канавку, у вигляді спіралі Архімеда, на торці обертового кільця.

При обертанні кільця, під дією відцентрової сили ущільнена рідина притискається до зовнішніх поверхонь канавки. Під дією відцентрової сили створюється осьова сила яка просуває рідину, що знаходиться у канавці, до відкритого отвору та повертає назад в ущільнену порожнину. Крім того, на контактній поверхні рідини, що знаходиться у канавці, з нерухомим кільцем виникає сила тертя, яка так же сприяє поверненню проникаючої назовні рідини в ущільнену порожнину. На основі такого принципу роботи торцевого ущільнення істотно зменшуються втрати ущільненої рідини, яка старається проникнути назовні із ущільненої порожнини, наприклад, гідронасосів.

Описується тепловий режим роботи нових конструкцій торцевих ущільнень для варіанту прямокутного поперечного перетину кільця з двома прямокутними канавками на торці та порівнюється з суцільним прямокутним поперечним перетином кільця. Математична модель дослідження розподілу температур по поперечному перетину кільця в двовимірній постановці подана такою крайовою задачею:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = 0; \\ T(z, r, 0) = T_0, 0 \leq z \leq z_1, 0 \leq r \leq r_1; \\ g_1 : T(z, 0) = (T_4 - T_1) \cdot \frac{z}{z_1} + T_1; \\ g_2 : T(0, r) = (T_2 - T_1) \cdot \frac{r^2}{r_1^2} + T_1; \\ g_3 : T(z, r_1) = (T_3 - T_2) \cdot \frac{z}{z_1} + T_2; \\ g_4 : T(z_1, r) = (T_3 - T_4) \cdot \frac{r}{r_1} + T_4. \end{array} \right. \quad (1) \dots (6)$$

Тут: рівняння Лапласа (1) описує стаціонарний розподіл температури обертового кільця; умова (2) описує розподіл температури у початковий момент часу; граничні умови (3), (4), (5) і (6) задають розподіл температури на зовнішній поверхні обертового кільця, де T_1 , T_2 , T_3 і T_4 - температури у кутових точках поперечного перетину обертового кільця.

Проведені дослідження силового повернення проникаючої назовні рідини в ущільнену порожнину насоса і теплового режиму роботи нових конструкцій торцевих ущільнень з канавкою у вигляді спіралі Архімеда на торці обертового кільця, підтверджують їх роботоздатність.

УДК 621.874

ГЕОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ КІЛЬКІСНОГО АНАЛІЗУ МОМЕНТУ ОПОРУ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ

GEOMETRIC MODELS FOR QUANTIFICATION MOMENT OF RESISTANCE STRONGHOLDS ROTARY MOBILE CRANE

Євген Москвяк¹, Мирон Баб'як², Василь Федик²

¹ТОВ «Інститут проблем надійності машин і споруд»,
вул. Котика, 7, м. Львів, 79014, Україна;
²ДВНЗ «Дрогобицький коледж нафти і газу»,
вул. Грушевського, 57, м. Дрогобич, 82100, Україна.

Dieser Artikel enthält eine quantitative Analyse, um die Punkte der Widerstandswerte Stützdrehkrane mit traditionellen und modifizierten Rollen zu bestimmen. Ein experimentelles Modell, das traditionelle und modifizierte Einrichtung von Rollelementen ermöglicht und experimentell bewiesen die Wirksamkeit des neuen patentierten Gerät

Істотним недоліком традиційних роликів опорно-поворотних пристроїв є наявність геометричного тертя в робочій зоні. Тому дослідження впливу форми тіл кочення на їхню навантажувальну здатність вельми актуальна задача, що направлена на зменшення моменту тертя не тільки між роликами та робочими поверхнями їхніх бігових доріжок, а особливо між торцями роликів та поверхнями бігових доріжок сусідніх тіл кочення. Здійснити це запропоновано застосуванням модифікованих роликів, що поставило задачу провести експериментальні дослідження та оцінити ефективність застосування модифікованих тіл кочення визначенням та порівнянням результатів кількісного аналізу моментів опору для різних режимів навантажування.

Виконання цих досліджень продиктовано ще і тим, що розроблено та запатентовано конструкцію опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами [1], застосування якого вимагає проведення досліджень з метою встановлення ефективності застосування його на практиці. На сьогодні проведено теоретичний аналіз кінематичних залежностей опорно-поворотного пристрою автокранів [2, 3], особливу увагу приділено процесу передавання енергії під час руху поворотної частини опорно-поворотного пристрою. Отримані аналітично результати доповідались на конференціях різних рівнів та схвалювались. Тут робиться спроба кількісним аналізом моментів тертя довести ефективність впровадження запропонованої конструкції нового опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами.

Тому мета роботи полягає в проведенні кількісного аналізу з визначення величини моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів, порівняння отриманих результатів та на їхній основі сформулювати висновки і розробити рекомендації щодо можливостей ефективного застосування запатентованого пристрою. Для досягнення поставленої мети розроблено геометричну модель (рис. 1), що уможливила проведення дослідів для двох випадків. Спочатку застосовано опорно-поворотний пристрій з традиційними циліндричними роликами, потім – його переоснащено запатентованими модифікованими циліндричними роликами.

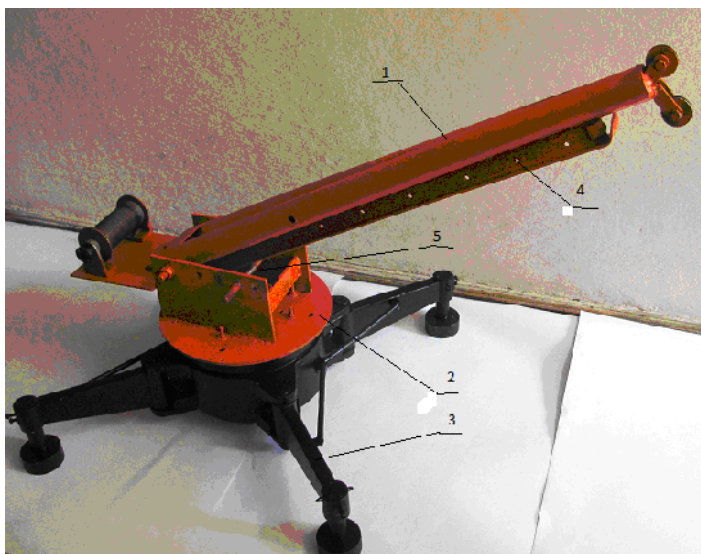


Рис. 1. Загальний вигляд розробленої дослідної моделі

Важливо тут те, щоб під час переналагоджування опорно-поворотного пристрою з однаковою силою затягнути гайки болтів, що з'єднують його півобойми. Для цього розроблено і запатентовано

два пристрої обмежувачів обертального моменту. Програма проведення дослідження моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів поділяється на два етапи. Послідовність здійснення кожного етапу абсолютно однакова, а тільки змінюється форма роликів. Це дає право виконати опис послідовності дослідів один раз без повторення, а саме: підготовку моделі опорно-поворотного пристрою автокранів до проведення планових дослідів проведено за чіткою послідовністю розроблених вимог. Лабораторна установка доповнена вимірювальним пристроєм, що закріплювалась на стандартних кутниках та шкалою відліку поділок вантажу.

Розроблена дослідна модель складається з: 1 – стріли з блоками для кріплення вантажу; 2 – поворотна рама з опорно-поворотним пристроєм; 3 – опорна частина моделі; 4 – отвори для кріплення вимірювального пристрою; 5 – стержень для регулювання кута нахилу стріли.

На першому етапі визначено потрібну початкову рушійну силу для опорно-поворотного пристрою з традиційними роликами при найбільшому вильоті стріли моделі, а потім все повторено для його з модифікованими роликами. Для чого виконано точне вимірювання необхідних габаритних параметрів моделі: довжина стріли – 850 мм; віддаль між точкою кріплення вимірювального пристрою і віссю обертання опорно-поворотного пристрою – 700 мм; кут нахилу стріли – 41° ; вага корисного вантажу – 9,85 кг (зусилля – 98, 5 Н). Отримані результати зведено в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунку					
Параметри	Початкове положення	Проміжні положення			
Кут повороту, град	0	10	20	30	40
Рушійна сила, Н	54,2	46	41	40,8	36
	35	31	25	14	22

Порівняння отриманих результатів підтверджує ефективність застосування модифікованих роликів для опорно-поворотного пристрою автокранів тому, що це зменшує момент тертя під час обертання майже в два рази (1,86 разів).

1. Патент на корисну модель № 79333 В66С 23/84 Опорно-поворотний пристрій /Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. Опубл. 25.04.2013. Бюл. № 8. – 6 с. 2. Малащенко В.О., Москвяк Є.В., Федик В.В. Аналіз кінематичних параметрів роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів. Тези доповіді на науковому семінарі ПТМ. – Тернопіль, 26-29.03.12 р. – С.39-40. 3. Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. Аналіз кінематики модифікованого опорно-поворотного пристрою автокранів. – Львів. Вісник НУЛП «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів» № 759, 2013. – С 55-58.

УДК 621.1

ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ КОРБО-ПОКОВЗНЕВОГО МЕХАНІЗМУ

DYNAMIC BALANCING OF SLIDER-CRANK MECHANISM

В'ячеслав Пасіка, Євген Харченко

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна, paswr@meta.ua.

We consider the combined slider-crank mechanism with spring-loaded slider and crank of variable length. Springs are attached to the slider and take a perpendicular position in the middle course of its movement. Changing length crank are provided by fixed cam. It is shown that for balanced slider, profile of real cam will be an ellipse. The sizes for semiaxes and eccentricity of the ellipse are given in stroke length slider.

Механізми зі зворотно поступальним рухом поковзня використовуються у багатьох машинах різноманітного призначення. Це теплові насоси, компресори на основі ДВЗ, пневматичні двигуни, головні механізми колодопильних рам тощо. Характерною особливістю таких механізмів є значне

перевищення інерційного навантаження у порівнянні із силовим. Як правило, такі механізми зрівноважують додатковою противагою на колінчастому валу, уведенням у структуру кососиметричного механізму або пружної ізоляції механізму. Однак повністю динамічно зрівноважити такі механізми не вдається, або це призводить до суттєвого збільшення масогабаритних характеристик, що веде до збільшення потужності і породжує додаткове зношення і вібрацію.

У попередніх роботах авторів були проведені дослідження комбінованого КПМ з додатковими пружними елементами уведеними перпендикулярно до напрямку руху поковзця. Однак дослідження таких механізмів не проводились у загальному вигляді і носили конкретний характер з яких неможливо було зробити узагальнені висновки.

Мета роботи – дослідити комбінований КПМ зі змінною довжиною корби і поковзцем підпружиненим пружинами, які розміщені перпендикулярно до його напрямку руху. Провести дослідження найбільш узагальненим методом, який базується на теоріях подібності і розмірності.

Для досягнення поставленої мети застосуємо корбу, довжину якої можна програмовано змінювати в процесі руху. Для зміни довжини корби використаємо нерухомий кулачок (рис. 1). У пропонованому механізмі корба 1 обертається із заданою частотою n об/хв. Ролик 5, який обертальною кінематичною парою A з'єднаний з поковзцем 4, обкочує нерухомий кулачок, що призводить до переміщення поковзця вздовж корби. Отриманий механізм має два ступеня свободи і проявляється принципова можливість впливати на рух поковзця 3 не тільки частотою обертання корби, але і зміною положення поковзця 4 відносно корби.

Для вихідного центрального КПМ з перпендикулярно розміщеними пружинами сили пружності та інерції, які діють на поковзень 3, завжди знаходяться у протифазі. Завданням синтезу є визначення такого профілю нерухомого кулачка, при якому сили пружності і сили інерції, що діють на поковзень 3 урівноважуватимуться при будь-якому положенні корби.

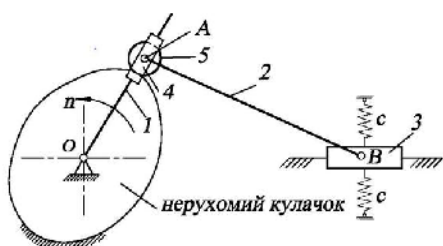


Рис. 1. Структурна схема КПМ зі зрівноваженим поковзцем

Завдання синтезу складається з двох частин: спочатку необхідно синтезувати закон руху поковзця 3, при якому сили пружності і сили інерції зрівноважуються, а потім за синтезованим законом руху поковзця синтезуємо необхідний теоретичний профіль нерухомого кулачка.

У результаті проведених досліджень виявлено, що профіль нерухомого кулачка є еліпс з відомими півосями, який відрізняється від синтезованого профілю в межах 0,5% і зміщений відносно точки O на $0,0261S$ вліво. Характерно, що у середині кінематичного циклу рух поковзця 3 відбувається з квазісталою швидкістю в межах 5% похибки на протязі ~40% ходу.

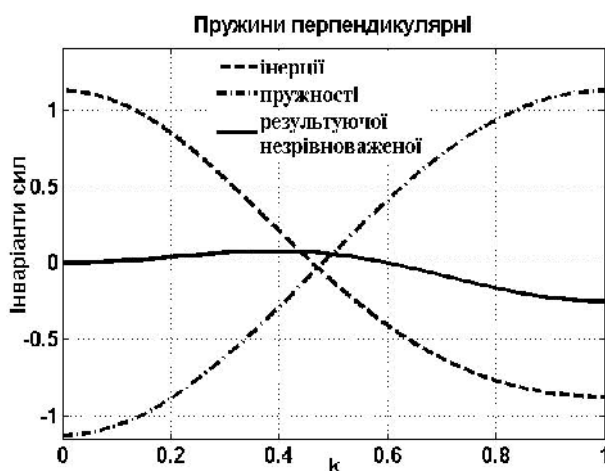


Рис. 2. Характеристики сил, які діють на підпружинений поковзень КПМ

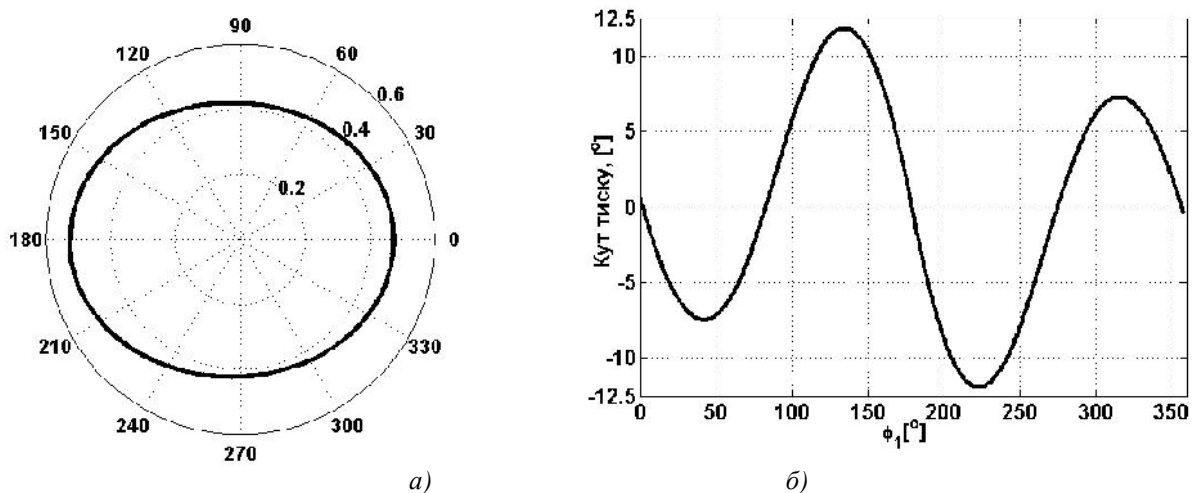


Рис. 3. Характеристики теоретичного профілю нерухомого кулачка:
а – теоретичний профіль кулачка, б – кути тиску кулачка

УДК 621.825.5/.7

МЕХАНІЗМ СПРАЦЬОВУВАННЯ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ З ХОРДАЛЬНИМИ КАНАТАМИ

OPERATION MECANISM OF SAFETY CLUTCH WITH CHORDAL ROPES

Владислав Проценко, Оксана Клементьєва

Херсонська державна морська академія,
просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000, Україна.

The construction of a safety-flexible clutch with chordal ropes is proposed in the work. Mechanism of operation proposed clutch is described and quick-operation parameters of clutch are grounded. The conditions of execution by coupling safety functions are formulated.

Розроблення нових конструкцій пружно-запобіжних муфт, що мають просту конструкцію та здатні працювати в умовах неспіввісності, а також обґрунтування їхніх параметрів становить значний резерв для удосконалення приводів машин [1]. З огляду на це авторами розроблена та запатентована [2] муфта з канатними пружними елементами, що здатна реалізувати запобіжні функції. Для цієї муфти характерні основні геометричні та силові співвідношення отримані раніше для постійної муфти з хордальними канатами, але функціональне призначення та конструкція цієї муфти обумовлює деякі особливості її розрахунку, зокрема, оцінки параметрів пружин які затискають канати. Розкриття механізму спрацьовування роботи муфти та оцінка параметрів швидкодії її роботи становить мету даної роботи. Для цього розглянемо розрахункові схеми, показані на рис. 1 та рис. 2. При роботі муфти в стопорному режимі (найбільш небезпечний варіант) втулки 2, що належать веденій напівмуфті залишаються нерухомими, а втулки 1, що належать ведучій півмуфті, рухаються ним назустріч.

Для виконання муфтою запобіжних функцій за час удару t_y , коли точка G_1 втулки 1 дійде до точки G_2 втулки 2 (в цьому положенні відбудеться їхній удар) палець 3 втулки 2 повинен бути екстрагований (за час t_e) з її осьового отвору та отвору фланця веденої півмуфти разом з шайбами та гайкою за рахунок стисненої при складанні муфти пружини б (рис. 2). Таким чином, можна записати рівняння можливості виконання муфтою своїх функцій (рівняння швидкодії муфти):

$$t_y \geq t_k + t_e. \quad (1)$$

У результаті теоретичних досліджень отримано вираз для обчислення потрібного часу екстракції пальця:

$$t_e^{nomp} \leq \frac{p - j_k}{w} - \frac{d_{em} \cos \frac{p}{2z}}{0,5D_{36} w} = \frac{p - 2 \arcsin \frac{d_{em}}{D_{36}}}{w} - \frac{d_{em} \cos \frac{p}{2z}}{0,5D_{36} w}. \quad (2)$$

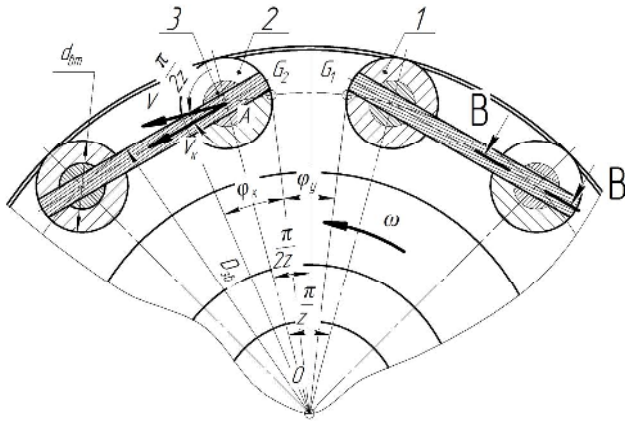


Рис. 1. Розрахункова схема муфти

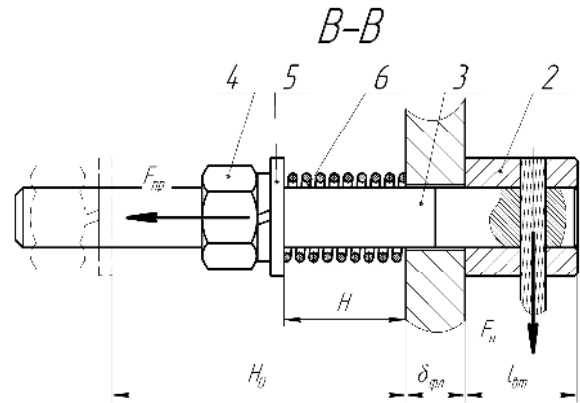


Рис. 2. Розрахункова схема пальця

З аналізу динаміки процесу екстракції пальця отримано рівняння для визначення розрахункового часу екстракції:

$$t_e^{розр} = \frac{l_{ем} + d_{фл}}{\sqrt{\frac{c(l_{ем} + d_{фл})^2}{m_{nz}}}} = \sqrt{\frac{m_{nz}}{c}} \quad (3)$$

З виразу (3) отримано формулу для розрахунку граничної частоти обертання при якій муфта здатна виконувати свої запобіжні функції при відомих її розмірах (точно):

$$w \leq \sqrt{\frac{c}{m_{nz}}} \left(\frac{p}{z} - 2 \arcsin \frac{d_{ем}}{D_{36}} - \frac{d_{ем} \cos \frac{p}{2z}}{0,5D_{36}} \right) \quad (4)$$

Дещо простіше рівняння для наближеного обчислення цього ж часу має вигляд:

$$w_{набл} \leq \sqrt{\frac{c}{m_{nz}}} \left(\frac{p}{z} - 4 \arcsin \frac{d_{ем}}{D_{36}} \right) \quad (5)$$

Розрахунки за формулами (5) (64,63 рад/с) та (4) (77,74 рад/с) для модельної муфти дають результати відмінні приблизно на 17%. Проте для наближеної оцінки параметрів швидкодії муфти вони цілком придатні, оскільки забезпечують запас.

Користування отриманими виразами може виконуватись наступним чином:

а) при відомих з виконаного розрахунку на міцність розмірах та частоті обертання муфти можна перевіряти можливість її роботи як запобіжної, обчислюючи розрахунковий час екстракції пальця за формулою (3) та порівнювати його з потрібним часом екстракції (2);

б) при тих же умовах, обчислення допустимої кутової швидкості муфти за формулою (4) чи (5) та порівняння її з проектною кутовою швидкістю також дасть можливість відповісти на запитання чи здатна муфта виконувати свої запобіжні функції.

Напрямки подальших досліджень:

1. Оцінка швидкодії запобіжної муфти з хордальними канатами при її роботі в умовах неспіввісності.
2. Експериментальне дослідження швидкодії та ефективності роботи запобіжної муфти з хордальними канатами.
3. Оцінка точності спрацювання запобіжної муфти з хордальними канатами.

1. Малащенко В.О., Куновський Г.П. Навантажувальна здатність приводів великомасових систем. Монографія. – Львів: «Новий світ-2000», 2016. – 150 с. 2. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 106426. Пружно-запобіжна муфта з торцевою установкою прямих канатів. Патенто власник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Плечій І.А., заявка u201510570 від 29.10.2015, опубл. 25.04.2016, Бюл. №8.

УДК 621.878.4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗАНУРЕННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА У ШТАБЕЛЬ З МАТЕРІАЛОМ

MATHEMATICAL MODELING OF THE PROCESS OF PLANTING THE WORKING EQUIPMENT OF A COMPACT LOADER INTO A STOCKPILE WITH MATERIAL

Микола Розенфельд, Олександр Єфименко, Заур Мусаєв

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Я. Мудрого, 25, м. Харків, 61025, Україна.

The mathematical model of the process of planting the working equipment of a compact loader with an on-board turning system has been presented. An attempt has been made to analyze the influence of the indices of oscillatory processes in the period of work operations for the subsequent comparison of mathematical calculations with computer simulation and experiment.

Малогабаритні навантажувачі є машинами багатоцільового використання. За бажанням споживача вони, поряд з основним ковшем, забезпечуються ковшами підвищеної місткості, бульдозерним відвалом, вилковим та гаковим підйомниками, навісним екскаваторним обладнанням, шнекобуром, бетоноломом.

Досвід експлуатації навантажувачів типу ПМТС-1200, свідчить, що більше 60% річного часу вони використовуються на перевантаженні сипких вантажів (щебеню, піску, дрібнокускових матеріалів, зруйнованого ґрунту, сміття). Порівняння навантаженості цієї машини, обладнаної перерахованими вище видами змінного устаткування, показує, що найбільш важкі режими навантаження досягаються при перевантаженні основного ковша сипким матеріалом. З усіх технологічних операцій робочого циклу максимальні зусилля на робочому обладнанні відповідають процесу занурення ковша в матеріал, що підтверджується працями Векслера В.М., Мухи Т.І., Базанова А.Ф., Забегалова Г.В., Холодова А.М. та ін.

Метою роботи є розроблення математичної моделі процесу занурення робочого обладнання короткобазового навантажувача у штабель з матеріалом за розрахунковою схемою на рис. 1.

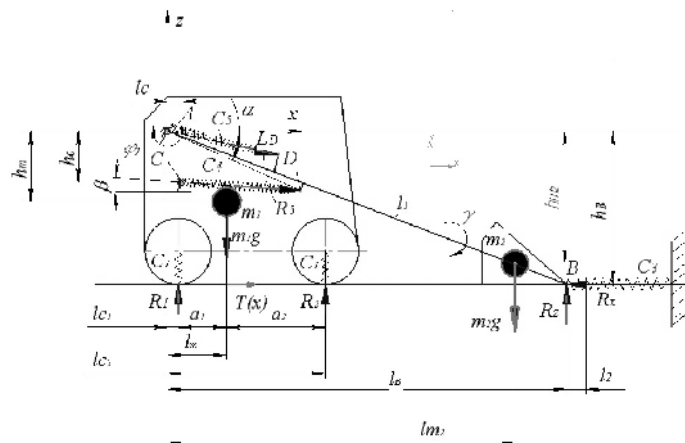


Рис. 1. Розрахункова схема робочого процесу навантажувача

Математичний опис відомого робочого процесу описується диференціальними рівняннями Лагранжа другого роду. Слід зазначити, що така математична модель розглядалася як двомасова система з сімома узагальненими координатами, тож після складання диференціального рівняння знаходимо похідні за узагальненими швидкостями та часом:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial x} &= m_1 \ddot{x} + m_1 h_{m1} \ddot{\varphi}_y + m_2 \ddot{x} + m_2 h_{m2} \ddot{\varphi} \\
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial y} &= m_1 \ddot{y} + m_1 \cdot l_{m1} \cdot \ddot{\varphi}_z + m_1 \cdot h_{m1} \cdot \ddot{\varphi}_x + m_2 \cdot \ddot{y} + m_2 \cdot l_{m2} \cdot \ddot{\varphi}_z - m_2 \cdot h_{m2} \cdot \ddot{\varphi}_x; \\
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial z} &= m_1 \ddot{z} - m_1 l_{m1} \ddot{\varphi}_y + m_2 \ddot{z} - m_2 l_{m2} \ddot{\varphi} \\
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \varphi_x} &= m_1 h_{m1}^2 \ddot{\varphi}_x - m_1 h_{m1} \ddot{\varphi}_x \ddot{\varphi}_x - m_1 l_{m1} h_{m1} \ddot{\varphi}_z + Jx_{m1} \ddot{\varphi}_x - Jxy_{m1} \ddot{\varphi}_y - \\
 &- Jxz_{m1} \ddot{\varphi}_z + Jx_{m2} \ddot{\varphi}_x - Jxy_{m2} \ddot{\varphi}_y - Jxz_{m2} \ddot{\varphi}_z; \\
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \varphi_y} &= m_1 h_{m1} \ddot{x} + m_1 h_{m1}^2 \ddot{\varphi}_y + m_1 l_{m1}^2 \ddot{\varphi}_y - l_{m1} \ddot{x} + Jy_{m1} \ddot{\varphi}_y - Jxy_{m1} \ddot{\varphi}_x - Jyz_{m1} \ddot{\varphi}_z; \\
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \varphi_z} &= m_1 l_{m1}^2 \ddot{\varphi}_z + m_1 l_{m1} \ddot{y} - m_1 l_{m1} h_{m1} \ddot{\varphi}_x + Jz_{m1} \ddot{\varphi}_z - Jxz_{m1} \ddot{\varphi}_x - Jyz_{m1} \ddot{\varphi}_y; \\
 \frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= m_2 h_{m2}^2 \ddot{\varphi} + m_2 h_{m2} \ddot{x} + m_2 l_{m2}^2 \ddot{\varphi} - m_2 l_{m2} \ddot{y} + Jy_{m2} \ddot{\varphi} - Jy_{m2} \ddot{\varphi}_x - Jyz_{m2} \ddot{\varphi}_z.
 \end{aligned} \right\} (1)$$

де $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}, \ddot{\varphi}_x, \ddot{\varphi}_y, \ddot{\varphi}_z, \ddot{\varphi}$ – узагальнені координати.

Після виконаних дій знайдемо похідні для потенціальної енергії за тими ж узагальненими координатами та запишемо усе у вигляді системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 \cdot Vx + m_1 \cdot h_{m1} \cdot V\varphi_y + m_2 \cdot Vx + m_2 \cdot h_{m2} \cdot V\gamma + T - W + C_3 \cdot x + C_3 \cdot b \cdot \varphi_z - \gamma \cdot C_3 \cdot hb &= 0; \\
 m_1 \cdot Vy + m_1 \cdot l_{m1} \cdot V\varphi_z + m_1 \cdot h_{m1} \cdot V\varphi_x + m_2 \cdot Vy + m_2 \cdot l_{m2} \cdot V\varphi_z - m_2 \cdot h_{m2} \cdot V\varphi_x + C1бок \cdot y + \\
 + C2бок \cdot y + hb \cdot \varphi_x - C1бок + hb \cdot \varphi_x \cdot C2бок - lc_1 \cdot \varphi_z \cdot C1бок - lc_2 \cdot \varphi_z \cdot C2бок &= 0; \\
 m_1 \cdot Vz - m_1 \cdot l_{m1} \cdot V\varphi_y + m_2 \cdot Vz - m_2 \cdot l_{m2} \cdot V\gamma + C_1 \cdot z + C_1 \cdot a_1 \cdot \varphi_y + C_2 \cdot a_2 \cdot \varphi_y &= 0; \\
 Ix_{m1} \cdot V\varphi_x - Ixy_{m2} \cdot V\gamma + Ix_{m2} \cdot V\varphi_x - Ixy_{m1} \cdot V\varphi_y - Ixz_{m1} \cdot V\varphi_z - Ixz_{m2} \cdot V\varphi_z + hb \cdot C1бок \cdot y + \\
 + hb \cdot C2бок \cdot y + hb^2 \cdot \varphi_x \cdot C1бок + hb^2 \cdot \varphi_x \cdot C2бок - hb \cdot lc_1 \cdot \varphi_z \cdot C1бок - hb \cdot lc_2 \cdot \varphi_z \cdot C2бок &= 0; \\
 m_1 \cdot h_{m1} \cdot Vx + m_1 \cdot h_{m1}^2 \cdot V\varphi_y + m_1 \cdot l_{m1}^2 \cdot V\varphi_y - l_{m1} \cdot Vz + Iy_{m1} \cdot V\varphi_y - Ixy_{m1} \cdot V\varphi_x - Iyz_{m1} \cdot V\varphi_z + \\
 + C1 \cdot \varphi_y \cdot a_1^2 + C_1 \cdot z \cdot a_1 + C2 \cdot \varphi_y \cdot a_2^2 + C2 \cdot z \cdot a_2 &= 0; \\
 m_1 \cdot l_{m1}^2 \cdot V\varphi_z + m_1 \cdot l_{m1} \cdot Vy - m_1 \cdot l_{m1} \cdot h_{m1} \cdot V\varphi_x + Iz_{m1} \cdot V\varphi_z - Ixz_{m1} \cdot V\varphi_y + \\
 + C_3 \cdot b \cdot x - lc_1 \cdot C1бок \cdot y - lc_2 \cdot C2бок \cdot y + C_3 \cdot b^2 \cdot \varphi_z + lc_1^2 \cdot \varphi_z \cdot C1бок + \\
 + lc_2^2 \cdot \varphi_z \cdot C2бок - \gamma \cdot C_3 \cdot b \cdot hb - hb \cdot lc_1 \cdot \varphi_x \cdot C1бок - hb \cdot lc_2 \cdot \varphi_x \cdot C2бок &= 0; \\
 m_2 \cdot h_{m2}^2 \cdot V\gamma + m_2 \cdot h_{m2} \cdot Vx + m_2 \cdot l_{m2}^2 \cdot V\gamma - m_2 \cdot l_{m2} \cdot Vz + Iy_{m2} \cdot V\gamma - \\
 - Iy_{m2} \cdot V\varphi_x - Iyz_{m2} \cdot V\varphi_z + C_3 \cdot hb^2 \cdot \gamma - \\
 - C_3 \cdot hb \cdot x - C_3 \cdot b \cdot hb \cdot \varphi_z + C_4 \cdot LD^2 \cdot \gamma \cdot \sin(\beta - \alpha)^2 &= 0.
 \end{aligned} \right\} (2)$$

Ця математична модель дозволяє вирішувати складні питання динаміки малогабаритного навантажувача під час виконання робочих операцій, зокрема, під час занурення його робочого органа у штабель із сипучим матеріалом. У подальших дослідженнях планується змоделювати комп'ютерну модель робочого процесу навантажувача та провести фізичний експеримент для розроблення загальної методичної бази з проектування ЗТМ (землерійно-транспортної техніки).

УДК 621.867.61/62-592.132/62-585.13

ТРИБОТЕХНІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМІВНОГО РОЛИКА ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ

THE TRIBOTECHNICAL TESTS OF FRICTION PAIR FOR THE CENTRIFUGAL
TYPE BRAKE ROLLER

Євген Сафонов, Андрій Носко

Московський державний технічний університет ім. М. Е. Баумана

вул. 2-а Бауманська, будинок 5, будова 1, м. Москва, 105005, Російська Федерація, dr.nosko@mail.ru.

The dependencies of the coefficient of friction and wear on the temperature of materials of friction pairs have been received: a brake insert manufactured by HUZHOU JIUTONG LOGISTICS MACHINERY CO., LTD (China) and a rolled brake band, type (UM-2) 6KV-10 / St. 3 Steel, in the range of temperatures not exceeding 100° C. The obtained results have been compared and discussed.

Основним елементом гравітаційних роликів конвеєрів для палет (далі – конвеєрів), що визначають їхню безпечну експлуатацію, є гальмівні ролики. Застосування гальмівних роликів викликано необхідністю обмеження швидкості палети з вантажем (далі палети) у конвеєрі.

Однією з конструкцій, що найбільш широко застосовується в даний час, є гальмівний ролик відцентрового типу з важелями (колодками), розміщеними всередині корпусу гальмівної вставки. Загальний вигляд гальмівної вставки компанії Werner Langer GmbH & Co. (ФРН) представлений на рис. 1.

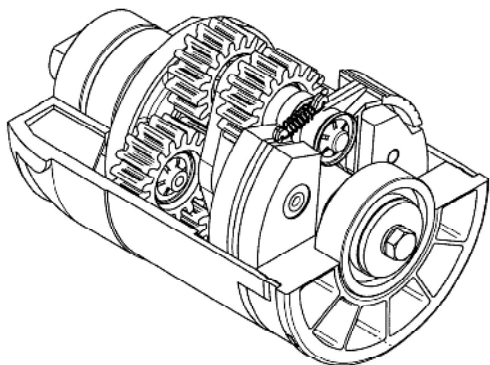


Рис. 1. Загальний вигляд гальмівної вставки компанії Werner Langer GmbH & Co

Як об'єкти дослідження були вибрані пара тертя серійної гальмівної вставки виробництва компанії HJLM (Китай), а також вальцьована стрічка по сталі, що широко використовується в російських гальмах підйомно-транспортних машин.

Для триботехнічних випробувань фрикційних пар відцентрових гальм у МГТУ ім. М.Е. Баумана на базі лабораторного стенда Lucas-Nülle GmbH (ФРН) розроблений експериментальний модуль, що дозволяє імітувати роботу фрикційної пари відцентрового гальма відповідно до реальних режимів експлуатації гравітаційних роликів конвеєрів для палет. Система керування стендом побудована на апаратній платформі Arduino UnoR3.

Розроблено методику експериментального дослідження триботехнічних характеристик фрикційної пари відцентрових гальм у режимах стаціонарного та повторно-короткочасного гальмування.

Згідно з раніше проведеними дослідженнями, а також досвіду експлуатації для більшості пар тертя гальмівних роликів відцентрового типу гравітаційних роликів конвеєрів для палет, частота обертання обичайки гальмівного ролика не перевищує 1100 хв⁻¹, а нормальне зусилля на фрикційну накладку – 33 Н. Тому ці значення були прийняті в якості максимальних при проведенні випробувань зі сталюю потужністю тертя (при незмінному значенні ρ_v) рівному 0,13 Вт/мм² (табл. 1).

Таблиця 1

Параметри режимів випробувань на знос та їхні результати при сталому значенні ρ_v *

Параметр	Одиниця виміру	Значення параметра		
Діаметр поверхні тертя гальмівного ролика (обичайки)	мм	83		
Нормальне зусилля на фрикційну накладку	Н	32,31	22,16	12,2
Тиск на фрикційну накладку	МПа	0,07	0,05	0,027
Частота обертів обичайки гальмівного ролика	хв-1	418	608	1098
Швидкість ковзання фрикційної накладки	м/с	1,81	2,65	4,77
Потужність тертя	Вт/мм ²	0,13		
Встановлена температура пари тертя	експеримент	77...80	73...77	72...73
	середнє значення	76,5		
Знос фрикційної накладки	експеримент	5,95	7,18	7,19
	середнє значення	6,77		
Коефіцієнт тертя	експеримент	0,75	0,78	0,79
	середнє значення	0,77		

* Випробування на знос проводилися для пари тертя 6KV-10 / Сталь.

Найбільш істотний вплив на коефіцієнт тертя та знос дає температура поверхні фрикційної пари гальмівного ролика.

Проведені дослідження показали, що робоча температура пари тертя гальмівного ролика виробництва компанії HJLM (Китай) при високих значеннях швидкостей ковзання та нормального зусилля на фрикційну накладку перевищує допустиму, яка знаходиться в діапазоні 65...70°C. При цьому спостерігається катастрофічний знос фрикційної накладки зі зміщенням (наволокуванням) шарів поверхні тертя матеріалу накладки (утворення «скаток»), а також намазуванням гуми на поверхню тертя обичайки.

Порівняльний аналіз фрикційної пари гальмівного ролика виробництва компанії HJLM (Китай) і вітчизняної пари тертя показав, що найбільш доцільним є використання вальцьованої гальмівної стрічки типу 6KB-10 марки EM-2 в якості матеріалу фрикційної накладки. Коефіцієнт тертя фрикційної пари EM-2 (6KB-10)/Сталь при температурах до 100°C практично не залежить від температури і має високі середні значення (0,76).

УДК 658.7

ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ СИПУЧИХ ВАНТАЖІВ У МОРСЬКИХ ПОРТАХ

OPTIMIZATION OF BULK CARGO HANDLING SYSTEM IN SEAPORTS

Володимир Семенюк, Олександр Кнюх, Олександр Вудвуд

*Одеський національний політехнічний університет,
пр-т Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна.*

The possibility of moving bulk cargo in seaports with passage of cargo through a warehouse is considered. An algorithm for the operation of a bulk cargo handling complex in seaports is proposed. Optimal variants of a reloading complex for unloading a sea vessel are determined.

Інтенсивність обробки морського судна і продуктивність є головними показниками, які відображають взаємозв'язок між морським флотом і портом. Ці показники забезпечуються шляхом оптимізації перевантажувальних комплексів сипких та штучних вантажів.

Існують два основних варіанти вантажних робіт у портах: прямий варіант та варіант проходження вантажів через склад. Більш економічними є прямі варіанти [1], бо вони мають менший обсяг вантажних робіт за час проходження вантажу через порт, а також відсутні витрати для збереження вантажу на складі. Але прямі варіанти вантажних робіт у портах важко реалізувати через відсутність залізничних вагонів для завантаження і можливість пошкодження окремих технічних засобів. Тому використовують варіанти з проходженням через склад.

З урахуванням принципу розподілення логістичної системи на характерні ланки [2] розглянуті варіанти перевантажувальних комплексів сипких вантажів для розвантажування морських суден:

Варіант 1: судно – порталний кран – залізничний вагон.

Варіант 2: судно – порталний кран – фронтальний склад.

Варіант 3: судно – порталний кран – конвеєр – тиловий склад.

Варіант 4: фронтальний склад – порталний кран – залізничний вагон.

Варіант 5: тиловий склад – конвеєр – залізничний вагон.

Визначено час кожного з циклів роботи обладнання перевантажувального комплексу і продуктивність для розглянутих варіантів переміщення вантажів.

На підставі аналізу розглянутих варіантів перевантажувального комплексу розрахована продуктивність комплексу при роботі по кожному варіанту і при роботі одночасно різних варіантів комплексу, визначено також коефіцієнт запасу необхідної продуктивності комплексу.

Розроблено алгоритм роботи перевантажувального комплексу сипких вантажів у морських портах, який дозволяє підвищити продуктивність комплексу у разі порушення роботи обладнання, перепоповнення складських територій, а також відсутності своєчасних поставок залізничних вагонів для завантаження.

1. Винников В.В. Системы технологий в морском порту/ В.В. Винников, Е.Д. Крушкин, Е.Д. Быкова: учебное пособие. – 2-е изд. переработанное и дополненное О.Феникс, М. – Транспорт, 2010. – 576 с. 2. Семенов В.Ф., Кнюх А.Б. Моделирование внутрипроизводственных логистических цепей перемещения штучных грузов.// Научный журнал «Электротехнические и компьютерные системы», 2014. – №13(89).

УДК621.87:62-567

МЕТОД РОЗРАХУНКУ НАДІЙНОСТІ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ, ОБЛАДНАНИХ ПРУЖНИМИ БУФЕРНИМИ ПРИСТРОЯМИ

RELIABILITY CALCULATION METHOD OF LOAD-LIFTING CRANES, EQUIPPED WITH ELASTIC BUFFER DEVICES

Володимир Семенов, Валерій Лінгур

Одеський національний політехнічний університет,
проспект Т. Шевченка 1, м. Одеса, 65044, Україна.

A method is proposed for calculating the reliability of load-lifting cranes equipped with elastic buffer devices, taking into account the average crane run frequency per stop for one cycle of the crane operation and the failure rate of the buffer device.

Для пом'якшення можливого удару в тупикові упори вантажопідйомні крани оснащуються пружними буферними пристроями. Однак практика експлуатації вантажопідйомних кранів підтверджує, що навіть при оснащенні кранів буферними пристроями наїзд таких кранів на упори призводить до великих динамічних навантажень, і, як наслідок, до аварійних ситуацій.

Аналіз аварійних ситуацій показує, що багато з них виникають через низьку надійність буферних пристроїв, яка впливає на надійність роботи вантажопідйомних кранів.

Для розрахунку надійності вантажопідйомних кранів, обладнаних пружними буферними пристроями, необхідно враховувати наступне.

При експлуатації кранів можлива різна ймовірність наїзду крана на упори. При одній і тій же ймовірності безвідмовної роботи буферного пристрою надійність крана тим вища, чим менша ймовірність виникнення наїзду крана на упори.

Аналіз причин наїзду крана на упори показує, що настання наїзду є випадковою подією. Послідовність наїзду крана на упори, який відбувається один за одним у випадкові моменти часу, будемо називати потоком наїздів. Приймаючи, що потік наїздів крана на упори розподіляється за законом Пуассона, знайдемо імовірність $P_n(N)$ того, що кількість наїздів протягом N циклів роботи крана буде дорівнювати n :

$$P_n(N) = \frac{(hN)^n \cdot e^{-hN}}{n!}, \quad (1)$$

де h – середня частота наїздів крана на упори на один цикл роботи крана.

Виберемо у якості критерію надійності буферного пристрою імовірність $P_{буф}(n)$ того, що протягом n наїздів не відбудеться ні одної відмови буферного пристрою, і знайдемо надійність вантажопідйомного крана, обладнаного пружним буферним пристроєм.

Кількість наїздів крана на упори протягом N циклів роботи крана є випадковою і може приймати значення від 0 до N з імовірністю, яка визначається формулою (1). Тому надійність вантажопідйомного крана, оснащеного буферним пристроєм, яка визначається ймовірністю $P_{кр}(N)$ того, що протягом N циклів роботи крана не відбудеться жодної відмови буферного пристрою, визначиться за формулою повної імовірності:

$$P_{кр}(N) = \sum_{n=0}^N P_n(N) \cdot P_{буф}(n). \quad (2)$$

Прийнявши, що ймовірність безвідмовної роботи буферного пристрою підпорядковується експоненціальному закону, запишемо:

$$P_{\text{буф}}(n) = e^{-\lambda n}, \quad (3)$$

де λ – інтенсивність відмов буферного пристрою.

Підставивши у формулу (2) значення $P_n(N)$ з (1) і $P_{\text{буф}}(n)$ з (3), знайдемо:

$$P_{\text{кр}}(N) = \sum_{n=0}^N \frac{(hN)^n \cdot e^{-hN}}{n!} \cdot e^{-\lambda n} = e^{-hN} \sum_{n=0}^N \frac{[hN \cdot e^{-\lambda}]^n}{n!}. \quad (4)$$

Для достатньо великих N верхня межа суми у формулі (4) може дорівнювати ∞ . Позначивши

$hN \cdot e^{-\lambda} = x$ і використовуючи відому залежність $\sum_{n=0}^{\infty} \frac{x^n}{n!} = e^x$, після підстановки в (4), отримаємо:

$$P_{\text{кр}}(N) = \exp\{-[1 - e^{-\lambda}]hN\}. \quad (5)$$

Таким чином, надійність вантажопідйомного крана, обладнаного пружним буферним пристроєм, яка визначається імовірністю $P_{\text{кр}}(N)$ того, що протягом N циклів роботи крана не відбудеться ні однієї відмови буферного пристрою, може бути знайдена за формулою (5) і залежить від середньої частоти наїздів за один цикл роботи крана, а також від інтенсивності відмов буферного пристрою.

УДК 621.086.065

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ І ПРОЕКТУВАННЯ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ДОРІГ

FEATURES OF THE CALCULATION AND DESIGN OF ROPE WAYS

Богдан Сологуб, Ярослав Данило, Ростислав Предко

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

Suspended rope way as a complex technical system has been considered. The dynamic model of forces calculation generated during the motion of the carriage of suspended rope way in the area of the supporting shoe has been offered.

Підвісні канатні дороги широко використовуються на зимових базах відпочинку. За останні роки значно зросла їх кількість у регіонах Карпат. Їх експлуатація підвищує комфортність відпочиваючих і приносить значні прибутки. Однак першочерговим завданням є забезпечення безпеки їхньої роботи та вибір оптимальних параметрів, які дозволять досягти довговічності основних елементів. Підвісні канатні дороги є складними системами з елементами стандартних вузлів проектування, які є трудомісткими багатоваріантними задачами, особливість яких полягає в значній зміні зовнішніх факторів, що визначаються рельєфними умовами та особливостями виробництва, а також геометричними параметрами і технологічними вимогами, що ставляться до доріг. Дослідженням та проектуванням таких систем завжди приділялась значна увага. Для розробки нових механізмів чи устаткувань необхідно вибрати раціональні схеми запропонованих варіантів, встановити зв'язки між окремими елементами системи, визначити зовнішні сили, що діють на систему, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою.

Найбільш небезпечними, з точки зору надійності та довговічності основних елементів канатних установок, є проміжні опори та тягово-вантажопідйомальні пристрої. Умови роботи та рекомендації для вибору канатів і конструкцій проміжних опор для установок з нерухомим несучим канатом наведено в багатьох роботах. Для визначення внутрішніх зусиль, що виникають в рухомому тягово-несучому канаті і елементах проміжної опори розглянуто розрахункову схему, на основі якої розроблено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху. При цьому прийнято, що кривою провисання канату є ланцюгова лінія, а при визначенні величини пружного

ковзання канату на проміжній опорі враховано фактор співпадання чи не співпадання напрямку ковзання з напрямком збільшення кута підходу бугеля до проміжної опори.

Отримані залежності для визначення величини тиску канату на проміжну опору, а відповідно і проміжні напруження. Це дає можливість, з умови міцності, визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи канатної системи. З метою забезпечення плавності та безпеки руху пасажирів є розробка обладнання, що забезпечує різні швидкості руху крісельних підвісок пасажирських канатних доріг при посадці (висадці) та вздовж траси, використовуючи механічні системи, які забезпечують надійність роботи доріг та їх простоту в експлуатації. Новизна обладнання підтверджена патентом України. Це досягається тим, що біля верхньої та нижньої опор дороги встановлюють допоміжні тягово-несні канати з направляючим та приводним шківками, які розвивають низьку швидкість допустиму для посадки пасажирів. Каретка жорстко закріплена з крісельною підвіскою і з'єднується з зажимами на основному та допоміжному кантах через зворотно-витяжні пристрої, що забезпечує плавне зменшення чи збільшення швидкості руху крісельної підвіски при перевантаженні її з одного канату на інший.

Вибір оптимальних параметрів підвісних канатних систем та використання удосконалених тягово-несівних пристроїв дозволить підвищити надійність їх роботи, а також забезпечить зниження витрат на експлуатацію та виконання монтажно-демонтажних робіт.

УДК 621.833.65

ОГЛЯД І АНАЛІЗ ГІДРОНАСОСІВ ДЛЯ ЗАМКНУТИХ ГІДРОСИСТЕМ У ПРИСТРОЯХ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ

REVIEW AND ANALYSIS OF HYDRAULIC PUMPS IN SPEED CHANGES MANAGEMENT DEVICES

Олег Стрілець

*Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна.*

The overall review given of existing gear pumps with internal or external gearing and roots-type pumps that can be used in speed changes management devices with epicyclic gear train in drives of machines and mechanisms.

Розглядаються існуючі гідронасоси шестеренні з зовнішнім або внутрішнім зачепленням зубчастих коліс і кулачкового типу, які можна застосувати у замкнутих гідросистемах пристроїв зміни швидкості з зубчастими диференціальними передачами у приводах машин і механізмів, розроблених на рівні патентів України 7328, 11121, 18514, 18587, 48301, 48608, 108239.

Шестеренні насоси з зовнішнім зачепленням складаються з шестерень встановлених у корпусі, причому ведуча шестерня кріпиться до ведучого вала шпонкою, а ведена обертається вільно. При обертанні шестерень у камері всмоктування зубці виходять з зачеплення, у звільнених западинах створюється понижений тиск, і вони заповнюються робочою рідиною, яка потім переноситься в напірну камеру, де зубці входять в зачеплення і витісняють рідину. Завдяки цьому тиск у напірній камері завжди підвищений, і під його дією рідина поступає в напірний патрубок. Ці насоси працюють при частоті обертання $n = 1000..1600 \text{ об/хв}$ і номінальному тиску 10 МПа, але при короткочасних перенавантаженнях можуть досягати максимальний тиск до 13,5 МПа. Випускають такі вітчизняні насоси марок НШ-10, НШ-32, НШ-46, НШ-67, НШ-98, НШ-100, НШ-140. Числа в позначеннях означають робочий об'єм насоса виражений в $\text{см}^3/\text{об}$.

Шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням складаються з внутрішньої та зовнішньої шестерень. Ведучою шестернею являється внутрішня, яка приводиться з зовні. Робота насоса схожа на роботу зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням. На відміну від простої зубчастої передачі в насосі встановлюється дільник, який за своєю формою схожий на півмісяць. Призначення дільника – запобігати втратам рідини із зони нагнітання. При виході зубців із зачеплення об'єм між зубцями коліс збільшується, що приводить до появи в цьому місці зони розрідження, тому сюди підводиться

всмоктувальна магістраль насоса. Оскільки тиск в зоні розрідження менший атмосферного, то рідина засмоктується із бака у всмоктувальну магістраль. У місці, де зубці шестерень починають входити в контакт, простір між зубцями починає зменшуватись, із-за чого виникає зона підвищеного тиску, тому в цьому місці розташований вихідний отвір, з'єднаний з напірною магістраллю.

Принцип роботи насоса кулачкового типу такий же як і шестеренного, але замість зубців внутрішня і зовнішня шестерні мають кулачки спеціального профілю. Кулачки спрофільовані таким чином, що відпадає необхідність в установці дільника, без якого не можуть працювати шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням зубчастих коліс. Внутрішня шестерня, що являється ведучою ланкою, з допомогою кулачків обертає зовнішню шестерню. Всмоктувальна камера формується між кулачками і западинами шестерень. При обертанні кулачки виходять з западин і камера збільшується, створюючи зону розрідження. Далі кулачки зовнішньої та внутрішньої шестерень знову входять у контакт, поступово зменшуючи об'єм камери. Рідина витісняється в напірну магістраль.

Із порівняльного аналізу, розглянутих гідронасосів, рекомендується використовувати у замкнутій гідросистемі шестеренні гідронасоси зовнішнього зачеплення, як такі, що відрізняються простотою конструкції, компактністю, надійністю у роботі, довговічністю, малою вартістю, нечутливістю до перевантажень.

УДК 621.833

НОВА ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА ДЛЯ ВІТРОГЕНЕРАТОРІВ

NOVEL GEAR TRANSMISSION FOR WIND TURBINES

Павло Ткач¹, Павло Носко², Павло Філь², Дмитро Марченко³

¹Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України,
вул. Казимира Малевича, 11, м. Київ, 03068, Україна;

²Національний авіаційний університет,
проспект Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03680, Україна;

³Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
проспект Центральний 59-а, м. Северодонецьк, 93400, Україна.

Results of theoretical and experimental researches of a new type of gears (conchoidal) for wind turbine are represented. Synthesized on the basis of a complex criterion of wear, the modified original tooth contour of conchoidal meshing is realized in the geometry of the experimental conchoidal spur gears. Comparative analysis of the synthesized conchoidal and traditional involute gears has shown: load capacity of the generated gears is 1.1...2.54 times bigger.

Вітрова енергія є найбільш швидкозростаючим джерелом поновлюваної енергії в світі з 1990 року. Відповідно до щорічного звіту Міжнародного агентства з вітроенергетики (IEA Wind) у 2015 році вітрові електростанції забезпечили 4% світового попиту на електроенергію, обсяг виробництва склав 433 ГВт. З них 63 ГВт – за рахунок установок, що введені в експлуатацію протягом 2015 року. При цьому близько 80% вітрових турбін з горизонтальною віссю використовують зубчасті приводи. Тому завдання підвищення їх довговічності є актуальною.

Зубчастий привід вітрогенератора використовується для перетворення вхідних швидкостей (як правило, 10 – 15 об/хв) до швидкостей на виході (зазвичай 1200 – 1800 об/хв). Низькі швидкості обертання призводять до проблем з утворенням клину мастила, що разом з високим навантаженням створює підвищений знос зубів. Одним зі способів підвищення довговічності зубчастих передач є синтез профілю вихідного контуру різального інструмента за якісними показниками працездатності, що задаються, зокрема, за критерієм, що характеризує знос зубів. Для реалізації такого синтезу розроблено математичну модель циліндричних зубчастих передач з узагальненою геометрією зубів і зміщенням вихідного контуру, визначені геометро-кінематичні та комплексні показники працездатності таких передач.

На основі розробленої математичної моделі за комплексним критерієм зносу синтезовані вихідні контури зубів конхoidalного зачеплення, що забезпечують контакт опуклих зубів коліс, що

зачіпляються. При цьому були отримані умови, що дозволяють визначити геометричні параметри вихідного контуру при забезпеченні контакту опуклих і опукло-вгнутих робочих поверхонь зубів коліс. Для конхoidalних зубчастих передач синтезовані вихідні контури, які забезпечують контакт опуклих зубів коліс, що зачіпляються. Отримані вихідні контури передач змішаного зачеплення, у яких частина профілів зубів забезпечує евольвентне зачеплення, а частина – конхoidalне. Розроблено математичну модель визначення критерію згинальної міцності зубів з узагальненим вихідним контуром з використанням гіпотези ламаних перетинів Верховського.

Встановлено, що в крайніх точках поля зачеплення синтезовані конхoidalні передачі мають: критерій контактної міцності в 1,28...3,78 рази більший; критерій заїдання в 1,34...3,21 рази менший; критерій зносу поверхонь зубів шестерні в 1,4...9,98 рази менший; критерій зносу поверхонь зубів колеса в 1,64...3,39 рази менший; критерій товщини масляної плівки в 1,26...2,3 рази більший; питома робота сил тертя на поверхні зубів шестерні в 1,28...6,28 рази менша; питома робота сил тертя на поверхні зубів колеса в 1,5...2,13 рази менша; потужність сил тертя в 1,14...1,74 разів менша; критерій згинальної міцності в 1,06 ... 1,16 разів більший.

При збільшенні кута профілю вихідного контуру на ділільній прямій і збільшення зсуву вихідного контуру критерії працездатності передач на більшій частині поля зачеплення поліпшуються. При цьому перевага віддається позитивному зсуву для зубів шестерні та негативному – для зубів колеса з коефіцієнтом зміщення $\xi = 0...0,5$.

Синтезований вихідний контур реалізований у геометрії черв'ячної фрези, яка використана при виготовленні експериментальних конхoidalних прямозубих передач без зміщення та зі зміщенням ріжучого інструменту. У ході експериментальних досліджень були проведені випробування трьох варіантів передач (виготовлялося по три пари): I – евольвентна зі зміщенням ($\xi_1=0,5$; $\xi_2=-0,5$); II – конхoidalна зі зміщенням ($\xi_1=0,5$; $\xi_2=-0,5$); III – конхoidalна без зміщення ($\xi_1 = \xi_2 = 0$).

Приробіток без прикладання навантаження на вихідному валу (х/х) здійснювався протягом двох годин. Потім застосовувались чотири ступені навантаження зі значеннями крутних моментів, наведених у табл. Тривалість перших чотирьох ступенів становила по 24 години на кожному ступені. Тривалість роботи на п'ятому ступені, коли навантажувальний момент дорівнював номінальному, відповідала базовому числу циклів навантаження шестерні.

Характер кривої, яка описує зміну температури оливи в редукторі, аналогічна характеру зміни ККД. При роботі евольвентної передачі мало місце різке збільшення температури мастила при підвищенні крутного моменту до $T_1=37$ Н·м, пов'язане з руйнуванням активних поверхонь зубів. Робота синтезованої передачі супроводжувалася меншим виділенням тепла, що також свідчить про менші втрати в зачепленні (див. рис. 1).

Таблиця

Режими випробувань		
№ ступені	Крутний момент, Нм	Тривалість роботи
–	х/х	2 години
1	6	до t^* , але менш 24 год.
2	12	до t^* , але менш 24 год.
3	19	до t^* , але менш 24 год.
4	25	до t^* , але менш 24 год.
5	31	до $2 \cdot 10^7$ циклів
6	37	до $3 \cdot 10^7$ циклів

Примітка: t^* – встановилася температура оливи.
Значення фіксувалося, якщо його зміна за 4 години не перевищувало 2°C .

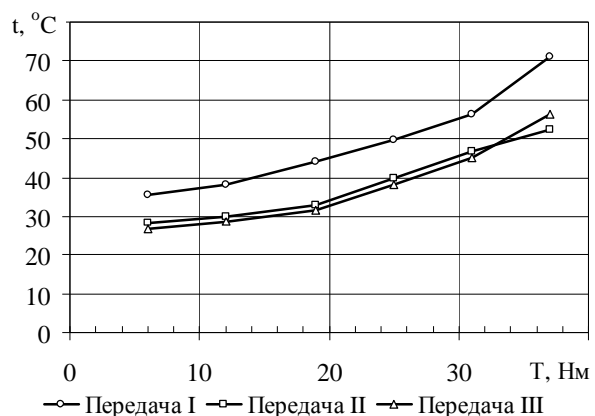


Рис. 1. Зміна температури масла в редукторі для ступенів навантаження

Висновок про оцінку контактної міцності експериментальних циліндричних передач проводився на підставі візуального дослідження якісного стану поверхонь контактуючих зубів після проведення випробувань. Зіставлення контактної витривалості зубів передач, що досліджувалися, проводилося на базі $2 \cdot 10^7$ циклів, після чого фіксувалися площі, вкриті раковинами викришування по 5 зубам шестерні, рівномірно розташованих по периметру.

За результатами стендових випробувань з умови контактної міцності зубів здатність навантаження синтезованих передач в 1,1...2,54 разів більше, ніж здатність навантаження евольвентних передач. Встановлено, що при застосуванні зсуву вихідного контуру конхoidalної передачі, її здатність навантаження підвищується на 15...20% у порівнянні з аналогічною передачею без зміщення.

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що передачі конхoidalного зачеплення, виготовлені зі зміщенням вихідного контуру, мають більш сприятливі умови контакту зубів та більшу навантажувальну здатність порівняно з евольвентними і можуть бути впроваджені в зубчастих приводах вітрогенераторів.

УДК 621.833+519.6

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ З ОПУКЛО-ВГНУТИМ КОНТАКТОМ

BUILD OF GEOMETRICAL PARAMETERS OPTIMIZATION PROBLEM FOR GEARS WITH CONVEX-CONCAVE CONTACT

Олександр Устиненко, Роман Протасов, Олексій Бондаренко

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна.*

Increase of contact durability teeth and reduction of gears dimensions is the important direction of mechanical engineering. The evolutive gearings with convex-concave contact allows improving these indicators. In order to choose the parameters of the evolutive gearing that provide maximum contact strength or minimum relative sliding velocities, it is proposed to solve the problem of optimization the geometric parameters of the initial contour and Bobillier constructing.

Основні причини виходу з ладу зубчастих передач – втомне викришування (пітінг) та абразивний знос активних поверхонь зубців. Як відомо, інтенсивність пітінгу та зносу зубців у першу чергу залежать від інтенсивності контактних напружень і швидкостей ковзання у зачепленні. У свою чергу, контактні напруження знижуються при збільшенні приведенного радіуса кривизни ρ в зачепленні. Одним зі способів досягнення цього є застосування зубців з опукло-вгнутих контактом. Отже, розроблення і дослідження нових зачеплень, що забезпечують опукло-вгнутий контакт і дозволяють знизити швидкості ковзання профілів, є актуальним завданням сучасного машинобудування.

Одним з перспективних шляхів розв'язання цієї задачі є застосування так званого еволютного зачеплення. Це сімейство профілів з опукло-вгнутих контактом, воно розроблено українським вченим А. І. Павловим і засноване на побудові Бобил'є. Побудова полягає в заміні зубчастого зачеплення еквівалентним чотириланковим шарнірно-важільним механізмом, дослідження якого істотно спрощує завдання синтезу зачеплення. Регулюючи параметри механізму, можна отримувати передачі з різними геометро-кінематичними властивостями. У нашому випадку особливу увагу слід приділити зміни зведеного радіуса кривизни ρ (основний геометричний параметр, що впливає на інтенсивність контактних напружень) і швидкості відносного ковзання в зачепленні λ (надає основний вплив на інтенсивність зносу профілів зубців).

На підставі побудови Бобил'є отримано звичайне диференціальне рівняння 2-го порядку, яке описує зовнішнє прямозубе зачеплення з опукло-вгнутих контактом,

$$y_0'' = \frac{y_0'(1 + y_0'^2)}{-ky_0' + x_0},$$

де x_0, y_0 – координати точок профілю зубця в системі координат, початок якої збігається з полюсом зачеплення P , а вісь x_0 є дотичною до діляльного кола радіусом r_0 ; k – так званий коефіцієнт різновиду еволютного зачеплення, який є одним з його найважливіших параметрів: він дозволяє керувати геометричними характеристиками передачі на етапі синтезу,

$$k = h \cdot \sin \alpha_0,$$

де h – відстань між полюсом зачеплення і центром обертання шатуна замінного механізму; α_0 – кут зачеплення в полюсі.

Розв'язуючи це рівняння, ми отримуємо профіль зубця вихідного контуру, від якого відомими методами перетворення можна перейти до профілю зубця колеса, що огинає.

Таким чином, варіюючи параметрами k та α_0 в широкому діапазоні, можна отримати передачі з різними якісними показниками. Однак наявні в наш час рекомендації щодо області раціонального існування еволютних передач дуже часто є суперечливими, тому що різні варіанти нерівноцінні за своїми якісними показниками, в першу чергу – за геометричними. Це істотно ускладнює вибір проектувальником параметрів вихідного контуру.

На сьогоднішній день одним з авторів запропоновано побудову області раціонального існування еволютного зачеплення у вигляді блокувальних контурів, які будуються для кожного конкретного поєднання чисел зубців z_1 та z_2 в системі координат k і α_0 . У цій системі координат кожна зубчаста пара з певними параметрами вихідного контуру відобразиться єдиною точкою. Незліченна множина точок координатного поля відповідає множині варіантів передач, які можна прийняти при одному і тому ж значенні чисел зубців, варіюючи тільки параметри вихідного контуру. Однак при цьому ми не знаходимо оптимальні параметри вихідного контуру, які забезпечують максимальну контактну міцність, максимальне вирівнювання відносних швидкостей ковзання або максимальний коефіцієнт перекриття.

Вихід з цієї ситуації бачиться в застосуванні методів математичної оптимізації. В цьому випадку k і α_0 будуть змінними проектування, а в якості цільової функції приймемо, наприклад, залежність для визначення контактних напружень, яку буде необхідно мінімізувати. Аналогічно можна мінімізувати відносні швидкості ковзання або максимізувати коефіцієнт перекриття.

У якості інструменту розв'язання такої оптимізаційної задачі рекомендується метод зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності (ЛПт-пошук). Використання цього методу обумовлено тим, що одночасно можна оцінити максимуми та мінімуми декількох функцій, що задані в одиничному багатомірному кубі; бо це можливо зробити за одними й тими ж точками. Також перевагою методу ЛПт-пошуку відносно інших методів зондування простору, є досить значна кількість пробних точок (до 2^{20}). Ця перевага разом з невеликою кількістю параметрів проектування та відсутністю функціональних обмежень на них, дає змогу якісно та швидко дослідити простір можливих параметрів проектування. Зважаючи на вказані переваги, розглядання задачі різнокритеріальної оптимізації стає дуже зручним, а введення функціональних залежностей між критеріями або вагових коефіцієнтів до них дає змогу легко конвертувати задачу у багатокритеріальну.

Цей метод був успішно застосований авторами для розв'язання задачі оптимізації співвісних східчастих приводів машин за масогабаритними характеристиками. Були розроблені всі необхідні алгоритми та програмне забезпечення, які можуть бути успішно адаптовані для розв'язання поставленого завдання оптимізації еволютного зачеплення.

УДК 621.878

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КОВШОВИХ ЗЕМЛЕРІЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

INTENSIFICATION OF WORKING PROCESS OF SCOOP EARTHMOVING-TRANSPORT MACHINES

Леонід Хмара, Олександр Голубченко

ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»,
вул. Чернишевського, 24-а, м. Дніпро, 49600, Україна.

In the article the effective technical decision of the guided spiral intensifier is considered for loading of a scoop earthmoving-transport machine at digging of soil, mathematical models are got for determination of basic geometrical, kinematics and power parameters of working process.

Ефективність будівельного виробництва залежить від ряду факторів, серед яких найбільш значним є рівень механізації виробничих операцій. Земляні роботи у будівництві належать до найбільш трудомістких. Для їх виконання потрібні різноманітні високопродуктивні машини для земляних робіт. У дорожньому, гідротехнічному та промисловому будівництві в якості ковшових землерийно-транспортних машин отримали розповсюдження скрепери.

Процес заповнення ковша скрепера традиційної конструкції полягає у відділенні різальним ножом від масиву ґрунту ґрунтової стружки, яка наповзає у ківш поступово заповнюючи його. При цьому ківш заповнюється не повністю завдяки значному опору копання ґрунту, особливо на кінцевій стадії, і для його долання недостатньо сили тяги базової машини або зчеплення коліс з ґрунтом. У цьому випадку потрібно використовувати трактор-штовхач. Через це збільшується собівартість розробки ґрунту, з'являється залежність технологічного процесу від штовхача, перерви в його очікуванні, неможливість автономного використання скрепера. Тому, питання забезпечення самозавантаженням за допомогою спеціальних завантажувальних пристроїв, що встановлюють безпосередньо у ківш, є актуальним.

Використання інтенсифікаторів завантаження ґрунту у ківш є одним із шляхів підвищення ефективності скреперів, який забезпечує можливість збільшення об'єму ґрунту у ковші без використання штовхача при роботі в різних ґрунтових умовах.

Сьогодні найбільш реальне використання отримали механічні інтенсифікатори для примусового завантаження ковша. Технічно вони реалізуються за допомогою додаткових транспортувальних пристроїв у вигляді похилих елеваторів, гвинтових та шнекових транспортувальних пристроїв, лопатевих металників. Перелічені інтенсифікатори мають загальні недоліки, а саме: ґрунт, що зрізається, у повному об'ємі переміщується інтенсифікатором; велика матеріало- та енергоємність; не реалізується стовідсоткове тягове зусилля базової машини; складність конструкції та низька надійність; подрібнення та перемішування ґрунту.

Тому для підвищення ефективності завантаження ковша скрепера, запропонована конструкція гвинтового інтенсифікатора, яка зберігає традиційний спосіб копання та на кінцевій стадії робочого процесу здійснює примусове завантаження ґрунту у ківш.

На рис. 1 надана конструкція та принцип дії ковшової землерийно-транспортної машини у вигляді скрепера з використанням гвинтових інтенсифікаторів. Наведене технічне рішення складається з ковша 1 у внутрішній порожнині якого встановлені гвинтові завантажувачі, що складаються з гвинтових лопатей 2, привідних валів 3 і обертових приводів у вигляді гідромоторів 4 та редукторів 5, які монтовані на поперечній балці 6. Остання спирається на поворотні стійки 7, що нижніми кінцями шарнірно приєднані до бічних стінок ковша 1. Поворот стійок 7 здійснюється гідрочиліндрами 8.

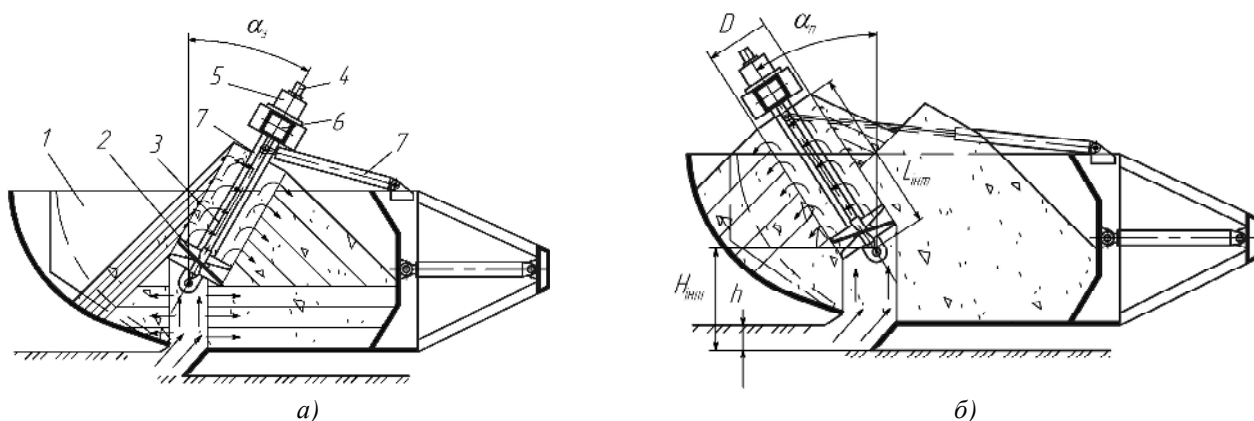


Рис. 1. Ковшова землерийно-транспортна машина: а – процес традиційного копання ґрунту та заповнення задньої частини ковша гвинтовим інтенсифікатором; б – процес заповнення ґрунтом передньої частини гвинтовим інтенсифікатором; 1 – ківш; 2 – гвинтові лопаті; 3 – привідні валі; 4 – гідромотори; 5 – редуктори; 6 – поперечна балка; 7 – поворотні стійки; 8 – гідрочиліндри приводу

Копання ґрунту та заповнення ковша скрепера відбувається за три етапи. На першому здійснюється традиційне заповнення ґрунтом ковша за рахунок того, що зрізаний ножом ґрунт у вигляді пласта підіймається по його похилій поверхні і далі переміщується по днищу ковша. Після

втрати стійкості пласта відбувається подальший підйом ґрунту у ківш з наступним насуванням шару ґрунту на попередній. Таким чином, заповнюється нижня центральна частина порожнини ковша. Після досягнення ґрунтом у ківші рівня інтенсифікатора, який знаходиться під кутом до задньої частини ковша, вмикається його привід і ґрунт захоплюється гвинтовими лопатями 2 та примусово підіймається у вигляді ґрунтового потоку вздовж приводних валів 3. Так як, ґрунт має розпушену структуру, то при виході його у вільний простір він обрушується переважно у напрямі задньої стінки ковша. Після заповнення задньої частини ковша стійки 7 повертаються у бік передньої частини ковша, що створює зворотній нахил інтенсифікаторів. На даному етапі заповнення ковша скрепера ґрунтовий потік при працюючих гвинтових завантажувачах обрушується у передню частину ковша.

УДК 621.878.25

СТВОРЕННЯ ТЕЛЕСКОПІЧНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

CREATING A TELESCOPIC WORKING EQUIPMENT OF EXCAVATOR

Леонід Хмара, Олег Дахно

ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»,
вул. Чернишевського, 24-а, м. Дніпро, 49600, Україна.
ORCID ID: 0000-0003-3050-9302, 0000-0001-6916-4327.

A promising area of earth-moving equipment is a telescopic working equipment of excavator, which can increase the digging depth and dump height, increase the amount of soil developed on one lot and the radius of the equipment, to quickly change a wide range of geometrical parameters of working equipment, and use a wide range of interchangeable working bodies. The proposed method of formation of the working equipment excavator with variable geometrical parameters in which parameters are changing due to the use a telescopic mechanism allows to obtain the correct combination of the constituent elements in the structure of the new equipment.

Перспективним напрямком розвитку землерийної техніки є телескопічне робоче обладнання (ТРО), яке дозволяє швидко змінювати в широкому діапазоні геометричні параметри РО, збільшити глибину копання, висоту розвантаження та радіус роботи обладнання одноківшевого гідравлічного екскаватора (ОГЕ) [1, 2, 3].

Основний матеріал. Формування ТРО ОГЕ базується на методах орієнтованих гіперграфів, комбінаторного структурного синтезу, розчленування традиційної структури на складові елементи та теорії множин.

Формування як традиційних структур РО з телескопічних елементів, так і нових структур РО з телескопічних елементів здатне забезпечити різноманіття зміни лінійних параметрів РО.

Компактна та впорядкована структура гіперграфу формування ТРО ОГЕ дає підстави вважати рішенням деякий гіпершлях, який веде з множини вершин $\{A1, A2, B, E\}$ в множину $\{m\}, \{H_k\}, \{z_f\}$, з наступним поєднанням у реалізовану структуру. Позначимо через $in(\{A_n\})$, $in(\{B_k\})$, $in(\{E_w\})$ – відповідно входи дуг $\{A_n\}$, $\{B_k\}$, $\{E_w\}$, а через $out(\{A_n\})$, $out(\{B_k\})$, $out(\{E_w\})$ – виходи цих дуг. Будь яку множину гіпердуг будемо називати структурою та позначимо через c . Коректною вважаємо структуру послідовності $\{A, B, E\}$. Позначимо $in(\{A, B, E\})$ – входи структури $\{A, B, E\}$, а через $out(\{A, B, E\})$ – її виходи. Вважаємо, що

$$out(\{A, B, E\}) = \bigcup_{(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}) \in \{A, B, E\}} out(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}), \quad (1)$$

тобто виходи структури – є поєднанням виходів всіх гіпердуг, які входять в неї. Вважаємо, що

$$in(\{A, B, E\}) = \bigcup_{(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}) \in \{A, B, E\}} in(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}) \setminus out(\{A, B, E\}), \quad (2)$$

тобто входами структури вважаються такі входи її елементів, котрі не є виходами цієї структури. Структуру будемо називати гіперциклом, якщо для неї виконується співвідношення:

$$in(c) = \emptyset, \quad (3)$$

тобто вона має путю множину входів. Гіперцикл називається не надлишковим, якщо

$$\forall(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}) \in \{A, B, E\}, m(\{A, B, E\} \setminus (\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\})) \neq \emptyset. \quad (4)$$

Рішенням задачі структурного синтезу є будь-який гіперцикл, який включає елемент z_1 – «зовнішнє середовище», який гарантує глобальність гіперциклу [4, 5, 6].

Коректний синтез структури, утвореної поєднанням множин телескопічних систем стріли $\{A_n\}$ та рукояті $\{B_k\}$ представимо у вигляді декартового добутку їх комбінацій $\{A_n\} \times \{B_k\} \Leftrightarrow \{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\}$:

$$A \times B = \{(A_n B_k) | A_n \in A \wedge B_k \in B\}. \quad (5)$$

Представимо задачу структурного синтезу в формі дискретного математичного програмування [6].

Нехай існує ряд елементів робочого обладнання, а його узагальнена структура задана в виді орієнтованого гіперграфу. Позначимо через $Z = \{z_i\}, i = \overline{1, n}$ множини гіпердуг графу, а через $S = \{s_j\}$ – множини його вершин.

Для формалізації задачі введемо змінні:

$$1. z_i, i = \overline{1, n}$$

$$z_i = \begin{cases} 1, & \text{якщо дуга входить в рішення;} \\ 0, & \text{в зворотньому випадку.} \end{cases}$$

2. $y_{ij}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, r_i}$, де y_{ij} – вихід елементу z_i під номером j , а r_i – загальна кількість виходів елементу z_i . Вважаємо, що:

$$y_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } j \text{ – ий зв'язок ел. } z_i \text{ активовано;} \\ 0, & \text{в зворотньому випадку.} \end{cases}$$

3. $x_{ik}, i = \overline{1, n}, k = \overline{1, m_i}$, де x_{ik} – вхід елементу z_i під номером k , а m_i – загальна кількість входів елементу z_i . Вважаємо, що

$$x_{ik} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } k \text{ – ий зв'язок ел. } z_i \text{ активовано;} \\ 0, & \text{в зворотньому випадку.} \end{cases}$$

Змінні z_i, y_{ij}, x_{ik} являють собою основні складові для формування системи обмежень для цільових функцій в задачі структурного синтезу.

Будь-яке рішення задачі структурного синтезу являє собою складові з активованих дуг орієнтованого гіперграфу. Дуга є активованою тоді і тільки тоді, коли активовані всі її виходи. Запишемо цю умову в вигляді наступної системи рівнянь:

$$r_i z_i = \sum_{j=1}^{r_i} y_{ij}, i = \overline{1, n}. \quad (6)$$

Перевіримо, якщо $z_i = 0$, тоді усі змінні $y_{ij} = 0$, або якщо $z_i = 1$, то всі $y_{ij} = 1$.

Для активування елементу необхідно активувати усі його вхідні зв'язки. Це означає, що $z_i = 1$ тоді і тільки тоді, коли $x_{ik} = 1, k = \overline{1, m_i}$. Якщо $\exists x_{ik} = 0$, то $z_i = 0$. Для запису цієї умови в алгебраїчній формі введемо n допоміжних змінних $u_i \in \{0, 1\}, i = \overline{1, n}$.

Система рівнянь виражає фізичний сенс структурного синтезу по узагальненій структурі, зображеної у вигляді орієнтованого гіперграфу. Будь-яке рішення цієї системи являє собою допустимий варіант структури ТРО. Система є відкритою і допускає включення додаткових обмежень, які описують особливості прийняття технічного рішення в конкретній ситуації.

Висновок. Запропонована методика формування робочого обладнання однокішшевого екскаватора зі змінними геометричними параметрами, а якому зміна параметрів відбувається за рахунок застосування телескопічних механізмів дозволяє отримувати коректні поєднання складових елементів у нові структури РО. Представлено спосіб зведення проблеми структурного синтезу до задачі лінійного дискретного програмування. Застосування методів структурного синтезу, гіперграфів та теорії множин дозволяє виключити фізично неможливі комбінації.

1. Баловнев В. И., Хмара Л. А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. – М.: Транспорт, 1983. – 184 с. 2. Беляков Ю. И., Левинзон А. Л., Галимуллин В. А. Земляные работы, 2-е издание, переработанное и дополненное. – М.: Стройиздат, 1990, 281с. 3. Божко А. Н. Структурный синтез как задача дискретной оптимизации. Электронное издательство «Наука и образование». – М.: ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н. Э. Баумана», 2010. №9. – С. 25-46. 4. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. Пер. с польск. – М.: Мир, 1981. – 456 с. 5. Крон Г. Исследование сложных систем по частям (диакоптрика). Пер. с англ. – М.: Наука, 1972. – 544 с. 6. Хмара Л. А., Дахно О. А. Теоретические основы формирования телескопического рабочего оборудования однокішшевого гидравлического экскаватора. Строительные и дорожные машины. – М.: ооо «СДМ-Пресс», 2015. №12. – С. 44-50.

СЕКЦІЯ 5

НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.01

АНАЛІЗ ТА СИНТЕЗ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ З ОБМЕЖЕННЯМИ НА КІНЕМАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ

ANALYSIS AND SYNTHESIS OF THE RESONANT VIBRO-IMPACT SYSTEMS WITH THE KINEMATIC'S AND DYNAMIC'S PARAMETERS LIMITATIONS

Володимир Гурський

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

A generalized approach for the synthesis of the resonant vibro-impact system by two coefficients proposed. Energy criterion of efficiency of implementation of the acceleration of the working mass, and further imposed kinematic and dynamic constraints defined. Vibro-impact system of the higher efficiency obtained.

Дослідження спрямовано на узагальнений аналіз та синтез резонансних віброударних систем. Першим етапом дослідження стало уточнення критеріїв (показників, параметрів), що формують комплекс вимог до класу резонансних систем. За структурою механічної системи вібраційні машини можуть мати різне число коливальних мас. Технологічною, як правило виступає одна з них [1]. З точки зору технологічної доцільності для оцінки системи достатньо скористатися максимальним значенням пришвидшення лише робочої маси $a_{p\max}$ (або ж перевантаження G) та споживаною потужністю P , а тому, цільовий критерій – енергетичний та має вигляд:

$$V_1 \equiv V_a = \frac{a_{p\max}}{P} \Rightarrow \max. \quad (1)$$

Показник визначає енергетичну ефективність досягнення ключового технологічного показника. Далі:

– критерій V_2 тотожний ККД, визначає ступінь втрат електромеханічної коливальної системи h_1 , або ж технологічної системи h_2 (у випадку врахування техпроцесу)

$$V_2 \equiv h_1 \vee h_2, \quad (2)$$

– критерій V_3 визначає наявність асиметричного полічастотного (віброударного) режиму за значенням коефіцієнта асиметрії пришвидшення робочої маси [2]

$$V_3 \equiv k_a = \frac{a_{p\max}}{|a_{p\min}|}, \quad (3)$$

– критерій V_4 – це ширина резонансної зони, що оцінює технологічну стійкість вібраційної системи

$$V_4 \equiv w_0 - w. \quad (4)$$

Значення власної частоти коливальних для системи з асиметричною (безазорною) кусково-лінійною пружною характеристикою w_0 є функцією інерційно-пружних параметрів:

$$w_0 = \frac{2w_{01}w_{02}}{w_{01} + w_{02}} \dots$$

де відповідні власні частоти коливань відповідають напрямкам роботи для коефіцієнтів жорсткості пружин. При цьому, пружні коефіцієнти c_1 і c_2 , що перебувають у досить широких межах залишаються невідомими та закладаються наступним чином

$$c_1 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} w_{01}^2, \quad c_2 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} w_{02}^2.$$

Далі, для спрощення процедури синтезу, запропоновано дійсні значення власних частот коливань визначити за співвідношеннями:

$$w_{01} = Q \frac{w}{z}, \quad \text{а } w_{02} = L w_{01}. \quad (5)$$

де синтезуючими параметрами прийнято частотний коефіцієнт Q та відношення власних частот L .

Синтез здійснюється за відповідності кінематичних характеристик віброударного режиму та забезпечення заданого значення власної частоти коливань (ширини резонансної зони) у відповідних межах:

$$\left. \begin{aligned} 7 < G(Q, L) \leq 10 \\ 3 < k_a(Q, L) < 6 \\ w_0 \min < w_0(Q, L) < w_0 \max \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Задачу синтезу доцільно реалізовувати на оптимізаційній умові [3] за уточненим енергетичним критерієм:

$$V_a(Q, L) \rightarrow \max. \quad (7)$$

Теоретичні дослідження апробовано експериментально, результати яких наведено в табл. 1 Особливої уваги заслуговує підвищена ефективність функціонування синтезованої віброударної системи (у 2,5 рази) за рахунок пониження коефіцієнта $Q < 1$. Також підтверджено схему реалізації віброударних режимів підвищеної ефективності на одній плоскій пружин із двома симетрично розташованими проміжними циліндричними опорами [4], розрахованої як за традиційним так і новим принципом. За рахунок закладення власної частоти $w_0(Q, L) = 2w$ за імпульсного збурення реалізуються віброударні режими на субгармоніці [5].

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень резонансного вібраційного модуля з електромагнітним приводом

Тип системи	Розрахункові значення коефіцієнтів		Робоча частота коливань f , [Гц]	Власна частота коливань f_0 , [Гц]	Перевантаження робочої маси Γ	Коеф. асиметрії пришвидшення k_a	Критерій ефективності ζ_a , [м/с ² /ВА]
	Θ	Λ					
гармонійна	1	1	50	53,5	9,18	1,2	0,17
віброударна	1	2,2	50	70,1	10,04	3	0,15
	0,8	2,2	50	54,9	7,2	2	0,43

курсивом – система підвищеної ефективності, розрахована за новим принципом

Розроблено комплексні засоби для оцінки, синтезу, оптимізації параметрів полічастотних резонансних машин мають високу практичну цінність, що підкріплено відповідними теоретичними результатами під час моделювання та частково на практиці.

1. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія / О.С. Ланець. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2008. – 324 с. 2. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И.И. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с. 3. Кіндрацький Б.І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій: Монографія / Б.І. Кіндрацький, Г.Т. Сулим. – Львів: КІНПАТPI ЛТД, 2003. – 280 с. 4. Volodymyr Gursky & Igor Kuzio (2016). Strength Analysis of Flat Spring of the Resonant Vibration Module / Mechanics, Materials Science & Engineering // – Vol 5. 5. Volodymyr M. Gursky and Igor V. Kuzio

УДК 621.757 : 621.7.08

ОЦІНКА ПОШКОДЖУВАНOSTI ЗАГОТОВОК ПІСЛЯ ЛИТТЯ В ПІЩАНИ ФОРМИ

WORKPIECES DAMAGE ASSESSMENT AFTER SAND CASTING

Ярослав Кусий, Олег Кузін, Володимир Топільницький

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, jarkym@ukr.net.

The method of LM-hardness was used first for the evaluation of physical heterogeneity development, got in the casting conditions, in technological damages which appear at cutting. The experimental researches results to improve product reliability by means of the LM-hardness method are suggested.

Дослідженнями встановлено, що на заготівельних операціях, зокрема, під час механічної та термічної обробки, формуються дефекти структури, які при експлуатації конструкцій починають інтенсивно розвиватися у пори і мікротріщини. Розвиток теорії накопичення розсіяних пошкоджень (дефектів) дає можливість проводити аналіз причин погіршення характеристик фізико-механічних властивостей матеріалів виробів.

Формування технологічних пошкоджень на заготівельних операціях, зокрема ливарних, їх розвиток при механічному обробленні та експлуатації та зміна в цих умовах надійності деталей і машин вивчені недостатньо.

Для аналізу та оцінки перетворення фізичної неоднорідності структури приповерхневих шарів зразків, отриманих в умовах лиття, в технологічні пошкодження при обробці різанням, використали метод ЛМ-твердості. Згідно цього методу за параметр пошкоджуваності прийнято ступінь розсіювання характеристик механічних властивостей матеріалу після напрацювання при різних рівнях напружень у зв'язку з тим, що більш представницькими щодо кореляції будь-якої механічної характеристики матеріалу та стану структури є не їхні абсолютні значення, а деякі похідні цих значень, зокрема, розсіювання результатів вимірювань, виконаних однаковими приладами в ідентичних умовах. Цей метод найпростіше реалізувати, використовуючи як механічну характеристику твердість, значення якої застосовують для непрямої оцінки властивостей матеріалів.

Параметром, що інтегрально характеризує стан матеріалу під час опрацювання результатів вимірювань твердості, є гомогенність, яка оцінюється за коефіцієнтом Вейбулла (m).

Коефіцієнт гомогенності Вейбулла (m) розраховували за формулою:

$$m = \frac{d(n)}{2,30259 \cdot S(\mathbf{I}g(H))}, \quad (1)$$

де $d(n)$ – параметр, що залежить від кількості вимірювань n ,

$$S(\mathbf{I}g(H)) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\mathbf{I}g(H_i) - \overline{\mathbf{I}g(H)})^2}, \quad (2)$$

$$\overline{\mathbf{I}g(H)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \mathbf{I}g(H_i), \quad (3)$$

У даній роботі досліджували вплив структури матеріалу на його пошкоджуваність W , яку оцінювали за формулою:

$$W = \frac{m_{max} - m_i}{m_{max}}, \quad (4)$$

де m_i – значення коефіцієнта Вейбулла на i -й лінії (площині) вимірювань; m_{max} – максимальне значення коефіцієнта Вейбулла для серії вимірювань.

Для експериментальних досліджень відлили заготовку у піщану форму розмірами $165 \times 155 \times 20$ мм з матеріалу АК21М2,5Н2,5 (ВКЖЛС-2) ГОСТ 1853-93. Із заготовки відрізували зразок $155 \times 20 \times 20$ мм та фрезерували базову поверхню на вертикально-фрезерному верстаті 6Р12 кінцевою фрезою $\varnothing 30$ мм (режими різання: $t=2$ мм, $S = 270$ мм/хв, $n=300$ хв⁻¹). На двох протилежних до базової поверхнях проводили підготовку до мікроструктурних досліджень за стандартною методикою. Після цього вимірювали твердість у перерізах, паралельних базовій площині, з двох сторін (край вилівка та внутрішня сторона) на приладі ТР-5006 за допомогою кульки $\varnothing 3,175$ мм при навантаженні 588,4 Н.

За результатами досліджень було розраховано пошкоджуваність матеріалу вилівка W за формулою (4) в середовищі Mathcad 15. За отриманими даними побудували графіки $W = f(h)$, що наведені на рис. 1, 2.

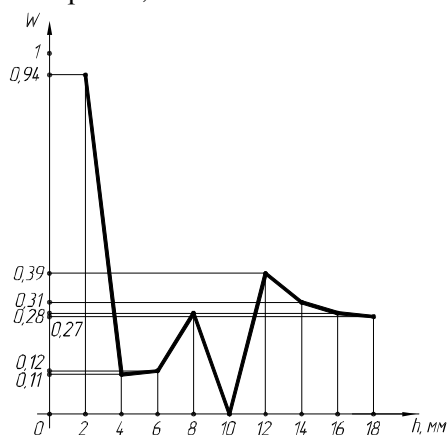


Рис. 1. Графік залежності пошкоджуваності матеріалу для внутрішньої сторони заготовки

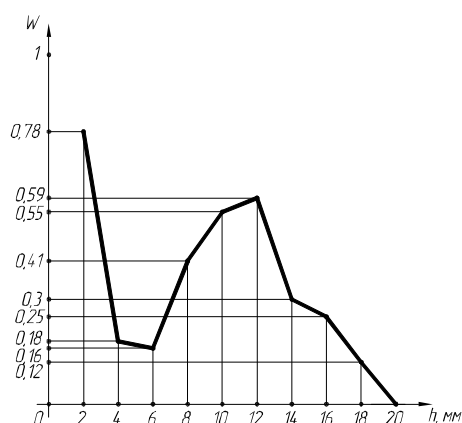


Рис. 2. Графік залежності пошкоджуваності матеріалу для зовнішньої сторони заготовки

Аналіз проведених досліджень показав, що найбільша кількість технологічних пошкоджень характерна для приповерхневої зони матеріалу внутрішньої та зовнішньої сторони заготовки на глибині до 2 мм від поверхні, яка закристалізувалася в останню чергу (рис. 1, 2). Це пояснюється специфікою процесу затверднення матеріалу, наявністю домішок та неоднорідностей у поверхневому шарі і підтверджується з однієї сторони малими значеннями коефіцієнта гомогенності Вейбулла (m), а з іншої – великими значеннями пошкоджуваності W (рис. 1, 2). При подальшому переміщенні вглиб матеріалу (від 2 до 4 мм) спостерігається стабілізація пошкоджуваності для внутрішньої сторони та відносні її коливання для зовнішньої сторони заготовки, що пов'язане з умовами процесу кристалізації заготовки.

На підставі проведених досліджень можна сформулювати наступні висновки.

1. Оцінку поточної пошкоджуваності поверхневих шарів виробів після заготівельної операції доцільно проводити за ступенем розсіювання характеристик твердості.

2. Внаслідок структурної спадковості фізична та хімічна неоднорідності, що формуються під час твердіння й утворення структури заготовки, у визначених випадках трансформуються у пошкодження при технологічних обробках.

3. Пошкоджуваність матеріалу W як на заготівельній операції, так і на операціях механічного оброблення, служить параметром, який кількісно оцінює характеристики надійності виробів, зокрема безвідмовності. Тому, подальші дослідження в цьому напрямку будуть спрямовані на встановлення безпосередніх зв'язків між деякими показниками надійності, яка оцінюється пошкоджуваністю матеріалу W , та технологічними параметрами заготівельної операції й операції механічної обробки (режимами різання, силовими параметрами процесу тощо).

ОБҐРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНА ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА З НАПРЯМЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧОГО ОРГАНА

JUSTIFICATION OF KINEMATIC PARAMETERS OF MOVEMENT OF THE WORKING BODY VIBRATION CONVEYOR WITH DIRECTED OSCILLATIONS OF THE WORKING BODY

Олексій Ланець

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

Defined the kinematic parameters of the movement of the working body vibration conveyor with a direction of oscillation of the working body.

Допустимо нам необхідно розробити вібраційну технологічну одиницю обладнання для транспортування сипкого продукту (цукру) продуктивністю $Q=1000$ кг/год. Зупиняємось на двомасовій коливальній системі, що приводиться в рух від електромагнітного привода. Конструктивна реалізація транспортера наведена на рис. 1.

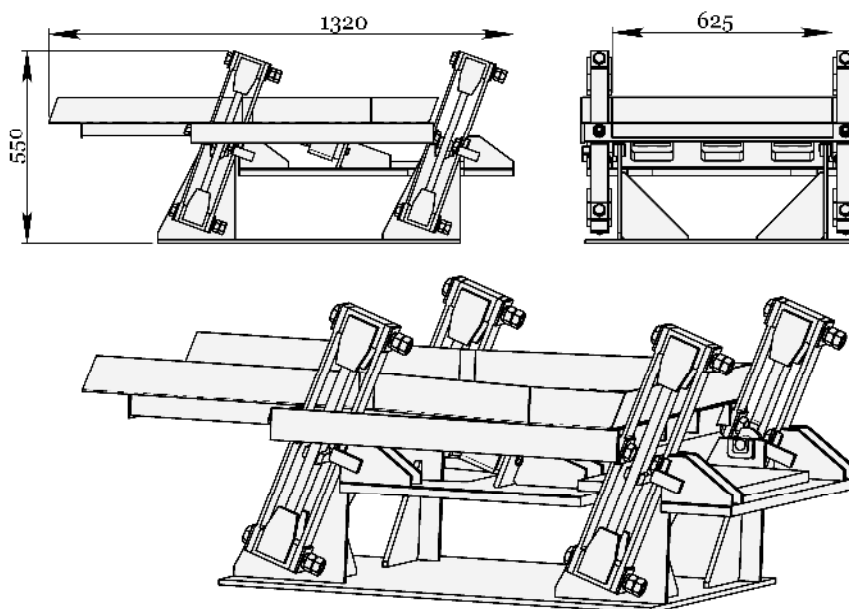


Рис. 1. Проекційні та просторовий вигляди вібротранспортера

Для стабільного транспортування виробів у вібраційних транспортерах необхідно забезпечувати однакові амплітуди коливань по всій довжині робочого органа. Для цього потрібно щоб виконувалась умова: центри коливальних мас повинні лежати на лінії дії сили збурення $F(t)$. Крім того, центр жорсткості пружного вузла також має співпадати з лінією збурення (рис. 2). Дотримання цих умов унеможливить виникнення паразитних коливань, викликаних моментом збурення, який формується коли появляється плече (відстань від лінії дії сили збурення до одного з центрів мас).

Перш за все за технологічно доцільної частоти вимушених коливань Ω нам необхідно обґрунтувати оптимальні кінематичні параметри руху робочого органа, а саме: амплітуду коливань X_1 ; кут кидання b , що буде рівний для нашого випадку, куту нахилу пружних елементів u , оскільки транспортування здійснюється в горизонтальній площині (кут нахилу лотка до горизонту $a = 0$).

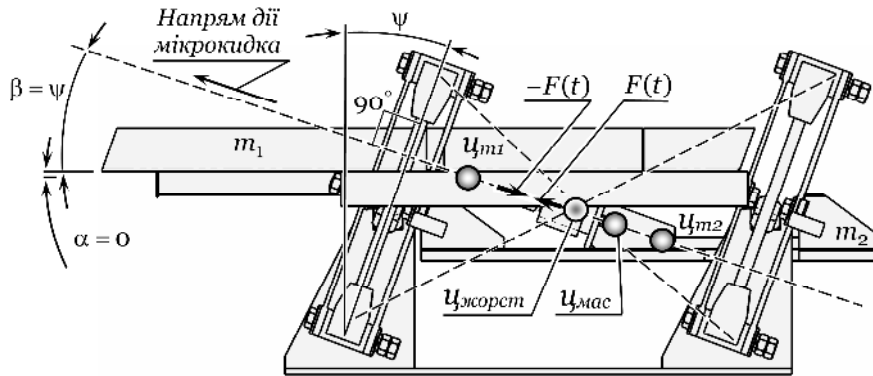


Рис. 2. Графічне відображення умов стабільного транспортування

Вихідним показником для формування раціональних кінематичних параметрів руху робочого органа є продуктивність. Вважаємо, що висота шару цукру при транспортуванні по лотку становить $h_y = 4$ мм. Конструктивно прийнята ширина лотка на виході $b_l = 625$ мм. Враховуючи, що густина цукру $r = 1700$ кг/м³ та прийнявши, що коефіцієнт заповнення $k_{запов} = 0.5$, середня швидкість транспортування сипучого матеріалу.

$$v_{mp} = \frac{Q}{k_{запов} r b_l h_y t} = \frac{1000}{0.5 \cdot 1700 \cdot 0.625 \cdot 0.004 \cdot 3600} = 0.013 \text{ м/с} = 130 \text{ мм/с}. \quad (1)$$

Прийнявши, що колова частота вимушених коливань $\Omega = 314$ рад/с (циклічна $n = 50$ Гц), коефіцієнт швидкості $k_u = 1$, а коефіцієнт перевантаження згідно рекомендації $x = 2.2$. Отже, амплітуда X_1 коливань чаші

$$X_1 = \frac{\sqrt{x^2 g^2 \cos^2(a) k_u^2 + 2 \Omega^2 v_{mp}^2}}{\Omega^2 k_u} = \frac{\sqrt{2.2^2 \cdot 9.81^2 \cos^2(0^\circ) \cdot 1^2 + 2 \cdot 314^2 \cdot 0.052^2}}{314^2 \cdot 1} = 0.000625 \text{ м} \approx 0.63 \text{ мм}.$$

а кут кидання b

$$b = \arccos \left(\frac{\sqrt{2} v_{mp} \Omega}{\sqrt{x^2 g^2 \cos^2(a) k_u^2 + 2 \Omega^2 v_{mp}^2}} \right) = \arccos \left(\frac{\sqrt{2} \cdot 0.013 \cdot 314}{\sqrt{2.2^2 \cdot 9.81^2 \cos^2(0^\circ) \cdot 1^2 + 2 \cdot 314^2 \cdot 0.013^2}} \right) = 0.358 \text{ рад} \approx 20.5^\circ$$

Приймаємо кут нахилу пружних елементів відносно вертикалі $\gamma = 20^\circ$. Зрозуміло, що для більш якісного встановлення параметрів, варто експериментальним шляхом визначати оптимальну висоту шару цукру h_y та коефіцієнт заповнення $k_{запов}$.

Якщо провести розрахунок швидкості транспортування за відомим виразом, прийнявши перед тим для зернистого матеріалу (цукру) $K_1 = 0.8$:

$$V_{mp} \approx (K_1 m K_2 \sin a) X \Omega \cos b \cdot \sqrt{1 - 1/x^2} = (0.8 m K_2 \cdot \sin 0^\circ) \cdot 0.000625 \cdot 314 \cdot \cos 20^\circ \cdot \sqrt{1 - 1/2.2^2} = 0.131 \text{ м/с},$$

то помічаємо що результат збігається з попереднім розрахунком.

УДК 621.9.025.1: 621.833.1

УДОСКОНАЛЕННЯ СПОСОБУ БЕЗПЕРЕРВНОГО РАДІАЛЬНО-КОЛОВОГО НАРІЗАННЯ ДИСКОВИМИ ФРЕЗАМИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

AN IMPROVEMENT OF CONTINUOUS RADIAL – AND - ROUND METHOD BY DISK MILLING CUTTERS THE GEAR-WHEELS

Ярослав Литвиняк, Ігор Юрчишин

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

There are considerate the basic features of continuous the radial-and-round method indents cutting in the large and middle modules cylindrical gear-wheels by means of the disk milling cutters. An improvement of method is assurances the formation on the indents sides the modified sine-similar profile which is most closed to the set involute tooth profile.

Функціональні характеристики сучасних технологічних, транспортних, гірничо-видобувних, будівельних, сільськогосподарських машин залежать здебільшого від застосовуваних у них зубчастих передач серед яких до найбільш поширених належать циліндричні зубчасті передачі. Загалом, їх навантажувальна спроможність і надійність забезпечується технологічними процесами виготовлення зубчастих коліс зокрема на операціях зубонарізання. Згадані операції традиційно здійснюються на зубофрезерних верстатах за допомогою стандартних черв'ячних фрез реалізуючи метод обкату при утворенні бокової поверхні зубців методом огинанням. Незважаючи на достатньо високу технологічну собівартість, яку визначають значні тривалість і виробничі витрати, відносно низька продуктивність, висока вартість інструментів, що в ще більшій мірі проявляється при нарізанні зубчастих коліс великих модулів, зубофрезерні операції належать до найбільш поширених. Отже, покращення техніко-економічних показників технологічних процесів виготовлення циліндричних зубчастих коліс середніх та великих модулів належить до важливих, актуальних задач машинобудування, які потребують належного вирішення.

Один із напрямків підвищення ефективності операцій зубонарізання полягає у застосуванні відмінного від існуючих способу радіально-колового безперервного нарізання зубчастих коліс (РКБН) при формоутворенні зубців методом сліду або дотику за допомогою дискової фрези (ДФ), що встановлюється з ексцентриситетом в інструментальному пристрої, закріпленому у шпинделі зубофрезерного верстата. Спосіб РКБН, виконуваний на типових зубофрезерних верстах, належить до перспективного, альтернативного процесу зубонарізання черв'ячними фрезами, оскільки дозволяє здійснювати процес формоутворення зубців коліс при безперервному обертанні заготовки та надати інструментові - ДФ головного руху різання із кутовою швидкістю, що не пов'язана із кутовою швидкістю обертання заготовки. Внаслідок чого, з'являється можливість застосовувати відносно менш вартісні ДФ оснащені сучасними інструментальними матеріалами, що разом із позитивним впливом на підвищення продуктивності спричинює зниження технологічної собівартості на операціях зубонарізання. Однак, незважаючи очікувані сподівання, особливості формоутворення профілю зубців циліндричних коліс ДФ способом РКБН все ж таки обмежують його застосування, як процесу, який не завжди може забезпечити необхідні параметри зачеплення коліс у передачі, оскільки характеризується такими основними аспектами:

- відносний рух ексцентрично встановленої ДФ дозволяє отримати зубці колеса тільки з синусоподібним профілем;
- застосування ДФ з різальними зубцями певної ширини (прийнятої виходячи з умов стійкості різальних зубців ДФ) спричинює отримання зубців колеса товщина яких менша на величину рівну приблизно подвійній ширині різального зубця дискової фрези.

Виконані теоретичні, експериментальні та дослідно-виробничі дослідження дозволили встановити, що практичне застосування способу РКБН можливе за умови безперервного кінематичного впливу на процес формоутворення кожної бокової поверхні нарізуваних зубців завдяки наданні, передбаченій заздалегідь у конструкції інструментального пристрою, ексцентриковій частині разом з ДФ нерівномірного обертового руху за допомогою додаткового пристрою зміни кутової швидкості (ПЗКШ), який, при раціональному підборі технологічних факторів, забезпечить отримання на нарізуваних зубцях модифікованого синусоподібного профілю найбільш наближеного до потрібного евольвентного профілю.

Запропоновано використати в конструкції ПЗКШ послідовно з'єднані декілька однакових простих механізмів (ступіней), кожен з яких утворений парою циліндричних зубчастих коліс зі

зміщеними зубчастими вінцями. Отримано співвідношення, що встановлює зв'язок нерівномірного кута повороту φ_1 вихідної ланки (з'єднана з ексцентриковою частиною інструментального пристрою) від кута повороту φ_{01} вхідної ланки (з'єднана з шпинделем зубофрезерного верстата), міжосьової віддалі l_1 та величини радіального зміщення e_r зубчастих вінців циліндричних зубчастих коліс

використовуваних у ПЗКШ : $\varphi_1 = 2 \cdot \arctg \left(\left(\frac{l_1 - e_r}{l_1 + e_r} \right)^k \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi_{01}}{2} \right)$, де k – число пар однакових коліс зі

зміщеними зубчастими вінцями (впливає на кривизну синусоподібного профіля). Сумісність модифікованого синусоподібного та евольвентного профілів зубців (зі спільною площиною симетрії) визначається співпаданням точок, які їм належать, яке полягає у рівності радіус-векторів цих точок (відповідно R_{mc} та R_{me}) і їхніх центральних, полярних кутів (відповідно δ_c та δ_e). Відповідно до цих умов отримано вихідне нелінійне рівняння, що залежить лише від величини радіуса R_{mc} спільної точки на модифікованому синусоподібному профілі:

$$(\operatorname{tg} \alpha_{we} - \alpha_{we}) - \operatorname{tg} \left(\arccos \left(\frac{R_{we}}{R_{mc}} \cdot \cos \alpha_{we} \right) \right) + \arccos \left(\frac{R_{we}}{R_{mc}} \cdot \cos \alpha_{we} \right) + \frac{\pi}{2 \cdot Z} - \frac{\varphi_{01}}{Z} + \arcsin \frac{b_c}{2 \cdot R_{mc}} = 0.$$

де R_{we} , α_{we} , Z – відповідно для зубця евольвентного профілю радіус початкового кола, кут профілю на початковому колі та число зубців нарізаного колеса; b_c – ширина головного різального леза зубця ДФ.

Визначене значення R_{mc} використовується у наступній залежності для розрахунку одного із керованих факторів процесу зубонарізання РКБН – ексцентриситету e встановлення ДФ:

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{-2 \cdot (R_{we} - 1,25 \cdot m) + \sqrt{4 \cdot R_{mc}^2 - b_c^2}}{1 + \cos \varphi_1}, \quad (1)$$

де m – модуль циліндричного зубчастого колеса.

Чисельний розв'язок вихідного рівняння доцільно знаходити застосовуючи ряд Тейлора в околі точки, що лежить на ділільному колі зубчастого колеса R_{we} . Наприклад, для $m = 10$ мм, $\alpha_{we} = 20^\circ$, $Z = 82$, $b_c = 5$ мм; $k = 3$, $l_1 = 72$ мм, $e_r = 6$ мм, $\varphi_{01} = \frac{\pi}{2}$ отримуємо рівняння

$$0,37616551 - 0,00090261 \cdot R_{mc} - 0,81358769 \cdot 10^{-5} \cdot (R_{mc} - R_{we})^2 + \\ + 0,69996908 \cdot 10^{-7} \cdot (R_{mc} - R_{we})^3 - 0,10161712 \cdot 10^{-8} \cdot (R_{mc} - R_{we})^4 = 0,$$

після розв'язку якого знаходимо - $R_{mc} = 416,404$ мм та $e = 12,92$ мм.

Виконане моделювання підтвердило перспективність застосування способу РКБН із ПЗКШ при нарізанні циліндричних зубчастих коліс великих та середніх модулів. Отримувані зубці мають модифікований синусоподібний профіль, придатні для зубчастих зачеплень і найбільш повно наближається до встановленого технічними вимогами евольвентного профілю (максимальна похибка профілю становить 0,03 мм для $m = 10$ мм та $Z = 18$). Зубець циліндричного колеса із модифікованим синусоподібним профілем органічно нарізається ДФ з фланком, який безпосередньо забезпечує потрібну плавність роботи швидкісної циліндричної зубчастої передачі та її довговічність, що загалом належить до позитивної особливості способу РКБН.

УДК 628.511

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВИСОТИ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ТРУБИ НА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ЦИКЛОНА ЗІ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

TO DETERMINE THE EFFECT OF HEIGHT ON THE CENTRAL PIPE OF THE HYDRAULIC RESISTANCE OF THE CYCLONE WITH A SPIRAL GUIDING DEVICE

Володимир Майструк, Роман Гаврилів, Павло Майструк

The research demonstrates the influence of height of central tube on the hydrodynamic flow pattern in the cyclone with a spiral guiding device. Defined its optimal value.

Сучасні пилоочисні установки, які широко використовуються в різних галузях промисловості, характеризуються достатньо високою ефективністю та значними енергетичними затратами на процес очищення. Однією з основних проблем при проектуванні нових пилоочисних апаратів з відцентровою зоною розділення будь-якого типу та модернізації існуючих установок є відсутність надійних методів прогнозування однієї з визначальних характеристик циклонів – гідравлічного опору апарата.

Втрати тиску в основному визначають експериментальним шляхом у лабораторних умовах у залежності від конструктивних особливостей апарата, фіктивної швидкості та технологічних параметрів.

Відсутність надійних способів прогнозування основних технологічних характеристик циклона створює значні труднощі під час розроблення нових та модернізації існуючих конструкцій апаратів сухої очистки газів. Існуючі лабораторні методи є надзвичайно трудомісткими та економічно недоцільними.

Тому завдання з удосконалення розрахунку аеродинамічних характеристик та процесу пиловловлювання в робочій зоні циклонів різних конструкцій, з метою прогнозування їхніх основних робочих характеристик є актуальною.

Останнім часом для досліджень складних процесів у пиловловлювальних апаратах використовують програмні комплекси, які здатні проводити широкий спектр технологічних і механічних розрахунків об'єктів складної геометрії.

Існують циклони зі спіральним направляючим апаратом [1], в яких визначено оптимальну висоту циліндричної частини циклона [2].

У цій роботі для зменшення гідравлічного опору циклона зі спіральним направляючим апаратом пропонується дослідити вплив висоти центральної труби на гідродинамічну структуру потоку в робочій зоні циклона.

Під час досліджень значення висоти центральної труби змінювали відносно циліндричної частини циклона. Вони змінювались у межах від 540 мм вище нижнього торця циліндричної частини до 500 мм нижче цього торця (рис.1).

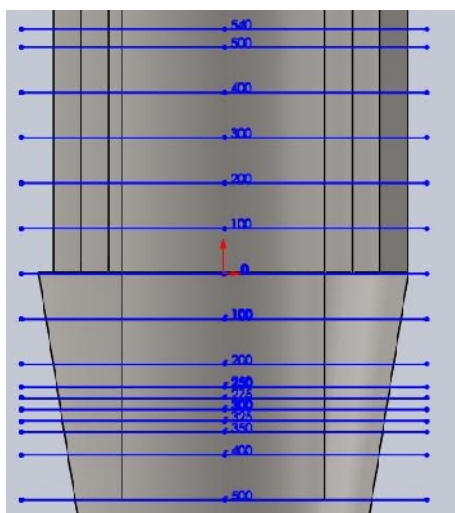


Рис. 1. Значення висот центральної труби відносно висоти циліндричної частини

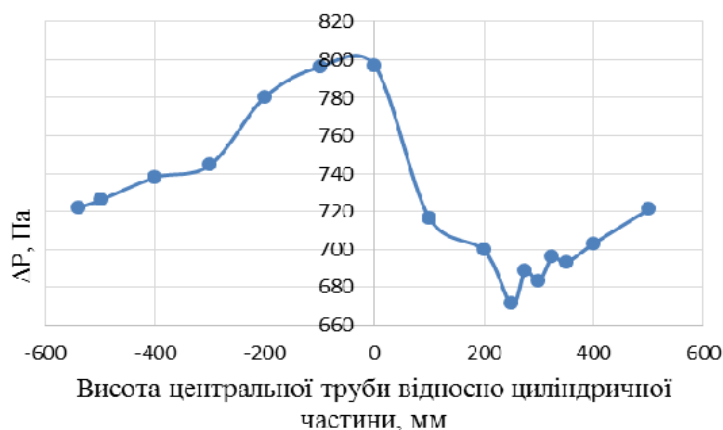


Рис. 2 Вплив висоти центральної труби на гідравлічний опір

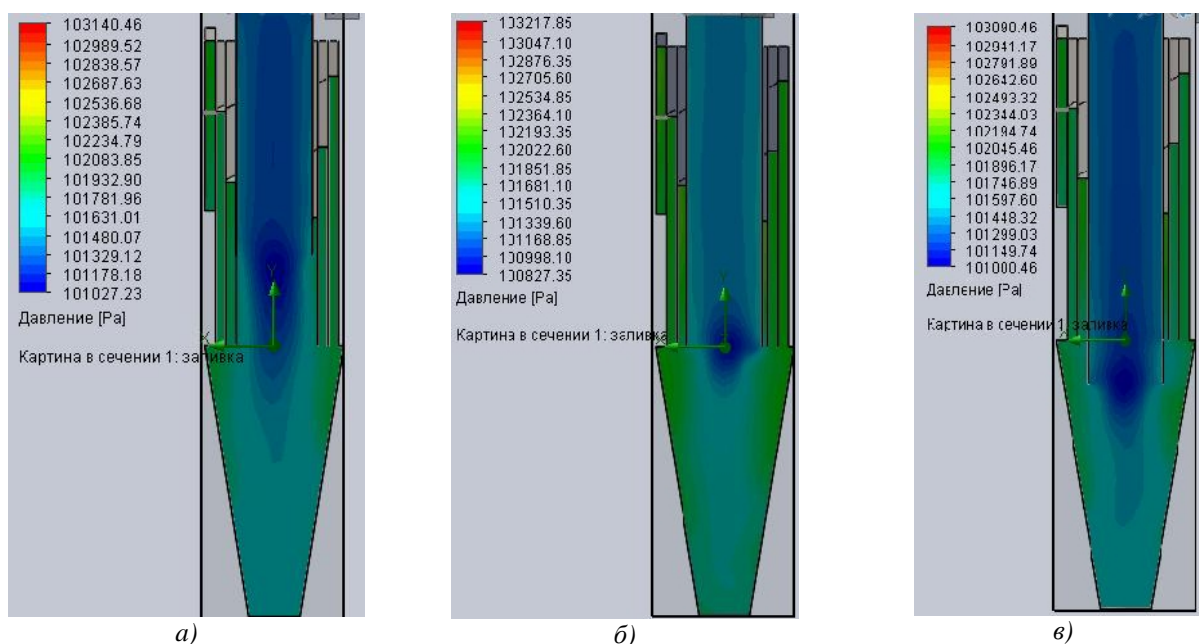


Рис 3 Поле тиску в поздовжньому перерізі апарата:

а – нижній край центральної труби вище нижнього краю циліндричної частини на 540 мм; б – нижній край центральної труби на рівні нижнього краю циліндричної частини; в – нижній край центральної труби нижче нижнього краю циліндричної частини на 250 мм

На рис. 2 представлено зміну гідравлічного опору апарата (ΔP) від висоти центральної труби відносно циліндричної частини. Як видно з рис. 2, найбільший гідравлічний опір апарат має у випадку коли нижній край центральної труби співпадає з нижнім краєм циліндричної частини. Найменший гідравлічний опір є у випадку коли нижній край центральної труби нижче нижнього краю циліндричної частини на 250 мм. На рис. 3 порівняно поле тиску в поздовжньому перерізі апарата при різних значеннях висоти центральної труби відносно циліндричної частини. Як видно з рис. 3, у випадку, коли нижній край центральної труби співпадає з нижнім краєм циліндричної частини, апарат працює у полі вищих тисків, ніж коли нижній край центральної труби вище нижнього краю циліндричної частини на 540 мм або нижче на 250 мм.

Отже, в результаті багаточисельних гідродинамічних розрахунків було встановлено, що оптимальна висота центральної труби циклона зі спіральним направляючим апаратом є нижчою від нижнього торця циліндричної частини циклона на 200 – 300 мм.

1. Дубинін А.І., Майструк В.В., Гаврилів Р.І., Циклони із спіральним направляючим апаратом. // *Восточно-Європейський журнал передових технологій*. Харків - 2011 вип. 2/6(50). С. 35-37. 2. Maystruk V.V., Gavryliv R.I., Maystruk I.M., Features of determination of geometrical sizes of cyclones with spiral sending vehicle and their influence are on hydraulic resistance // *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні № 786* Видавництво Львівської політехніки. – Львів – 2014. –с. 49-52.

УДК 338.001.36

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОМПЛЕКСУ З ВМОНТОВАНИМ ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ КОНВЕЄРА ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ГРАНІТНИХ МАС

ECONOMIC EFFICIENCY OF TECHNOLOGICAL COMPLEX IMPLEMENTATION WITH CONVEYOR BUILT-IN HYDRAULIC DRIVE FOR PROCESSING A GRANITE

Леонід Поліщук, Оксана Адлер

Вінницький національний технічний університет,
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021, Україна.

The papers present substantiation of economic effectiveness of the enterprise technology of complex processing of granite masses developed on the basis of the built-in drive. Given numerical values of economic indicators, the usefulness of the proposed development.

Застосування та впровадження нового обладнання в гірничодобувній галузі, як правило, вимагає суттєвих капіталовкладень спрямованих на проектування, виготовлення, тестування а, особливо, придбання та обслуговування. Тому розрахунки економічної ефективності щодо впровадження нової розробки є надто важливими ще на етапах науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт. Разом з тим сучасні високоефективні технологічні комплекси передбачають досить суттєвий вплив на якість, продуктивність та вартість технологічного процесу.

У зв'язку з цим, особливо актуальним є питання узгодженості технологічної корисності впровадження та економічної ефективності того чи іншого технічного рішення.

Авторами запропонована заміна на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» існуючого обладнання переробки гранітної маси новим технологічним комплексом, розробленим на базі вмонтованого гідравлічного приводу (ВГП) головного стрічкового конвеєра. Для цілеспрямованого пошуку раціональної схеми нової конструкції приводу з покращеними техніко-економічними показниками використано критеріальні оцінки, основними з яких є економічна доцільність, габарити приводу і вага. Проаналізовано вплив на ці показники ККД найбільш поширених механічних передач в залежності від передатного числа. Встановлено, що габаритні розміри ВГП є найменшими в порівнянні з роздільним приводом, редукторним електродвигуном, мотор-редуктором за однакової потужності на приводному барабані конвеєра. На стадії проектного пошуку технічного рішення приводу його вага визначалась через об'єм, коефіцієнт його заповнення та усереднену питому вагу. Крім того, ефективність втрат підведеної до приводу енергії оцінювалась за питомою потужністю. Враховуючи специфіку ВГП, яка полягає в обмеженні габаритного розміру передавального механізму внутрішнім простором барабана, проведено співставний аналіз розмірів різних типів механічних передач в залежності від діапазону передатних чисел. Це дозволило здійснити обґрунтований вибір кульково-хвильової передачі для передавального механізму приводу. Під час вибору типу енергоносія враховували динамічні властивості приводу.

На основі принципів системного аналізу виділено структурно-функціональні елементи відомих конструкцій вмонтованих приводів, якими є: барабани; передавальні механізми; піввісі; опорні елементи; засоби автоматики. Кожний з цих елементів отримав позначення, яке використовується для складання структурної формули приводу, за допомогою якої здійснюється їх вибір. Вони забезпечують задані технологічні та конструктивні параметри приводного механізму. Це полегшило пошук нового технічного рішення і можливість вибору раціональної компоновочної схеми ВГП.

Виконаний структурно-функціональний аналіз вмонтованих приводів дозволяє не лише систематизувати складові елементи за властивими їм характерними ознаками й отримати привід з раціональною кінематичною схемою, але й виконати їх формалізацію для створення підсистеми автоматизованого проектування «Вмонтований привід», яка може інтегруватися в розгалужену систему автоматизованого проектування підймально-транспортних машин. За таким принципом побудована нова конструкція ВГП, що призначена для головного конвеєра технологічної лінії подрібнення щебеню. Проектування цього приводу виконувалося за структурною формулою Г–Б8–П1–ХПТК–Н2/Н10: Г – гідравлічний; Б8 – корпус барабана з скріпленням до внутрішньої поверхні кільцем для приєднання привідного диску; П1–ХПТК – передавальний механізм з одноступінчастою хвильовою передачею з проміжними тілами кочення; Н2 – піввісь з зовнішньою опорною поверхнею під підшипник із фіксацією по лисці. Н10 – піввісь з фланцем і двома отворами для підведення і відведення рідини та двома радіальними каналами.

Розроблений комплекс з ВГП конвеєра дає змогу підвищити показники продуктивності роботи (застосування гідравлічного привода дозволяє регулювати швидкість переміщення стрічки конвеєра) на 7,4% і також досягти зниження собівартості продукції до 3,1 %/т, що містить в собі вагомий соціальний ефект.

Економічна ефективність впровадження запропонованого технологічного комплексу визначалася авторами з використанням методики розрахунку, яка полягає у порівнянні техніко-економічних показників нового та застосовуваного обладнання. В основі зазначеної методики

покладено визначення системи показників, що підтверджують комерційну вигідність розробки. Як основний показник, що здатен оцінити результуючу економічну ефективність використання нового обладнання, прийнято величину валового прибутку підприємства, який згідно з розрахунками становить 2743,2 тис. грн. Як додатковий економічний показник розраховувався індекс рентабельності виробництва продукції за використання нового обладнання, що склав 1,56, що на 10,5% більше, ніж за умов застосування базового обладнання.

Разом з тим, особливо важливим показником роботи вкладених у нове обладнання коштів для інвесторів є термін, який необхідний для того, щоб сума грошових потоків від впровадження нововведення дорівнювала сумі початкових витрат. За умов застосування розробленого технологічного комплексу зазначений показник складає 0,9 року.

Таким чином, комплекс розрахованих економічних показників доводить економічну ефективність впровадження та застосування на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» технологічного комплексу переробки гранітної маси, розробленого на базі вмонтованого привода.

1. Поліщук Л.К., Адлер О.О. Аналіз економічної ефективності впровадження нового обладнання на кар'єрах відкритого видобування корисних копалин // Східноєвропейський журнал передових технологій. ТОМ 5, № 1(77). – 2015. – С. 5-11. 2. Майорова, Т. В. Інвестиційна діяльність: підручник [Текст] / Т. В. Майорова. – К.: Центр учбової літератури, 2014. – 472 с. 3. Патент України №97816 на кор. мод. / Л. К. Поліщук., Коваль О. О., Кухар І. В. – Кл. В62G 23/00 Бюл. №7 10.04.2015. 4. Поліщук, Л. К. Вибір раціональної схеми привода конвеєра за критеріальними оцінками [Текст] / Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбієвський, С. А. Барабанов. // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. – 2012. – №10. – т. 2 (59). – С. 149 – 154. 5. Поліщук Л. К. Конкурентні переваги вмонтованих приводів конвеєрів підіймально-транспортувальних машин [Текст] / Л. К. Поліщук, О.О. Адлер, О. О. Коваль. // Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: Кінпатрі ЛТД. – 2015. – С. 186-187.9. 5. Моссаковский, Я. В. Оценка экономической эффективности внедрения новой техники на горнодобывающих предприятиях [Текст] / Я. В. Моссаковский, И. М. Богданова, Я. И. Лозовская. – Издание третье: Учебное пособие для вузов. – М.: Изд. МГТУ, 2002. – 150 с.

УДК 621.791.927.7

ДОСЛІДЖЕННЯ ІНДУКЦІЙНОГО НАПЛАВЛЕННЯ ТОНКИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕХАНІЧНОЇ ВІБРАЦІЇ

RESEARSH OF INDUCTION FACING OF THIN STRSTTURES ELEMNTNTS WITH THE USE OF MECANICAL VIBRATIONS

Чеслав Пулька, Віктор Сенчишин, Володимир Гаврилюк, Мирослав Шарик

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна.*

The paper deals with the research of discs induction facing with the use of additional manufacturing operations such as mechanical vibrations, centrifugal inertia forces, heat and electro-magnetic screens. Such techniques taken together increase the stability of facing metal layer thickness and cut electrical power costs during manufacturing process execution.

У працях [1 – 4] проведені дослідження індукційного наплавлення тонких плоских деталей з використанням механічної вібрації. Як показали експериментальні дослідження, найбільшу зносостійкість мають зразки, які наплавлені з використанням горизонтальної вібрації, при якій відносна зносостійкість підвищується в 1,5 рази в порівнянні з індукційним наплавленням без вібрації.

Однак велике значення має також, в цьому випадку крім вібрації, розроблення технології з використанням обертального руху деталі відносно її осі з відповідною швидкістю [5], яка впливає також на структуру і стабільність товщини шару наплавленого металу. Для цього авторами розроблена технологія, яка полягає в наступному. Сталевий диск встановлюють на стіл і жорстко закріплюють його. Потім насипають порошкоподібний твердий сплав спеціальним дозатором на

відповідну ширину і товщину, для отримання наплавленого металу товщиною 0,8-1,5 мм. Після цього включають генератор і подають струм на двонитковий кільцевий індуктор, за допомогою якого здійснюється нагрівання робочої поверхні тонкого плоского диска до моменту початку плавлення порошкоподібного твердого сплаву. Далі вмикають одночасно механізм обертання диска і вібратор механічних коливань частотою 50 Гц з амплітудою 0,2 мм. Після повного розплавлення порошкоподібного твердого сплаву вимикають генератор, механізм обертання і вібратор горизонтальних коливань. В завершальній стадії, отриманий біметал вільно остигає на повітрі.

Результати досліджень показали, що стабільність товщини шару наплавленого металу в даному випадку збільшується на 10% в порівнянні з індукційним наплавленням без обертання деталі.

Для дослідження процесу наплавлення були використані: матеріал диска - сталь Ст3; діаметр диска – 210 мм; товщина диска – 3 мм; порошкоподібний твердий сплав ПГ-С1 на залізній основі.

Хімічний склад порошкоподібного твердого сплаву ПГ-С1 (Сормайт 1) представлений в табл. 1.

Товщина шихти і наплавленого металу складала відповідно 3^{+3}_{-2} мм і 0,8... 1,5 мм.

Експерименти проводили на високочастотному генераторі типу ВЧИ-63/0,44, потужністю 63 кВт, частотою 440 кГц. Температура плавлення шихти складала 1250 – 1300 °С. Основні параметри режиму індукційного наплавлення зразків наведені в табл. 2.

Таблиця 1

Хімічний склад, %									Твердість наплавленого металу (HRC)
C	Cr	Si	Ni	Mn	B	Cu	W	Fe	
2,5-3,3	27-31	2,8-4,2	3,0-5,0	0,4-1,5	-	-	-	основа	51

Таблиця 2

№ зразка	Напруга на контурі, кВ	Анодна напруга, кВ	Струм сітки лампи, А	Струм аноду лампи, А	Час наплавлення, с
1	5,4	10	1,2	2,0	35
2	- « -	- « -	- « -	- « -	- « -
3	- « -	- « -	- « -	- « -	- « -

З метою наступного удосконалення технологічного процесу наплавлення тонких дисків з використанням вертикальної і горизонтальної вібрації, запропонована ще й технологія для покращання експлуатаційних характеристик наплавленого шару металу і економії електроенергії з використанням екранування теплових і електромагнітних полів [6]. Електромагнітний екран встановлювали на торці деталі, а тепловий відповідно теж на торці і в нижній поверхні диска з протилежної сторони зони наплавлення.

Результати досліджень показали, що рівномірність товщини шару наплавленого металу в даному випадку підвищується ще на 6% і складає в цілому 90% в полі допуску товщини шару в межах 0,8 ... 1,5 мм, час наплавлення скорочується з 35 до 22 с.

При наплавленні диска без екранів, стабільність товщини шару наплавленого металу складала 84%.

Стабільність товщини шару наплавленого металу підвищується за рахунок концентрації потужності і більш рівномірного температурного поля в зоні наплавлення, оскільки порошкоподібний твердий сплав розплавляється від поверхні основного металу. Горизонтальна вібрація приводить до більш сприятливій структури наплавленого металу (дрібнозернистої структури), при цьому економія електроенергії додатково складає 8% в порівнянні з попередньою технологією і досягається за рахунок скорочення часу наплавлення і зменшення втрат тепла від поверхні деталі в навколишнє середовище.

Режими наплавлення з використанням екранів представлено в табл. 3.

Таблиця 3

Напруга в контурі, кВ	Анодна напруга, кВ	Струм сітки лампи, А	Струм аноду лампи, А	Час наплавлення, с
5,00	9	1,1	1,8	22

1. Пулька Ч.В. Влияние вибрации на структуру и свойства металла наплавленного индукционным методом [Текст] / Ч.В. Пулька, О.М. Шаблій, В.С. Сенчишин, М.В. Шарик, Г.Н. Гордань // Автомат. сварка

№1, 2012 р. С. 27-29. 2. Пат. 54204 UA, МПК В23К 13/00. Спосіб наплавлення тонких плоских сталевих деталей [Текст] / О.М. Шаблій, Ч.В. Пулька, В.С. Сенчишин, О.І. Король, М.В. Шарик; заявник і власник Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – №и201006501, заявл. 28.05.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20. 3. Пат. 59994 UA, МПК В23К 13/00. Пристрій для наплавлення тонких фасонних дисків [Текст] / Ч.В. Пулька, В.С. Сенчишин; заявник і власник Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – №и201013152, заявл. 05.11.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. №11. 4. Пат. 64371 UA, МПК В23К 13/00. Спосіб наплавлення сталевих деталей [Текст] / Ч.В. Пулька, В.С. Сенчишин; заявник і власник Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – №и201103195, заявл. 18.03.2011; опубл. 10.11.2011, Бюл. №21. 5. Пат. 72129 UA, МПК В23К/00 Спосіб наплавлення сталевих дисків [Текст] / Ч.В. Пулька, О.М. Шаблій, В.С. Сенчишин, В.Я. Гаврилюк, М.В. Шарик; заявник і власник Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – №420120444, заявл. 16.01.2012; опубл. 10.08.2012, Бюл. №15. 6. Пат. 73032 UA, МПК В23К 13/00. Спосіб наплавлення тонких дисків [Текст]/ Ч.В. Пулька, О.М. Шаблій, В.С. Сенчишин, В.Я. Гаврилюк, М.В. Шарик; заявник і власник Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – №и201201880, заявл. 20.02.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. №17.

УДК 621.01:681.3

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ПЛИТИ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА

IMPROVING THE MECHANISM OF DRIVE OF DIE-CUTTING PRESS

Іван Регей, Владислав Кузнецов, Віталій Влах

Українська академія друкарства,
вул. Підголосо, 19, м. Львів, 79020, Україна.

The existing mechanism of die-cutting press has some limitation. The main disadvantage of this mechanism is floating movement of press plate. It causes to spend too much time for preparing machine for die-cut. The authors of this article have invented new model of mechanism of the press, which provides the parallel movement. It can increase productivity of production in packing industry.

У штанцювальних машинах-автоматах, використовуваних для продукування розгортки картонного пакування, переміщення рухомої натискної плити забезпечується спеціальним шарнірно-важільним механізмом. Його функціонування ґрунтується на використанні ефекту «розклинювання», завдяки чому за незначних переміщень і відносно невеликих зусиль на вхідних ланках механізму зусилля притиску натискної плити досягають значних значень, необхідних для подолання технологічного опору. Практикою експлуатації штанцювальної техніки виявлено, що протягом робочого та холостого ходів натискна плита виконує хитний рух, що негативно впливає на експлуатаційні характеристики преса [1].

Для приводу натискної плити штанцювального преса запропоновано новий комбінований важільний механізм, який складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів – ведучих OA_1B_1 (рис. 1) і OA_2B_2 та виконавчих B_1D_1 і B_2D_2 . В даному механізмі внаслідок переміщення повзунів B_1 і B_2 уздовж горизонтальних напрямних зберігається ефект «розклинювання», а через відрахунок кутів повороту кривошипів OA_1 OA_2 від однієї бази кінематичні характеристики руху повзунів B_1 і B_2 , D_1 і D_2 виконавчої ланки є однаковими.

Інваріанти переміщення, швидкості та прискорення повзунів D_1C, D_2 :

$$s_{Di} = L_2 - \lambda_s \sin \mu, \quad (1)$$

$$v_{Di} = (-\lambda_s) \cos \mu \cdot \omega_{BD}, \quad (2)$$

$$w_{Di} = \lambda_s (\sin \mu \cdot \omega_{BD}^2 - \cos \mu \cdot \varepsilon_{BD}), \quad (3)$$

де $\lambda_s = L_2/OA_1$ – відносний геометричний розмір; μ – кут нахилу шатунів B_1D_1 , BC B_2D_2 до горизонталі; ω_{BD} , ε_{BD} – відповідно, кутові швидкість та прискорення шатунів B_1D_1 , BC B_2D_2 .

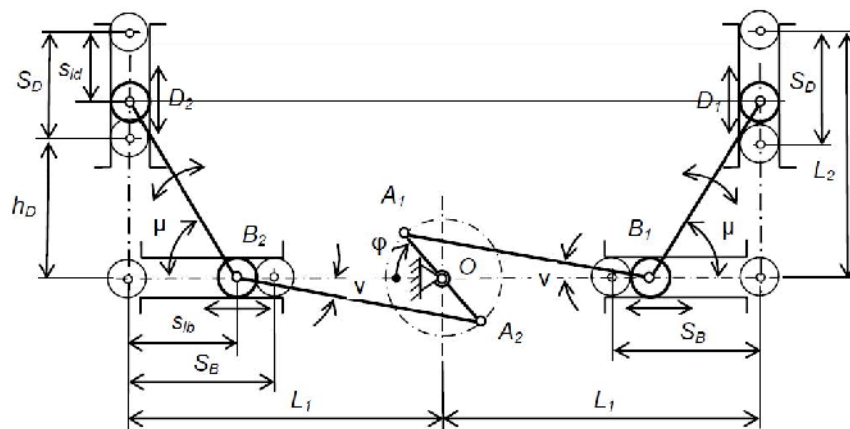


Рис. 1. Кінематична схема запропонованого комбінованого важільного механізму приводу натискної плити у штанцювальному пресі

На основі отриманих аналітичних залежностей (1), (2), (3) розроблені програми (розрахункова в системі *MathCad*, моделювання в системі *AutoCad*), визначені кінематичні та динамічні характеристики руху повзунів D_1 , D_2 , на шарнірах яких закріплено рухому натискну плиту штанцювального преса. За результатами розрахунків кінематичних характеристик руху повзунів D_1 , D_2 і C_1 встановлено, що вони переміщуються синхронно та мають однакові швидкість та прискорення (криві 1 на рис. 2 а,б).

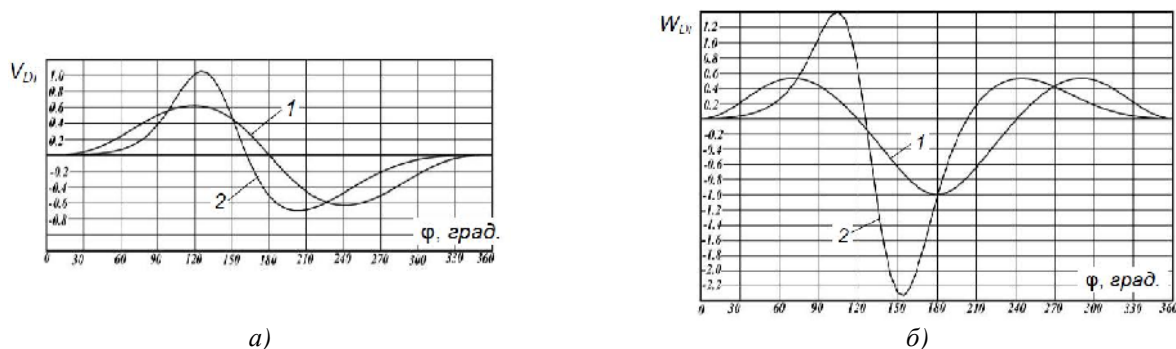


Рис. 2. Графіки залежності відносної швидкості (а) та прискорення (б) повзунів натискної плити штанцювального автомата

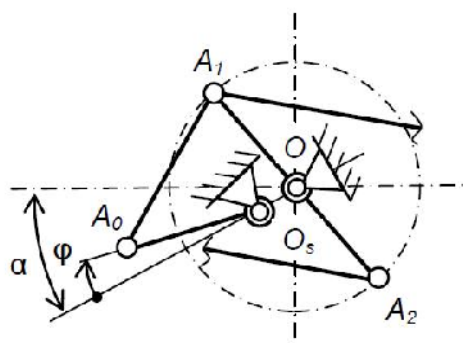


Рис. 3. Фрагмент приводу комбінованого важільного механізму укомплектованого повнообертовим шарнірним чотириланковиком

Проте, функціональний недолік такого механізму пов'язаний з однаковою тривалістю робочого та зворотного ходів протягом кінематичного циклу. Важливо на виконання технологічної операції (штанцювання розгортки) відводити більшу його частину. Для забезпечення перерозподілу тривалості робочого і зворотного ходів циклового механізму використано повнообертовий механізм шарнірного чотириланника, що складається з кривошипа O_sA_0 (рис. 3), шатуна A_0A_1 , шарнірно з'єднаного з кривошипами OA_1 і OA_2 . З основного фактору раціонального перерозподілу циклового часу сформульована умова: мінімум змінної кутової швидкості повинен співпадати з основним цикловим часом виконання операції штанцювання.

За результатами розрахунків отримано значення кінематичних параметрів повзунів D_1 , D_2 і C_1 , що графічно (криві 2) зображені на рис. 2 а,б. Встановлено,

що тривалість робочого ходу виконавчих повзунів збільшилась на 22%, а тривалість частини кінематичного циклу зі зменшеною швидкістю повзунів натискної плити перед початком і після завершення операції штанцювання збільшилась у 2 рази. Окрім цього, технологічна операція штанцювання відбувається за умови зменшення прискорення повзунів натискної плити.

1. Кузнєцов В.О., Коломієць А.Б., Дмитрацук В.С. Параметричні дослідження механізму привода натискної плити у штанцювальному автоматі // Упаковка. – 2012. – № 6. С. 31-34. 2. Пат. 113347 України, МПК В31В 1/14, В31В 1/24, В26F 1/38, В31В 1/40, В16Н 21/34. Прес штанцювального автомата / І.І. Регей, В.Р. Пасіка, В.О. Кузнєцов, В.В. Влах; заявник та власник пат. Укр. академ. друкарства. – № а 2015 08496 заявл. 31.08.2015; опубл. 10.01.2017. Бюл. № 1. – 2 с.

УДК 621.646.4

МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗНОШУВАННЯ ЗАПІРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА

MODELING OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF WEAR OF CLOSING ELEMENTS OF SAFETY VALVE

Зіновій Стоцько, Олександр Коценко

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

The paper highlights structure specific components of experimental researches of wear the elements of the safety valve.

Запобіжна арматура відіграє важливу роль у сучасних технологічних гідросистемах з високими енергетичними параметрами, в яких швидкість зростання тиску робочого середовища є досить високою, а тому час, за який відбувається скидання надмірного середовища, має вирішальне значення. Від запобіжного пристрою вимагається максимальна швидкодія та певна пропускна здатність. Вказані параметри значною мірою визначаються конфігурацією запірних елементів, та макро- і мікрогеометрією його поверхні.

При проектуванні та розрахунку запірних й підйомних вузлів клапана слід враховувати цілий комплекс параметрів робочого середовища та конструктивних особливостей запобіжного клапана (ЗК): тиск, в'язкість, щільність і температура, та ерозійний вплив робочого середовища на поверхні запірних органів, швидкість переміщення затвора клапана, маса рухомих частин, механічна міцність матеріалів деталей, кількість спрацювань клапана та характер спрацювання.

Зношування поверхонь між затвором-сідлом можна визначити сумою рівномірно розподіленого та дискретного (локального) зношування. Рівномірне зношування по периметру взаємодії є результатом механічного впливу контактування клапана з сідлом при спрацюваннях клапана. Дискретне зношування є результатом дії робочого середовища на запірні елементи.

Дискретне зношування запірних органів, це складний процес, при розгляді якого для правильної постановки і опрацювання експериментів, за результатами яких можна було б встановити загальні закономірності, потрібно давати якісний аналіз. Можливість такого попереднього якісно-теоретичного аналізу і вибору системи визначальних параметрів, дає теорія розмірностей і подібності. Згідно з другою теоремою подібності, взаємозв'язок між параметрами слід шукати і встановлювати між його безрозмірними комплексами. Степеневу залежність складено враховуючи міцність матеріалів запірних органів, зазор проходу середовища, та наступні фактори впливу: різниця між гідростатичним тиском потоку і тиском насичених парів при заданій температурі, швидкість потоку, густина та в'язкість середовища.

У результаті застосування теорії розмірностей і подібності отримано складну залежність, для визначення невідомих складових якої було застосовано метод повного факторного експерименту.

Таким чином, визначено основні фактори впливу на затвор та сідло, складено аналітичні вирази безрозмірних комплексів з використанням параметрів впливу робочого середовища на затвор та сідло

відповідно до реальних умов. Отримано математичний опис процесу зносу запірних органів запобіжного клапана.

УДК 669.017:621.78:539.4:621.771.29

ВІБРАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ В СТРИЖНЕВІЙ НЕСУЧІЙ СИСТЕМІ МОБІЛЬНОГО ВЕРСТАТА-РОБОТА, ОБУМОВЛЕНІ ОСОБЛИВОСТЯМИ КОЛИВАНЬ СТРИЖНІВ

VIBRATION PROCESSES IN A ROD SYSTEM IN THE MOBILE MACHINE TOOL OR ROBOT WHICH ARISE FROM PECULIARITIES VIBRATIONS OF A RODS.

Василь Струтинський¹, Андрій Гуржій², Оксана Юрчишин¹, Валентин Полунічев¹

¹Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна;

²ТОВ «Едвансд Нетворк Консалтинг», провулок Бехтеревський, 14-Е, м. Київ, 04053, Україна.

The vibration processes in a rod system in the mobile machine tool or robot were considered. The stable oscillatory processes such as rods bending vibrations were established. In order to reduce the intensity of fluctuations we proposed special inertial dampers.

Мобільні верстати-роботи призначені для обробки небезпечних об'єктів у польових умовах. Пружна система верстата утворена рухомими просторовими стрижневими структурами, які мають низьку жорсткість. У процесі обробки об'єкта виникають сили просторового різання, які характеризуються широкими діапазонами зміни напрямку вектора сили різання та відповідних моментних навантажень. Зміни напрямів дії силових факторів призводять до виникнення складних вібраційних процесів у стрижневій несучій системі мобільного верстата-робота. Стрижні несучої системи під дією нестационарних сил різання здійснюють поперечні згинальні коливання. Наявність стійких коливальних процесів (автоколивань) у певній площині, яка включає вісь стрижня (динамічні переміщення стрижня) мають тенденцію до збереження положення площини коливань. При наявності переносних поперечно-кутових переміщень стрижня зміна напрямку динамічної дії сили різання призводить до просторових переміщень стрижня і, відповідно, зміни положення площини автоколивань, що супроводжується виникненням розподіленого по довжині стрижня поля інерційних навантажень, обумовлених прискореннями Коріоліса. При цьому виникають додаткові моментні навантаження на пружну систему верстата. Додаткові навантаження визначено шляхом розрахунку коливальних систем, що здійснюють просторовий рух.

У результаті проведених досліджень визначено особливості просторових переміщень виконавчого органа верстата, зокрема проекції кутової швидкості поворотного руху. Встановлено положення миттєвої осі повороту виконавчого органа та її взаємозв'язок з параметрами коливань окремих стрижнів несучої системи верстата. Визначено умови виникнення резонансних режимів коливань. Показано, що наявність резонансних коливальних процесів у стрижнях є небажаним явищем, яке може призвести до втрати працездатності мобільного верстата-робота. Запропоновано режимні методи виключення резонансних коливань.

Встановлено, що комплексна дія моментних навантажень на кожен стрижень пружної системи верстата спричиняє згинальнокрутильні коливання просторової стрижневої структури, а, відповідно, просторові переміщення виконавчого органа верстата. Це обумовлює додаткові динамічні похибки мобільного верстата-робота. Встановлено закономірності виникнення похибок, їхній характер та особливості.

Для зниження інтенсивності коливальних процесів рекомендовано використати інерційні демпфери поперечних коливань стрижнів, які утворюють несучу систему верстата-робота. Розроблені конструкції демпферів та визначені їхні характеристики. Показано, що застосування демпферів коливань значною мірою компенсує негативний вплив вібраційних переміщень стрижнів несучої системи верстата на показники його динамічної точності.

УДК 621.941

ПІДВИЩЕННЯ ДЕМПФІРУЮЧОЇ ЗДАТНОСТІ РОЗТОЧУВАЛЬНОЇ БОРШТАНГИ

HEIGHTENING OF A CHATTER STABILITY OF THE BORING BAR

Олександр Шевченко, Анастасія Беляєва

Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.

Effective way of heightening of a chatter stability of process of boring at turning is a heightening of damping ability of boring bars. For guaranteeing of sufficient radial rigidity of the cantilevered boring bar with an internal hole for a damper it is necessary to realize a condition that diameter of an internal hole of the boring bar was not more than external half-diameter of its cantilevered part. Research at cutting of the boring bar with a damper has confirmed its efficiency for heightening of vibrational proof level of boring process.

При токарній обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. Це обумовлено істотним впливом такого оснащення на роботу всієї технологічної оброблювальної системи верстата. В залежності від оброблюваного матеріалу, геометрії інструмента, режимів та інших умов різання стружкоутворення може бути стійким з утворенням неперервної зливної стружки, або нестійким з утворенням стружки надлому чи елементної. Нестійке стружкоутворення викликає, як правило, втрату вібростійкості динамічної системи верстата. Основними способами підвищення вібростійкості процесу токарної обробки є: оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і підбор співвідношень жорсткостей і мас елементів системи; забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтиск інструмента від оброблюваної деталі; збільшення демпфування в системі [1].

Коливання, які виникають при різанні достатньо жорстким інструментом, визначаються властивостями всієї багатоконтурної пружної системи верстата. У випадку обробки борштангами рівень коливань інструмента визначається жорсткістю та коливаннями самої борштанги.

Для теоретичного аналізу коливальних процесів при обробці консольними борштангами розроблено принципову схему домінуючої коливальної системи процесу розточування та побудовано математичну модель [2]. На основі аналізу АФЧХ передавальної функції розімкнutoї динамічної системи верстата за критерієм Найквіста визначено вплив конструктивних параметрів консольної частини борштанги на запас сталості за амплітудою пружної системи інструмента.

Одним з ефективних способів підвищення вібростійкості процесу розточування є підвищення демпфувальної здатності борштанг. У більшості відомих конструкцій борштанг для встановлення демпфера використовується значна частина внутрішнього об'єму тіла консольної частини борштанги, що істотно знижує її радіальну жорсткість. Для забезпечення в точці різання радіальної жорсткості консольної частини розточувальної борштанги з порожниною на рівні жорсткості суцільного тіла консольної частини необхідно витримати умову, щоб діаметр порожнини не перевищував половини діаметра консольної частини корпусу борштанги. При виконанні цієї умови втрачається не більше 3÷5 % радіальної жорсткості консольної частини борштанги та є можливість встановлення демпфера у порожнині борштанги для підвищення її демпфувальної здатності і, як наслідок, підвищення вібростійкості при розточуванні.

На рис. 1 показана схема дослідної конструкції борштанги з демпфером.

Розточувальна борштанга складається з корпусу 1, що закріплений у револьверній головці токарного верстата і має консольну частину L діаметра D . В корпусі 1 виконано отвір діаметром d , порожнина якого наповнена металевими кульками 2 малого діаметра. Порожнина з металевими кульками замикається штовхачем 3, що стискає їх пакетом тарілчастих пружин 4 натяжною гайкою 5. У корпусі 1 встановлено різець 6, закріплений болтом 7. Діаметр порожнини d не перевищує половини діаметра D консольної частини корпусу борштанги, а саме: $d/D \leq 0,5$.

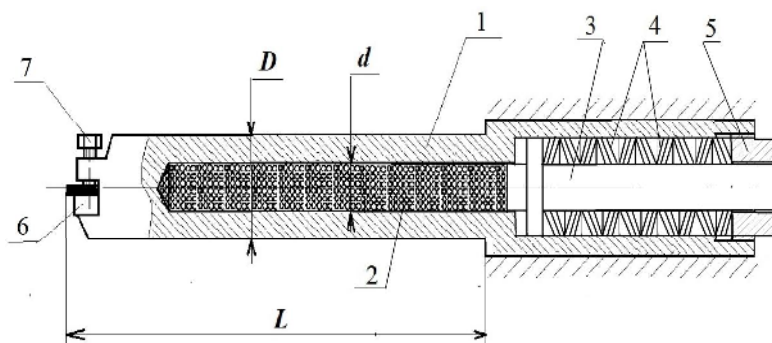
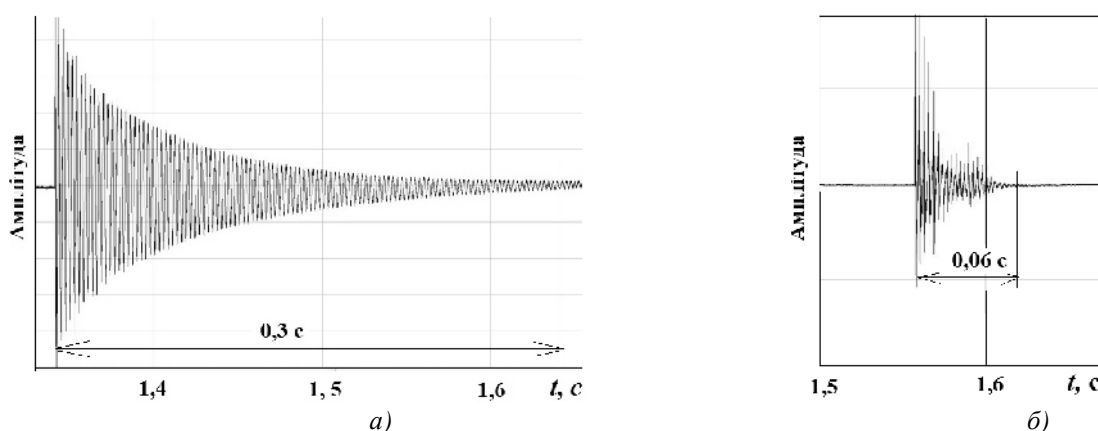


Рис. 1. Схема борштанги з демпфером

Для забезпечення високої демпфувальної здатності розточувальної борштанги здійснюється натяг металевих кульок штовхачем 3 зусиллям стягнутого гвинтом 5 пакета тарілчастих пружин 4. Експериментальними дослідженнями (рис. 2) визначено, що встановлення вказаного демпфера скорочує майже до 5 разів час затухання коливань на частоті власних коливань консолі борштанги.

Рис. 2. Графіки затухаючих коливань консольної частини борштанг без демпфера (а) та з демпфером (б), що мають зовнішній діаметр $D = 34$ мм, діаметр отвору $d = 16$ мм і довжину консольної частини 250 мм

При розточуванні борштангою заготовки зі сталі 45 зі швидкістю різання $V = 150$ м/хв, подачею $S = 0,17$ мм/об. і глибиною різання $t = 1,0$ мм зареєстровано стійкий процес різання зі зливною стружкою. При подальших дослідженнях необхідно провести випробування при різних режимах різання та встановити межі переходу стійкого різання до нестійкого.

Таким чином, забезпечення умов вібростійкої обробки на верстатах, що працюють консольним інструментом, може здійснюватись шляхом раціонального вибору конструктивних параметрів консольної частини інструментального оснащення з врахуванням при проектуванні борштанг умови, щоб діаметр центрального отвору d для встановлення демпфера не перевищував половини діаметра D консольної частини корпусу борштанги.

1. Шевченко О.В. Методи підвищення сталості процесу різання при токарній обробці нежорстким інструментальним оснащенням // *Машинознавство*. – №8(146). – 2009. – С. 16-23. 2. Шевченко О.В., Гончаренко Л.О. Зниження інтенсивності коливань борштанги при розточуванні на токарних верстатах / *Матеріали 6 міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем»*, Чернівці: 26-29.04.2016. – С. 66-69.

УДК 621.867

ВІБРАЦІЙНІ НИЗЬКОЧАСТОТНІ ВЕЛИКОГАБАРИТНІ СЕПАРАТОРИ

VIBRATING LOW-FREQUENCY LARGE-SIZED SEPARATORS

Владислав Шенбор, Орест Серкіз, Юрій Шенбор

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

The problem of development of low-frequency large-sized separators for separating of bulk products is considered in the paper. The working frequencies are substantiated and the structural diagram of the basic model of separator is presented.

Проблеми сепарації (розділення) кускових харчових і нехарчових продуктів на фракції є досить актуальною технологічною проблемою. Відомі моделі сепараторів з інерційним і електромагнітним приводами коливань мають один суттєвий недолік – малу площу сепарації. Це пояснюється тим, що більшість таких пристроїв, особливо з електромагнітним приводом, працюють з робочою частотою 50 Гц. Конструктивно ці пристрої будуються як вібротранспортери різних модифікацій зі змінними сепаруючими ситами. Електромагнітний привід забезпечує малу споживану потужність та просте регулювання параметрів коливань для забезпечення оптимальних режимів вібросепарації. Оскільки технологічний процес сепарування здійснюється в процесі вібротранспортування, а ефективними є режими з підкиданням, за яких параметр перевантаження (режиму) W [1] може досягати значень $W = 5 \dots 6$, за кутів вібрації $\beta = 45^\circ$, а амплітуди горизонтальних і вертикальних коливань для частоти $\nu = 50$ Гц досягатимуть значень $A_T = A_B = 1,0$ мм.

Максимальні розміри сит таких сепараторів 1000 x 500 мм. За цих габаритів можуть виникати додаткові “паразитні” коливання в різних зонах сит, що значно зменшить ефективність сепарації, або пристрій буде функціонально непридатним. В таких випадках необхідно значно збільшувати жорсткість елементів конструкцій, що збільшить масу елементів сепараторів, товщини плоских пружин і відповідно зменшить їх міцність, та вимагатиме збільшення потужності приводу. Технічним шляхом вирішення цих проблем є перехід на більш низькі робочі частоти коливань.

Актуальною проблемою є створення великогабаритних сепараторів з розмірами сит до 2000 x 1000 мм. Для таких конструкцій доцільно застосовувати низькочастотні вібрації (25 Гц і нижче).

За базову конструктивну модель великогабаритних сепараторів візьмемо конструктивну схему за рис. 1. Цей тип пристрою створений на основі двомасного вібротранспортера з напрямленими коливаннями типу “маса в масі” з двотактним електромагнітним віброзбудником і суміщеними центрами мас [2]. Перевагою цієї моделі є можливість збільшувати кількість блоків плоских пружин 5 за збільшення довжини сепаратора, зміна кута нахилу пружин (а відповідно і кута вібрації β) і можливість зміни кількості електромагнітних віброзбудників (електромагнітів 3 і якорів 4).

За двотактного живлення електромагнітних віброзбудників коливань ряд робочих частот отримуємо шляхом ділення подвоєної частоти мережі змінного струму на ряд парних чисел: 2, 4, 6, 8, 10 Тоді градація робочих вимушуючих частот системи керування за частоти 50 Гц буде наступною: 50; 25: 16,7; 12,5; 10 Діапазон, який доцільно застосовувати для промислових зразків: 10 ... 25 Гц. Оскільки, власні частоти транспортуючих елементів пропорційні [1]:

$$v_{T.Вл.} : \sqrt{\frac{1}{m}}, \quad (1)$$

де m – величина маси транспортуючого елемента, то їх маси можна зменшити, переходячи з робочої частоти 50 Гц до діапазону 25 ... 10 Гц у 4 ... 25 разів.

З [2] робочі товщини пружин пропорційні:

$$a_i : \sqrt[3]{v^2 \cdot m}. \quad (2)$$

Тоді перехід з 50 Гц до діапазону 25 ... 10 Гц призведе до зменшення товщин пружин в 2,5 ... 9,7 рази. Враховуючи, що власна частота транспортуючого елемента пропорційна:

$$v_{T.Вл.} : \sqrt{I}, \quad (3)$$

де I – момент інерції перерізу транспортуючого елемента, за зменшення мас, перейдемо до менших значень I , що позитивно вплине на забезпечення рівномірності пружин.

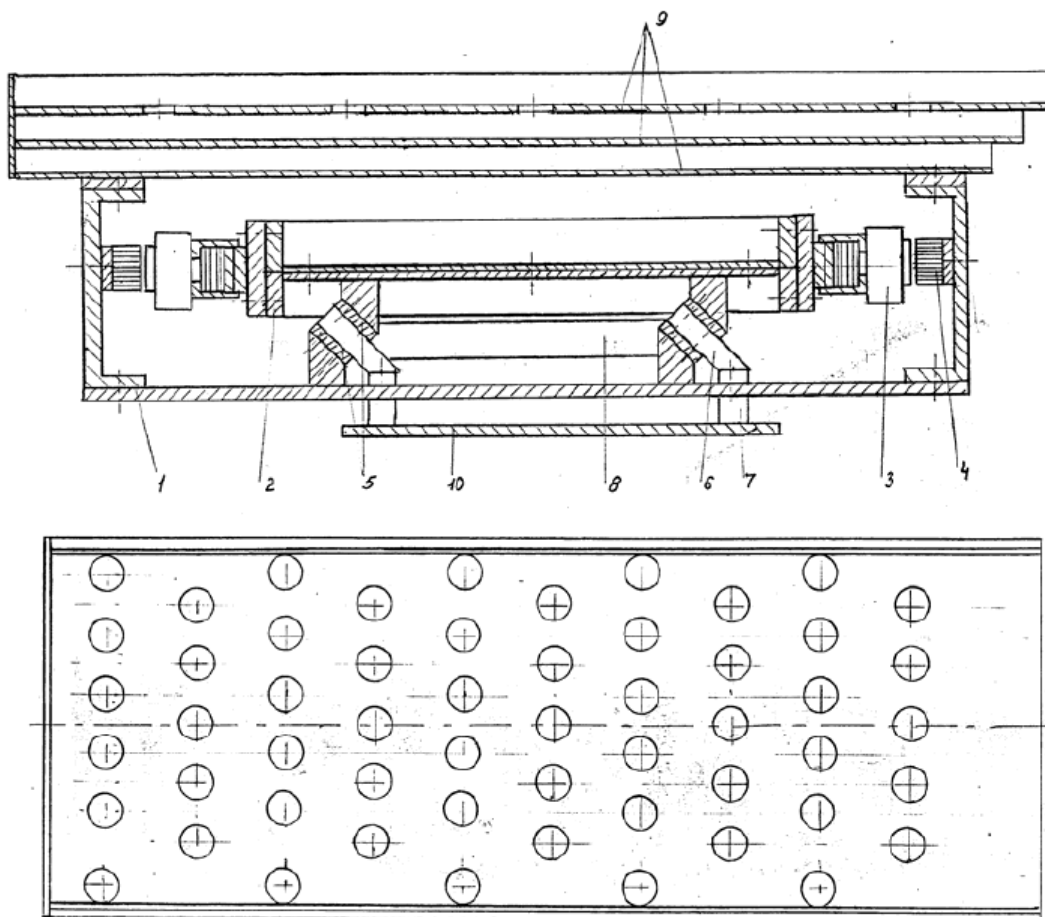


Рис. 1. Вібруючий транспортер-сепаратор з суміщеними центрами мас: 1 – транспортуюча маса; 2 – нетранспортуюча маса; 3 – електромагніт; 4 – якор; 5 – плоский пружний елемент; 6 – вставки; 7 – віброізолятори; 8 – боковини; 9 – сепаруючі сита; 10 – основа

Таким чином, враховуючи вищевикладене і досвід створення сепаруючих пристроїв, можна зробити висновок, що перехід на низькі частоти з застосуванням ефективних конструктивних схем дозволить створити високопродуктивні і високоефективні великогабаритні вібросепаратори з технічними параметрами, вищими за існуючі.

1. Пoviдаiло В. А. *Расчёт и конструирование вибрационных питателей.* – М.; К.: Машгиз, 1962. – 150 с.
2. Беспалов А. Л., Шенбор В. С. *Деякі результати створення і дослідження вібруючих конвеєрів-сепараторів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник, 2005. – № 39. – с. 39-44.*

УДК 665.1/3

УТОЧНЕННЯ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ПЕРЕТІКАННЯ РЕОЛОГІЧНОГО СЕРЕДОВИЩА В ТЕХНОЛОГІЧНИХ КАНАЛАХ

CLARIFICATION OF MODELS FLOW RHEOLOGICAL ENVIRONMENT IN THE TECHNOLOGICAL CHANNELS

Роман Шеремета, Орест Серкіз

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

The work is dedicated to improving models of process flow the rheological environments in the technological channels based process obliteration.

Робота присвячена вдосконаленню методів реометрії матеріалів, що володіють реологічними властивостями. У роботі розглядаються особливості проявів реологічних властивостей харчових матеріалів, при взаємодії перероблюваного продукту з робочими органами машин і каналами технологічної апаратури. Механізм утворення потоку реологічного середовища залежить від розмірів каналів, матеріалів контактуючих поверхонь, виду і стану робочого середовища. Він пов'язаний з фізхімією поверхневих явищ і фізикою перетікання середовищ через канали довільного поперечного перерізу. Зазвичай, об'єкти реології не укладаються в прості лінійні моделі гідроаеродинаміки течії ідеальних або ідеально-в'язких ньютонівських рідин або в лінійні моделі теорії пружності і пластичності ідеально-пластичних або пружних гуківських тіл.

У праці [1], присвяченій питанням перетікання реологічних середовищ по трубах прямокутного перерізу приймається, що середовище володіє лінійною в'язкістю, нестискуване, процес перетікання ізотермічний і ламінарний. Для таких умов побудована математична модель процесу пересування реологічного середовища в каналі прямокутного перерізу. Об'ємні витрати середовища при цьому визначаються за виразом:

$$Q = \frac{bh^3}{12h} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) \left[1 - \frac{192h}{p^5 b} \sum_{n=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{n^5} th \left(\frac{npb}{2h} \right) \right].$$

Недоліком пропонованої в роботі [1] моделі є те, що вона не враховує зменшення ефективного перерізу каналу, яке відбувається при русі в ньому реологічного середовища внаслідок нарощування на стінках каналу в'язкопружних шарів середовища викликане процесом облітерації.

В роботі запропонована уточнена модель перетікання реологічного середовища, яка враховує явище зарощування поперечного перерізу каналу внаслідок наявності процесу облітерації. Окрім цього в роботі використовується модель облітераційного процесу каналу виконаного з різномірних матеріалів [2].

Враховуючи отримані значення товщини облітерованого шару на стінках каналу проведено уточнення виразу, що описує об'ємні витрати реологічної сировини через канал прямокутного перерізу.

$$Q = \frac{(b - 2d_{\max})(h - 2d_{\max})^3}{12h} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) \left[1 - \frac{192(h - 2d_{\max})}{p^5(b - 2d_{\max})} \sum_{n=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{n^5} th \left(\frac{np(b - 2d_{\max})}{2(h - 2d_{\max})} \right) \right].$$

1. Физико-механические свойства сырья и готовой продукции / В. А. Арет, Б. Л. Николаев, Л. К. Николаев – СПб.: ГИОРД, 2009. — 448 с. 2. Шеремета Р. М. Дослідження облітераційного процесу в зоні контакту ущільнюючих елементів // Матеріали IV-ї Українсько-польської конференції «САПР в машинобудуванні – проблеми навчання та впровадження». – Львів, 1998. – С. 115-118.

УДК 621.929.7

МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕДІНКИ ДРІБНОДИСПЕРСНОГО СИПКОГО МАТЕРІАЛУ ПРИ ВИТІКАННІ З ЄМНОСТЕЙ ПІД ДІЄЮ ВІБРАЦІЇ

MODELING THE BEHAVIOR OF FINE PARTICULATE MATERIAL WHEN LEAKAGE FROM THE CONTAINER UNDER VIBRATION

Юрій Шоловій, Надія Магерус

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.*

A mathematical model of behavior of fine loose material in the outflow from the discharge hole feeder with a vibration disturbance flow, which allows to analyze three possible states of the product under vibration: preliminary seal, circulation and chaotic motions.

Ефективність об'ємного дозування дрібнодисперсних сипких матеріалів (СМ) в значній мірі залежить від фізико-механічних характеристик продукту. У багатьох випадках без використання спеціальних пристроїв для покращення умов витікання процес дозування стає неможливим. Використання впливу вібрації на продукт дозування дозволяє змінювати його поведінку та властивості, реалізовувати рух у потрібному напрямі, а також здійснювати неперервну циркуляцію матеріалу у дозаторі. Тому дуже важливо для кожного дрібнодисперсного СМ встановлювати амплітуду і частоту коливань збудника, що дозволить забезпечувати неперервне та рівномірне витікання продукту дозування.

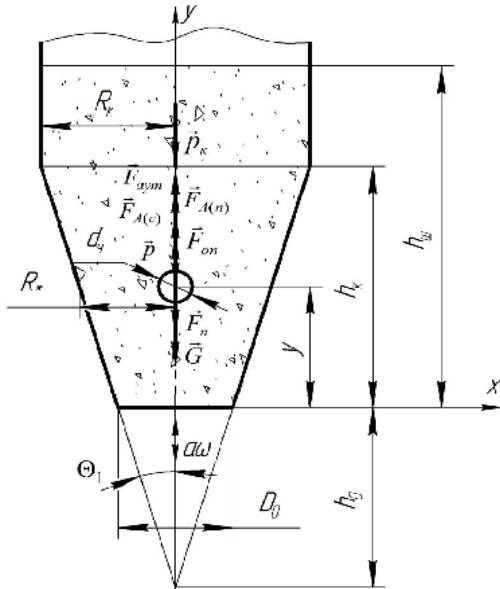


Рис. 1. Сили, що впливають на рух СМ, який знаходиться під дією вібрації

Тому на сьогоднішній день актуальним залишається дослідження впливу параметрів вібраційного дозатора та режимів його роботи на процес витікання дрібнодисперсних СМ з метою підвищення ефективності процесу дозування.

Для дослідження поведінки дрібнодисперсних СМ у розвантажувальній лунці дозатора при вібраційному збуренні потоку розроблено математичну модель, а саме модель Лоренца, що дозволяє описувати три можливі стани дрібнодисперсного СМ під дією вібрації: попереднє ущільнення, циркуляційні і хаотичні рухи продукту.

Оскільки дрібнодисперсний СМ у стані віброкипіння поводить себе аналогічно рідині, то найефективнішим способом одержання моделі Лоренца є її виведення із рівнянь Нав'є-Стокса. Для дослідження впливу режимів коливань дозатора на ефективність його роботи на основі розрахункової схеми (рис. 1) отримано рівняння Нав'є-Стокса:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_x}{\partial t} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial x} + u \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_x}{\partial y}, \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial y} + u \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + g \left(\frac{r}{r_q} + \frac{r_n}{r_q} - 1 \right) + \\ + \frac{6grkf(h_k - y)}{d_q r_q} \times \text{sign}(V_y - aw \cos(\omega t) e^{-e_{3,k}y}) + \frac{3C_n r_n}{4d_q r_q} \times \\ \times |U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-d_{3,n}y} - V_y| \times \text{sign}(U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-d_{3,n}y} - V_y) + \\ + \frac{6t_0}{4fd_q r_q} \cdot \text{sign}(V_y - aw \cos(\omega t) e^{-e_{3,k}y}). \end{cases}$$

де V_x, V_y – де горизонтальна і вертикальна компоненти швидкості V СМ; t – час; r – насипна щільність СМ, що знаходиться під дією вібрації; p – тиск СМ; $u = \frac{m}{r}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості СМ; m – коефіцієнт ефективної в'язкості СМ; m – маса частинки СМ; r_q – густина матеріалу частинки СМ; r_n – густина повітря; C_n – коефіцієнт опору повітря; d_q – умовний діаметр частинки СМ; k – коефіцієнт рухливості матеріалу; y – поточна координата частинки СМ; h_k – висота конічної розвантажувальної лунки дозатора; a – амплітуда коливань днища розвантажувальної лунки дозатора; $\omega = 2p \cdot n$ – кругова частота коливань днища розвантажувальної лунки дозатора; n – робоча частота коливань; $e_{3,k}$ – коефіцієнт загасання коливань у СМ; U_0 – амплітудне значення швидкості руху повітря у розвантажувальній лунці дозатора; $d_{3,n}$ – коефіцієнт загасання швидкості повітряного потоку.

Використавши методи гідродинаміки (закон Бернуллі) та термодинаміки (наближення Буссінеска) із рівнянь Нав'є-Стокса отримано модель Лоренца, характерним показником якої є параметр $r = (E + r_0/r_c) \cdot aW^2/g$, в якому поєднані параметри вібрації та геометрії розвантажувальної лунки дозатора. При $r < r^*$ та $S < S^*$ спостерігається ущільнення матеріалу, при $r \geq r^*$ та $S \geq S^*$ – розрихлення продукту і, відповідно, його безперервне та рівномірне витікання.

На основі розробленої математичної моделі отримано формулу, що дозволяє встановити залежність параметру перевантаження X від геометричних розмірів розвантажувальної лунки дозатора та фізико-механічних властивостей СМ:

$$x = \frac{r^*}{\frac{1}{(R_c/R)^2 + 1 - (R/R_c)^2} + \frac{2tg(\Theta_1) \cdot (R_c^2/R^3 + R/R_c^2)}{((R_c/R)^2 + 1 - (R/R_c)^2)^2} \cdot y + \frac{r_0}{r_c}}$$

Додатково встановлено вплив режимів вібрації дозатора на його продуктивність. Досліджено, що у випадку безперервного та рівномірного витікання дрібнодисперсного СМ, продуктивність вібраційного об'ємного дозатора лінійно залежить амплітуди a та частоти W коливань його робочого органу:

$$Q = r_0 \cdot A_{s.o} \cdot 2 \cdot a \cdot p \cdot n \cdot \sin\left(\frac{p \cdot e}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{p} \cdot Z_k \cdot \cos\left(\frac{p \cdot e}{2}\right)\right)^2},$$

де $A_{s.o}$ – площа поперечного перерізу випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора; Z_k – параметр інтенсивності коливань; $e = 0,834 \sqrt{S_h}$ – коефіцієнт; S_h – число Струхаля.

1. Зимон А. Д. Аутогезія сыпучих материалов. – М.: «Химия», 1978. – 287 с. 2. Schulze, D. 2008. *Powders and Bulk Solids Behavior, Characterization, Storage and Flow*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2008. 978-3-540-73767-4. 3. Carrol, P. J. und Colijn, H. 1975. *Vibrations in Solids Flow. Chemical Process Engineering*. 1975, Bde. Vol. 71, No. 2, pp. 53-65.

УДК 534.1, 621.81-192

ЗАСОБИ ВИПРОБУВАНЬ ОБ'ЄКТІВ МАШИНОБУДУВАННЯ НА ТРАНСПОРТНУ ВІБРАЦІЮ

MEANS OF TESTING MECHANICAL ENGINEERING OBJECTS FOR TRANSPORT VIBRATION

Володимир Шпачук¹, Вадим Дудко²

¹Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова,
вулиця Маршала Бажанова, 17, м. Харків, 61002, Україна;

²ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова»,
вул. Плеханівська, 126, м. Харків, 61001, Україна.

In this paper, the stages and stages of creating facilities for the testing of mechanical engineering objects for vibratory action are considered, which belongs to the class of transport vibrations and is a collection of simultaneously acting vertical translational and two angular vibrations around horizontal axes.

Випробування на зовнішні механічні навантаження у комплексі заходів щодо підвищення надійності й поліпшення експлуатаційних параметрів нової техніки є центральною ланкою прогнозування міцності й усталеності функціонування. Їх ціллю є визначення спроможності виробу виконувати свої функції в межах заданих норм, а також їхньої можливості протистояти руйнуючому впливу виникаючих при цьому вібраційних навантажень.

Показано, що транспортна вібрація в тривимірному евклідовому просторі може бути задана й відтворена у вигляді сукупності трьох незалежних коливань: одного поступального і двох кутових

відносно осей, ортогональних до напрямку поступальної вібрації. Розглянутий в роботі механічний вплив відноситься до класу транспортних вібрацій і є сукупністю одночасно діючих вертикальної поступальної і двох кутових вібрацій навколо горизонтальних осей. Задачу створення установок для стендових випробувань об'єктів на транспортну вібрацію доцільно з позицій системного аналізу подати як сукупність наступних взаємозалежних стадій: розробки конструктивної схеми стенду; розробки структурної схеми установки.

Стадія розробки конструктивної схеми стенда є найбільш трудомісткою і включає етапи: аналізу; обґрунтування коректності стендових випробувань; розробки методу випробувань; обґрунтування способу задавання і відтворення стендового зовнішнього впливу; розробки конструктивної схеми стенда. Етап створення методу стендових випробувань припускає визначення законів зміни у часі координатних складових вектора заданого зовнішнього впливу, точності його відтворення в стендових умовах, форми, орієнтації годографа і діапазону робочих частот вібраційного впливу, кількості одночасно випробовуваних об'єктів. Отримані дані використовуються на етапі обґрунтування способу задавання й відтворення стендового зовнішнього впливу для визначення типів і кількості віброзбудників і вузлів з'єднання столів віброзбудників із платформою стенда і нерухомою основою.

З урахуванням наведеного, на стадії розробки конструктивної схеми стенда, що витворює багатокоординатне вібраційне навантаження на об'єкт досліджень просторової структури, до основних її етапів слід віднести етап розробки методу випробувань виробу. Застосування на практиці наведених стадій та етапів створення установок, які реалізують стендові випробування об'єктів машинобудування на транспортну вібрацію, забезпечує відтворення експлуатаційних механічних вібронавантажень й реалізацію збудження, що дозволяє визначити поточну вібраційну активність вузлів, а також її зміну у часі. Також вони дозволяють підтвердити і проаналізувати ефект перерозподілу енергії коливань між лінійними й кутовими координатами об'єкта, що заснований на механізмі непрямого збудження коливань у напрямку сполучених координат, й обумовлений параметричною зв'язаністю рівнянь просторових коливань об'єкта.

УДК 534.1, 621.81-192

ПАКЕТНІ СТРИЧКОВІ ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ ВУЗЛІВ З'ЄДНАННЯ БАГАТООКООРДИНАТНИХ ВІБРОСТЕНДІВ

BATCH BELT ELASTIC ELEMENTS NODES CONNECTIONS MULTI-AXIS VIBRATION TABLES

Володимир Шпачук¹, Микола Засядько¹, Вадим Дудко²

¹Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, 61002, Україна;

²ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова»,
вул. Плеханівська, 126, м. Харків, 61001, Україна.

Considered the connection nodes of the tables of the vibration exciter platform and fixed base two and troglodytic progressive vposted. The dependences of the deformability of the connection node in the direction of the transmitted vibration, thickness, width and length of elastic elements and their number in the package and number of packages in the connection node..

Вібраційні випробування належать до одного з головних видів випробувань конструкцій, вузлів і блоків виробів на механічні впливи, метою яких є визначення спроможності виробу виконувати свої функції в межах заданих норм, а також їхньої спроможності протистояти руйнівному впливу вібраційних навантажень, що виникають.

На практиці метод створення установок для стендових випробувань об'єктів просторової структури на зовнішній вібраційний вплив встановлює залежність структурної схеми установки від розмірності і законів зміни в часі вектора багатокоординатної експлуатаційної вібрації, конструктивної схеми випробовуваного об'єкта, критеріїв його нормального функціонування і відмов, методу стендових випробувань, способів задавання і відтворення на установці зовнішнього

впливу, конструктивної схеми станда, геометричних розмірів платформи, випробовуваного об'єкта і пристосування для його установки на платформі, типів вібровимірювальних перетворювачів, коефіцієнтів їхнього поперечного перетворення.

Стадія розробки конструктивної схеми станда є найбільш трудомісткою і охоплює етапи: аналізу, обґрунтування коректності стандових випробувань, розробки методу випробувань, обґрунтування способу задавання і відтворення стандового зовнішнього впливу, розробки конструктивної схеми станда. Заключним тут є етап розробки конструктивної схеми станда. На цьому етапі здійснюється стикування столів віброзбудників з платформою станда, віброзбудників і платформи з нерухомою основою, розробляються пристрої розвантаження збуджувачів від ваги рухомої системи станда.

Розглянуто вузли з'єднання столів віброзбудників з платформою і нерухомою підставою двох і трьохкоординатних поступальних вібростендів, механічні схеми яких мають властивість інваріантності до типу об'єкта випробувань, діапазону робочих частот й рівням переданих вузлом з'єднання вібраційних навантажень.

Отримано залежності податливості вузла з'єднання в напрямку переданої вібрації, товщини, довжини і ширини стрічкових пружних елементів, а також їх кількості в пакеті і кількості пакетів у вузлі з'єднання від заданих характеристик жорсткості та міцності. Розроблено методику розрахунку конструктивних і механічних параметрів розглянутих пружних елементів, що враховує задані параметри амплітудних і частотних характеристик відтворюваних стандом динамічних навантажень.

Наукове і практичне застосування отриманих результатів полягає в створенні двох, трьохкоординатних вібростендів для випробувань на вібростійкість й віброміцність, а також вібродіагностики об'єктів, що експлуатуються в умовах дії просторової вібрації. В результаті забезпечується підвищення надійності й довговічності машин у експлуатації.

УДК 621.941

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ НА ПРЕЦИЗІЙНИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

HEIGHTENING OF MACHINING ACCURACY ON PRECISION LATHES

Олександр Шевченко, Сергій Манзюк

*Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

One of ways of the decision of a problem of increase of accuracy and productivity of processing on lathes is use of tool equipment with elastic ways for microadjustment of the cutters for compensation of regular components of an error of turning processing. Next effective way of machining of the hard-to-machine materials is the ultrasonic cutting which is carried out by superposition of ultrasonic oscillations on a cutter with elastic ways, promotes essential reduction of cutting force and heightening of productivity of turning.

Малі переміщення та малі швидкості подач особливо необхідні для високоточних металорізальних верстатів як з ручним, так і з числовим програмним керуванням. Точність позиціонування за осями координат верстата обмежується дискретністю його приводів. Малі переміщення в металорізальних верстатах використовують для корекції похибок, які виникають у його технологічній оброблюваній системі внаслідок теплових та пружних деформацій, динамічних навантажень на холостих ходах та при різанні, зміни розмірного налаштування верстата та ін.

При використанні систем автоматичного (адаптивного) керування з автоматичною компенсацією похибок обробки необхідно забезпечувати малі підналагоджувальні переміщення робочих органів верстата не тільки перед початком або в кінці робочого циклу обробки, але і в межах самого робочого циклу, що значно підвищує точність та продуктивність обробки деталей. При цьому точність позиціонування в контрольовану точку може досягати частин мікрометра.

Виробники сучасних прецизійних верстатів стикаються з низкою важливих проблем, вирішення яких забезпечує необхідний рівень точності та якості обробки деталей:

- забезпечення термічної стабільності технологічної системи верстата, враховуючи, що похибки від теплових деформацій можуть складати до 50% всіх похибок обробки;
- вибір матеріалів несучих вузлів верстата, наприклад, заміна чавуну на полімербетон, що майже в 10 разів ефективніше гасить коливання та має нижчу на 50% теплопровідність;
- використання напрямних, що забезпечують точність позиціонування до $0,3 \div 0,5$ мкм, значні прискорення при допоміжних рухах повзунів з ефективним гасінням коливань, практичну відсутність зношення та тертя під час руху, наприклад, гідро- чи аеростатичні напрямних;
- використання оптичних лінійок з точністю вимірювання до 0,01 мкм.

Вирішення цих проблем виробниками призводить до суттєвого здорожчання верстатів та до високої вартості деталей, що обробляються на верстатах цього рівня. Разом з тим, використання спеціальних вузлів верстата з приводами для мікро(нано)позиціонування, як додаткового обладнання, може суттєво зменшити витрати на придбання верстатного обладнання, при забезпеченні необхідних для виробництва точності та якості обробки деталей.

Аналіз конструктивних особливостей відомих пристроїв з механізмами підналагодження інструменту, технологічних можливостей високоточних токарних верстатів та типових деталей, що обробляються на них, дозволяє встановити основні вимоги до пристроїв малих переміщень, а саме: діапазон малих переміщень не перевищує 0,3 мм, що для різального інструменту визначається критерієм зносу його різальних кромки; точність позиціонування до 0,3 – 0,5 мкм; повторюваність при позиціонуванні не гірше 0,5 мкм; жорсткість за напрямками дії складових сили різання не нижче $10 \div 20$ Н/мкм; лінійна залежність між переміщенням повзуна та вхідною дією в приводі; відсутність люфтів та мертвих ходів при реверсуванні.

Основною складністю забезпечення точного позиціонування робочого органу є отримання малих переміщень при забезпеченні необхідної жорсткості передачі. Для позиціонування в мікро- та нанометричному діапазоні в приводах верстатів доцільно додатково використовувати спеціальні пружні кінематичні пристрої, що виконують функції пружних напрямних чи пружних шарнірів та виключають вплив зовнішнього тертя в останній передачі приводу на точність позиціонування. Найбільше в якості пружних напрямних використовують конструкції, у яких пружні елементи мають форму тонких жорстких пластин, що з'єднують нерухому частину повзуна з рухомою частиною утворюючи рамну конструкцію. Статична жорсткість такої конструкції в основному визначається формою, розмірами та розміщенням пружних пластин відносно точки прикладання сили різання, а також податливістю та місцем розміщення виконавчого приводу малих переміщень рухомої частини.

В якості виконавчих приводів, що працюють в нанометричному діапазоні, використовують магніострикційні, п'єзоелектричні, електромагнітні та теплові перетворювачі. Найбільш поширеними серед них є п'єзоелектричні пристрої, що випереджають всі інші типи за такими показниками, як енергозбереження, мініатюризація та адаптивність до систем управління. Значна увага, що приділяється п'єзоматеріалам та елементам на їх основі, пояснюється рядом їх переваг, а саме: високою надійністю; малогабаритними показниками; стійкістю до впливу агресивного середовища; високою термостійкістю; можливістю використання без додаткових кінематичних зв'язків та ін. Завдяки жорсткій структурі п'єзоприводи є високоефективним інструментом для швидкого та точного настроювання верстата. Такі приводи створюють значні зусилля (до 5,0 – 10,0 кН), що є достатніми для деформації пружних напрямних в заданому діапазоні переміщень. Для збільшення діапазону позиціонування п'єзоелементи об'єднують у пакетні конструкції, які називають п'єзоелектричними актуаторами. Таким чином, комбінація пружних напрямних та п'єзоелектричного приводу (актуатора) для позиціонування повзуна дозволяє вирішити проблему малих переміщень в нанометричному діапазоні при необхідній жорсткості конструкції. Введення розмірного регулювання зменшує верстатні витрати часу за рахунок: зменшення штучного часу обробки деталей; зменшення витрат на заробітну платню зниженням вимог до кваліфікації персоналу; зменшення витрат на різальний інструмент за рахунок повного використання періоду його стійкості; зменшення витрат на контрольні операції, так як контроль може здійснюватись в процесі обробки; зменшення витрат на брак за рахунок зниження ймовірності його виникнення.

Паралельно з вирішенням проблеми малих переміщень для прецизійних токарних верстатів є можливість розширити їх технологічні можливості шляхом створення умов для обробки матеріалів з високими показниками міцності, жаростійкості та корозійної стійкості, які значно гірше піддаються обробці різанням по відношенню до звичайних конструкційних сталей. Ефективним для обробки таких матеріалів є використання ультразвукового різання. Ультразвукове різання, це процес, при якому різцю за допомогою спеціального пристрою передаються високочастотні (ультразвукові)

коливання, як правило, в напрямку швидкості різання. Діапазон частот коливань різця $10 \div 20$ кГц з амплітудою $10 \div 15$ мкм. Додаткові ультразвукові коливання різця повністю виключають характерне для традиційного точіння утворення на поверхнях різця наросту, суттєво зменшується теплоутворення в зоні різання, практично зникає здатність технологічної оброблювальної системи верстата до збудження автоколивань. Забезпечення вказаного амплітудно-частотного діапазону коливань різця може бути здійснено спеціальним інструментальним оснащенням, побудованим за принципами, аналогічними щодо оснащення для малих переміщень, а саме, комбінацією пружних напрямних для різця та п'єзоелектричного приводу. Відмінністю є необхідність використання концентратора коливань для забезпечення амплітудного діапазону та джерела ультразвукових коливань. За результатами досліджень запропоновано пристрій, що реалізує переваги способу точіння з ультразвуком для обробки важкооброблюваних матеріалів та дозволяє підвищити точність обробки деталей, зменшити шорсткість оброблених поверхонь та підвищити продуктивність обробки.

УДК 621.867

СИНТЕЗ ГНУЧКИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

SYNTHESIS OF FLEXIBLE VIBRATORY TRANSPORTING AND TECHNOLOGICAL SYSTEMS

Владислав Шенбор, Володимир Брусенцов, Юрій Шенбор

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.*

The problem of development of flexible vibratory transporting and technological systems on the basis of modernized vibratory transporting and manipulating units with independent oscillations exciting is considered in the paper.

Вібраційні пристрої давно знайшли застосування в різноманітних галузях промисловості і виробництва. Завдяки корисному використанню вібрацій вдалося значно модернізувати (удосконалити) багато транспортних і транспортно-технологічних операцій, автоматизувати і механізувати технологічні і виробничі процеси, зменшити енергомісткість виробництва.

Створення гнучких систем транспортування, маніпулювання, накопичення виробів є важливою проблемою сучасного автоматизованого і роботизованого виробництва.

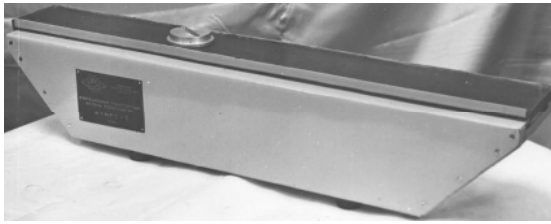
Сучасний етап розвитку виробництва вимагає нових підходів до транспортних операцій, оскільки для зменшення циклу роботи необхідно суміщати транспортні і технологічні операції, маніпулювати виробами в процесі транспортування, реверсувати напрямки транспортування, групувати і накопичувати вироби, розподіляти їх за розмірами, класифікувати і сепарувати за характеристиками. Найбільш доцільно і ефективно в цих системах застосовувати вібраційні транспортні, транспортно-маніпулюючі, транспортно-накопичувальні, транспортно-сепаруючі, транспортно-класифікуючі, транспортно-технологічні модулі з електромагнітним багатокомпонентним приводом коливань [1].

На рис. 1 показано моделі транспортного (рис. 1, а) і транспортно-маніпулюючого модулів (рис. 1, б). Транспортні модулі дозволяють транспортування у відривних або безвідривних режимах з можливістю зміни напрямку транспортування.

Транспортно-маніпулюючі модулі забезпечують транспортування за будь-якою координатою на площині і обертання циліндричних чи інших типів деталей в будь-якій точці поверхні навколо своєї осі, з забезпечення реверсу транспортування і обертання.

Поставимо функціональні вимоги до модулів, з яких плануємо створити гнучкі системи: 1) однокоординатні транспортувальні модулі з рівномірним або нерівномірним транспортуванням і можливістю реверсу транспортування; 2) двокоординатні транспортувальні модулі з можливостями транспортування за будь-якою координатою площини, обертання деталі в будь-якій точці площини з одночасним транспортуванням за будь-якою координатою, рухом деталі за концентричними колами на площині, рухом за будь-якою траєкторією на площині, рухом за Архімедовою спіраллю на площині; 3) транспортно-технологічні модулі з інтенсивним транспортуванням з високими

параметрами режиму перевантаження W [1] (для операцій сепарування), двокоординатне транспортування з метою розділення дрібнодисперсних продуктів за фракціями.



а)



б)

Рис. 1. Вібраційні транспортний (а) і транспортно-маніпулюючий (б) модулі

Для вирішення цих завдань необхідно розробити гаму вібраційних транспортних, транспортно-маніпуляційних, транспортно-технологічних пристроїв, взявши за основу модулі, зображені на рис.1 та описані в [1]. Створення таких моделей, водночас з використанням вже розроблених, дозволить створювати гнучкі системи з можливістю нескладного компонування, перекомпонування, налагодження та переналагодження. Одні з можливих схем зображені на рис. 2-3.

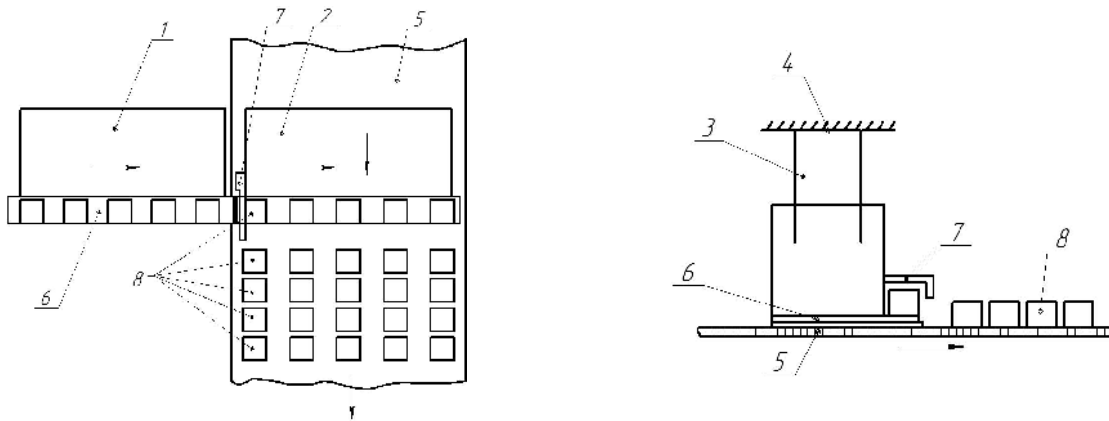


Рис. 2. Транспортно-маніпулююча система нещільного укладання виробів на рухому стрічку конвеєра: 1 – вібраційний подаючий транспортер, 2 – вібраційний розподілюючий транспортер, 3 – підвіска; 4 – нерухома опора; 5 – рухома стрічка конвеєра, 6 – дека транспортера, 7 – лічильник виробів, 8 – вироби

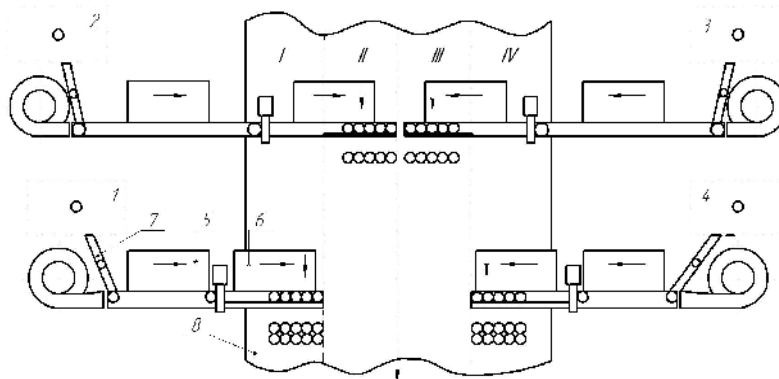


Рис. 3. Транспортно-маніпулююча система щільного укладання виробів на рухому стрічку конвеєра: I, II, III, IV – зони укладання; 1,2,3,4 – преси; 5 – транспортер подачі; 6 – транспортер укладання; 7 – маніпулятор; 8 – стрічка конвеєра

Схеми дозволяють щільне (рис. 3) або нещільне (рис. 2) укладання легкоушкоджуваних виробів на рухому стрічку конвеєра. Ці схеми показують, що на основі модернізованих і удосконалених пристроїв можна створювати унікальні гнучкі системи різного технологічного призначення, підвищити продуктивність виробництва і його якість.

1. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004. – 248 с.

СЕКЦІЯ 6

ЗВАРЮВАННЯ, МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА ІНЖЕНЕРІЯ ПОВЕРХНІ

УДК 621.9

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНОГО СКЛАДУ АУСТЕНІТНИХ СТАЛЕЙ

DETERMINATION OF THE ACTUAL COMPOSITION OF AUSTENITIC STEEL

Едуард Посвятенко, Петро Аксьом

*Національний транспортний університет,
вул. Михайла Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна.*

The need to obtain the actual chemical composition of the test materials due to the difference of the composition as compared to the standards. Spectral analysis makes it possible to determine the chemical composition of the metal and the mass fraction of each chemical element.

Необхідність отримання фактичного хімічного складу досліджуваних матеріалів пояснюється різницею цього складу порівняно зі стандартами. Спектральний аналіз дає можливість визначити хімічний склад металу та масову частку кожного хімічного елемента. Спектральний аналіз проводився на спектральному аналізаторі SPECTROMAXx у середовищі захисного газу – аргону (рис. 1).



Рис. 1. Спектральний аналізатор SPECTROMAXx

В результаті іскрового розряду між електродом та зразком, що досліджується, вивільняються атоми та іони матеріалу, які збуджуються і світяться. Світло вимірюється за допомогою електронного світлочутливого детектора (CCD), який перетворює світло в електричний заряд. Вимірювані значення перетворюються у концентрації та виводяться на екран пристрою.

Порядок проведення спектрального аналізу. Поверхня зразка має бути рівною та мати шорсткість у межах 1,25–2,5 Ra.

В установці були досягнуті робочі параметри при температурі 30°C робочої зони та проведені аналізи на контрольних зразках (рис. 2). При цьому зміщувались місця досліджень.

Було проведено спектральний аналіз для всіх сталей, що досліджувались: 12X15Г9НД, 08X18Н10, 40X13 та 110Г13Л.

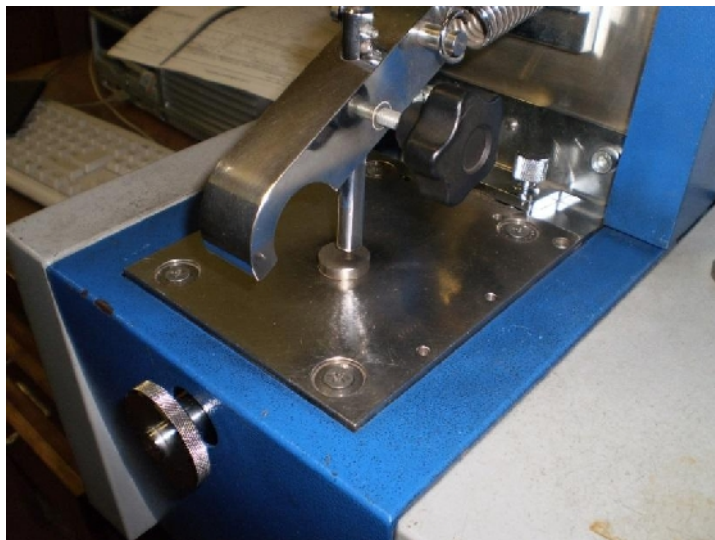


Рис. 2. Процес проведення спектрального аналізу

Результати досліджень зведені у таблиці.

Сталь 12X15Г9НД (AISI 201)

Хімічний склад (ГОСТ 2590–88)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	N	Cu
0,12	8,5–10,5	0,06	0,03	0,75	14,0–16,5	1,0–1,5	0,2	2,0

Хімічний склад (визначений на спектрометрі)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	N	Cu
0,12	13,9	0,049	0,007	0,43	9,82	0,97	0,15	0,86

Сталь 08X18Н10 (AISI 304)

Хімічний склад (ГОСТ 18907–73)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Ti	Cu
0,08	2,0	0,035	0,02	0,80	17,0–19,0	9,0–11,0	0,5	0,3

Хімічний склад (визначений на спектрометрі)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Ti	Cu
0,08	0,73	0,033	0,018	0,40	18,0	8,41	0,001	0,26

Сталь 40X13 (AISI 420)

Хімічний склад (ГОСТ 18907–73)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
0,35–0,44	0,6	0,03	0,025	0,60	12,0–14,0	0,6

Хімічний склад (визначений на спектрометрі)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
0,39	0,32	0,02	0,013	0,39	12,40	0,56

Сталь 110Г13Л (A 128)

Хімічний склад (ГОСТ 977–88)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
0,90–1,50	11,5–15	0,12	0,05	0,3–1,0	1,0	1,0

Хімічний склад (визначений на спектрометрі)

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
0,99	12,69	0,079	0,009	0,53	0,82	0,247

Результати спектрального аналізу показали значну розбіжність стандартних та досліджуваних значень цих сталей.

ДІАГНОСТУВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ТА РУЙНУВАННЯ ВАЖКООБРОБЛЮВАЛЬНИХ СПЛАВІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОДУКТІВ ЗНОШУВАННЯ ТА РІЗАННЯ

DIAGNOSTICS OF DEFECTS AND FRACTURE OF HARD-TO-PROCESS ALLOYS BY THE RESULTS OF INVESTIGATION OF WEAR AND CUTTING PRODUCTS

Олександр Балицький¹, Валерій Колесніков², Марія Гаврилук¹, Яцек Еліаш³

¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;

²ДЗ «Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка»,
пл. Гоголя 1, м. Старобільськ, 92703, Україна;

³Західноморський технологічний університет
ал. Піастів 19, Щецін 70-310, Польща.

Conducted the study of parameters of cutting wear products of hard alloys under the influence of different technological environments. It has been established that identification of products of wear and cutting may be a marker concerning the intensification of destruction alloys under different conditions.

Розвинуто концепцію життєвого циклу виробу (рис.1), зважаючи на те, що для запобігання виходу деталі з ладу з катастрофічними наслідками, необхідно здійснювати контроль та діагностику деталі під час експлуатації. Наголошено, що внаслідок дії експлуатаційних середовищ, може відбуватись зміна властивостей сплавів в поверхневих та підповерхневих шарах.

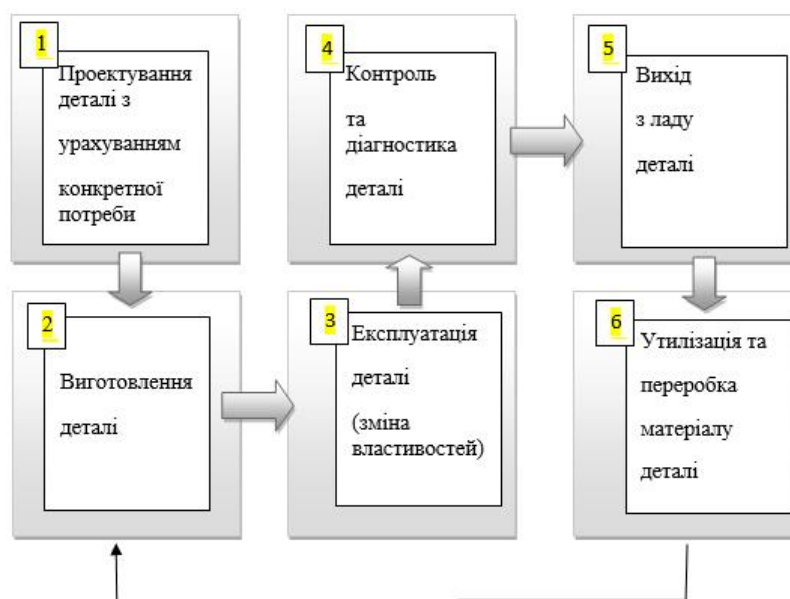


Рис. 1. Узагальнена схема життєвого циклу виробу

Акцентовано увагу на необхідності ідентифікації продуктів зношування та різання. Одним зі шляхів є застосування різних методів комп'ютерного зору (пат. України 108524, МПК G01N3/56, G 01N15/10 Спосіб визначення форми поверхні частинок після сухого та водневого зношування системного комп'ютерного зору).

Застосування методів комп'ютерного зору дозволить більш ретельно підходити до ідентифікації руйнівних процесів під час експлуатації деталей.

Проведено експерименти стосовно вивчення зносостійкості високоазотних холоднодеформованих сталей. Дослідження проводили в умовах сухого тертя кочення. Зносотривкість визначали на машині тертя СМТ-1 (2070). Швидкість ковзання нижнього ролика 1480 RPM,

а верхнього 1240 RPM (проковзування 15%). Нижній ролик (діаметр 42 mm) виготовлений зі сталі 1.0503 з твердістю 60 HRC (аналога сталі 45). Верхній – з високоазотних сталей: сплав № 1 (типу DDT 68) (діаметр 35 mm) твердістю 45...50 та сплав № 2 (типу P900) (діаметр 31 mm) твердістю 52...60 HRC. У мікроструктурі сплавів зафіксовано аустенітну металеву матрицю мікротвердістю 4,2...5,0 GPa. Лінійна швидкість верхнього ролика 2,27 m/s, а нижнього 3,08 m/s. В умовах тертя без змащування навантаження становило 250...600 N.

Наводнювали зразки з високоазотних сплавів у 26% розчині H_2SO_4 з густиною струму 50...100 А/м². Продукти зношування вивчали на мікроскопі Neophot-2 з обробкою зображень цифрового фотоапарата Canon EOS 30D на ПК, поверхні тертя – на електронному мікроскопі EVO-40XVP зі системою мікроаналізу INCA Energy 350. Продукти зношування високоазотних аустенітних сталей та сталі 1.0503 розділяли за допомогою постійного магнету.

Дослідили вплив змащувально-охолоджуючих рідин (ЗОР): - на основі соняшникової олії (патенти України № 89417 та № 106988), ріпакової та на нафтовій основі - ET-2, в склад якої входять суміш мил кислот желюгової олії з триетаноламіном, які розчинені в індустріальній оливі I-20A, на оброблюваність різання сталей (хромомарганцевих високоазотних, роторних, високонікелевих) для виготовлення відповідальних деталей енергетичного обладнання під час точіння та свердління. Встановлено зменшення шорсткості поверхні у 9 разів порівняно з обробкою насухо та зміну розмірів та морфології стружки, яка внаслідок дії ЗОР подрібнюється.

За допомогою сучасної техніки та комп'ютерних програм досліджували: продукти зношування, різання та корозії (рис.2), що дозволило пов'язати їх морфологію з характером руйнування та впливом експлуатаційних середовищ.

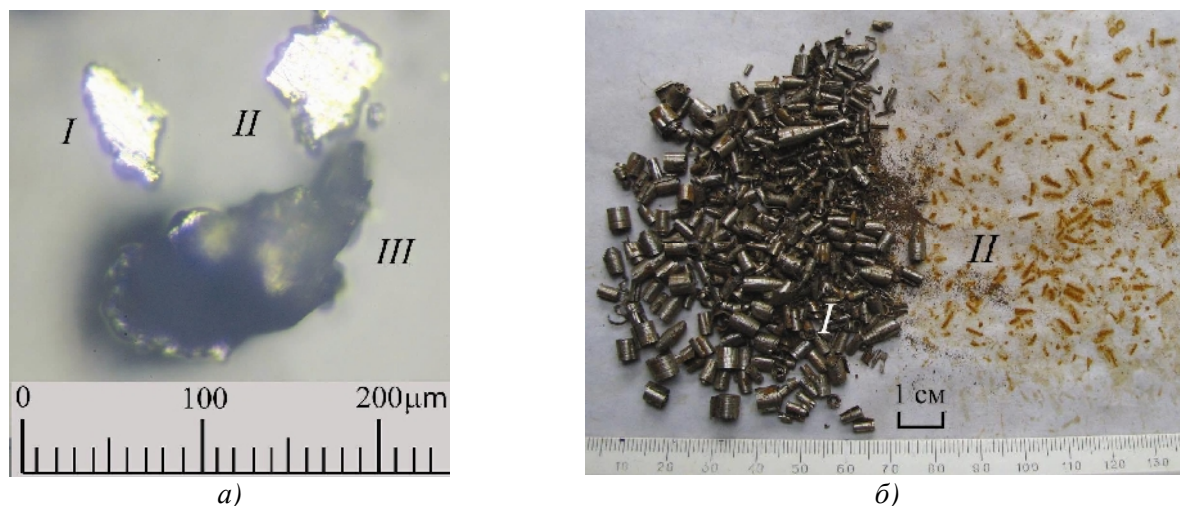


Рис. 2. Продукти зношування: а – I, II – з ненаводнених зразків, III – з наводненого зразка.
б – продукти різання: I – стружка, що прокородувала, II – сліди від корозійних процесів

Встановлено, що інтенсивність зношування наводнених зразків високоазотних холоднодеформованих марганцевих сталей вп'ятеро вища, ніж ненаводнених. Розміри продуктів зношування без наводнювання 25...40 μm при $P = 400 \text{ N}$ та 40... 100 μm , якщо $P = 500 \text{ N}$. У наводнених зразків – більше 350 μm за навантаження 250 N, 600...1000 μm , якщо $P = 400 \text{ N}$. Морфологія продуктів зношування демонструє характерний мікрорельєф, який свідчить про різні механізми руйнування при формуванні частинки під час зміни умов тертя. На етапі відділення частинки від зразка можливий механізм руйнування відмінний від того, що спостерігається за взаємодії частинок з тілом і контртілом, внаслідок деформації та додаткового подрібнення.

Проведено класифікацію продуктів зношування, що утворились в умовах тертя ковзання.

За допомогою сучасного обладнання Leco ONH836. підтверджено вплив водню на інтенсивність процесів руйнування поверхневих та підповерхневих шарів. Його концентрація збільшується у продуктах різання, а отже з'являється можливість проводити керування процесів дифузії та суттєво поліпшувати оброблюваність деталей.

Автоматизація ідентифікації руйнівних процесів повинно вивести на значно вищий рівень питання діагностики та прогнозування експлуатаційної стійкості відповідальних деталей енергетичного обладнання.

УДК 621. 793.1

ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ГАЗОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ ШЛЯХОМ НАНЕСЕННЯ ВУГЛЕЦЕВОГО НАНОШАРУ

STRENGTHENING THE SURFACES OF THE GAS BEARINGS OF THE SPINDLE UNIT BY PRINTING THE CARBON NANOSIL

Інна Віштак, Валерій Савуляк

*Вінницький національний технічний університет,
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021, Україна.*

By applying carbon (graphene) on the working surfaces of the gas bearing of the spindle unit, it is possible to improve the technical characteristics, improve corrosion resistance, and reduce the coefficient of friction.

Шпиндельні вузли забезпечують до 85% точності під час обробки різанням. Через це вдосконалення конструкції цього вузла є однією з головних задач, що постає перед верстатобудуванням.

Такі основні технологічні характеристики як точність обертання та швидкохідність шпиндельного вузла залежать, переважно, від опор, що застосовуються в них. Для частот обертання більше 10 тис. об/хв слід застосовувати газостатичні опори.

Деталі сучасних газостатичних опор традиційно виготовляються з поширених конструкційних сталей. Недоліком є схильність до схоплювання, в умовах пошкоджень системи газопостачання, внаслідок дотикання на великій швидкості рухомої та нерухомої поверхонь пари тертя, що призводить до втрати працездатності газостатичних опор.

Для виготовлення рухомих елементів газостатичних опор звичайно використовують вуглецеві сталі, загартовані до твердості HRC 56-64, а також нержавіючі сталі для роботи в агресивних середовищах тощо. Корпус опори може виготовлятися із таких же матеріалів, що і вал, але також використовуються і антифрикційні матеріали: бронзи, графіт, бабіт, латуні, алюмінієві сплави. При цьому отвори опори обробляються до параметрів шорсткості $R_A=2,5 \dots 0,32$ мкм при номінальному робочому зазорі $c=35\pm 60$ мкм.

При цьому потрібно забезпечити найважливіші експлуатаційні властивості поверхонь опор – мікротвердість, мінімальний коефіцієнт тертя, теплостійкість, теплопровідність, міцність, ударну в'язкість, корозійну стійкість при нормальних та підвищених температурах.

Забезпечити такі характеристики та властивості опор можливо також шляхом нанесення нанопокриттів вуглецю з використанням новітніх технологій. Можливі варіанти передбачають використання моношарових (графенових), багатшарових та композиційних покриттів. Нановуглецеві покриття забезпечують унікальні характеристики робочих поверхонь пар тертя: високу електропровідність та теплопровідність (в багато разів вищу, ніж у міді), у кілька разів вищий модуль Юнга, дуже низький коефіцієнт тертя. При цьому на порядок зменшується ймовірність схоплювання рухомих та нерухомих деталей в моменти запуску та аварійних зупинок. Нанесення таких покриттів реалізується вакуумно-конденсаційними технологіями.

Технологія дає змогу здійснювати осадження наноструктурних покриттів з вуглецю на поверхні сплавів або кераміки за умови регульованих температур підкладки, що дозволяє позбутися жолоблення. Це вигідно вирізняє метод від процесів нанесення покриттів, що супроводжуються суттєвим нагріванням та деформаціями деталей. Вуглецеві нанопокриття характеризуються високою корозійною стійкістю та зносостійкістю, значення яких в рази перевищують аналогічні характеристики, отримані на інших покриттях.

УДК 620.178.162:621.793.1

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ІНСТРУМЕНТАЛЬНОЇ СТАЛІ З ВАКУУМНИМИ ЙОННО-ПЛАЗМОВИМИ ПОКРИТТЯМИ В УМОВАХ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ

THE WEAR RESISTANCE OF TOOL STEEL WITH VACUUM ION-PLASMA COATINGS IN THE CONDITIONS OF CUTTING PROCESS SIMULATION

Володимир Голубець, Олександр Гасій, Володимир Степанишин*Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна.*

The paper presents the results of research of tribotechnical characteristics of tool steel R6M5 with a double-layer vacuum ion-plasma coatings based on systems (Ti-N + Ti) and (Ti-N + Ti-Ni-N).

З метою виявлення можливості застосування йонно-плазмових покриттів для зміцнення інструменту проведено дослідження зносостійкості зразків з покриттями при тестуванні в лабораторних умовах за схемою „клин-диск”. За таких умов забезпечувались порівняно високі локальні тиски в контакті, наближені до умов тертя при роботі металорізального інструменту.

Випробовування триботехнічних характеристик зразків без покриття на задній поверхні та з покриттям Ti-N + Ti показали, що сила тертя збільшувалась у 2...3 рази в порівнянні з тертям за наявності мастильно-охолоджуючої рідини (МОР). Інтенсивність зношування зразка з покриттям Ti-N + Ti сягала $j = 0,24$ мм/км, а для непокритого була дещо більшою ($j = 0,28$ мм/км). Бороздки на поверхні зразка без покриття були глибші, ніж на зразку з покриттям, що пов'язано з більшою адгезійною взаємодією матеріалів пари „Р6М5 – сталь 45” в порівнянні з парою „Ti-N – сталь 45”.

При збільшенні навантаження на зразок інтенсивність зношування збільшується. При навантаженні 0,53 кН інтенсивність зношування становила $j = 0,11$ мм/км, а при навантаженні 0,63 кН вона збільшувалась до 0,13 мм/км. При навантаженнях 0,53 і 0,63 кН спостерігається різний характер зміни сили тертя в залежності від часу. При навантаженні 0,53 кН сила тертя в початковий період більша (її значення становить 67 Н). В подальшому відбувається припрацювання зразка і контртіла і на 5-му кілометрі її значення не перевищує 30 Н. При навантаженні 0,63 кН характер зміни сили тертя інший. Спочатку її значення не перевищує 30 Н, а на 5-му кілометрі ця величина досягає 40 Н. Як видно з наведених даних, зі збільшенням навантаження зменшується сила тертя, однак починає проявлятися схильність до схоплювання. Температура МОР при меншому навантаженні є нижчою.

Аналіз фотографій поверхонь тертя після випробувань показав, що при низьких навантаженнях утворюються рівні однорідні контактні ділянки, тоді як при підвищених навантаженнях помітні характерні сліди схоплювання і викришування на поверхні зразка.

Триботехнічні характеристики зразків з покриттями (TiN+Ni) + TiN (№14 + №2) при терті в ЗОР зі швидкістю 1,2 м/с при навантаженнях 0,33 і 0,43 кН представлено на рис. 1, а, в. Як видно, зі збільшенням навантаження від 0,33 до 0,43 кН інтенсивність зношування зросла з 0,08 до 0,13 мм/км. Сила тертя майже не зменшилась і становила 33...38 Н.

Порівняння інтенсивності зношування зразків з покриттями (Ti+TiN) та (TiN+Ni)+TiN показує, що друге покриття забезпечує при даних режимах більшу працездатність зразків.

Представляло певний інтерес порівняння процесу зношування зразків з покриттям на задній грані і без нього (покриття тільки на передній поверхні) при дослідженнях з навантаженням 0,53 кН. Встановлено, що інтенсивність зношування зразків з покриттями нижча, ніж без покриттів. Для зразків без покриття $j = 0,27$ мм/км, а з покриттям – 0,25 мм/км. На непокритих зразках були зафіксовані налипання, а на контртілі – вириви і налипання. Це підтверджує наявність інтенсивного адгезійно-втомного зношування. Сила тертя за час випробувань змінювалась стрибкоподібно в межах 42...82 Н. Мали місце стрибки сили тертя, характерні для адгезійного зношування.

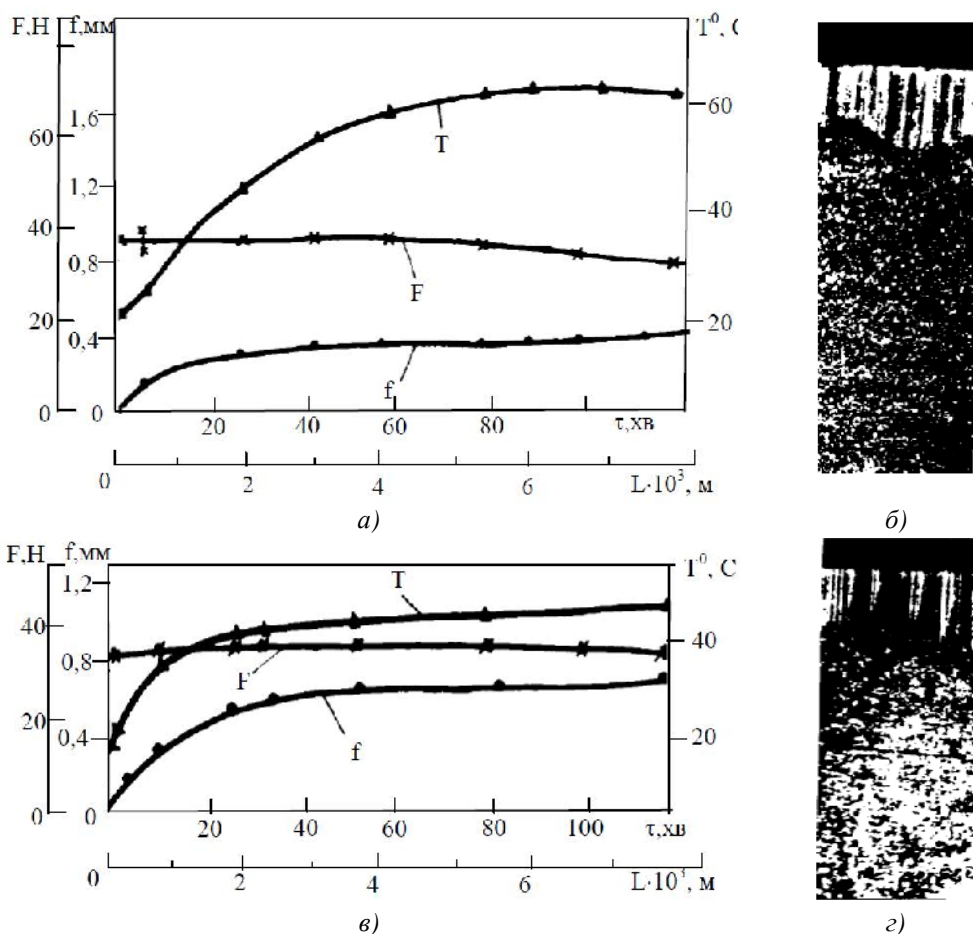


Рис. 1. Триботехнічні характеристики пари тертя „Р6М5 з покриттям [(TiN+Ni)+TiN]–сталь 45” в МОР „Укринол-1” при $V = 1,2$ м/с; $P = 0,33$ кН (а), $P = 0,43$ кН (б) і поверхні тертя (б,з) зразків (збільшено в 15 раз), f – довжина фаски зношування, F – сила тертя, T – температура МОР

Температура МОР при випробуванні зразків без покриття на задній грані також змінювалась скачкоподібно. На 5-му кілометрі шляху були відзначені різкі скачки сили тертя, що викликало значне підвищення температури МОР. Контактна поверхня зразка з покриттям не мала налипань, а контртіло після випробувань було гладким. Вірогідно, в даному випадку переважає окислювальне зношування, тому поверхнева плівка не дає можливості схоплюватися.

При терті зразків з покриттям сила тертя не змінювалась скачкоподібно, а була постійною на всьому шляху тертя, сама пара тертя працювала плавно. Сила тертя становила 42...50 Н і була меншою, ніж при випробуванні зразка з покриттям тільки на одній поверхні. Таким чином, покриття на задній поверхні незначно зменшує силу тертя та інтенсивність зношування зразка.

Порівняння зносостійкості зразків з покриттями Ti+TiN та (TiN+Ni) + TiN при навантаженні 0,53 кН показує, що друге покриття в даному випадку зношується більш інтенсивно, особливо в початковий період. При збільшенні навантаження до 0,63 кН при $V = 1,2$ м/с інтенсивність зношування зменшується для покриття (TiN+Ni) + TiN.

УДК 621.726

ВПЛИВ ІОННОГО АЗОТУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ МІЦНОСТІ І ПЛАСТИЧНОСТІ СТАЛЕЙ

THE IMPACT OF ION NITRIDING ON STEEL STRENGTH AND PLASTICITY PROPERTIES

Володимир Гончар, Тетяна Донченко

*Хмельницький національний університет
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна.*

The brought results over of experimental researches of descriptions of durability and plasticity of steel of St.3, 40X, 65Г and 12X18Н10Т after the ionic nitriding in hydrogen and hydrogen-free environments at tests on a stretch.

Дослідження мали на меті визначення впливу водню і режимів іонного азотування на характеристики міцності і пластичні сталей, а також вивчення характеру руйнування азотованих зразків при короткочасному навантаженні. Дослідження проводилися на плоских зразках із сталей Ст.3, 40Х, 65Г і 12Х18Н10Т, виготовлених по ГОСТ 9651-73, які піддавалися іонному азотуванню за різними технологічними режимами. Зразки мали довжину 75 мм і робочий перетин 3×3 мм. Дослідження проводилися на установці ІМАШ 20-78. В процесі експериментів досліджувалися наступні характеристики: межа міцності σ_b , межа текучості σ_t , межа пропорційності $\sigma_{пл}$, відносне видовження δ , відносне звуження ψ , питома робота руйнування А. В процесі досліджень замірялися розміри поперечного перетину зразків до і після випробувань, здійснювався запис діаграми розтягування і відеозапис процесу руйнування. Всі досліди проводилися при кімнатній температурі при швидкості пересування рухливого захвату 0,1 мм/хв. і повторювалися 3 рази.

У таблиці 1 наведені результати досліджень характеристик міцності і пластичності сталей Ст. 3, 40Х, 65Г і 12Х18Н10Т при випробуванні на розтягування. Зразки з даних сталей піддавалися іонному азотуванню у водневому (75 об. % N₂ + 25 об. % H₂) і безводневому (75 об. % N₂ + 25 об. % Ar) насичуючих середовищах за наступним режимом: температура азотування T = 580°C; тиск середовища p = 240 Па, тривалість азотування τ = 4 години.

Дослідження показали, що процес іонного азотування має істотний вплив на властивості міцності і пластичності сталей, підвищуючи характеристики міцності і знижуючи характеристики пластичності. Так при іонному азотуванні в азот-аргонному середовищі підвищилася границя міцності зразків з досліджуваних сталей на 4–11% і знизилася їх пластичні характеристики в 1,1–3 рази. Причому, чим менше міра легування сталей, тим більший вплив робить іонне азотування на ці характеристики. Так, якщо для сталі 12Х18Н10Т збільшення тимчасового опору складало 4 %, а зниження відносного видовження і відносного звуження складало близько 10 %, то для сталі Ст.3 тимчасовий опір збільшився на 11 %, а пластичні характеристики δ і ψ зменшилися в 3 і більше разів.

Таблиця 1

Фізико-механічні характеристики зразків з різних сталей при випробуваннях на розтяг після іонного азотування в водневих і безводневих середовищах за режимом:

T = 580°C, p = 240 Па, t = 4 год.

№ п/п	Марка сталі	Середовище іонного азотування	Межа міцності σ_b , МПа	Межа текучості σ_t , МПа	Відносне видовження δ , %	Відносне звуження ψ , %	Робота деформації А, МПа
1	Ст. 3	не азотована	500	247	30,0	60,0	105,0
		безводневе	557	295	10,0	25,0	51,0
		водневе	474	338	6,0	18,0	25,0
2	40Х	не азотована	560	380	10,0	30,0	41,1
		безводневе	623	551	5,65	21,4	28,9
		водневе	605	566	3,12	6,87	15,2
3	65Г	не азотована	700	320	9,0	25,0	59,8
		безводневе	744	587	3,83	14,9	29,4
		водневе	661	544	2,67	10,8	16,5
4	12Х18Н10Т	не азотована	520	280	40,5	55,2	182,3
		безводневе	551	321	37,5	49,4	170,2
		водневе	546	318	36,1	45,2	156,7

Порівняння характеристик міцності і пластичності після іонного азотування у воднево-місткому і безводневому середовищах (див. табл. 1) показує, що присутність водню в насичуючому середовищі призводить до значного зниження міцності і пластичності мало легованих конструкційних сталей. Так межа міцності σ_b зразків із сталей Ст.3 і 65Г після іонного азотування у воднево-місткому середовищі нижча відповідно на 17,7 % і 12,5 % в порівнянні з його значенням після іонного азотування в безводневому азот-аргонному середовищі і навіть нижча в порівнянні з не азотованою сталлю.

Ще більший вплив при іонному азотуванні має водневе середовище на зниження пластичності сталей. Так, для сталей Ст.3, 40Х і 65Г, азотованих у водневому середовищі, відносно видовження δ зменшилося відповідно на 40, 45 і 31%, а відносно звуження ψ – на 28, 68 і 27,5 % в порівнянні з їх значеннями при азотуванні в безводневому середовищі (таблиця. 1). Це пояснюється шкідливим впливом водню на сталь, зумовленим водневим окрихчуванням і водневою корозією металу.

Шкідливий вплив водню на пластичні властивості сталей наочно видно по роботі деформації, що є площею діаграми розтягування в системі координат σ , δ . Розрахунки показали, що робота деформації сталей Ст.3, 40Х, 65Г і 12Х18Н10Т, азотованих у водневому середовищі, менша відповідно в 2,1; 1,9; 1,8 і 1,05 раз в порівнянні з її значеннями при азотуванні в безводневому середовищі (табл.1). З наведених даних видно, що із збільшенням міри легування сталі зменшується шкідливий вплив водню на її механічні властивості. Це збігається з відомими дослідженнями], що рекомендують для захисту металів від дії водню при підвищених температурах введення в сталь сильних карбидоутворюючих елементів (хрому, молібдену, ванадію, ніобію і титану), які стабілізують карбідну складову і застерезливіх знеуглецювання сталі.

Таким чином, дослідження показали, що іонне азотування підвищує межу пропорційності та межу текучості зразків з різних сталей за рахунок зміцнення поверхні азотом і його з'єднаннями з залізом та знижує характеристики пластичності. Слід зазначити, що збільшення міцності досліджуваних зразків не перевищувало 10–15 % і залежить від їх структури, хімічного складу та геометричних розмірів. Зі збільшенні поперечного січення зразків вплив азотування на характеристики міцності сталей зменшується.

УДК 539.4+620.1

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ДЕГРАДАЦІЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА РЕСУРС РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЙ

OPERATIONAL DEGRADATION OF THE PROPERTIES OF MATERIALS AND ITS IMPACT ON THE RESOURCE ROBOTS OF EQUIPMENT AND STRUCTURES

Анатолій Грабовський, Олександр Бондарець, Павло Устименко

*Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

The paper analyzes the impact of operational degradation of physical and mechanical properties of materials, causes their loosening, which results in a change in the linear and angular dimensions of parts and structures with a corresponding resource of their work. The definitions of the service life by the current changes in the elastic moduli E and G and the linear and angular dimensions are given. The results of investigations for materials with various plastic properties are presented.

Експлуатація машин та споруд супроводжується структурними змінами в матеріалі, зародженням, ростом та накопиченням мікро пошкоджень різної природи і форми, фізичною флуктуацією в матеріалі викликаною рухом вакансій і дислокацій та їх концентрацією на границях кристалів і т.д. які приводять до деградації його основних фізико-механічних властивостей на макрорівні. При належних вимогах до виготовлення і контролю дефектності відповідальних елементів конструкцій на стадії запуску в експлуатацію, їх довговічність визначається, в основному, процесами накопичення розсіяних пошкоджень, які становлять 80 – 90 % загальної довговічності. Ця стадія супроводжується явищем нелінійного накопичення розсіяних пошкоджень до утворення

локалізованих магістральних мікротріщин. Таким чином довговічність деталей і споруд визначається довготривалістю стадії накопичення розсіяних мікро пошкоджень і довговічністю стадії розповсюдження небезпечної макро тріщини живучістю.

Згідно гіпотези Я.Б. Фрідмана процес руйнування матеріалу можна розглядати як сукупність дії двох механізмів руйнування – відриву та зсуву, що охоплює в'язке, крихке та в'язко-крихке руйнування.

Ефективні напруження при відриві – $S\%$ та зсуві (крученні) – $t\%$ з врахуванням кінетики накопичення пошкоджень при осьовому навантаженні – D_s та зсуві (крученні) – D_t виражаються відношеннями :

$$S\% = \frac{s}{1 - D_s}; \quad t\% = \frac{t}{1 - D_t}; \quad (1)$$

Кінетика накопичення пошкоджень в конструкційних матеріалах при відриві та зсуві визначається відношеннями:

$$D_s = 1 - \sqrt{\frac{E\%}{E_0}}; \quad D_t = 1 - \sqrt{\frac{G\%}{G_0}} \quad (2)$$

де $E\%$, $G\%$ - поточні модулі пружності при осьовому навантаженні та зсуві; E_0, G_0 - початкові величини модулів пружності на відрив та зсув.

На рисунках 1 та 2 представлені характерні криві деградації модулів пружності E та G при напруцюванні.

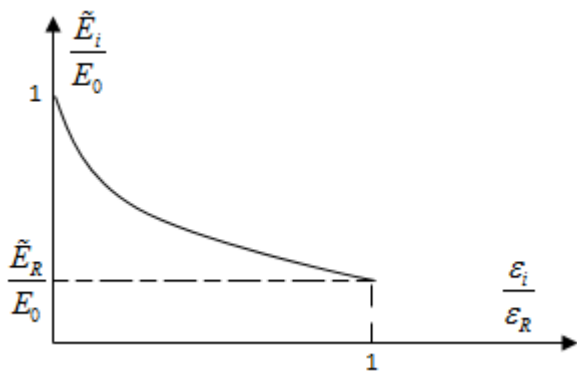


Рис. 1. Зміна модуля пружності при осьовому навантаженні – $E\%$ від початкового значення – E_0 до величини – $E_R\%$ при руйнуванні

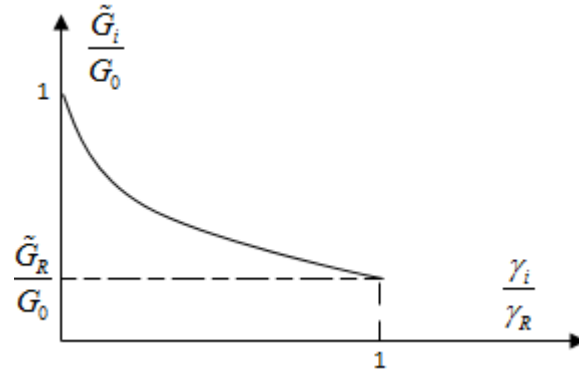


Рис. 2. Зміна модуля пружності при зсуві (крученні) – $G\%$ від початкового значення – G_0 до величини – $G_R\%$ при руйнуванні

Пошкоджуваність в конструкційних матеріалах при руйнуванні для осьового навантаження та зсуву (кручення), дорівнює:

$$D_{sR} = 1 - \sqrt{\frac{E_R\%}{E_0}}; \quad D_{tR} = 1 - \sqrt{\frac{G_R\%}{G_0}} \quad (3)$$

Критерії степені пошкоджуваності матеріалу при осьовому навантаженні – y_s та при зсуві (крученні) – y_t в часі – T :

$$y_s(D_s, T) = \frac{D_s}{D_{sR}} = \frac{\sqrt{E_0} - \sqrt{E\%}}{\sqrt{E_0} - \sqrt{E_R}} \quad 0 \leq y_s(D_s, T) < 1; \quad (4)$$

$$y_t(D_t, T) = \frac{D_t}{D_{tR}} = \frac{\sqrt{G_0} - \sqrt{G\%}}{\sqrt{G_0} - \sqrt{G_R}} \quad 0 \leq y_t(D_t, T) < 1; \quad (5)$$

Формальне пояснення впливу часу – T на руйнування в рамках механічної концепції може бути представлено дробно-лінійною показниковою функцією відношення поточного часу експлуатації – T_i до часу пов'язаного з руйнуванням при осьовому навантаженні та при зсуві (крученні) представляється відношенням:

$$[f(T_S)]^n = f\left(\frac{T_i}{T_R}\right)^n = y_S(D_S, t) = \frac{\sqrt{E_0} - \sqrt{E_0^*}}{\sqrt{E_0} - \sqrt{E_R}} \quad (6)$$

При зсуві (крученні) $[f(T_t)]^n = f\left(\frac{T_i}{T_R}\right)^n = n_t(D_t, t) = \frac{\sqrt{G_0} - \sqrt{G_R}}{\sqrt{G_0} - \sqrt{G_0^*}}$

Оцінка ресурсу роботи обладнання в часі T_i по відношенню до часу пов'язаного з руйнуванням обладнання оцінюється відношеннями:

$$f(T_S) = n \sqrt[n]{\frac{\sqrt{E_0} - \sqrt{E_0^*}}{\sqrt{E_0} - \sqrt{E_R}}} \quad f(T_t) = n \sqrt[n]{\frac{\sqrt{G_0} - \sqrt{G_R}}{\sqrt{G_0} - \sqrt{G_0^*}}} \quad (7)$$

де $0 \leq f(T_S) \leq 1$, $0 \leq f(T_t) \leq 1$, n – показник дробно-лінійної функції, що залежить від пластичних властивостей матеріалів $0 \leq n \leq 1$.

Показники пошкоджуваності (1) можна виразити через залишкові деформації за допомогою наступних залежностей:

$$D_S = 1 - \sqrt[1-j_S]{\left(\frac{e_i}{e_R}\right)^a}; \quad D_t = 1 - \sqrt[1-j_t]{\left(\frac{g_i}{g_R}\right)^b} \quad (8)$$

де $j_S = \frac{E_0 - E_0^*}{E_0}$, $j_t = \frac{G_0 - G_0^*}{G_0}$ – коефіцієнти, які характеризують зміни модулів пружності при

осьовому навантаженні та зсуві E_0, G_0 , E_0^* і G_0^* – початкові та кінцеві модулі пружності матеріалів на межі тимчасового опору, α, β – параметри пластичності матеріалу, ϵ_i, γ_i – поточні величини осьових та кутових деформацій та їх величини в момент руйнування – ϵ_R, γ_R .

Функції відносних лінійних і кутових деформацій за рахунок кінетики накопичення пошкоджень дорівнюють:

$$f(e_i) = e_R^a \sqrt[1-j_S]{1 - (1 - D_S)^2 / j_S}; \quad f(g_i) = g_R^b \sqrt[1-j_t]{1 - (1 - D_t)^2 / j_t}; \quad (9)$$

Ті ж функції при руйнуванні, дорівнюють

$$f(e_R) = e_R^a \sqrt[1-j_S]{1 - (1 - D_{SR})^2 / j_S}; \quad f(g_R) = g_R^b \sqrt[1-j_t]{1 - (1 - D_{tR})^2 / j_t}; \quad (10)$$

де D_{SR} та D_{tR} – граничні величини пошкоджень в матеріалі при осьовому навантаженні та зсуві в момент руйнування.

Функції поточних додаткових відносних та кутових деформацій представимо дробно-лінійними показниковими функціями відношення поточного часу експлуатації T_i до часу їх руйнування T_R .

$$f\left(\frac{e_i}{e_R}\right) = \left(\frac{t_i}{t_R}\right)^n = f(t_S); \quad f\left(\frac{g_i}{g_R}\right) = \left(\frac{t_i}{t_R}\right)^n = f(t_t); \quad (11)$$

З відношень (9) – (11) функції часу експлуатації об'єктів по осьових і кутових деформаціях виражаються відношеннями:

$$f(T_S) = n_S \sqrt[n_S]{\frac{1 - (1 - D_{Si})^2}{1 - (1 - D_{SR})^2}}; \quad f(T_t) = n_t \sqrt[n_t]{\frac{1 - (1 - D_{ti})^2}{1 - (1 - D_{tR})^2}}; \quad (6)$$

$$0 \leq f(T_S) \leq 1 \quad 0 \leq f(T_t) \leq 1$$

У роботі проведені порівняння експериментальних і теоретичних результатів кінетики накопичення пошкоджень за залишковими лінійними і кутовими деформаціями та за деградацією модулів пружності E та G та представлені результати прогнозувань ресурсу роботи об'єктів з відповідних матеріалів.

ВПЛИВ МАСТИЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА І ЙОГО ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОКАЗНИКІВ НА АНТИФРИКЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ОЛИВ В КОНТАКТІ**EFFECT OF LUBRICANTS AND OF THEIR THERMAL INDICATORS ON THE ANTIFRICTION PROPERTIES OF OILS IN CONTACT****Микола Дмитриченко, Олег Білякович, Анатолій Савчук, Юлія Туриця**¹*Національний транспортний університет,
вул. Михайла Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна;*²*Національний авіаційний університет,
проспект Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03680, Україна.*

Evaluation of anti-friction performance in the contact friction using commodity mineral oil I-40A and its composition with anti-wear additive containing dithiophosphate zinc extreme pressure additive containing sulfate-phosphate group of surface-active substances and anti-friction additive has shown that most effectively lubricates the friction surface arrangement of oil with extreme pressure additive.

Переважна більшість сучасних машин і механізмів працює в умовах, що змінюються в часі навантажувальних, швидкісних, температурних та інших параметрів зовнішніх впливів. При цьому будь-яке повторне посилення режиму неминуче призводить до перехідних процесів, що призводить до підвищення інтенсивності зношування і небезпеки заїдання в порівнянні з тривалою роботою на даному режимі. Зміна зносостійкості крім того може бути пов'язано з поступовим, в міру накопичення зносу, зміною навантаженості (динамічної і ін.), умов змащення і характеристик матеріалу на поверхні (твердості і т.п.). Існуючі ж експериментальні і розрахункові методи оцінки триботехнічних характеристик (трибо-характеристик) відносяться до сталого процесу з незмінними в ході тертя і незалежними від зовнішніх впливів визначальними параметрами.

Для дослідження триботехнічних властивостей були проведені комплексні лабораторні випробовування на машині тертя СМЦ-2 в умовах пуск-зупинка. Антифрикційні показники оцінювались в парі тертя метал-метал (сталь 40Х) при використанні товарної оливи I-40A та її композиції з наступними добавками: зразок №1 – протизношувальна добавка з вмістом дитиофосфату цинку, зразок №2 – протизадирна добавка з вмістом сульфатно-фосфатної групи поверхнево-активних речовин (ПАР), зразок №3 – антифрикційна добавка (сірчана EP присадка). Розглянуті закономірності зміни коефіцієнту тертя для досліджуваних композицій олив при температурі мастильного середовища 75⁰С та 90⁰С.

Для оливи I-40A з перших циклів напрацювання спостерігається стабільне падіння коефіцієнту тертя (f) зі значення 0,018 до 0,015 з перших циклів напрацювання і до $N_{ц} = 1200$ відповідно, що підтверджує класичну теорію тертя. Для композиції оливи I-40A в поєднанні з добавками №1 та №3 – при напрацюванні $N_{ц} = 1200 - 1900$ циклів спостерігається зростання коефіцієнту тертя зі значень 0,013 до 0,020 для композиції з добавкою №1 та із 0,013 до 0,016 для оливи зі зразком №3. Це свідчить про те, коефіцієнт тертя має відношення до внутрішнього (в'язкісного) тертя безпосередньо в самій оливі. Для композиції оливи I-40A + зразок №2 спостерігаються найнижчі коефіцієнти тертя, значення яких становить при $N_{ц} = 0 - 200$ циклів 0,013 – 0,015 відповідно, після вказаного проміжку роботи і до кінця експерименту прослідковується стабілізація f до початкових значень і складає 0,08 – 0,015, що можна пояснити встановленням теплового балансу між прогрівом контактних поверхонь в процесі тертя і тепловіддачею через задіяні елементи (теплопровідність через матеріал поверхонь і конвективна теплопередача через змащувальний матеріал), внаслідок чого і відбувається стабілізація коефіцієнту тертя. Встановлено, що характерним явищем при застосування протизадирних присадок, як правило, є не тільки зниження зносу при помірних навантаженнях, але внаслідок їх хімічної взаємодії з металом можливе підвищення зносу контактних поверхонь. Тому для надання оливі протизношувальних властивостей при помірних навантаженнях протизадирні добавки застосовують в поєднанні з протизношувальними компонентами, що і підтверджує функціональне призначення застосованої добавки – запобігання заїданню поверхонь тертя або пом'якшення цього процесу, якщо умови тертя настільки важкі, що запобігти заїданню неможливо.

УДК 620.22: 669.017

ТЕРМІТНЕ ЗВАРЮВАННЯ ВИСОКОЛЕГОВАНИХ СТАЛЕЙ

THERMITE WELDING HIGH-ALLOY STEELS

Юрій Жигуц¹, Василь Лазар², Богдан Хомяк²

¹ДВНЗ «Ужгородський національний університет»,
пл. Народна, 3, м. Ужгород, 88000, Україна;
²Мукачівський державний університет,
вул. Ужгородська, 26, м. Мукачево, 89600, Україна.

In this work the syntheses high alloys thermite steel on base powdered material is described. The considered influence powdered components of compound the characteristic synthesized material and particularities their chemical composition. The metallotermic arrangement of composition has allowed synthesizing highchromium steels become type X17T, X25T and X28. The results obtained during investigation of a way of synthesizing and welding, and also the mechanical characteristics of the synthesized materials and thermite weld allow discussing on their possible branches of using.

Актуальною проблемою сьогодення у техніці є не тільки створення нових матеріалів і покращення властивостей традиційних, але і удосконалення технологій їх з'єднання при виготовленні деталей різноманітної форми. Детальне вивчення вказаної проблеми дозволяє стверджувати, що вона може бути успішно вирішена за допомогою використання спеціально синтезованих сплавів, отриманих за допомогою термітних і комбінованих (самопоширюваний високотемпературний синтез і металотермія) [1] технологій зварювання, заснованих на горінні екзотермічних порошкових сумішей. Такі технології відрізняються від традиційних цілою низкою очевидних переваг: відсутність потреби у потужних джерелах електроенергії; можливість застосування простого, дешевого обладнання; високою продуктивністю процесу (час синтезу сплаву може тривати всього декілька хвилин); можливість використання вторинних відходів виробництва, а саме млива графітових електродів, алюмінієвої або магнієвої стружки, залізної окалини [1] та ін. Зварювання термітом на основі алюмінію застосовується для з'єднання сталевих, чавунних деталей і деяких кольорових сплавів при стикуванні рейок, труб, дротів, кабелів, заварюванні тріщин, наплавленні поверхонь при ремонті. Незважаючи на вказані переваги суттєвим обмеженням для використання вказаних технологій є відсутність розроблених складів шихт для термітного зварювання високолегованих неіржавіючих сплавів та недослідженість синтезованих матеріалів. Все це викликало нагальну потребу у проведенні низки досліджень.

Метою дослідження було встановлення складів металотермічних сумішей для проведення термітного зварювання, дослідження та аналіз властивостей отриманих зварних швів та розроблення технології металотермічного зварювання високохромованих сталей.

Теоретична частина і експериментальні дослідження. Адіабатична розрахункова температура горіння вказаної суміші складала 2920–3110 °С [2]. При вмісті у суміші менше 21% домішок (крім залізоалюмінієвого терміту) адіабатична температура горіння підвищується, але вміст хрому знижується. Це вимагало застосування замість частини залізної окалини – подрібненого ферохрому (ФХ100А). При вмісті ж у суміші понад 25% домішок адіабатична температура горіння знижувалася нижче допустимої і процес горіння проходив у нестабільному режимі. Якщо залізна окалина має недостатній вміст оксидів хрому, її тим не менше можна використовувати, поєднуючи у необхідних пропорціях запропоновану суміш зі звичайною екзотермічною легованою сумішшю, залізоалюмінієвим термітом і ферохромом.

Межі вмісту алюмінієвого порошку (млива стружки) обумовлені термохімічними розрахунками, виходячи із необхідності відновлення залізної окалини. Для використаної залізної окалини вміст сірки і фосфору незначний, що в цілому позитивно впливає на властивості синтезованих сплавів. Необхідну частку алюмінієвої стружки (чистотою 93 – 95% за металічним алюмінієм) та окалини визначали спочатку за стехіометричними складом реакцій і з подальшою корекцією за результатами дослідних мікроплавлень.

У ливарній лабораторії Ужгородського національного університету були проведені термітні плавлення сталі X17T, X25T та X28 на основі металотермічної шихти розрахованого вище складу та використано високоперегрітий розплав для зварювання. Отриманий зварюваний термітний шов з високохромованої сталі був підданий хімічному аналізу і механічним випробуванням (табл. 1). Отримані високохромовані термітні сталі у межах хімічного складу регламентованого стандартом з механічними властивостями (табл. 1) не гіршими, ніж у сталей виготовлених промисловими методами. Дослідженні властивості зварюваного шва, отриманого металотермічним способом, свідчать, що металотермічний зварюваний шов практично не відрізняється від ординарних промислових зварюваних швів.

Таблиця 1

Механічні властивості термітних швів з синтезованих термітних сталей¹

№ з/п	Марка сталі типу	σ_b , МПа	δ	Ψ	a_n , МДж/м ²	Бал зерна
			%			
1	X17T	520	21,0	46,0	9,8	4-5
2	X25T	530	12	40	7,4	4-5
3	X28	550	18	43	1,1	3-4

¹Механічні властивості визначено на стандартних зразках діаметром 10 мм.

Особливістю даного типу термітних сталей є крупнокристалічна будова виливків, що призводить до підвищеної крихкості синтезованих сплавів, яка усувається термічною обробкою.

В результаті проведених досліджень вдалося отримати високохромовані термітні сталі типу X17T, X25T, X28, із використанням відходів ковальського, термічного і металорізального виробництв.

Проведена експериментальна робота говорить про значні перспективи застосування металотермічних способів для синтезу і зварювання матеріалів в умовах майстерень та інших виробничих приміщень, або й польових умовах не пристосованих для звичайних методів плавлення та зварювання сталі.

Обговорення результатів дослідження. Термітне зварювання легованих сталей у 2–3 рази дорожче за традиційну технологію зварювання деталей. Економічний ефект досягається тільки в тому випадку, коли деталі необхідно зварювати в умовах відсутності звичайного зварювального обладнання, зовнішніх джерел енергії. У процесі зварювання досягається висока якість з'єднання за рахунок введення легуючих домішок і спеціальних інгредієнтів шихти, які регулюють швидкість охолодження зварюваного шва і зони термічного впливу.

Висновки. 1. Теоретично й експериментально показана принципова можливість металотермічного виплавляння спеціальних високохромованих сталей з порошкових інгредієнтів. 2. Металотермічним способом отримано високохромовані термітні сталі аналоги промислових марок X17T, X25T і X28, при цьому у складі екзотермічної шихти для її синтезу застосовано залізну окалину (вторинний продукт термічного виробництва) та мливу алюмінієвої стружки (металорізального виробництва). 3. Встановлено механічні властивості синтезованих високохромованих сталей. Виявлено, що ці сталі мають міцність, навіть кращу, ніж сталі виготовлені ординарними методами. 4. Досліджено можливості застосування термітного сплаву для зварювання легованих сталей, а також проведено аналіз властивостей отриманих зварних швів та вплив умов термітного зварювання на якість шва.

1. Жигуц, Ю.Ю. *Технології отримання та особливості сплавів синтезованих комбінованими процесами [Текст]* / Ю.Ю. Жигуц, В.Ф. Лазар. — Ужгород : Видавництво «Інвазор», 2014. — 388 с. 2. Жигуц, Ю. Ю. *Методика розрахунку складу екзотермічних шихт на основі термохімічного аналізу [Текст]* / Ю. Жигуц, В. Широков // *Машинознавство*. — 2005. — № 4. — С. 48 - 50. 3. Пат. 20045 Україна, МПК В22С9/00. *Металотермічний реактор* / Жигуц Ю.Ю., Скиба Ю. Ю., Крайняк І. І. заявник і патентовласник Ужгородський національний університет. — № и 2006 06530 ; заявл. 13.06.2006 ; опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.

ВПЛИВ ІОННОГО АЗОТУВАННЯ В БЕЗВОДНЕВОМУ І ВОДНЕВОМУ СЕРЕДОВИЩАХ НА ВТОМНУ ВИТРИВАЛІСТЬ ПРИ ЗГІНІ СТАЛІ 45X

THE IMPACT OF ION NITRIDING IN HYDROGEN-FREE AND HYDROGEN MEDIUMS ON FATIGUE ENDURANCE WHEN BENDING THE 45X STEEL

Павло Каплун

*Хмельницький національний університет
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна.*

Resulted results of experimental researches of tireless endurance at the bend of steel of 45X after the ionic nitriding in mixtures of nitrogen with an argon and nitrogen with hydrogen. Tested on air and water solution of lemon acid

Відомо [1, 2], що іонне азотування є ефективним способом підвищення експлуатаційних характеристик конструкційних елементів. Переважна більшість існуючих технологій іонного азотування проводиться в водневих середовищах (аміаку або суміші азоту з воднем), що викликає водневе окричення металів і зниження ефекту від азотування. Альтернативою є іонне азотування в безводневому середовищі (суміші азоту з аргоном) [3], яке виключає водневу крихкість металу. З метою вивчення впливу іонного азотування на втомну витривалість проведені порівняльні дослідження сталі 45X в водневих і безводневих середовищах.

Випробування на багатоциклову втому з концентратором напружень проводилися на плоских зразках (рис. 1) із сталі 45X на стенді з електромагнітним збудженням в ЕДС-200 при консольному згині зразка в одній площині в резонансі по першій формі коливань [4]. Концентратор напружень (нарізана до зміцнення канавка глибиною 1 мм з кутом розкриття 60° і радіусом при вершині 0,2 мм) мав ефективний коефіцієнт концентрації, розрахований по Нейберу, рівний 3,22. Випробування проводилися на повітрі і в кислому середовищі (буферний розчин лимонної кислоти 5 г/л і двохзаміщеного фосфорнокислого натрію 10 г/л) рН 6,5 при частоті вантаження 350–400 Гц. За базу випробувань на повітрі і в кислому середовищі були прийняті відповідно 10^7 і $5 \cdot 10^7$ циклів вантажень. Дослідження припинялися при досягненні довжини тріщини 0,5 мм, яка фіксувалася за допомогою мікроскопа МБС-1 ($\times 88$).

Як показали випробування (рис.1), межа витривалості зразків із сталі 45X в результаті іонного азотування в безводневому середовищі підвищилася на 37% при випробуваннях в повітрі і на 31% при випробуваннях в кислому середовищі в порівнянні з не азотованими зразками після покращення. Однією з основних причин такого підвищення межі витривалості окрім зміцнювальної дії покриття є значні залишкові напруження стиску (250МПа), що виникають в азотованому шарі, які разом з покриттям перешкоджають руху дислокацій до поверхні і тим самим уповільнюють зростання мікротріщин.

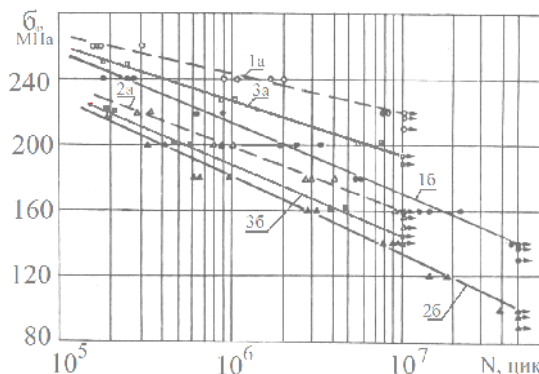


Рис. 1. Криві втоми плоских зразків з надрізом із сталі 45X: 1 – азотованих в безводневому середовищі (75 об. % N_2 + 25 об. % Ar) за режимом: $T = 570^\circ C$, $p = 265$ Па, $t = 240$ хв.; 2 – покращених; 3 – азотованих в водневому середовищі (75 об. % N_2 + 25 об. % H_2) за аналогічним режимом; а – на повітрі; б – в кислому середовищі (рН 6,5)

Зразки, що азотувалися в водневому середовищі за аналогічним режимом, показали меншу витривалість на повітрі на 28%, а в кислому середовищі на 21% в порівнянні з азотованими зразками в безводневому середовищі. Це обумовлено шкідливим впливом водню на метал, який викликає водневу крихкість в металі при дії циклічного зовнішнього навантаження. Водень може знаходитися в металі, утворюючи тверді розчини «нового» типу, сегрегувати в недосконалої решітці, вступати в хімічну сполуку з основним металом або з його домішками. У дефекти типу мікропорожеч дифундує як іонізований, так і атомарний водень, де він молізується. З цієї причини там підвищуються концентрація і тиск молекулярного водню. Частина водню в іонному стані знаходиться в міжвузлях решітки, створюючи «протонний газ», що легко переміщається в металі.

Механічні напруження підсилюють проникність водню в метал; у пружній зоні спостерігається лінійна залежність між проникністю і напруженнями, в пластичній зоні ця залежність порушується і проникність зростає швидше, ніж напруження. Залежність проникності від напружень виявляється тим сильніше, чим менша пластичність металу. Водень в сталі міняє її механічні властивості при короткочасному і тривалому статичному навантаженні, а також при повторно-змінному і ударному навантаженні, викликаючи водневе викришення поверхні. Серед всіляких проявів дії водню на механічні властивості металів, особливе місце займає його вплив на тріщиностійкість. Дефекти абсолютно безпечні в звичайних умовах в результаті дії водню можуть стати небезпечними і привести до несподіваного крихкого руйнування виробу.

Таким чином, проведені дослідження показали, що іонне азотування в безводневих насичуючих середовищах значно підвищують втомну витривалість сталей при згині як на повітрі, так і в кислому середовищі. Іонне азотування в водневих середовищах приводить до суттєвого зниження втомної витривалості сталей при згині, що обумовлено водневою крихкістю металу.

1. Арзамасов Б. Н. Ионная химико-термическая обработка сплавов / Б. Н. Арзамасов, А. Г. Братухин, Ю. С. Елисеєв, Т. А. Панайоти - М.: Изд-во МГТУ им Н. З. Баумана, 1999. - 400 с. 2. Лахтин Ю.М. Азотирование стали / Ю.М. Лахтин, Я.Д. Коган // М.: Машиностроение, 1976.-256 с. 3. Каплун В.Г, Ионное азотирование в безводородных средах / В.Г. Каплун П.В. Каплун // Хмельницький – ХНУ.– 2015.–344 с. 4. Прокопенко А.В. Методика испытаний компрессорных лопаток ГТД на усталость в коррозионной среде / А.В. Прокопенко, В.Н. Торгов // Проблемы прочности. – 1980. – № 4. – С. 107–109.

УДК 593.3: 519.22

ДІАГНОСТИКА МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗМЦНЮВАЛЬНИХ ПОКРИТТІВ АКУСТИЧНИМ МЕТОДОМ

DIAGNOSIS OF THE MECHANICAL PROPERTIES OF STRENGTHENING COATINGS OF ACOUSTIC METHOD

Василь Лужецький¹, Ігор Вірт^{1,2}

¹Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка,
вул. Івана Франка, 24, Дрогобич, 82100, Україна;

²University of Rzeszow,
al. Rejtana, 16c, 35-959, Rzeszów, Poland.

In this work the relationship heterogeneity acoustic properties for volume and surface samples from the heterogeneity of material properties. The influence on the properties data phase composition of oxide ceramics coatings. The characteristic physical and mechanical properties of ceramic coatings and substantiates the choice of reinforcing ceramic coatings. It is shown that oxide ceramics coatings criterion wear resistance depending on their hardness have advantages over other wear-resistant materials.

Актуальність дослідження визначається головним завданням сучасного розвитку техніки – забезпечення високого рівня експлуатаційних властивостей, підвищення довговічності й надійності деталей машин та елементів конструкцій.

У задачах оцінки стану промислових об'єктів особливої уваги потребує діагностика пошкодженості структури їхніх конструкційних матеріалів, оскільки за час тривалої експлуатації

вони деградують і здебільшого окрихчуються. Це, в свою чергу, призводить до зростання небезпеки утворення й розвитку в них тріщиноподібних дефектів, а відтак – до непередбаченого катастрофічного руйнування конструкцій чи виробів.

Для оцінки типів руйнування конструкційних матеріалів у лабораторних умовах використовують аналіз діаграм розтягу, металографічні та фрактографічні дослідження, визначення тріщиностійкості матеріалу. Такі підходи до оцінки типів руйнування можливо реалізувати лише руйнівними методами. Тому для технічної діагностики стану об'єкта контролю під час його експлуатації вони не придатні. Сьогодні значних результатів щодо ідентифікування типів руйнування конструкційних матеріалів досягнуто за допомогою методу акустичної емісії (АЕ) [1]. Більшість відомих критеріїв ідентифікування побудовано на основі аналізу частотного спектра сигналу, який отримують за допомогою перетворення Фур'є. Вагому інформацію про особливості динаміки процесів дефектоутворення у твердих тілах можна отримати, скориставшись методами вейвлет-перетворення.

Об'єктом дослідження вибрано один із порошкових матеріалів – кераміку. Для дослідження було вибрано наскрізне та поверхнєве прозвучування у різних напрямках зразка. Швидкість пружної хвилі вимірювалась методом радіоімпульсу з дискретною затримкою (метод АЕ).

Реєстрація, посилення і обробка сигналів АЕ проводилися за допомогою цифрового осцилографа та персонального комп'ютера. Методика досліджень передбачає використання вихідного розподілу амплітуд сигналів АЕ, що реєструється в процесі експерименту, і розрахунок його статистичних характеристик. Характеристики амплітудного розподілу сигналів АЕ розділили на три групи. До першої увійшли характеристики – дисперсія, коефіцієнти асиметрії. До другої – ентропія, до третьої – коефіцієнт варіації.

Акустичний сигнал приймався п'єзоперетворювачем СТС-19, який має постійну чутливість у смузі пропускання від 0,2 до 2,0 МГц, що дозволяє приймати сигнали АЕ. Використання п'єзоелектричних перетворювачів вимагає детальної підготовки поверхні для введення ультразвуку в метал, зокрема створення шорсткості поверхні не нижче класу 5. Після посилення попереднім підсилювачем сигнали подавалися на акустико-емісійний прилад DSO, далі – на аналізатор імпульсів. У процесі експерименту реєстрували швидкість сигналів АЕ та параметри амплітудного розподілу, які в подальшому обробляли за допомогою пакета прикладних програм, який дозволяє здійснювати низку перетворень розподілу амплітуд сигналів АЕ і розраховувати для них статистичні характеристики: математичне очікування; дисперсію; коефіцієнти асиметрії, ексцесу і варіації; моду; медіану; інформаційну ентропію, а також апроксимувати вихідний розподіл амплітуд сигналів АЕ низкою теоретичних розподілів (гамма, Вейбулла, екстремальних значень, Лапласа, Фур'є). Потім перевіряли гіпотезу відповідності вихідного закону розподілу амплітуд сигналів АЕ теоретичним законам.

Результати експерименту. Для досліджень вибрано деталі з керамічним покриттям (на основі оксиду цирконію – ZrO) – сталеві лопатки газової турбіни, що застосовуються у двигунах (наприклад, авіадвигунах) і працюють у надважких умовах. Результати випробувань зразків з керамічним покриттям показують (рис. 1), що у випадку деталі з пошкодженим покриттям спостерігається значне зменшення амплітуди АЕ-сигналу з 80 до 60 мВ та різке збільшення такої статистичної характеристики амплітудного розподілу сигналів АЕ, як дисперсія. Це вказує на дефект структури керамічного покриття втомного походження, який спостерігається і візуально.

За отриманими даними можна стверджувати, що для всіх зразків спостерігається інверсія анізотропії властивостей. Анізотропія властивостей – швидкість пружної хвилі у напрямі пересування менша ніж в напрямі перпендикулярному пересуванню – є характерною особливістю для кераміки, яку отримують традиційною технологією порошкової металургії. Це можна пояснити тим, що густина невелика і формування відбувалося при різній інтенсивності зростання контактів між частинками при належному спіканні.

Висновки. Встановлено, що дефекти структури покриття деталей набуті під час їхньої роботи (втомні дефекти) впливають на процес та характер проходження акустичної ультразвукової хвилі. Тому акустичні характеристики (зокрема, АЕ) можуть використовуватися для контролю як об'ємних, так і поверхневих неоднорідностей матеріалів, зокрема керамічних, як на стадії формування, спікання, так і їхньої діагностики у процесі експлуатації.

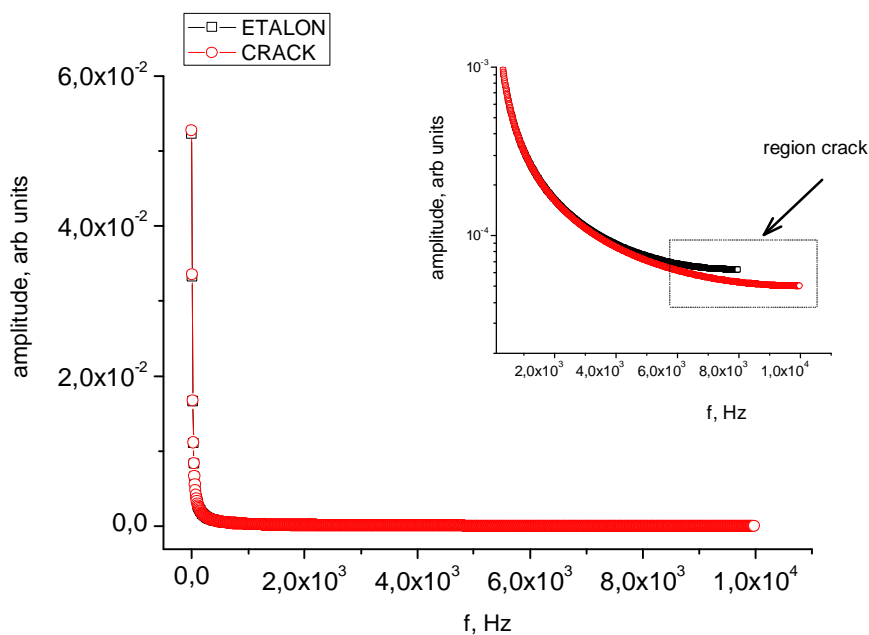


Рис. 1. Порівняння спектрів Фур'є-перетворення сигналів АЕ

1. Vargas G. Automatic analysis of acoustic emission signals / G. Vargas, S. I. Isaacson, C. E. D'Attellis, J. Ruzzante [et al] // 15th World Conference on NDT-2000. – Rome (Italy), 2000-11 [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.ndt.net/article/wcndt00/papers/idn483/idn483.htm>.

УДК 621.791

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОНИ СПЛАВЛЕННЯ СЕРЕДНЬОВУГЛЕЦЕВОЇ СТАЛІ ІЗ АУСТЕНІТНИМ ЗВАРНИМ ШВОМ

RESEARCH AREAS FUSION MEDIUM CARBON STEEL AUSTENITIC WELDED SEAM WITH

Володимир Палаш, Андрій Дзюбик, Іван Хомич

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

Studied the structural features of the weld steel rolls, which were obtained using austenitic welds. We used methods of microanalysis and metallographic analysis, microhardness and local contact and thermoelectric power. It is shown that the local contact method thermoelectric power enables to determine the value of the boundary area of the weld. It is shown that in the area of melting austenitic weld and base metal having solid layers that degrade performance properties.

Сучасні тенденції розвитку промисловості диктують широке використання матеріалів підвищеної міцності, що дає змогу забезпечити необхідні експлуатаційні характеристики при зменшеній металомісткості конструкцій. Матеріали з підвищеною міцністю характеризуються високою схильністю до зародження та утворення тріщин внаслідок дії термічного циклу зварювання. Отже, вивчення особливостей будови зварних з'єднань таких сталей є важливим та актуальним.

Досліджувались зварні з'єднання із високоміцної середньовуглецевої сталі типу 35 ХМ, які містять метал зварного шва із аустенітною структурою. Дана сталь при зварюванні схильна до утворення холодних технологічних тріщин, що в свою чергу призводить до втрати стійкості і руйнування усєї конструкції. Однією із головних причин зниження тріщиностійкості матеріалу є утворення в навкошшовній зоні мартенситної структури. Вона характеризується низькою стійкістю до утворення тріщин, особливо при наявності залишкових зварювальних напружень [1, 2]. Тому для підвищення стійкості зварних з'єднань утворенню холодних тріщин, окрім застосування енерго-

затратного попереднього підігрівання, часто використовують зварні шви із структурою металу аустенітного типу. Основою для таких матеріалів є сплави системи Fe-Cr-Ni або Fe-Mn-C [3, 4].

Дослідні зразки виконувалися ручним дуговим зварюванням за два проходи. Використовувалися покриті електроди марки Є-10Х20Р9Г6С, що забезпечують утворення аустеніту в металі шва. Далі отримані з'єднання підготовлювалися для експериментальних досліджень з допомогою методів макро- та мікротвердості, локальної контактної термоелектрорушійної сили [5], мікро-рентгеноспектрального аналізу. Також виготовлялись мікрошліфи для металографічного аналізу з'єднань.

Встановлено, що вихідна мікроструктура основного металу середньолегованої сталі представляє собою бейніт із твердістю за шкалою Вікерса від 2000 до 2100 МПа. Однак, в зоні термічного впливу з'єднання внаслідок зварювання відбулися зміни мікроструктури. Зокрема у ділянці неповної перекристалізації встановлено ферито-бейнітну мікроструктуру; у ділянці нормалізації – дрібнозернисту суміш бейніту і мартенситу, а ділянка перегріву містить крупногочастий мартенсит. Твердість останнього складає від 4800 до 5000 МПа. Застосування двопрохідного зварювання забезпечило додатковий термічний вплив при накладанні другого шва. В результаті спостерігаються деякі зміни в структурі металу в околі кореневого шва. Так кінцева мікроструктура ділянки перегріву є більш дрібнозернистою, вона бейнітно-мартенситна із твердістю від 3300 до 4000 МПа.

Мікроструктура зварного шва є аустенітною із твердістю від 1800 до 2200 МПа.

Між зоною термічного впливу та зварним швом знаходиться зона сплавлення. Тут хімічний склад металу відрізняється як від зварного шва так і від основного металу. Оскільки зона сплавлення має малі розміри, то для дослідження хімічного складу, властивостей та особливостей формування структури застосовувалися методи мікро-рентгеноспектрального аналізу, вимірювання мікротвердості та локальної контактної термоелектрорушійної сили.

За отриманими результатами було виявлено дві ділянки в зоні сплавлення, що суттєво відрізняються між собою та присутні для кореневого та заповнювального швів. Розміри цих ділянок складають до 40 мкм в бік основного металу – це ділянка неповного розплавлення та до 30 мкм в бік аустенітного зварного шва – це примежева ділянка. Результати мікро-рентгеноструктурного аналізу показали, що відбувається зміна вмісту легуючих елементів, зокрема хрому – від 15,6% у основній частині шва до 2,4% на умовній лінії поділу ділянок неповного розплавлення та примежової. Аналогічні зміни зафіксовано при використанні методу локальної контактної термоелектрорушійної сили. При цьому особливості методу дали змогу отримати більш повну картину про розміри ділянок зони сплавлення та їх характерні складові.

Дослідження мікротвердості вказують на утворення у зоні сплавлення твердих прошарків. Тут мікротвердість окремих ділянок становить від 5400 до 5600 МПа, що перевищує аналогічну величину в аустенітному зварному шві. Беручи до уваги хімічний склад металу у досліджуваній зоні можна стверджувати, що виявлені прошарки є мартенситними. Вони переважно знаходяться у примежовій ділянці і частково у ділянці неповного розплавлення.

Отже, при зварюванні середньовуглецевих сталей, які схильні до утворення холодних тріщин, аустенітним швом слід зважати на виникнення та можливість існування надзвичайно твердих прошарків у зоні сплавлення, що, в свою чергу, впливає на тріщиностійкість зварних з'єднань загалом.

Показано, що за допомогою методу локальної контактної термоелектрорушійної сили можна встановити розміри окремих ділянок зони сплавлення зварного з'єднання: ділянки неповного розплавлення основного металу з'єднання та примежової ділянки в зварному шві.

1. Макаров Є. Л. Холодные трещины при сварке легированных сталей. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с. 2. Палаш В. М. Металознавчі аспекти зварності залізовуглецевих сплавів: Навчальний посібник. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 263 с. 3. Палаш Р.В., Дзюбик А. Р., Михальський Р.І. Технологічне забезпечення міцності з'єднань із високоміцних сталей // Вісник «Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні». – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2011. – № 713 – С. 182 – 185. 4. Дзюбик А. Р., Хомич І. Б., Куцяба А. Забезпечення технологічної міцності зварних з'єднань із високоміцних конструкційних сталей // Зварювання та суміжні технології: Матеріали VIII науково-технічної конференції молодих учених та спеціалістів. – Київ 2015: ІЕЗ ім. Є. О. Патона, С.73. 5. Палаш В. М., Юськів В.М., Дзюбик А. Р. Використання методу локальної контактної ТЕРС для дослідження напруженого стану металевих конструкцій // Зб. наук. пр. "Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій". – Том 1. – Випуск 2. – Львів: Каменяр. – 1999. – С. 118 – 122.

**ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МІЦНОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ
ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ****WAYS OF ENSURING TECHNOLOGICAL STRENGTH OF HIGH-STRENGTH STEELS
WELDED JOINTS****Роман Палаш, Ігор Назар, Роман Семкович***Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

Investigated ways of stability ensuring to the technology cracks in high-strength steels welded connections. Proposed to use a joint, more plastic than the base metal. Investigated the seam and surrounding area behavior while the seams of different structure and chemical composition are produced. Is chosen the optimal welding wire composition for austenitic seam formation in case the stress and microhardness in surrounding area metal are low.

Сучасною тенденцією промислового виробництва та більшості галузей машинобудування є зменшення матеріаломісткості деталей машин і елементів споруд при одночасному прагненні збільшити тривалість їхнього ресурсу за ймовірного зростання навантаження. Найпоширенішим способом втілення цих суперечливих побажань є використання сучасних сталей із комплексом високих механічних властивостей, які найчастіше досягаються комплексним легуванням, підвищенням вмісту вуглецю, а іноді – і їх комплексним термічним обробленням. Для утворення надійного зварного з'єднання елементів та конструкцій, виготовлених з високоміцних комплексно легованих сталей слід пам'ятати про значний ризик утворення гарячих та холодних технологічних тріщин та формування складного напруженого стану, що негативно впливає на їхню довготривалу міцність.

Такі високоміцні сталі мають переважно бейнітно-мартенситну структуру, у зв'язку з чим, для зниження залишкових напружень при зварюванні часто застосовують додатковий підігрів чи завершальне термічне оброблення. Це – дієвий метод створення сприятливого режиму нагрівання-охолодження металу при зварюванні, що знижує залишкові напруження і запобігає технологічним тріщинам. Проте значний термічний вплив викликає структурні перетворення, ріст зерен і падіння механічних властивостей зварного з'єднання суттєво нижче рівня основного металу.

Інша група методів запобігання тріщиноутворенню в з'єднаннях бейнітно-мартенситних високоміцних сталей базується на формуванні зварних швів із структурою, відмінною від основного металу. Переважно намагаються формувати шов, пластичніший за прилягаючий до нього метал, при чому у значній частині випадків – без додаткових термічних впливів на нього.

Досліджувались зварні з'єднання термічно обробленої сталі 14X2ГМР бейнітно-мартенситного класу, в яких сформовано шви феритно-перлітної та аустенітної структури. Вимірюванням мікротвердості на мікрошліфах вирізаних зі з'єднань зразків (зварених на ідентичних режимах) встановлено, що у випадку шва із аустенітною структурою, твердість мартенситу (а значить – і напруження) у біляшовній ділянці знизилась суттєвіше, ніж в аналогічній ділянці з'єднання із феритно-перлітним швом. Це пояснюється специфікою перебігу процесів теплового розширення і звуження в аустеніті. Водночас обидві групи зразків продемонстрували зменшення розмірів мартенситної біляшовної ділянки, що свідчить про позитивний вплив формування шва, пластичнішого за основний метал.

Обираючи оптимальний хімічний склад аустенітного шва, було відкинуто хромонікелеві аустеніти з огляду на їх високу вартість, схильність до утворення гарячих тріщин та до формування прошарків у зоні сплавлення, що суттєво погіршують довготривалу міцність з'єднань. Інший поширений тип аустенітних швів – це сталі з високим вмістом марганцю в діапазоні 6...20%, які є менш дефіцитними і не схильними утворювати карбідні прошарки в зоні сплавлення.

Для дослідів було використано три спеціально розроблені порошкові високомарганцеві дроти (90Г14, 40Г20 та 120Г20) з різним вмістом марганцю і вуглецю, додатково леговані для підвищення стійкості до гарячих тріщин. За результатами експериментів, усі зварні шви сформувалися із

аустенітною структурою. Проте дроти з вищим вмістом вуглецю (1,2 та 0,9% відповідно) зумовили утворення мартенситної ділянки з підвищеною мікротвердістю структури шириною до 40 мкм. Присутність високонапруженої мартенситної структури та гарячих мікротріщин в ній змусили звернутись до використання дроту з суттєво нижчим вмістом вуглецю – 40Г20.

Подальші дослідження будуть спрямовані на досягнення максимальних механічних властивостей отриманого таким чином аустенітного шва. Заплановано змоделювати режим зварювання для отримати автотермообробки за багат шарового виконання шва, досягнути релаксації залишкових напружень у ньому та використати зміщення в часі температурних розширень аустенітної та бейнітно-мартенситної структур для додаткового підвищення механічних властивостей аустенітного шва. Позитивний результат на фоні суттєвого зниження собівартості процесу без додаткового підігріву і завершальної термообробки стане суттєвим досягненням у технології зварювання високоміцних комплекснолегованих сталей.

УДК 669.295/297:621.785.062

ВПЛИВ КИСНЮ НА ПРИПОВЕРХНЕВИЙ ШАР D-ЕЛЕМЕНТІВ ІV-ГРУПИ (Ti, Zr, Hf)

INFLUENCE OF OXYGEN ON THE SURFACE LAYER d-ELEMENTS IV-GROUP (Ti, Zr, Hf)

Василь Труш¹, Олександр Лук'яненко¹, Віктор Федірко¹, Михайло Тихоновський²,
Костянтин Ковтун²

¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;

²Інститут фізики твердого тіла, матеріалознавства та технологій ННЦ «ХФТІ» НАН України,
вул. Академічна 1, м. Харків, 61108, Україна.

The influence of treatment in an oxygen medium ($T = 750^{\circ}\text{C}$, $t = 5\text{h}$, $P = 1.33 \cdot 10^{-1} \dots 1.33 \cdot 10^{-3}\text{Pa}$) on the properties of the subsurface layers of thin plates of VT1-0, Zr-1Nb, GFE-1 alloys was investigated. The results size of solid-solution hardening of subsurface layers and the state of the surface of the research alloys after thermochemical treatment was presented.

Титан, цирконій і гафній разом утворюють чудове тріо хімічно активних металів, чії хімічні властивості дуже схожі. Їх промисловий розвиток співпадає зі зростанням високотехнологічних галузей, таких як аерокосмічна, атомна енергетика і хімічне машинобудування. Незважаючи на те, що їх хімічні властивості дуже схожі, однак відмінності у фізичних властивостях передбачають їх принципово різне застосування. Сплави на основі титану мають малу питому вагу і у поєднанні з хорошими механічними властивостями та високою корозійною стійкістю робить їх незамінними в авіакосмічній техніці. Цирконій і гафній – метали близнюки, проте їх використання в активній зоні реактора протилежне. Цирконій не затримує нейтронів, а гафній навпаки їх поглинає (табл. 1). Тому цирконієві сплави використовують для виготовлення оболонок тепловиділяючих елементів (ТВЕЛів), а гафній служить основою для створення регулювальних стержнів та аварійного захисту ядерних реакторів.

Таблиця 1

Деякі характеристики Ti, Zr, Hf

Характеристика	Елемент		
	Ti	Zr	Hf
Температура плавлення, °C	1665	1855	2225
Максимальна розчинність кисню в альфа-фазі, % ат.	33	28	20
Коефіцієнт дифузії кисню в альфа-фазі, см ² /с	$D = 0,8 \times \exp(-48000/RT)$ ($T = 400 \dots 800^{\circ}\text{C}$)	$D = 5,4 \times \exp(-50800/RT)$ ($T = 400 \dots 1500^{\circ}\text{C}$)	$D = 0,66 \times \exp(-50800/RT)$ ($T = 500 \dots 1800^{\circ}\text{C}$)
Ентальпія утворення вищого оксиду, ккал/моль	-247,8	-261,5	-270,0
Переріз поглинання теплових нейтронів, δ	~5,6	~0,180	~105

Разом з тим, існує низка чинників, які істотно впливають на функціональні властивості сплавів на основі цих металів. Одним із таких чинників є висока реакційна здатність до елементів проникнення, зокрема кисню, з якими вони утворюють тверді розчини проникнення. Тому мета роботи – встановити вплив дифузійного насичення ($T = 750^{\circ}\text{C}$, $\tau = 5$ год) у контрольованому кисневмісному газовому середовищі за різного розрідження (режим $P1 - P = 1,33 \cdot 10^{-1}$ Па, режим $P2 - P = 1,33 \cdot 10^{-2}$ Па, режим $P3 - P = 1,33 \cdot 10^{-3}$ Па) на стан поверхні та на розмір приповерхневого дифузійного зміцненого шару металу зразків з тонколистового (~ 1 мм) титанового VT1-0, цирконієвого Zr1%Nb та гафнієвого ГФЕ-1 сплавів.

Хіміко-термічна обробка (режими $P1$, $P2$ та $P3$) призводить до формування дифузійного приповерхневого шару із певними параметрами зміцнення по перерізу (рис. 1). Після обробки у вакуумі найбільшого розрідження ($P3$), відносно двох інших режимів обробки ($P1$ та $P2$), у приповерхневому шарі спостерігається найменше зміцнення приповерхневого шару досліджуваних сплавів VT1-0, Zr1%Nb і ГФЕ-1. Як і слід було очікувати найбільший градієнт твердості спостерігається за найменшого розрідження ($P1$). Встановлено, що на досліджуваних зразках після обробки у кисневому середовищі ($P1$) градієнт твердості у приповерхневому шарі металу монотонно зменшується від поверхні до середини зразка, що свідчить про відсутність формування товстої захисної фазової (оксидної) плівки.

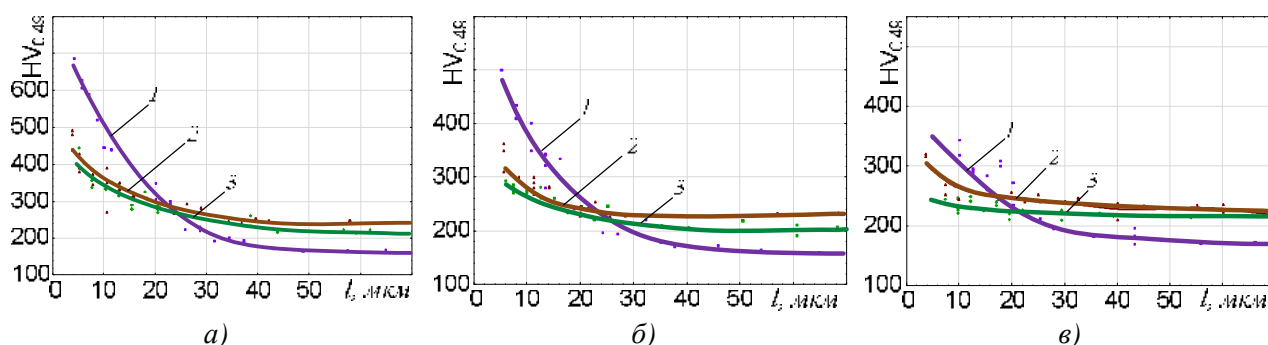


Рис. 1 Розподіл мікротвердості по перерізу зразків сплавів після обробок за режимами $P1$ (а), $P2$ (б), $P3$ (в): 1 – VT1-0, 2 – Zr1%Nb, 3 – ГФЕ-1

Також слід зазначити, що обробка у кисневмісному середовищі призводить до візуальних змін поверхні металу (рис. 2).

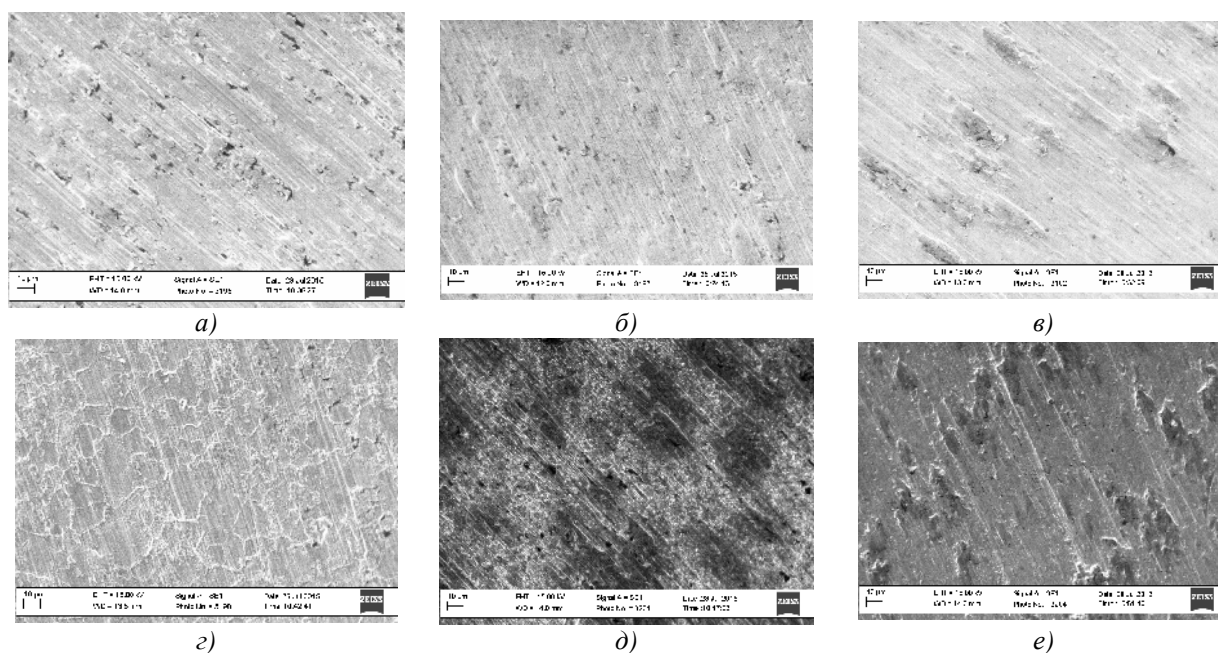


Рис. 2 Поверхня зразків до обробки (а, б, в) та після обробки за режимом $P1$ (г, д, е): а, г – VT1-0; б, д – Zr1%Nb; в, е – ГФЕ-1.

Таким чином, у результаті взаємодії з розрідженим кисневмісним газовим середовищем за температури 750°C протягом 5 год на досліджуваних сплавах утворюється дифузійний шар з більшою твердістю відносно серцевини металу у порядку зворотному щодо їх спорідненості до кисню. Це може свідчити про все ж таки утворення під час взаємодії на цих сплавах оксидного шару, який перешкоджає дифузії кисню в середину металу пропорційно до їх спорідненості до кисню, про що опосередковано свідчать зміни стану їхньої поверхні (рис. 2).

УДК 621.645: 519.63

РОЗРОБКА МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОННО-ПРОМЕНЕВОЮ ПЛАВКОЮ ТИТАНУ

DEVELOPMENT OF MECHATRONIC CONTROL SYSTEM FOR ELECTRON-BEAM MELTING OF TITANIUM

Юрій Цибрій

*Національний авіаційний університет,
просп. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03680, Україна.*

The new mechatronic control system of electron-beam melting of titanium is presented. Developed mechatronic control system has uniform heating of the melt in the intermediate container of the electron beam unit, an efficient distribution of the power of electron beam guns and smooth beginning of the ingot's pulling-out from the crystallizer.

Сучасне виробництво високоякісного титану та сплавів на його основі пов'язане з використанням методів спеціальної електromеталургії плавки у вакуумі, такими як вакуумно-дуговий, плазмовий, електронно-променевий перепадами та ін., оскільки у випадку плавки без вакууму поверхня розплавленого металу буде розчиняти атмосферні гази, що у свою чергу приведе до зміни хімічного складу сплаву та його властивостей.

Електронно-променевий перепад (ЕПП) забезпечує вищий ступінь очищення титану від шкідливих домішок, не має жорстких вимог до шихтового матеріалу. Але метод має недоліки, які пов'язані з високим питомим енергоспоживанням (≈ 3 кВт·год/кг) та суттєвим впливом людського фактору на тривалість виплавки зливків однакової довжини (при наплавленні зливку довжиною 1.5 м різними операторами розкид часу становить близько 50 хв, тобто $\approx 15\%$ від тривалості процесу оплавлення шихти). Також в електронно-променевих установках відсутні системи визначення температури розплаву, а режими обігріву розплаву обирається оператором в реальному часі. Крім того, дискретне витягування зливку з кристалізатора при ЕПП призводить до утворення дефектів на його поверхні, при усуненні яких втрачається до 10% маси зливку.

Розвиток інформаційних технологій та комп'ютерних систем керування надає можливість підвищити ефективність виплавки титану на основі розробки мехатронної системи керування найбільш енерговитратними частинами процесу ЕПП – оплавлення шихтового матеріалу в проміжній ємності (ПЄ) та витягування зливку з кристалізатора.

Вирішення задачі автоматизації процесу ефективного керування оплавлення шихтового матеріалу забезпечується розробкою підсистемою керування траєкторіями електронно-променевих гармат (ЕПГ) зі зворотним зв'язком по температурі, який забезпечується введенням у системи тепловізору, який встановлено поза плавильною камерою і захоплює зображення поверхні ПЄ, передає його на блок керування промислового комп'ютера, де воно розбивається на квадрати, визначаються середні температури квадратів і на основі алгоритмів керування передаються керуючі сигнали на ЕПГ.

Для зменшення кількості дефектів на поверхні зливків при витягуванні запропоновано підсистему, новий спосіб (Патент № 91877 України) та алгоритм витягування зливку з кристалізатора з подачею на нього додаткових коливань за певним законом, що дозволяє: за рахунок зниження сил тертя в момент початку руху зливку зменшити вірогідність розриву його шойно кристалізованої поверхні та отримання гофрів на готових зливках; знизити на 5% витрати матеріалу при подальшій

обробці злитків. Подача додаткових коливань на зливоч забезпечується введенням у систему витягування гідравлічного мембранного виконавчого механізму (Патент 91889 України), у результаті чого зливоч постійно треться по поверхні кристалізатора і не сприймає додаткових сил тертя початку руху.

Для забезпечення необхідного хімічного складу сплавів на основі титану легованих алюмінієм важливою задачею є очищення розплаву від шкідливих домішок шляхом витримки розплаву в необхідному температурному діапазоні протягом певного часу. Але у випадку занадто повільної подачі шихти в зону плавки – час витримки збільшиться, і з розплаву почне інтенсивно випаровуватись алюміній. Існують відомі рекомендації по швидкості витягування зливку з кристалізатора та залежності між потужністю обігріву та вмістом алюмінію в сплаві, які можна використати для забезпечення необхідних вимог.

Керування швидкістю подачі шихти в зону плавки може забезпечити розроблена мехатронна система керування технологічним процесом (рис. 1), яка складається з підсистеми керування траєкторіями ЕПГ, підсистеми керування витягування зливку з кристалізатора та підсистеми подачі шихти в зону плавки.



Рис. 1. Мехатронна система керування ЕПП

Запропонована мехатронна система отримує через блоки витягуванням та керування ЕПГ сигнали про поточний рівень розплаву в кристалізаторі і тепловий стан розплаву в ПЕ. На основі чого визначається динаміка зміни рівня розплаву в кристалізаторі і масова витрата розплаву за середньої температури розплаву, що зливається в кристалізатор. І з використанням існуючих залежностей періодично подається керуючий сигнал на подачу шихти в зону плавки по заданому закону.

Розроблена загальна мехатронна система керування технологічним процесом виплавки титанових зливків при ЕПП з використанням автоматичного керування зі зворотним зв'язком по температурі розплаву в ПЕ і по рівню розплаву в кристалізаторі дозволяє зменшити на 4% енерговитрати та підвищити на 2% продуктивність виплавки, покращити якісні характеристики зливків.

www

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ.....	3
Андрейків О., Долінська І., Штаюра Н., Лисик А. Ріст коротких корозійно-втомних тріщин у пластинах	3
Бобир М., Коваль В. Оцінка ресурсу конструктивних елементів з урахуванням пошкоджуваності	5
Войтків С. Компонувальні схеми перспективних метробусів з електричним тяговим приводом	6
Кузнєцов Ю. Генетико-морфологічний синтез і передбачення верстатів нових поколінь та їхніх механізмів.....	9
Марченко А., Кравченко С., Ткачук М., Посвятенко Е. Проектно-технологічне забезпечення міцності, ресурсу та енергоефективності військових та цивільних машин	10
Никифорчин Г., Звірко О. Стадійність процесу експлуатаційної деградації сталей магістральних газопроводів	13
Таланчук П., Струтинський В., Кірюхін М. Діяльність академії інженерних наук України та спілки наукових і інженерних об'єднань України щодо участі українських інженерів-механіків у міжнародній програмі «Євроінженер»	15
Черепова Т., Дмитрієва Г., Кіндрачук М., Духота О., Тісов О. Зносостійкі порошкові сплави на основі кобальту і нікелю з карбідним зміцненням.....	16
СЕКЦІЯ 1. МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ТА МІЦНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ	17
Андрусик Я. Визначення часу затримки плинності матеріалу при складному напруженому стані на основі електромеханічної моделі пластичного середовища.....	17
Андрусик Я., Дзюбик Л. Дослідження динамічного стану пружно-в'язкопластичного матеріалу з запізненням плинності, що заповнює півпростір.....	19
Білобородченко В. Прикладна модель оцінки інтенсивності напруженого стану трубопроводів магнітостатичним методом. Частина II.....	20
Боднар Ю., Бар В. Структура розв'язку узагальненої задачі неймана для рівняння теплопровідності	22
Борозенець Г., Семак І. Визначення залишкової міцності конструкційних вуглепластиків після ударної дії граду.....	23
Бритковський В., Огірко О. Математичне моделювання ризику та безпеки напружено-деформованого стану	25
Віра В., Чепіль Р., Рудавський Д., Канюк Ю. Вплив пластичності матеріалів на генерування пружних хвиль акустичної емісії за циклічних навантажень	27
Войтович М., Лампіка Р. Вплив локальних перегрівів на термопружні деформації ротора турбогенератора	27
Дзюбик А., Прокопишин І. Розрахунок багатоопорної надземної ділянки магістрального нафтопроводу.....	29
Калиняк Б. Забезпечення відсутності термонапружень у довгому неоднорідному вздовж радіальної змінної порожнистому циліндрі при стаціонарному і нестаціонарному теплообміні.....	31
Квіт Р. Про деякі ймовірнісні характеристики міцності стохастично дефектних композитних матеріалів	32
Кушнір Р., Махоркін І. Аналітично-числове визначення термопружного стану термочутливих транстропних тіл.....	34
Марченко Г., Глазов А., Дацишин О., Кравчук О. Про орієнтацію зсувних крайових тріщин на бігових доріжках залізничних рейок	35
Михайло М., Віра П., Володимир Х., Микола Х. Схема методу скінченних елементів стосовно розрахунку шаруватих композитних конструкцій ракетно-космічної техніки.....	37
Нестеренко В., Малініна Ю. Інженерна методика розрахунку циліндричних оболонок, що підкріплені кільцями жорсткості	38
Поліщук Т., Камінський А., Кіпніс Л. Початкова пластична зона у кусково-однорідному ізотропному тілі	41
Пономаренко О. Напружений стан у площині з двома рівними круговими отворами, з'єднаними тріщиною, при розтягу під кутом до лінії центрів отворів.....	42
Почапський Є., Клим Б., Рудак М., Великий П. Дослідження поздовжнього зварного з'єднання труби зі сталі 19Г методом магнетопружної акустичної емісії	44

Почапський Є., Мельник Н., Коблан І. Особливості огинаючої сигналів магнетопружної акустичної емісії у феромагнетних матеріалах.....	45
Рудавська І. Визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень для дугоподібної тріщини в диску за випадків його обертання та дії рівномірного тиску на береги тріщини.....	46
Скальський В., Станкевич О., Макєєв В., Павличко Р. Руйнування стоматологічних конструкцій зуб-ендокоронка під квазістатичним стиском	48
Сулим Г., Піскозуб Й., Піскозуб Л. Поздовжній зсув біматеріалу з пружно-пластичним міжфазним тонким включенням	50
Ткачук-мол. М., Скріпченко Н., Бондаренко М., Набоков А. Контактна взаємодія складнопрофільних тіл: моделі, методи, закономірності	52
СЕКЦІЯ 2. ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ МАШИН І СПОРУД	55
Бурій А. Основні аспекти розрахунку крутильних коливань валопроводів поршневих компресорних установок.....	55
Гончаров В. Дослідження процесу настання автобалансування роторних машин з пасивними автобалансирами та оптимізація їхніх параметрів.....	56
Грабовський А., Ткачук М., Васильєв А., Лісовол Я. Динамічні процеси в елементах бойових броньованих машин	58
Дзюба Л., Хитряк О., Меньшикова О. Дослідження впливу ексцентриситету оберткових ланок на коливання полотна стрічкової пилки	59
Кіпрєєв Ю. Аналіз напружено-деформованого стану зубів при лінійному і кромковому контактах...	61
Корендій В., Думанський І., Ожеховський І. Проблеми і перспективи створення комбінованих багатороторних вітроустановок.....	63
Крахмальов О. Питання біомеханіки в творчості Д. Бернуллі та Л. Ейлера.....	64
Кузьо І., Корендій В., Брусенцов В. Обґрунтування параметрів пантографного механізму у приводі крокуючого рушія	66
Кулик В., Гайворонський О., Віра В. Оцінювання механічних властивостей відновлених залізничних коліс.....	68
Ломакін А., Фідровська Н., Писарцов О. Аналіз напружено-деформованого стану каната, що навивається на барабан, із застосуванням методу скінченних елементів	69
Малашенко В., Стрілець В., Бондарук А., Сенніков О. Можливість гасити коливання навантажень валом карданної передачі	71
Новіцький Ю., Новіцький Я. Особливості демпфування автоколивань багаточастотної коливальної системи.....	72
Олійніченко Л. Зменшення вібрацій осьових вентиляторів балансуванням звичайної і аеродинамічної незрівноваженостей	73
Проць В., Крупко В. Дослідження напружено-деформованого стану гусеничних ланок механічного кар'єрного екскаватора «ЕКГ-10».....	75
Сидоренко І., Курган В. Синтез обертальної опори маху лопаті вітродвигуна на основі пружної муфти з механічним зворотним зв'язком.....	77
Струтинський С. Застосування методів гіперспектрального аналізу для дослідження динамічних коливальних процесів у просторових системах приводів	78
Федін Д., Виноградов Б. Проблеми динаміки та міцності відкритих зубчастих передач барабаних млинів.....	79
Філімоніхін Г., Яцун В. Способи збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами.....	80
Харжевський В. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі напрямних механізмів з шістьма скінченно віддаленими вузлами інтерполяції на інтервалі наближення шатунної кривої.....	82
Харченко Є., Демків В., Гутий А. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої у свердловині колони труб	84
Ярошевич М., Забронець І., Силивонюк А., Ярошевич Т. Пуск вібромашини з дебалансним приводом з урахуванням його пружності	85
СЕКЦІЯ 3. ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	87
Абрамов Д., Коробко А., Тарасов Ю., Молодан А. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом	87
Войтків С. Аналіз впливу типу коліс автобусів на дорожнє покриття.....	88

Войтків С. Шляхи розвитку конструкцій перспективних електробусів великого класу.....	91
Гашук П., Нікіпчук С. Модельно-симуляційна технологія дослідження термодинамічних процесів у двигунах внутрішнього згоряння	93
Гашук П., Нікіпчук С. Формалізація структур трансмісії автомобіля. Узагальнений диференціальний механізм	95
Глобчак М., Гарматій Г., Дацюк О. Принцип побудови удосконаленої теплової моделі автомобільного барабанного гальмового механізму.....	97
Гудз Г., Глобчак М., Коцюмбас О., Коляса А. Системологічна оцінка температурного режиму фрикційних вузлів трансмісії автотранспорту.....	98
Гудз Г., Підгородецький Я., Шевченко Н. Моделювання потенційних можливостей ефективності роботи транспортного засобу з нелінійною системою підресорювання.....	99
Захара І., Клипко О., Остащук М. Порівняльний аналіз тепловантаженості вентильованих та невентильованих дискових гальм на режимах випробувань І та ІІ.....	100
Качмар Р., Льода В. Карта шумового навантаження вулиць міста Львова та методи зниження рівня шуму	102
Кіндрацький Б., Літвін Р. Математична модель трансмісії автомобіля з двомасним маховиком.....	104
Кіндрацький Б., Осмак О. Вібронавантаженість об'єкта при його перевезенні спеціалізованим автомобілем.....	106
Мазін О. Оцінювання додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту	108
Матейчик В., Цюман М. Вплив експлуатаційних режимів на паливну економічність і екологічні показники автомобіля	109
Немий С. Техніко-економічний підхід до уніфікації архітектурних форм кузовів автобусів.....	111
Оліскевич М. Оптимізація розміщення вантажних одиниць на платформах великогазових автопоїздів	112
Пельо Р. Особливості добору критеріїв оцінювання якості перемикання передач при заданій програмі руху автомобіля	114
Подригало М., Кайдалов Р., Нікорчук А., Літвінов О. Забезпечення раціонального розподілу нормального навантаження між осями автомобілів з електромеханічним приводом ведучих коліс..	115
Подригало Н., Байцур М., Полянський О., Подригало М. Дослідження резонансних явищ у трансмісії колісних машин.....	115
Пороховський Ю., Пукало М. Особливості конструкції гальмівного приводу в гібридних легкових автомобілях	116
Пукало М., Пороховський Ю. Моделювання та визначення характеристик варіатора.....	117
Рубан Д., Крайник Л. Структура комп'ютерного моделювання – оцінювання ресурсу кузова автобуса з умов втомної міцності та корозії.....	119
Форнальчик Є., Виджак М. Визначення періодичності технічного сервісу автобусів методом парної гри.....	120
Юськів В., Сороківський О. Проблеми матеріально-технічного забезпечення діяльності підприємства сервісу вантажних автомобілів.....	121
СЕКЦІЯ 4. ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ ПРИВОДІВ МАШИН	123
Борис А., Малащенко В., Кириченко І. Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт	123
Вавилов А., Котлобай А., Котлобай А. Матеріаломіцність насосних агрегатів приводів дорожньо-будівельних машин	125
Гелетій В., Новіцький Я., Кий А. Розроблення динамічних моделей транспортуючих механічних систем з канатними елементами.....	127
Григоров О., Стрижак В., Зюбанова Д., Цебренько М. Аналіз результатів стендових випробувань гідростатичного приводу механізму пересування мостового крана	127
Григоров О., Зюбанова Д., Аніщенко Г., Турчин О., Цебренько М., Стрижак В. Порівняння рівноприскореного, s-подібного та параболічного законів керування об'ємним регульованим гідроприводом за витратами енергії.....	129
Григоров О., Стрижак М. Раціональні пуско-гальмівні режими роботи гідроприводу механізму пересування крана.....	131
Іванус Н., Венцель Є., Малащенко В., Щербак О. Питоме навантаження поверхонь тертя запобіжних фрикційних муфт підвищеної навантажувальної здатності	132

Кичма А., Драгілев В. Технологічне й аналітичне забезпечення ремонтних робіт опорних вузлів надземних ділянок трубопроводів.....	134
Луців І., Гевко І., Дубиняк Т., Манзій О. Пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвеєрів...	135
Мазур С., Стрілець О., Стрілець В., Тимейчук О. Принцип роботи і деякі розрахунки торцевих ущільнень з канавкою Архімеда на торці обертового кільця.....	137
Москвяк Є., Баб'як М., Федик В. Геометрична модель для кількісного аналізу моменту опору опорно-поворотного пристрою автокранів.....	138
Пасіка В., Харченко Є. Динамічне зрівноваження корбо-поковзневого механізму.....	140
Проценко В., Клементьєва О. Механізм спрацьовування запобіжної муфти з хордальними канатами.....	142
Розенфельд М., Єфименко О., Мусаєв З. Математичне моделювання процесу занурення робочого обладнання малогабаритного навантажувача у штабель з матеріалом.....	144
Сафронов Є., Носко А. Триботехнічні випробування пар тертя гальмівного ролика відцентрового типу.....	145
Семенюк В., Кнюх О., Вудвуд О. Оптимізація перевантажувального комплексу сипучих вантажів у морських портах.....	147
Семенюк В., Лінгур В. Метод розрахунку надійності вантажопідйомних кранів, обладнаних пружними буферними пристроями.....	148
Сологуб Б., Данило Я., Предко Р. Особливості розрахунку і проектування підвісних канатних доріг.....	149
Стрілець О. Огляд і аналіз гідронасосів для замкнених гідросистем у пристроях для керування змінами швидкості.....	150
Ткач П., Носко П., Філь П., Марченко Д. Нова зубчаста передача для вітрогенераторів.....	151
Устиненко О., Протасов Р., Бондаренко О. Постановка задачі оптимізації геометричних параметрів зубчастих передач з опукло-вгнутим контактом.....	153
Хмара Л., Голубченко О. Інтенсифікація робочого процесу ковшових землерийно-транспортних машин.....	154
Хмара Л., Дахно О. Створення телескопічного робочого обладнання одноківшевих екскаваторів...	156
СЕКЦІЯ 5. НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА.....	158
Гурський В. Аналіз та синтез резонансних віброударних систем з обмеженнями на кінематичні та динамічні параметри.....	158
Кусий Я., Кузін О., Топільницький В. Оцінка пошкоджуваності заготовок після лиття в піщані форми.....	160
Ланець О. Обґрунтування кінематичних параметрів руху робочого органа вібраційного транспортера з напрямленими коливаннями робочого органа.....	162
Литвиняк Я., Юрчишин І. Удосконалення способу безперервного радіально-колового нарізання дисковими фрезами циліндричних зубчастих коліс.....	163
Майструк В., Гаврилів Р., Майструк П. Визначення впливу висоти центральної труби на гідравлічний опір циклона зі спіральним направляючим апаратом.....	165
Поліщук Л., Адлер О. Економічна ефективність впровадження технологічного комплексу з вмонтованим гідравлічним приводом конвеєра для переробки гранітних мас.....	167
Пулька Ч., Сенчишин В., Гаврилюк В., Шарик М. Дослідження індукційного наплавлення тонких елементів конструкцій з використанням механічної вібрації.....	169
Регей І., Кузнецов В., Влах В. Удосконалення механізму приводу плити штанцювального преса....	171
Стоцько З., Коценко О. Моделювання експериментальних досліджень зношування запірних елементів запобіжного клапана.....	173
Струтинський В., Гуржій А., Юрчишин О., Полунічев В. Вібраційні процеси в стрижневій несучій системі мобільного верстата-робота, обумовлені особливостями коливань стрижнів.....	174
Шевченко О., Беляєва А. Підвищення демпфіруючої здатності розточувальної борштанги.....	175
Шенбор В., Серкіз О., Шенбор Ю. Вібраційні низькочастотні великогабаритні сепаратори.....	176
Шеремета Р., Серкіз О. Уточнення моделі процесу перетікання реологічного середовища в технологічних каналах.....	178
Шоловій Ю., Магерус Н. Моделювання поведінки дрібнодисперсного сипкого матеріалу при витіканні з ємностей під дією вібрації.....	179
Шпачук В., Дудко В. Засоби випробувань об'єктів машинобудування на транспортну вібрацію.....	181

Шпачук В., Засядько М., Дудко В. Паке́тні стрічкові пружні елементи вузлів з'єднання багатокординатних вібростендів	182
Шевченко О., Манзюк С. Підвищення точності обробки на прецизійних токарних верстатах	183
Шенбор В., Брусенцов В., Шенбор Ю. Синтез гнучких вібраційних транспортно-технологічних систем	185
СЕКЦІЯ 6. ЗВАРЮВАННЯ, МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА ІНЖЕНЕРІЯ ПОВЕРХНІ	187
Посвятенко Е., Аксьом П. Визначення фактичного складу аустенітних сталей.....	187
Балицький О., Колесніков В., Гаврилук М., Еліаш Я. Діагностування пошкоджень та руйнування важкооброблювальних сплавів за результатами досліджень продуктів зношування та різання	189
Віштак І., Савуляк В. Зміцнення поверхонь газостатичних опор шпиндельних вузлів шляхом нанесення вуглецевого наночастинок.....	191
Голубець В., Гасій О., Степанишин В. Зносостійкість інструментальної сталі з вакуумними йонно-плазмовими покриттями в умовах моделювання процесу різання.....	192
Гончар В., Донченко Т. Вплив іонного азотування на характеристики міцності і пластичності сталей	193
Грабовський А., Бондарець О., Устименко П. Експлуатаційна деградація властивостей матеріалу та її вплив на ресурс роботи обладнання та конструкцій.....	195
Дмитриченко М., Білякович О., Савчук А., Туриця Ю. Вплив мастильного середовища і його температурних показників на антифрикційні властивості оливи в контакті	198
Жигуц Ю., Лазар В., Хомяк Б. Термітне зварювання високолегованих сталей.....	199
Каплун П. Вплив іонного азотування в безводневому і водневому середовищах на втомну витривалість при згині сталі 45Х	201
Лукецький В., Вірт І. Діагностика механічних властивостей зміцнювальних покриттів акустичним методом	202
Палаш В., Дзюбик А., Хомич І. Дослідження зони сплавлення середньовуглецевої сталі із аустенітним зварним швом.....	204
Палаш Р., Назар І., Семкович Р. Шляхи забезпечення технологічної міцності зварних з'єднань високоміцних сталей.....	206
Труш В., Лук'яненко О., Федірко В., Тихоновський М., Ковтун К. Вплив кисню на приповерхневий шар d-елементів IV-групи (Ti, Zr, Hf)	207
Цибрій Ю. Розробка мехатронної системи керування електронно-променевою плавкою титану	209

Наукове видання

**13-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ
У ЛЬВОВІ**

Матеріали симпозиуму

ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД»

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготвіників і розповсюджувачів
видавничої продукції ЛВ №39 від 10.08.2005.

Підписано до друку 10.05.17 р.
Формат 60×84/8. Папір офсетний.
Гарнітура «Таймс». Друк різнографією.
Умов. друк. арк. 24,88.
Зам. 12/17.

Надруковано з готового оригінал-макета
у Дослідно-видавничому центрі Наукового товариства імені Шевченка,
79013, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 21.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи ДК №884 від 04.04.2002 р.