

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



15-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛЬВОВІ

Матеріали симпозиуму

15-th International Symposium
of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv

Proceedings

Львів

20 – 21 травня 2021 р.

15-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛЬВОВІ

15-th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv



Програма – Programme

Online:

Торіс: Пленарне засідання МСУІМЛ-15

Національний університет «Львівська політехніка»

Time: 20 травня, 2021 р., 09:00 – Реєстрація учасників симпозиуму

Join Zoom Meeting

<https://zoom.us/j/9679387871?pwd=aXl5MXBCNFk2S01Pa0F2VjB6ZUo0QT09>

Meeting ID: 967 938 7871

Passcode: lviv

ВІДКРИТТЯ СИМПОЗИУМУ

20 травня 2021 р.

9.30 – 10.00

Вступне слово голови оргкомітету симпозиуму, завідувача кафедри автомобільного транспорту Національного університету «Львівська політехніка» **Богдана Кіндрацького**.

Привітання учасників симпозиуму проректора Національного університету «Львівська політехніка» **Олега Давидчака**; голови Українського товариства з механіки руйнування матеріалів почесного директора Фізико-механічного інституту ім. Г.В. Карпенка НАН України **Володимира Панасюка**, голови Наукового товариства імені Шевченка, директора Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України **Романа Кушніра**; директора інституту механічної інженерії та транспорту Національного університету «Львівська політехніка» **Олексія Ланця**.

ПЕРШЕ ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

20 травня 2021 р.

10.00 – 13.00

Доповіді (тривалість до 30 хв)

1. Григорій Никифорчин, Ольга Звірко, Мирослава Греділь (*Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна*). **Проблеми досліджень роботоздатності існуючої мережі газопроводів за транспортування газо-водневої суміші.**

2. Микола Шульженко (*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного, м. Харків, Україна*), **Андрій Колядюк** (*ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування», м. Київ, Україна*). **Термонапруженість, повзучість і ресурс корпусу стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни.**

3. Микола Ткачук-мол., Андрій Грабовський, Микола Ткачук, Марія Саверська (*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна*). **Обґрунтування параметрів конструкцій роторів нагнітачів повітря високофорсованих двигунів.**

4. Михайло Марчук, Богдан Дробенко (*Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, м. Львів, Україна*), **Володимир Сіренко, Дмитро Клименко, Володимир Харченко** (*Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля», м. Дніпро, Україна*). **Основи методології визначення фактичних руйнівних навантажень на великогабаритні тонкостінні конструкції з урахуванням результатів неруйнівних випробувань.**

5. Дмитро Клименко, Анатолій Тонконоженко, В'ячеслав Гусев, Володимир Бабуров (*Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля», м. Дніпро, Україна*). **Аналіз проблеми повернення і багаторазового використання конструкцій космічних ракетних носіїв з позицій міцності.**

6. Katica R. (Stevanović) Hedrih (*Department of Mechanics, Mathematical Institute of Serbian Academy of Science and Arts, Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering at University of Niš, Serbia*). **Phase portraits, stratification of phase trajectories and triggers of coupled singularities in nonlinear dynamics of mechanical systems with coupled rotations.** Фазові портрети, стратифікація фазових траєкторій і тригери зв'язаних сингулярностей у нелінійній динаміці механічних систем зі зв'язаними обертями.

ДРУГЕ ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

20 травня 2021 р.

13.00—16.00

Доповіді (тривалість до 30 хв)

7. Олексій Ланець, Олександр Качур, Віталій Корендій (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*). **Розрахунок на міцність континуальної ділянки вібромашини.**

8. Василь Матейчик, Микола Цюман (*Національний транспортний університет, м. Київ, Україна*), **Роман Симоненко** (*ДП «ДержавтотрансНДІпроект», м. Київ, Україна*), **Владислав Калюжний** (*Національний транспортний університет, м. Київ, Україна*). **Системний підхід до оцінювання експлуатаційної ефективності транспортних засобів.**

9. Ірина Погрелюк, Сергій Лаврись, Христина Шляхетка, Олександр Лук'яненко (*Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна*). **Вплив поруватості на трибологічні властивості титану, отриманого методом порошкової металургії.**

10. Валерій Колесніков (*Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка», м. Старобільськ, Україна*), **Олександр Балицький, Марія Гаврилюк, Ревякіна О.О., Любомир Іваськевич** (*Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна*). **Концепція врахування впливу водню на зміну властивостей та руйнування високоміцних важкооброблюваних сталей та сплавів в умовах тертя ковзання, кочення та за механічної обробки.**

11. Станіслав Войтків (*Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів, Україна*). **Компонувальні схеми спальних купейних вагонів підвищеної комфортабельності нової генерації.**

12. Вячеслав Ловеїкін, Юрій Ромасевич (*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна*). **Математична модель динаміки зміни вильоту та повороту шарнірно-зчленованої стрілової системи вантажопідйомного крана.**

СЕКЦІЙНІ ЗАСІДАННЯ

Online:

Торіс: Секційне засідання МСУІМЛ-15

Національний університет «Львівська політехніка»

Time: 20 травня, 2021 р., 16:00 – 19:00 ; 21 травня, 2021 р., 10:00 – 17:00

Join Zoom Meeting

<https://zoom.us/j/9679387871?pwd=aXl5MXBCNFk2S01Pa0F2VjB6ZUo0QT09>

Meeting ID: 967 938 7871

Passcode: lviv

ПЕРШЕ СЕКЦІЙНЕ ЗАСІДАННЯ

20 травня 2021 р.

16.00—19.00

Доповіди (тривалість до 10 хв)

СЕКЦІЯ 1

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ МАШИН І СПОРУД

1. **Оксана Гембара** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна; Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна), **Ольга Чепіль**, **Назар Гембара**, **Михайло Гриненко** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). Математичне моделювання впливу експлуатаційних чинників на довговічність теплообмінних труб парогенератора.

2. **Ігор Прокопишин** (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна), **Андрій Стягар** (Львівський національний університет ім. Івана Франка, м. Львів, Україна; Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). Контактна взаємодія пружних тіл, одне з яких має несучільне тонке покриття.

3. **Володимир Супонев**, **Віталій Рагулін** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна), **Святослав Кравець** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна), **Сергій Балесний** (ТОВ «Інститут проектування інфраструктури транспорту», м. Харків, Україна). Ущільнення та тиск деформованого ґрунту на підземні об'єкти при його продавлюванні конусно-циліндричним наконечником.

4. **Микола Ткачук**, **Андрій Грабовський**, **Микола Ткачук-мол.**, **Сергій Куценко** (Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна). Контактна взаємодія тіл в умовах пружно-пластичного деформування матеріалів.

СЕКЦІЯ 3

СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ, ПОВЕРХНЕВЕ ОБРОБЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ

1. **Галина Веселівська**, **Михайло Студент**, **Володимир Гвоздецький**, **Христина Задорожна** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). Характеристики покриттів одержаних у процесі твердого анодування алюмінію.

2. **Володимир Гвоздецький**, **Христина Задорожна**, **Галина Веселівська** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). Вплив тиску повітряного струменю на властивості електродугових покриттів.

3. **Андрій Гупка**, **Ігор Ярема**, **Василь Гупка** (Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна). Трибологія важконавантажених пар тертя автомобілів. Методика дослідження.

4. Ольга Звірко, Олександр Цирульник, Галина Кречковська, Ольга Максимів, Петро Соловей (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). Вплив наводнювання на відшарування у гібридних композитах на межі розділу метал-полімер.

5. Олег Козачок (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна). Локальне фрикційне зношування пружних півпросторів за ковзного контакту із виступами.

6. Володимир Онишкевич (Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна). Модель «третього тіла» в контактних задачах.

7. Едуард Плешаков, Сергій Швачко, Лідія Богун, Назар Близнюк (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). Ефекти застосування лазерного азотування титанових сплавів.

8. Чеслав Пулька, Віктор Сенчишин, Ігор Окіпний (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна). Оцінка якості товщини наплавленого шару металу при віброіндукційному наплавленні.

9. Олег Ткачук, Роман Проскурняк, Ірина Погрелюк, Олександр Лук'яненко (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). Вплив оксидування на формування захисного гідроксиапатитного покриття на титановому сплаві ВТ6.

10. Василь Труш (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна), **Петро Стосв** (Інститут фізики твердого тіла, матеріалознавства та технологій ННЦ «ХФТІ» НАН України, м. Харків, Україна), **Віктор Федірко, Ірина Погрелюк** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна), **Віктор Воєводін** (Інститут фізики твердого тіла, матеріалознавства та технологій ННЦ «ХФТІ» НАН України, м. Харків, Україна). Вплив модифікування приповерхневого шару сплаву Zr-1%Nb киснем на довговічність за симетричного чистого згину.

11. Віталій Пустовий, Олексій Немчук, Павло Семенов (Одеський національний морський університет МОН України, м. Одеса, Україна), **Мирослава Греділь** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). Закономірності експлуатаційної деградації металоконструкцій морського портового перевантажувального обладнання.

СЕКЦІЯ 6 ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ І ТЕХНОЛОГІЯХ

1. Олександр Бездір, Василь Шопа (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, м. Львів, Україна). Контакт з тертям системи коаксіальних циліндричних оболонок з неоднорідним заповнювачем.

2. Анатолій Дем'яненко, Дмитро Ключник, Вікторія Гурідова (Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна). Пружні системи з двохвильовим характером коливань – механічні, математичні моделі, їх особливості, деякі аналогії та дослідження.

3. Андрій Заграй, Ярослав Новіцький, Ірина Луцюк, Зенон Боровець (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). Використання вібраційної машини в якості активатора вапна.

4. Віталій Корендій, Олександр Качур, Юрій Новіцький, Петро Дмитерко (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). Вібраційний бункерний живильник одномасової структури.

5. Володимир Майструк (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). Дослідження структури газового потоку у циклоні з проміжним відведенням осадженого пилу.

6. Микола Шульженко, Антон Ольховський (Інститут проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного, м. Харків, Україна). Вплив зміни геометрії на вібронапруженість лопаток при відновлювальному ремонті останнього ступеня парової турбіни.

ДРУГЕ СЕКЦІЙНЕ ЗАСІДАННЯ

21 травня 2021 р.

10.00—17.00

Доповіді (тривалість до 10 хв)

СЕКЦІЯ 2

МАТЕМАТИЧНІ ТА ФІЗИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРІЩИН У МЕХАНІЦІ

1. Олександр Андрейків (Львівський національний університет ім. Івана Франка, м. Львів, Україна), **Ірина Долінська** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна), **Святослав Настасяк** (Львівський національний університет ім. Івана Франка, м. Львів, Україна). **Оцінка періоду докритичного росту малих плоских тріщин в елементах конструкцій за дії довготривалого розтягу і корозійного середовища.**

2. Андрій Васишин (Львівський національний університет ім. Івана Франка, м. Львів, Україна), **Георгій Сулим** (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна). **Вплив інтерфейсу високої теплопровідності обмежених біматеріальних тіл на взаємодію внутрішніх тріщин.**

3. Роман Квіт, Тетяна Сало (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Імовірнісний підхід до оцінки міцності керамічних матеріалів.**

4. Галина Кречковська, Андрій Лісничук (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна; Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна), **Мирон Головчук, Олександра Студент** (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). **Чинники впливу на напруження в феритній матриці експлуатованої теплозв'язаної сталі в околі включень вздовж меж зерен.**

5. Роман Кушнір, Георгій Сулим (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна), **Ярослав Пастернак** (Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна). **Просторові задачі термоелектропружності анізотропних тіл з неплоскими тріщинами.**

6. Михайло Марчук (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна; Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна), **Віра Пакош** (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна), **Володимир Харченко** (Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля», м. Дніпро, Україна), **Микола Хом'як** (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна; Львівський національний університет ім. Івана Франка, м. Львів, Україна). **Математична модель для визначення фізико-механічних характеристик перехресно армованих композитів.**

7. Йосиф Піскозуб (Українська академія друкарства, м. Львів, Україна). **Моделювання тонкої багатозарової міжфазної неоднорідності у біматеріалі за умов поздовжнього зсуву.**

8. Роман Пороховський, Юрій Пороховський (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Оцінювання впливу залишкових напружень на міцність зварного з'єднання податливих на зсув металевих оболонок з тріщинами.**

9. Христина Середницька, Ростислав Мартиняк (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна). **Частковий контакт берегів міжфазної теплопроникної щілини у різнорідному біматеріалі.**

10. Віктор Силованюк, Наталія Івантишин (Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів, Україна). **Заліковування тріщини в умовах циклічного навантаження.**

11. Юрій Токовий, Дмитро Бойко (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна). **Розв'язки просторової задачі теорії пружності для трансверсально ізотропного півпростору.**

СЕКЦІЯ 4
ПРОЄКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ

1. Василь Бритковський, Антон Лішук (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Діагностування витратомірів повітря систем керування двигуном.**

2. Станіслав Войтків (Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів, Україна). **Напрямки створення перспективних міських електробусів на основі нетрадиційних компоновальних схем.**

3. Петро Гащук (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, м. Львів, Україна), **Сергій Нікіпчук** (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Коефіцієнт тепловіддачі як розмірний параметр безрозмірного співвідношення подібності.**

4. Михайло Глобчак, Олег Сороківський, Ростислав Іванів, Роман Голишев (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Аналіз доцільності застосування ремонтних розмірів при відновленні ДВЗ.**

5. Густав Гудз (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна), **Микола Герис** (Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна), **Остап Коляса, Роман Пельо** (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Моделі оцінки витривалості відновлених деталей, що впливають на активну безпеку автомобіля.**

6. Густав Гудз, Роман Пельо, Олег Коцюмбас, Олександр Мاستикаш (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Обґрунтування вибору коробки перемикачів передач для міського транспортного засобу.**

7. Ігор Дмитрів, Олена Джанаєва (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Застосування когнітивних систем для діагностики складних технічних систем.**

8. Роман Качмар (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Проблеми комплексної оцінки рівня екологічної безпеки автомобілів з різними енергоустановками.**

9. Богдан Кіндрацький, Роман Літвін (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Динамічні навантаження у ланках приводу автомобіля з двомасовим маховиком.**

10. Богдан Кіндрацький, Олексій Осмак (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Вплив положення центра мас на плавність ходу електромобілів категорії N1.**

11. Михайло Кравцов (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна). **Теплова система опалення.**

12. Степан Немий (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Техніко-економічний аспект капітального ремонту автомобілів.**

13. Віктор Падляк, Роман Качмар (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Вплив продуктивності насоса системи охолодження двигуна на температуру відпрацьованих газів теплообмінника системи EGR.**

14. Микола Цюман (Національний транспортний університет, м. Київ, Україна), **Сергій Сосіда** (ДП «ДержавтотрансНДІпроект», м. Київ, Україна), **Іван Садовник, Ігор Садовник** (Національний транспортний університет, м. Київ, Україна). **Система моніторингу експлуатаційної ефективності автомобільного двигуна.**

15. Ігор Щур (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна), **Станіслав Войтків** (Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів, Україна). **Дводвигунний тяговий привод з електронним диференціалом для електричних транспортних засобів.**

16. Євген Форнальчик (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Вплив коефіцієнта динамічності транспортних засобів на їхню продуктивність.**

СЕКЦІЯ 5

ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ ПРИВОДІВ МАШИН

1. Григорій Аврунін, Ігор Кириченко, Олександр Резніков, Ірина Мороз (*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна*). Розробка методики натурних досліджень об'ємного гідропривода стрілового підйомника.

2. Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко (*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна*), **Роман Протасов** (*Словацький технічний університет в Братиславі, м. Братислава, Словаччина*). Алгоритм пошуку раціональних параметрів зубчастих зачеплень трансмісії колісних машин.

3. Антон Вавилов (*Білоруський національний технічний університет, м. Мінск, Білорусь*), **Богдан Сологуб, Олег Паращин** (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*). Питоме навантаження поверхонь тертя запобіжних фрикційних муфт підвищеної навантажувальної здатності.

4. Володимир Гелетій, Олена Ланець (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*). Розроблення комп'ютерних моделей механічних систем з довгомірними балковими і канатними елементами.

5. Сергій Зданевич (*Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна*), **Родіон Погребняк, Степан Зданевич** (*Національна металургійна академія України, м. Дніпро, Україна*). Моделювання навантаження, напружено-деформований стан та раціональне проєктування несучої конструкції причіпного широкозахватного посівного комплексу.

6. Ігор Кириченко, Олександр Резніков, Антон Книщенко (*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна*). Визначення коефіцієнту збільшення площі опорної поверхні мобільного підйомника при застосуванні опорного пристрою з кутовими та виносними опорами.

7. Андрій Кичма, Юрій Новіцький, Ростислав Предко (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*). Ремонт важкодоступних ділянок магістральних трубопроводів з пошкодженою ізоляцією і корозійними дефектами.

8. Володимир Малащенко, Ярослав Новицький (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*), **Василь Федик** (*Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу, м. Дрогобич, Україна*). Напружено-деформований стан в контакті ролика з біговою доріжкою обойми опорно-поворотного пристрою автокрану.

9. В'ячеслав Пасіка, Володимир Зохнюк, Дмитро Роман (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*). Динамічний аналіз механізму довбального верстата.

10. Ігор Пімонов, Максим Федючков (*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна*). Методи визначення похибок при діагностуванні гідроприводу.

11. Роман Протасов (*Словацький технічний університет в Братиславі, м. Братислава, Словаччина*), **Олександр Устиненко, Олексій Бондаренко** (*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна*). Експериментальні дослідження зносу зубчастої передачі з еволютним зачепленням.

12. Владислав Проценко, Михайло Бабій, Данило Маринченко, Андрій Білоконь (*Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна*). Напрямки підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу.

13. Володимир Семенюк, Олександр Вудвуд, Олександр Кнюх (*Державний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна*). Обґрунтування ефективності застосування гідродинамічних гальм у підйомно-транспортних машинах.

14. Богдан Сологуб, Ярослав Данило (*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна*). Аналіз та вибір оптимальних параметрів роботи пасажирських підвісних канатних доріг.

15. Павло Ткач (Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона Національної академії наук України, м. Київ, Україна), **Олександр Башта, Павло Носко** (Національний Авіаційний Університет, м. Київ, Україна), **Євген Медведєв** (Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля, м. Северодонецьк, Україна). **Циліндричні зубчасті колеса з підвищеними характеристиками зачеплення.**

16. Леонід Хмара, Михайло Спільник (Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, м. Дніпро, Україна). **До аналітичного визначення зусиль розвантаження ковшів скрепера.**

17. Володимир Малащенко (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна), **Петро Коруняк, Іван Керницький, Роман Беспалов** (Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна). **Передумови розробки вібраційних транспортувальних робототехнічних систем.**

СТЕНДОВІ ДОПОВІДІ

1. Галина Гарматій (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна), **Михайло Глобчак, Олег Дацюк** (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Визначення та дослідження неусталеного теплового стану тришарового порожнистого термочутливого циліндра за умов складного теплообміну.**

2. Микола Махоркін (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів, Україна), **Тетяна Махоркіна** (Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна). **З'ясування напружено-деформованого стану ортотропного композитного клина за антиплоскої деформації.**

3. Леонід Хмара (ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», м. Дніпро, Україна), **Антон Холодов, Андрій Коровко, Дмитро Репета** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна). **Формування енергоефективних методів проектування і модернізації машин.**

4. Віктор Яглінецький (Державний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна), **Юрій Даник** (Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна), **Ігор Чепков** (Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, м. Київ, Україна). **Принципи створення конструктивних варіантів бойових платформ підвищеної прохідності.**

5. Володимир Семенюк, Валерій Лінгур, Ігор Крітіко (Державний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна). **Підвищення точності захисту мостових кранів від перевантаження застосуванням важільно-пружинного обмежувача вантажопідйомності.**

6. Олег Стрілець (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна), **Володимир Малащенко** (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна). **Алгоритм рішення задач при проектуванні пристроїв зміни швидкості через сонячне колесо зубчастого диференціала з замкнутою гідросистемою.**

Прийняття ухвали

Закриття роботи Симпозіуму (17.00 – 17.30)

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



15-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛЬВОВІ

Матеріали симпозиуму

15-th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv

Proceedings

Львів

20 — 21 травня 2021 р.

Ч 665
УДК 531+621+669+681

15-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 20 – 21 травня 2021 р.): матеріали симпозіуму. – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2021. – 164 с.

Опубліковані матеріали доповідей, виголошені авторами на 15-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. До збірника ввійшли 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, 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 закладів вищої освіти, інженерів та студентів.

Редакційна колегія:

Б. Кіндрацький (голова), Р. Качмар (секретар),
Р. Кушнір, О. Ланець, Г. Никифорчин, Ю. Пороховський

© Національний університет «Львівська політехніка»,
автори, 2021
© Оформлення ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД», 2021

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

УДК 629.454.22

КОМПУНУВАЛЬНІ СХЕМИ СПАЛЬНИХ КУПЕЙНИХ ВАГОНІВ ПІДВИЩЕНОЇ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ НОВОЇ ГЕНЕРАЦІЇ

LAYOUT SCHEMES OF SLEEPING COMPARTMENT WAGONS OF THE INCREASED COMFORT OF NEW GENERATION

Станіслав Войтків

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

The proposed layout schemes for sleeping compartment wagons of increased comfort with a capacity of 20 people, located in single compartments, equipped with a sleeping sofa, a soft seat, a folding table, a flexible lamp of individual lighting, a washbasin with a mirror, a container for garbage, an open wardrobe for outerwear, a luggage rack, a stall for hand luggage. The wagons are equipped with four toilet rooms and a shower cabin.

Сфера перевезень пасажирів залізничним транспортом на нинішній період характеризується наявністю великої кількості проблем, пов'язаних, зокрема, з рухомим складом. Особливо плачевний стан зі спальними купейними та плацкартними вагонами, більшість з яких (понад 85 %) уже давно вичерпала експлуатаційний ресурс. Крім того, вимоги пасажирів до рівня комфортабельності перевезень за останнє десятиліття суттєво зросли. І мова не тільки про степінь чистоти у вагонах, про якість постільної білизни та інших послуг. Адже загальний рівень комфортабельності навіть спальних купейних вагонів класу СВ залишається однаковим ось уже на протязі 80 років. Уже давно назріла нагальна необхідність забезпечення української залізниці новими, більш комфортабельними вагонами, які здатні забезпечити вимоги пасажирів різного рівня достатку. Один з напрямків створення нових перспективних конкурентоспроможних спальних вагонів полягає у застосуванні однотоамбурної схеми, рекомендованої ще у 2007 році у роботі [1], та поздовжнього розміщення одномісних пасажирських купе. Збільшення рівня комфортабельності спальних купейних вагонів можливе за рахунок їх обладнання більшою кількістю туалетних приміщень, бодай однією душовою кабіною та одномісними купе без зменшення вмістимості, яка для вагонів класу СВ(2) виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» моделі 61-779А становить 20 чол. Варіант запропонованої компонувальної схеми спального купейного вагона класу СВ(1) наведений на рис. 1.

Поздовжнє розміщення пасажирських купе замість поперечного у вагонах 61-779А забезпечує таку ж загальну вмістимість перспективних вагонів нової генерації – 20 чол. Крім того, одномісні купе запропонованих вагонів додатково обладнані м'яким сидінням, гнучким світильником, рукомийником з дзеркалом та контейнером для сміття.

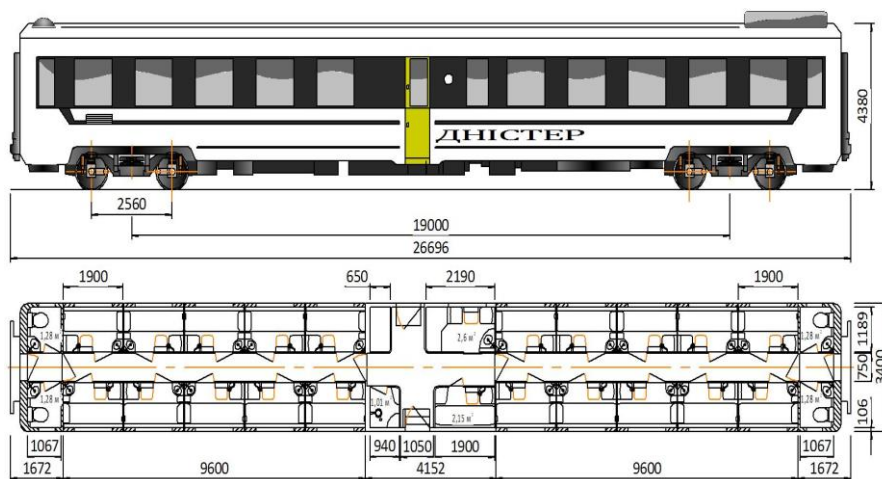


Рис. 1. Компонувальна схема перспективного спального купейного вагона моделі sV-ng.01 класу СВ(1) нової генерації значно вищого рівня комфортності вмістимістю 20 осіб

Єдине тамбурне приміщення об'єднане зі службовим купе провідників, купе для їх відпочинку, з душовою кабіною та опалювально-технічним блоком. Оскільки за давніми вимогами спальна полиця у купе відпочинку провідників чомусь не повинна бути розміщеною вздовж боковини кузова вагона, розроблена інша компоновальна схема вагона (рис. 2).

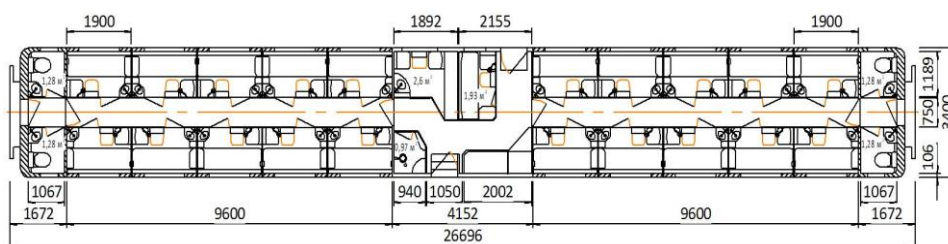


Рис. 2. Компонувальна схема перспективного спального купейного вагона моделі sV-ng.02 класу СВ(1) нової генерації значно вищого рівня комфортності вмістимістю 20 осіб

Розмірні параметри спальних диванів – довжина 1,9 м і ширина – 0,65 м пропонувані вагонів однакові за довжиною і більші на 0,05 м у порівнянні з вагоном 61-779 А.

Безпечність пропонувані вагонів з умови кількості евакуаційних виходів-дверей оцінюється коефіцієнтом безпечності, який враховує кількість пасажирів та провідників у вагоні та кількість виходів, без ураховання вікон

$$k_{евд}^1 = \frac{n_{nac} + n_{np}}{n_{де}}, \quad (1)$$

$$k_{евд}^2 = \frac{n_{nac} + n_{np}}{n_{де} + 2}, \quad (2)$$

де n_{nac} – кількість пасажирських місць у вагоні, осіб; n_{np} – кількість провідників у вагоні, осіб; $n_{де}$ – кількість дверей у боковинах кузова вагона, од.; 2 – кількість провідників у вагоні, осіб.

У спальних купейних вагонах моделі 61-779 із загальною вмістимістю 40 осіб. налічується четверо дверей у боковинах та двоє у торцях їх кузовів, тобто їх коефіцієнти безпечності становлять $k_{евд}^1 = 10,5$ осіб/вих. та $k_{евд}^2 = 7$ осіб/вих. Коефіцієнти безпечності спальних плацкартних вагонів моделі 61-779П вмістимістю 58 чол. рівні $k_{евд}^1 = 15$ осіб/вих. та $k_{евд}^2 = 10$ осіб/вих.

Коефіцієнти безпечності пропонувані перспективних спальних купейних вагонів нової генерації, обладнаних лише одним тамбуром, становлять $k_{евд}^1 = 11$ та $k_{евд}^2 = 5,5$. Отже, за коефіцієнтами безпечності вагони пропонувані проектів суттєво переважають плацкартні вагони і поступаються лише купейним вагонам 2-го класу за $k_{евд}^1$. Рівень комфортабельності вагонів $k_{ком}$ проектів sV-ng.01 та sV-ng.02, визначений за методикою, наведеною у [3], становить, відповідно, 15,2 та 14,77 проти 3,63 у вагонів моделі 61-779А, тобто, більш ніж у 4 рази вищий.

1. Основные принципы и критерии технических требований к техническим средствам для использования их на пространстве 1520: Документ 998_314. Законодавство України: офіц. веб-сайт. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/998_314/sp:tex25. (дата звернення: 23.04.2021). 2. ПАТ «Крюковский вагоностроительный завод». Пассажирское вагоностроение. Каталог. URL: <http://www.kvsz.com/images/catalogs/tsn.pdf> (дата звернення: 27.04.2021). 3. Войтків С. В. Методика оцінки рівня комфортабельності пасажирських купейних спальних вагонів. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2020. № 1 (85). С. 44-55.

УДК 539.3

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ПОВЕРНЕННЯ І БАГАТОРАЗОВОГО ВИКОРИСТАННЯ КОНСТРУКЦІЙ КОСМІЧНИХ РАКЕТНИХ НОСІЇВ З ПОЗИЦІЙ МІЦНОСТІ

ANALYSIS OF THE PROBLEM OF RETURN AND REUSE STRUCTURES OF SPACE ROCKETS CARRIER FROM THE STANDPOINT OF STRENGTH

Дмитро Клименко, Анатолій Тонконоженко, В'ячеслав Гусев, Володимир Бабуров

*Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля»,
вул. Криворізька, 3, м. Дніпро, 49008, Україна*

On the base of design development of structural schemes, flight trajectories and operating conditions of the space launch vehicle "Cyclone-5" first stage structure, which occur during the stages of separation, descent from orbit, landing and restart a space launch vehicles, the spectrum of new specific cases of loading is considered and research of durability of a design is carried out.

Проблема багаторазового використання конструкцій космічних ракет-носіїв (РН) є одним з обумовлюючих компонентів для розвитку актуального і перспективного напрямку в галузі космічних технологій, що забезпечують створення новітніх зразків у сучасному конкуруючому середовищі розробників ракетно-космічної техніки.

Принциповою основою для успішної реалізації концепції багаторазового використання є забезпечення міцності конструкцій, що повертаються, в умовах повторних пусків ракет-носіїв.

У доповіді, на основі проектно-розробки конструктивних схем, траєкторій польоту та умов експлуатації конструкції I-го ступеня космічної ракети-носія «Циклон-5», що виникають на етапах відділення, спуску з орбіти, посадки та повторного запуску РН, розглянуто спектр нових специфічних випадків навантаження і проведено дослідження міцності конструкції.

На основі результатів комплексного аналізу умов навантаження і міцності конструкцій РН, що повертаються, проведеного для розрахункових випадків експлуатації при повторних спусках і запусках, визначено основні технічні вимоги з позицій міцності, що необхідні для вирішення проблеми повернення і багаторазового використання ракетних систем.

УДК 620.178

КОНЦЕПЦІЯ ВРАХУВАННЯ ВПЛИВУ ВОДНЮ НА ЗМІНУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТА РУЙНУВАННЯ ВИСОКОМІЦНИХ ВАЖКООБРОБЛЮВАНИХ СТАЛЕЙ ТА СПЛАВІВ В УМОВАХ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ, КОЧЕННЯ ТА ЗА МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

THE CONCEPT OF TAKING INTO ACCOUNT THE IMPACT OF HYDROGEN ON CHANGING THE PROPERTIES AND DESTRUCTION OF HIGH-STRENGTH HEAVY-TREATED STEEL AND ALLOYS UNDER CONDITIONS OF SLIDING, ROLLING AND MECHANICALLY

Валерій Колесніков^{1,2}, Олександр Балицький¹, Марія Гаврилюк¹, Ольга Ревякіна^{1,2}, Любомир Іваськевич¹

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

There are some provisions regarding the consideration of the influence of hydrogen on the behavior and destruction of high-strength heavy-duty steels.

Експлуатація деяких деталей та вузлів тертя може відбуватись в контактi з воденьвмісними технологічними середовищами. Внаслідок підвищення температури, можливе протікання таких хімічних реакцій, коли водень може потрапляти до поверхневих, або підповерхневих шарів матеріалу деталей трибоз'єднання, та пришвидшувати його руйнування. Але дослідити такі процеси та визначити, яку саму частку складає вплив водню на руйнування під час тертя та спрогнозувати довговічність трибоз'єднання все ще залишається актуальною прикладною задачею [1].

На думку автора [2] при дослідженні водневого зношування слід звернути увагу на теорію внутрішнього тиску, що виникла при спостереженні за утворенням водневого здуття при введенні в сталь газоподібного водню. Дуже високий тиск газоподібного водню, створюється у внутрішніх мікротріщинах і порах, викликає пластичну деформацію або руйнування по площинах спайності і коалесценцію мікротріщин і пор.

Наші попередні дослідження [3 – 5] дозволили продовжити цю теорію, включивши до неї, ще і інші фактори, що впливають на руйнування високоміцних сплавів. А саме: проникнення водню, внаслідок трибодиструкції змащувальне охолоджувальної рідини (ЗОР). Підвищений вміст водню, в продуктах різання та зношування, був зафіксований за допомогою прецензійних досліджень [5].

Узагальнюючи отримані дані можна навести наступну схему (рис. 1).

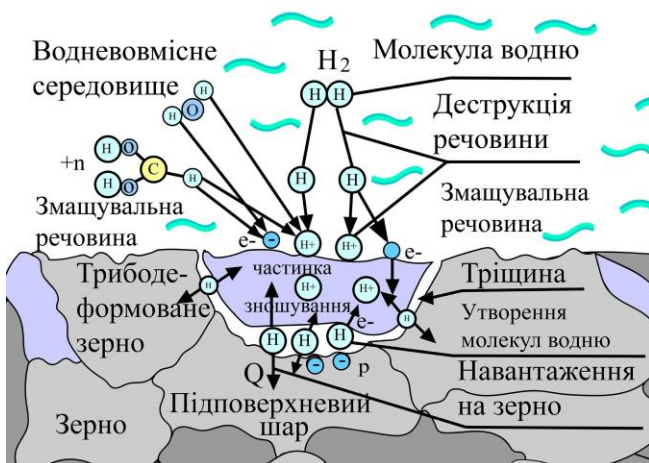


Рис. 1. Схема: один з варіантів впливу водню на процеси руйнування в умовах тертя

Високоміцні важкооброблювальні сталі та сплави також широко застосовуються в енергомашинобудуванні, але виникає потреба в їх механічній обробці в т. ч. під час ремонтних робіт [6].

В зоні точіння існують умови (температура, високі тиски, каталітичний вплив ювенільних поверхонь металу та ін.) при яких можливе протікання хімічної взаємодії між молекулами зовнішнього середовища та оброблюваним металом. За рахунок термо-механічної деструкції органічних воденьвмісних сполук ЗОР в процесі обробки утворюються активні радикали жирних кислот, вуглеводневі радикали та атомарний водень.

Водень локалізує та інтенсифікує процеси пластичної деформації і полегшує руйнування за рахунок проникнення до утвореної випереджаючої мікротріщини. Активні радикали за рахунок хемосорбції взаємодіють з ювенільною поверхнею, оброблюваної деталі та інструментом, зменшуючи енергозатрати під час точіння.

Водень знижує енергетичні витрати на руйнування деяких структурних та фазових складових за рахунок їх диспергування. На початкових етапах водень (при насиченні воднем при тиску 1 МПа (рис. 2а)) пластифікує матеріал, а потім окрихчує (після насичення при 10 МПа (рис. 2б)), що також позначається на розмірах та морфології стружки (рис. 2 в,г – стружки, що утворились після тривалої експлуатації у воденьвмісному середовищі).

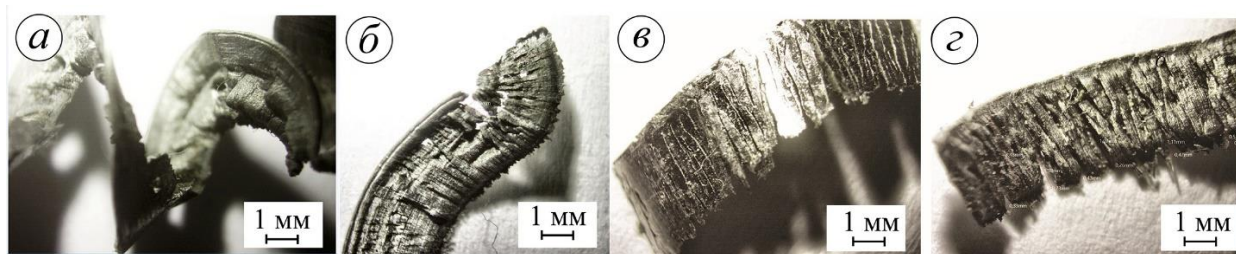


Рис. 2. Стружка після наводнення сталі 38ХНЗМФА: 1 МПа, 300 °С – а; 10 МПа, 600 °С – б; Стружка відокремлена з деградованої поверхні яка експлуатувалась у воденьвмісному середовищі: вигляд зовнішній – в, вигляд внутрішній – г

Стружка, що мала комплексний вплив воденьвмісних технологічних середовищ (вилучена після проведення ремонтних робіт з деградованих ділянок роторів турбогенераторів) була більш «текстурованою» ніж стружка, що була наводнена в лабораторних умовах.

1. Балицький О., Колесніков В., Гаврилюк М., Еліаш Я. Діагностування пошкоджень та руйнування важкооброблювальних сплавів за результатами досліджень продуктів зношування та різання // 13-й Міжн. симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Тез. доповідей. – Львів. 18-19 травня 2017. – С. 189-191. 2. Прозоров Я.С. Особенности водородного изнашивания деревообрабатывающего оборудования // «Новые материалы и технологии в машиностроении». XIV – я Международная научно-техническая конференция. 10.10.2011 - 10.11.2011, г. Брянск. 3. Balyts'kyi, O.I., Kolesnikov, V.O., Elias, Y., Havrylyuk, M.R. Specific Features of the Fracture of Hydrogenated High-Nitrogen Manganese Steels Under Conditions of Rolling Friction. *Materials Science. Volume 50, Issue 4, 1 January 2015, Pages 604-611. DOI: 10.1007/s11003-015-9760-9.* 4. O.A. Balitskii, V.O. Kolesnikov, A.I. Balitskii. Wear resistance of hydrogenated high nitrogen steel at dry and solid state lubricants assistant friction // August 2019 *Archives of Materials Science and Engineering* 2(98):57-67. DOI: 10.5604/01.3001.0013.4607. 5. O.A. Balitskii, V.O. Kolesnikov, A.I. Balitskii, J.J. Elias, M.R. Havrylyuk, Hydrogen effect on the high-nickel surface steel properties during machining and wear with lubricants, *Archives of Materials Science and Engineering* 104/2 (2020) 49-57. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0014.4894>. 6. Balyts'kyi, O.I., Kolesnikov, V.O., Havrylyuk, M.R. Influence of Lubricating Liquid on the Formation of the Products of Cutting of 38KhN3MFA Steel. *Materials Science. Volume 54, Issue 5, 15 March 2019, Pages 722-727. DOI: 10.1007/s11003-019-00238-7.*

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОНТИНУАЛЬНОЇ ДІЛЯНКИ ВІБРОМАШИНИ

STRENGTH ANALYSIS OF CONTINUOUS SECTION OF VIBRATORY MACHINE

Олексій Ланець, Олександр Качур, Віталій Корендій

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

The advantages of using the continuous section (flexible rod) as a third ultralight mass of the inter-resonance mechanical oscillatory system are considered. The calculation of the strength parameters of the rod sections depending on their deflections are carried out.

Тримасовою міжрезонансною механічною коливальною системою називається така система, в якій вимушена (робоча) колова частота Ω знаходиться між двома власними частотами $\Omega_{e1} < \Omega < \Omega_{e2}$. Зведення двох резонансних піків у таких коливальних системах дає змогу накопичувати високий динамічний потенціал коливальної системи на відносно вузькій частотній області. Завдяки цьому такі коливальні системи забезпечують за тих самих значень збудовувальних зусиль значно вищі амплітуди коливань мас. Однак вагомим недоліком таких коливальних систем є те, що третя реактивна маса m_3 є малою, а її амплітудно-частотна характеристика в міжрезонансній зоні стрімкоподібна. Це призводить до ускладнення забезпечення міжрезонансного режиму, особливо у системах з електромагнітним приводом (биття якоря об осердя з котушками вібробуджувача). Дебалансний привод не завжди має змогу ввійти у міжрезонансну зону (наявність ефекту Зоммерфельда).

Тож можна стверджувати, що дискретні структури вичерпали свій потенціал, оскільки не в стані забезпечити стійку зону коливань для надлегких реактивних мас, амплітудно-частотні характеристики яких у міжрезонансній зоні є стрімкоподібними. Кращими властивостями в даному випадку може володіти гнучке тіло, тобто континуальна ділянка, яка оптимально поєднує у собі інерційні та жорсткісні параметри. Власне наявність консолі, коливальний рух вільного кінця якої умовно не обмежується, забезпечить можливість накопичення необхідних інерційних сил в реактивному вузлі (континуальній ділянці), необхідних для приведення в рух усієї механічної коливальної системи. Проте виникає необхідність у визначенні напружень, які виникають у континуальній ділянці для забезпечення довговічності роботи вібраційного обладнання.

Використовуючи формулу Нав'є та спрощене диференціальне рівняння пружної лінії стержня сталого поперечного перерізу, можна визначити нормальні напруження в поперечному перерізі стержня при його чистому згині (рис. 1).

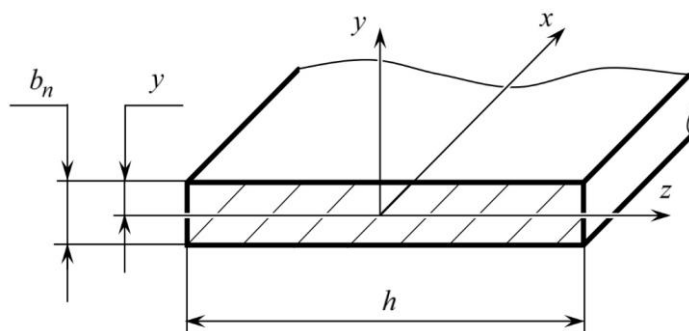


Рис. 1. Поперечний переріз континуальної ділянки (стержня)

Найбільший інтерес представляють напруження на поверхні стержня, тобто на відстані:

$$y = \frac{b_n}{2}, \quad (1)$$

що максимально віддалена від нейтральної лінії перерізу стержня. Саме там будуть виникати максимальні напруження.

Розподіл нормальних напружень на поверхні континуальної ділянки складе:

$$\sigma(x) = E \frac{J_z \frac{d^2 w(x)}{dx^2} y}{J_z} = \frac{E b_n}{2} \frac{d^2 w(x)}{dx^2}. \quad (2)$$

Згідно встановлених прогинів визначимо напруження на окремих ділянках стержня (континуальної ділянки) (рис. 2).

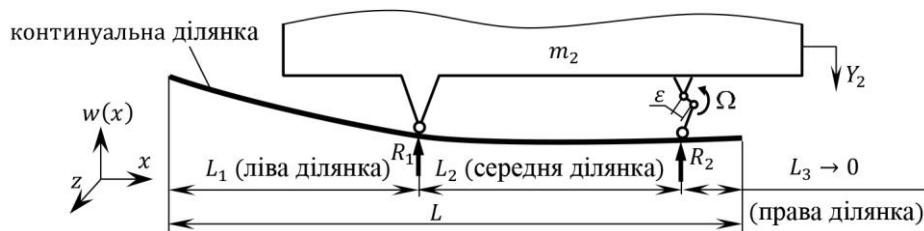


Рис. 2. Схема прогинів континуальної ділянки

Напруження відповідно лівої $\sigma_{лів}$ ($x \in [0..0,475]$), середньої $\sigma_{сеп}$ ($x \in [0,475..0,83]$) та правої $\sigma_{пр}$ ($x \in [0,83..0,8301]$) ділянок стержня, становитиме:

$$\sigma_{лів}(x) = \frac{E b_n}{2} \cdot \frac{d^2 w_{лів}(x)}{dx^2} = \frac{E b_n}{2} \cdot \left[A \left(\frac{1}{2} (\operatorname{ch}(\xi x) \xi^2 - \cos(\xi x) \xi^2) \right) + B \left(\frac{1}{2} (\operatorname{sh}(\xi x) \xi^2 - \sin(\xi x) \xi^2) \right) \right]; \quad (3)$$

$$\sigma_{сеп}(x) = \frac{E b_n}{2} \cdot \frac{d^2 w_{сеп}(x)}{dx^2} = \frac{E b_n}{2} \left[A \left(\frac{1}{2} (\operatorname{ch}(\xi x) \xi^2 - \cos(\xi x) \xi^2) \right) + B \left(\frac{1}{2} (\operatorname{sh}(\xi x) \xi^2 - \sin(\xi x) \xi^2) \right) + \frac{R_1}{\xi^3 E J_z} \left(\frac{1}{2} \operatorname{sh}(\xi(x-L_1)) \xi^2 + \sin(\xi(x-L_1)) \xi^2 \right) \right]; \quad (4)$$

$$\sigma_{пр}(x) = \frac{E b_n}{2} \cdot \frac{d^2 w_{пр}(x)}{dx^2} = \frac{E b_n}{2} \left[A \left(\frac{1}{2} (\operatorname{ch}(\xi x) \xi^2 - \cos(\xi x) \xi^2) \right) + B \left(\frac{1}{2} (\operatorname{sh}(\xi x) \xi^2 - \sin(\xi x) \xi^2) \right) + \frac{R_1}{\xi^3 E J_z} \left(\frac{1}{2} \operatorname{sh}(\xi(x-L_1)) \xi^2 + \sin(\xi(x-L_1)) \xi^2 \right) + \frac{R_2}{\xi^3 E J_z} \left[\frac{1}{2} \operatorname{sh}[\xi(x-(L_1+L_2))] \xi^2 + \sin[\xi(x-(L_1+L_2))] \xi^2 \right] \right]. \quad (5)$$

Проводячи розрахунок згідно виразів (3) – (5), розподіл напружень по довжині стержня матиме вигляд, наведений на рис. 3. Як бачимо, найбільші напруження спостерігаються в околі шарнірного кріплення першої опори. Дана точка є місцем перегину лівої та середньої ділянок стержня і напруження в ній становить $\sigma_{\max} = 352,3$ МПа. Допустиме нормальне напруження на згин при знакозмінних навантаженнях для сталі 60С2А становить $[\sigma_{-1}] = 392$ МПа, тому можемо констатувати, що умова міцності витримується.

Таким чином, можемо стверджувати, що континуальна ділянка надійно забезпечує міжрезонансний режим роботи дискретно-континуальної коливальної системи, розвиваючи високі амплітуди коливань (на вільному кінці $w_{лів}(0) = 0,065$ м), необхідні для формування інерційних сил (свого роду сил збурення, що власне і «розганяють» коливальну систему).

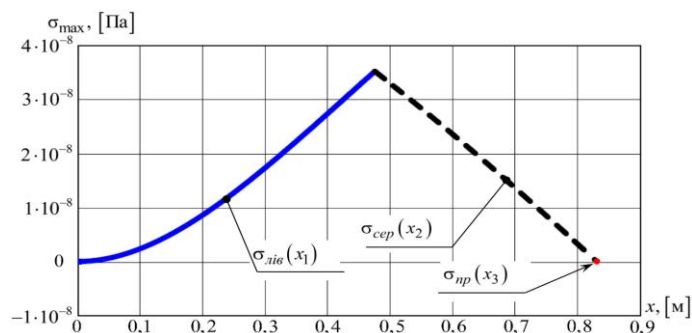


Рис. 3. Етюра напружень у континуальній ділянці

Наявність відносно великого вильоту консолі забезпечує виконання умови міцності в континуальній ділянці.

УДК 621.87

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ТА ПОВОРОТУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА

MATHEMATICAL MODEL OF DYNAMICS OF LUFFING AND SLEWING OF PIN-CONNECTED BOOM OF HOISTING CRANE

Вячеслав Ловейкін, Юрій Ромасевич

Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна

A mathematical model of dynamics of luffing and slewing of pin-connected boom of hoisting crane, which includes nonlinear differential equations of mechanical system movement, and differential equations in Cauchy form, which refer to the electromagnetic transient processes in drives, have been developed in the work.

При роботі вантажопідійомних кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою досить часто з метою підвищення продуктивності здійснюють суміщення операцій зміни вильоту та повороту стрілової системи. В цьому випадку спостерігаються значні динамічні навантаження в елементах конструкції крана та приводних механізмів при одночасному просторовому розгойдуванні вантажу на гнучкому підвісі.

Для теоретичного дослідження цих навантажень та коливань вантажу на гнучкому підвісі розроблено динамічну модель спільного руху механізмів зміни вильоту та повороту вантажопідійомного крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою. При побудові такої динамічної моделі вважаємо, що всі елементи стрілової системи є твердими тілами, окрім вантажу на гнучкому підвісі. В процесі спільного руху механізмів зміни вильоту та повороту крана динамічну модель стрілової системи представляємо як голономну механічну систему з чотирма ступенями вільності. За узагальнені координати такої системи приймаємо кутову координату повороту стріли та лінійну горизонтальну координату переміщення центру мас вантажу в площині зміни вильоту, а також кутові координати повороту стрілової системи та вантажу в площині повороту крана.

Для складання диференціальних рівнянь руху механічної частини стрілової системи крана використано рівняння Лагранжа другого роду. Однак при цьому виникли певні труднощі при записі функції кінетичної енергії спільного просторового руху елементів стрілової системи при роботі

механізмів зміни вильоту та повороту крана, оскільки елементи стрілової системи (стріла, хобот, відтяжка, коромисло механізму врівноваження, важелі тощо) мають складну геометрію та нелінійне розподілення мас кожної ланки стрілової по власній довжині. Ця задача вирішувалась шляхом складання елементарної кінетичної енергії для окремих матеріальних точок кожної ланки стрілової системи. Після цього здійснювалось інтегрування по масі цих елементарних функцій кінетичної енергії з урахуванням розподілення мас кожної ланки стрілової системи.

У механізмах зміни вильоту та повороту стрілової системи крана використовуються асинхронні електродвигуни змінного струму, рушійні моменти яких визначені з динамічних механічних характеристик з метою врахування електромагнітних перехідних процесів в електродвигунах, які мають суттєвий вплив на динаміку руху стрілової системи. Для цього використані математичні моделі асинхронних електродвигунів механізмів зміни вильоту та повороту крана, на основі яких побудовані динамічні механічні характеристики. Диференціальні рівняння, що описують кожний з асинхронних електродвигунів в формі рівнянь Коші складаються з чотирьох рівнянь.

Отже, побудована математична модель динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту стрілової системи з урахуванням електромагнітних перехідних процесів в електродвигунах являє собою систему 12-ти нелінійних диференціальних рівнянь, з яких 4-ри рівняння описують механічну частину руху стрілової системи та ще по 4-ри рівняння електромагнітних перехідних процесів для кожного з електродвигунів. Отриману систему нелінійних диференціальних рівнянь не вдається проінтегрувати аналітично, тому використані чисельні методи розв'язку на базі комп'ютерних програм.

На основі побудованої математичної моделі проведено динамічний аналіз спільного руху механізмів зміни вильоту та повороту шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана. Результати проведеного аналізу показали наявність коливань кінематичних, силових та енергетичних характеристик ланок стрілової системи на ділянці пуску, які під час усталеного руху мають тенденцію до затухання.

УДК 539.3; 629.764; 004.942

ОСНОВИ МЕТОДОЛОГІЇ ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНИХ РУЙНІВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ВЕЛИКОГАБАРИТНІ ТОНКОСТІННІ КОНСТРУКЦІЇ З УРАХУВАННЯМ РЕЗУЛЬТАТІВ НЕРУЙНІВНИХ ВИПРОБУВАНЬ

THE BASICS OF METHODOLOGY OR DETERMINATION OF ACTUAL DESTRUCTIVE LOADS ON LARGE-SCALE THIN-WALLED STRUCTURES TAKING INTO ACCOUNT THE RESULTS OF NON-DESTRUCTIVE TESTS

Михайло Марчук^{1,2}, Богдан Дробенко^{1,2}, Володимир Сіренко³, Дмитро Клименко³, Володимир Харченко³

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

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

³*Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля»,
вул. Криворізька, 3, м. Дніпро, 49008, Україна*

The basics of the methodology for determining the actual destructive loads on large-scale thin-walled structures with a complex shape of the front surfaces under geometrically nonlinear stress-plastic

deformation due to internal pressure taking into account the results of non-destructive experimental tests are proposed

Створення оптимальних чи раціональних проектів сучасних конструкцій різноманітного цільового призначення потребує використання багатоступінчастого процесу математичного і комп'ютерного моделювання їхнього деформування за умов експлуатації. Він реалізовується шляхом пошуку у віртуальному просторі параметрів, що описують механічну поведінку вказаних об'єктів. За кресленнями оптимального проекту, отриманого на етапі комп'ютерного моделювання, виготовляють фізичний прототип, який піддають всебічним випробуванням. У результаті успішного проходження випробувань переходять до виготовлення серійної продукції.

Питома вага засобів математичного і комп'ютерного моделювання в цьому процесі постійно зростає, оскільки експериментальні дослідження механічної поведінки складних конструкцій є доволі обмеженими і надзвичайно коштовними.

Оцінки експлуатаційного ресурсу конструкцій, їхнього руйнівного навантаження істотно залежить від точності й достовірності даних про їхній напружено-деформований стан за умов експлуатації. Тому дослідження механічної поведінки конструкцій намагаються виконувати на основі уточнених математичних моделей, як правило фізично і геометрично нелінійних.

Багато аспектів поведінки складних механічних конструкцій виникає внаслідок взаємодії різних їхніх складових, і часто їх неможливо передбачити чи простежити в експериментах (обчислювальних чи натурних) з окремими ізольованими елементами. І фактичні напруження в реальних конструкціях часто виявляються істотно меншими, ніж передбачувані на основі часткових експериментів з окремими елементами конструкцій (у зв'язку зі структурною неперервністю і забезпеченням альтернативних шляхів навантаження для окремих елементів). Сказане стосується і конструкцій ракетної техніки, які здебільшого є складними великогабаритними тонкостінними конструкціями.

Підвищена напруженість тонкостінних та об'ємних елементів конструкцій сучасної ракетно-космічної техніки (РКТ) зумовлює використання найбільш досконалих математичних і розрахункових моделей, в яких по можливості необхідно достатньо повно відобразити реальні умови експлуатації конструкції та механічні властивості матеріалів, з яких виготовлені її елементи. Тому крім традиційної властивості пружності матеріалу в розрахунках елементів конструкцій РКТ все більше значення набувають його пластичні властивості. Особливо актуальним це питання постає при проектуванні елементів конструкцій рідинних двигунів РКТ, зокрема баків окислювачів, де протиріччя між вимогами міцності та мінімальної матеріаломісткості проявляється найбільш гостро. Прикладом може бути випадок проектування елементів конструкцій РКТ, коли ставиться завдання визначення допустимого (руйнівного) навантаження, при якому матеріал значної частини вказаних об'єктів перебуває в пружно-пластичному стані. Такий стан матеріалу, що не зумовлює порушення функціонального призначення конструкції та роботи її обладнання, допускається в деяких елементах конструкцій РКТ одноразового використання, а також при тривалому експлуатаційному навантаженні.

З огляду на зазначене, для оцінювання міцності та визначення руйнівних навантажень тонкостінних конструкцій ракетної та ракетно-космічної техніки використано орієнтований на використання методу скінченних елементів варіант методики розв'язування геометрично нелінійних задач теорії пружно-пластичності в приростах на основі Лагранжевого підходу із застосуванням принципу віртуальних переміщень.

Розроблена в рамках загальної моделі пружно-пластичного тіла методологія оцінки механічного стану та визначення руйнівних навантажень оболонкових конструкцій за результатами комп'ютерного моделювання дає можливість оцінити руйнівне навантаження і місце руйнування оболонкових конструкцій ракетної техніки у віртуальному просторі. Після проведення низки обчислювальних експериментів визначення найбільш напружених місць конструкції можна виконати натурний неруйнівний експеримент на фізичному прототипі для навантажень, які менші за руйнівні. При виконанні цих експериментів датчики необхідно ставити в місцях, визначених засобами

комп'ютерного моделювання, після чого порівняти експериментальні значення деформацій і напружень в цих місцях конструкції з аналогічними значеннями отриманими з обчислювального експерименту. У разі збігу результатів обчислювального й натурального експериментів для навантажень, менших за руйнівні, відпадає потреба доводити навантаження до руйнівного у фізичному прототипі конструкції.

УДК 621.43:629.33:004

СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

SYSTEM APPROACH FOR EVALUATING OF THE VEHICLE OPERATIONAL EFFICIENCY

Василь Матейчик¹, Микола Цюман¹, Роман Симоненко², Владислав Калюжний¹

¹ Національний транспортний університет,
вул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна;

² ДП «ДержавтотрансНДІпроект»,
пр. Перемоги, 57, м. Київ, 03113, Україна

The article is devoted to the study of vehicle operational efficiency in certain infrastructural environment conditions. The vehicle operational efficiency is evaluated according to dynamic, economic and environmental criteria using a mathematical model of the "Vehicle-Infrastructure" system. The generalized structure of the mathematical model is presented.

Ефективність використання колісного транспортного засобу (КТЗ) в експлуатаційних умовах суттєво залежить від рівня реалізації основних морфологічних ознак функціональних елементів системи «КТЗ – Інфраструктура».

Управління експлуатаційною ефективністю КТЗ передбачає керування зміною відповідно до умов експлуатації вхідних параметрів основних процесів, що відбуваються під час функціонування КТЗ, на основі закладених у виконавчі пристрої управління цими вхідними параметрами цільових функцій, які враховують визначені критерії ефективності.

Для комплексного врахування всіх факторів, що впливають на управління експлуатаційною ефективністю КТЗ застосовується системний підхід.

Укрупнена структура математичної моделі досліджуваної системи показана на рис. 1. Модель описує основні процеси системи.

На рівні А представлено узагальнені математичні залежності, що описують процеси енергоустановки КТЗ. Вхідними даними є параметри навколишнього середовища p_0 , T_0 , функціональна залежність поданої в ЕУ енергії від частоти обертання вихідного валу та ступеня навантаження $E_{вих} = f(n_d, E_{нав})$, блок постійних параметрів КТЗ $A_i = \{u_0, C_x, F, r_d, \eta_{mp}\}$, повна маса M_A та маса спорядженого КТЗ M_0 , початкові температури охолоджуючої рідини двигуна $t_{e p}$ та каталітичного нейтралізатора $t_{k p}$. Робочий процес енергоустановки описано у вигляді функціональної залежності крутного моменту від швидкісного, навантажувального та теплового режиму, кількості поданої енергії, витрат енергії на забезпечення роботи системи підтримання теплового стану двигуна і нейтралізатора $M_e(M_i) = f(n_d, E_{нав}, E_{вих}, t_e, n_{ТА})$. Частота обертання вихідного валу представлена залежністю $n_d = f(V_a, u_i, u_0)$. На виході рівня А визначені питомі витрати енергії та викиди ШР енергоустановкою за допомогою залежностей $g_e = f(E_{вих}, M_e(M_i), n_d)$, $g_i = f(G_i, M_e(M_i), n_d, E_i(t_k))$, які описують ці показники як функції від абсолютних витрат енергії і викидів ШР, крутного моменту і частоти обертання вихідного валу, ефективності роботи нейтралізатора. Кінцеві значення температур охолоджуючої рідини двигуна t_{ef} та каталітичного нейтралізатора t_{kf} описано в залежності від часових

функції зміни цих температур, інтенсивності роботи системи забезпечення теплового стану $\{t_{e_f}, t_{k_f}\} = f(t_{e_p}, t_{k_p}, \Delta t_{e_p}(t), \Delta t_{k_p}(t), n_{TA})$. На основі отриманих значень питомих витрати енергії та викидів ШР, інтенсивностей зростання температур охолоджуючої рідини двигуна та каталітичного нейтралізатора сформовано цільову функцію управління інтенсивністю роботи системи забезпечення теплового стану, яка представлена на рівні В у вигляді $n_{TA} = f(g_e^{min}, g_i^{min}, dt_e/dt^{max}, dt_k/dt^{max})$.

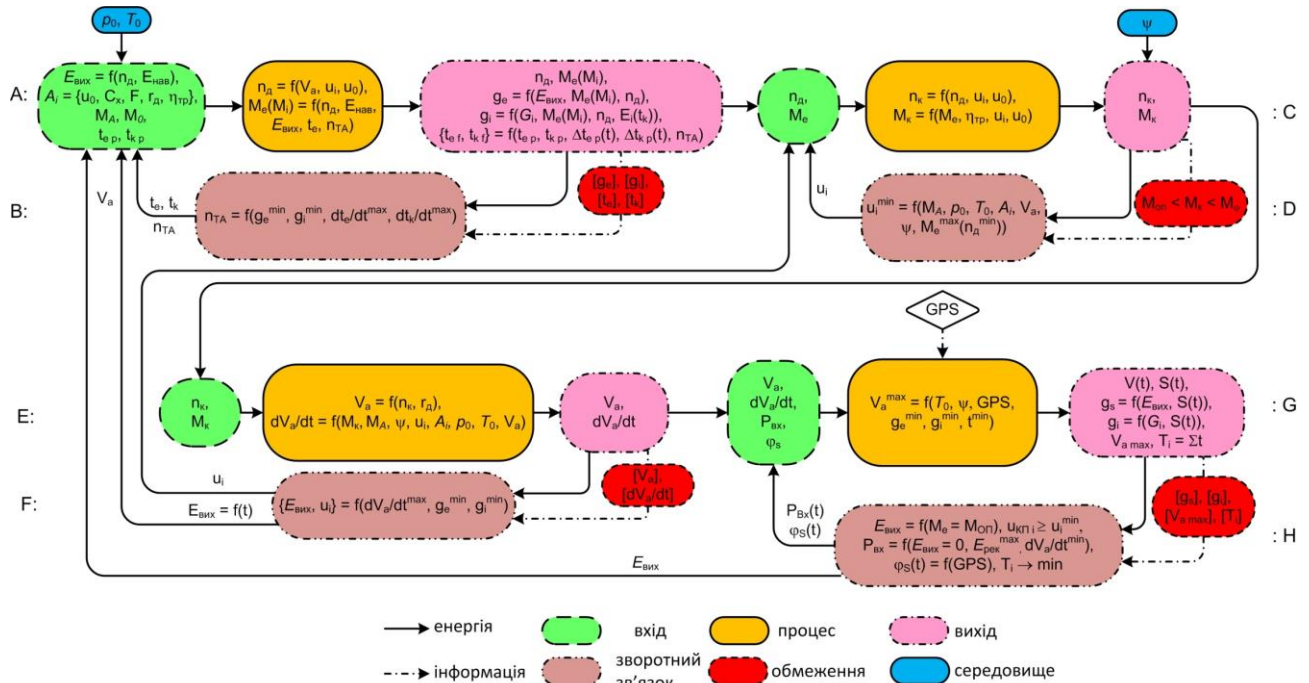


Рис. 1. Укрупнена структура математичної моделі системи «Колісні транспортні засоби – Інфраструктура»

На рівні С описано процес трансмісії КТЗ. Вхідними параметрами є значення крутного моменту і частоти обертання вихідного валу двигуна n_d, M_e . Робочий процес описано залежностями крутного моменту і частоти обертання ведучих коліс КТЗ від вхідних параметрів рівня С, передаточних чисел елементів та к.к.д. трансмісії $n_k = f(n_d, u_i, u_0)$, $M_k = f(M_e, \eta_{mp}, u_i, u_0)$. Визначення передаточного числа коробки передач здійснюється на рівні D за допомогою цільової функції, що описує мінімально необхідне значення передаточного числа в залежності від параметрів навколишнього середовища, сталих параметрів КТЗ, швидкості, коефіцієнту дорожнього опору, крутного моменту і частоти обертання вихідного валу двигуна у вигляді $u_i^{min} = f(M_A, p_0, T_0, A_i, V_a, \psi, M_e^{max}(n_d^{min}))$.

Рівень E описує процес ходової частини КТЗ під час розгону до заданої швидкості. Вхідними параметрами є значення крутного моменту і частоти обертання ведучих коліс n_k, M_k . В залежності від цих параметрів, а також динамічного радіуса колеса, маси КТЗ, коефіцієнту дорожнього опору, передаточного числа, сталих параметрів КТЗ, параметрів навколишнього середовища, швидкості визначаються поточна швидкість і прискорення КТЗ $V_a = f(n_k, r_d)$, $dV_a/dt = f(M_k, M_A, \psi, u_i, A_i, p_0, T_0, V_a)$. Управління процесом прискорення КТЗ описано на рівні F за допомогою цільової функції $\{E_{вих}, u_i\} = f(dV_a/dt^{max}, g_e^{min}, g_i^{min})$, яка забезпечує управління рівнем поданої енергії в ЕУ та передаточним числом коробки передач за умови максимального прискорення і мінімальних викидів ШР та витрати енергії.

Рівень G описує процес взаємодії КТЗ з інфраструктурним середовищем. Вхідними даними є швидкість і прискорення КТЗ, вхідне зусилля управління гальмівною системою, положення виконавчого пристрою рульового управління. Процес взаємодії описано цільовою функцією значення максимально можливої швидкості КТЗ в даних інфраструктурних умовах в залежності від температури повітря, коефіцієнту дорожнього опору, координат GPS, мінімальних значень витрати енергії, викидів ШР, часу руху у вигляді $V_a^{max} = f(T_0, \psi, GPS, g_e^{min}, g_i^{min}, t^{min})$. Вихідними даними є

часові залежності швидкості $V(t)$, пройденого шляху $S(t)$, витрати енергії $g_s = f(E_{вих}, S(t))$, викидів ШР $g_i = f(G_i, S(t))$. Управління енергоустановкою, трансмісією, гальмівною системою та рульовим керуванням описано на рівні Н. Управління ЕУ та трансмісією виконується за умов $E_{вих} = f(M_e = M_{оп})$, $u_{кп i} \geq u_i^{min}$. Цільова функція управління гальмівною системою представлена в залежності від ступеня рекуперації енергії гальмівною системою, сповільнення КТЗ у вигляді $P_{ex} = f(E_{вих} = 0, E_{рек}^{max}, dV_a/dt^{min})$. Функція рульового керування представлена у вигляді $\varphi_S(t) = f(GPS)$.

УДК 620.1:621.643.8

ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТОЗДАТНОСТІ ІСНУЮЧОЇ МЕРЕЖІ ГАЗОПРОВІДІВ ЗА ТРАНСПОРТУВАННЯ ГАЗО-ВОДНЕВОЇ СУМІШІ

PROBLEMS OF WORKABILITY INVESTIGATION OF EXISTED GAS PIPELINE NETWORK FOR TRANSPORTATION OF GAS-HYDROGEN MIXTURE

Григорій Никифорчин, Ольга Звірко, Мирослава Греділь

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

The durability and integrity issues in existing natural gas distribution steel pipelines associated with hydrogen embrittlement of steel at transporting hydrogen or mixtures natural gas with hydrogen are considered. A sensitivity of some physico-mechanical properties of pipeline steels to hydrogen degradation is analysed.

Реалізація перспектив транспортування газорозподільними мережами сумішей водню з природним газом [1] загострює проблему порушення цілісності сталевих труб через загальновідомий негативний вплив водню на механічні властивості сталей [2, 3]. Найважливіше в цьому зниження воднем опору крихкому руйнуванню (воднева крихкість), яке часто відповідальне за важко прогнозоване низькоенергоємне руйнування металу. Крім того, тривала експлуатація газопроводів знижує фізико-механічні властивостей сталей, найінтенсивніше саме їх опір крихкому руйнуванню. Відповідно зростає ризик порушення цілісності експлуатаційно деградованих труб при їх можливому наводнюванні з боку внутрішньої поверхні. У даній праці на основі раніше проведених досліджень корозійно-водневої деградації сталей магістральних газопроводів розглянуто комплекс науково-технічних проблем, пов'язаних з порушенням цілісності трубопроводів через можливий негативний вплив транспортованої газоводневої суміші на опір руйнуванню трубних сталей газорозподільних мереж.

Джерела наводнювання стінки труби з боку внутрішньої поверхні. Труба газопроводу може наводнюватися з боку внутрішньої поверхні через електрохімічну корозію сталі з конденсованою вологою з утворенням водню. Оскільки конденсація вологи на поверхні труби газопроводу є необхідною умовою для корозії, то вважають [4], що труби надземної частини трубопроводу схильніші до наводнювання з боку внутрішньої поверхні через кліматичні зміни температури. Цей чинник слід брати до уваги і при транспортуванні трубопроводом газоводневої суміші. Інше джерело наводнювання – газоподібний водень, внаслідок можливої дисоціації якого до атомарного стану також відбуватиметься його абсорбція металом. Абсорбований металом атомарний водень, незалежно від джерела наводнювання, завдяки своїй високій рухливості дифундує вглиб стінки труби у напрямі до зовнішньої поверхні. Цьому сприяє і градієнт напружень по товщині труби від внутрішнього в ній тиску газоводневої суміші. Водень у такому стані полегшує крихке мікроруйнування сталей за певними механізмами водневої крихкості. З іншого боку, атомарний водень може рекомбінувати у мікрodefектах до молекулярного стану, створювати у них значні тиски

і, відповідно, спричиняти напруження в околі дефектів, сумірні з напруженнями від тиску газу в трубі. Звідси комбінація високих напружень в околі мікрodefектів (від тиску молекулярного водню) у матеріалі, наводненому атомарним воднем, створює умови для розвитку пошкодженості за механізмами водневого розтріскування. Тому важливо розрізняти стан водню у металі.

Чутливість фізико-механічних властивостей до експлуатаційної деградації трубних сталей. Оскільки тривала експлуатація найінтенсивніше знижує з механічних властивостей опір крихкому руйнуванню, то його характеристики найчутливіші щодо оцінювання експлуатаційної деградації трубних сталей. Ударна в'язкість KCV може знизитися у кілька разів, вона достатньо чутлива і її найчастіше використовують для оцінювання експлуатаційної деградації сталей. Тріщиностійкість низькоміцних трубних сталей некоректно визначати з використанням підходів лінійної механіки руйнування, тому застосовують, як правило, метод J -інтеграла, який допускає при експериментах значні пластичні деформації у вершині наперед наведеної втомної тріщини.

Експлуатаційна пошкодженість як головний чинник негативного впливу водню на цілісність труб. Зазначене істотне експлуатаційне зниження опору крихкому руйнуванню трубних сталей зумовлене інтенсивним розвитком у металі розсіяної в об'ємі стінки труби мікропошкодженості. З урахування чинника мікропошкодженості запропонована двостадійність експлуатаційної деградації трубних сталей [4, 5]: деформаційного старіння та розвитку розсіяної пошкодженості. Кожній зі стадій властиві певні особливості зміни механічних властивостей. Під час стадії деформаційного старіння підвищуються міцність і твердість металу за відповідного зниження характеристик пластичності та опору крихкому руйнуванню. На стадії розвитку розсіяної пошкодженості з характеристик пластичності слід віддавати перевагу відносному звуженню, оскільки розкриття множинних мікрodefектів під час навантаження буде нівелювати фізично обумовлене зниження, а то й підвищувати рівень відносного видовження [4 – 6]. З цієї ж причини можуть знижуватися міцність і твердість матеріалу.

Для труб, виготовлених з вальцьованого прокату, пошкодженість полягає в основному у мікророзшаруванні вздовж витягнутих волокон структури та неметалевих включень [7] і це формує відповідну направленість дефектів розшарування. Якщо ж площа руйнування перетинає шарувату ферит-перлітну структуру та витягнені мікрodefекти, це може певною мірою нівелювати зниження ударної в'язкості внаслідок експлуатації, а подекуди навіть підвищувати її [4].

Особливості експериментальних досліджень впливу газозводневої суміші на руйнування трубних сталей. Об'єктом досліджень повинні бути сталі як у вихідному (труб резерву), так і експлуатованому станах. Лабораторні дослідження мають опиратися на такі експериментальні методики, які дають можливість визначати не тільки опір крихкому руйнуванню металу (ударна в'язкість, тріщиностійкість і т.п.), але і водневому розтріскуванню (чутливість сталей до водневої крихкості). Чутливість сталей до дії водню можна досліджувати і за електролітичного наводнювання зразків у лабораторних умовах, однак принципово важливо наблизитися до експлуатаційних умов наводнювання. Це реалізується витримуванням певний час у польових умовах в газопровідних трубах зразків-свідків під навантаженням з наступним їх випробуванням. Слід унеможливити також десорбцію атомарного водню з металу при транспортуванні зразків від польових полігонів до експериментальних лабораторій, найпростіше це зробити поміщенням зразків у контейнери з рідким азотом. Супровід таких досліджень методиками визначення концентрації водню у металі та детального мікрофрактографічного аналізу істотно сприяє вивченню поведінки водню у металі та його чутливості до водневої крихкості.

1. Никоноров О. Роль газотранспортної інфраструктури України в розвитку водневої енергетики // *Нафтогазова галузь України*. – 2020. – № 5. – С. 3–8. 2. Казда С., Уніговський Л. Наукове супроводження експериментів транспортування сумішей водню та природного газу розподільними газопроводами // *Нафтогазова галузь України*. – 2020. – № 5. – С. 9–14. 3. Никифорчин Г. М. Проблеми цілісності трубопроводів при транспортуванні водню газорозподільною мережею // *Нафтогазова галузь України*. – 2020. – № 5. – С. 35–40. 4. *Analysis and mechanical properties characterization of operated gas main elbow with hydrogen assisted large-scale delamination* / Н. Nykyforchyn, О. Zvirko, О. Tsyrylnyk, N. Kret // *Engineering Failure Analysis*. – 2017, Vol. 82.

– P. 364–377. 5. Nykyforchyn H. *In-service degradation of pipeline steels // In Book: Degradation assessment and failure prevention of pipeline systems. Lecture Notes in Civil Engineering. Bolzon G., Gabetta G., Nykyforchyn H. (eds.). – 2021. – Vol. 102. – Springer, Cham. – P. 15–29.* 6. Krechkovs'ka H. V., Tsyrl'nyk O. T., Student O. Z. *In-service degradation of mechanical characteristics of pipe steel sing as mains // Strength of Materials. – 2019. – Vol. 51, № 3. – P. 406–417.* 7. *Influence of textures of pipeline steels after operation on their brittle fracture resistance / O. I. Zvirko, N. V. Kret, O. T. Tsyrl'nyk, T. P. Vengrynuk // Materials Science. – 2018. – Vol. 54, № 3. – P. 400–405.*

УДК 620.178.162:669.295:621:762

ВПЛИВ ПОРУВАТОСТІ НА ТРИБОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТИТАНУ, ОТРИМАНОГО МЕТОДОМ ПОРОШКОВОЇ МЕТАЛУРГІЇ

INFLUENCE OF POROSITY ON THE TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF TITANIUM OBTAINED BY POWDER METALLURGY

Ірина Погрелюк, Сергій Лаврись, Христина Шляхетка, Олександр Лук'яненко

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

Influence of the porosity of sintered c.p. titanium on its tribological properties in the tribo-pair with bronze under the boundary lubrication was investigated. It was established that during frictional interaction the wear resistance of titanium decreases with increasing its porosity. It was shown that the decrease in wear resistance of porous titanium occurs due to the initiation of cracks in the pores, which intensifies the delamination of the surface layers during friction.

Основною особливістю виробів з титану, отриманого порошковою металургією (ПМ), є їхня поруватість, яка, в основному, впливає на його експлуатаційні характеристики. Так, дослідниками показано, що поруватість – структурний дефект з точки зору механічних, втомних та антикорозійних характеристик. Щодо впливу поруватості на триботехнічні характеристики, то у різних джерелах повідомляється як про позитивний, так і про негативний вплив на зносостійкість матеріалів. Така розбіжність, очевидно, пояснюється тим, що зносостійкість залежить не лише від структурного-фазового стану дослідженого матеріалу, а також від матеріалу контртіла та умов роботи трибопари. Отож, мета даної роботи – встановити вплив поруватості на зносостійкість спеченого титану за умов граничного мащення.

У дослідженнях як безпористий обрали титан ВТ1-0, отриманий за традиційною технологією (ТТ) та титан з поруватістю 3 і 7%, отриманий методом ПМ. Триботехнічні характеристики досліджували на машині тертя СМЦ-2 з автоматичною реєстрацією зміни коефіцієнту тертя за питомого навантаження 1 МПа. Схема трибоспряження – «диск – колодка». Тип мащення – граничне в індустріальному мастилі І-40. Контртіло – бронза БраЖН 10-4-4. Зносостійкість досліджуваних трибопар оцінювали за зміною їхньої маси після фрикційної взаємодії, зважуючи на вазі Voyager з точністю до 0,1 мг.

Аналіз кінетики зміни коефіцієнту тертя показав, що на початковій стадії фрикційних досліджень коефіцієнт тертя є високий і зі збільшенням тривалості випробування знижується внаслідок притирання поверхонь трибопар та стабілізується. Слід відзначити, що для поруватого титану характерна висока амплітуда коливань коефіцієнту тертя порівняно з безпористим, де фіксуємо зони короткочасних коливань (стрибків) коефіцієнту тертя, що є свідченням інтенсивного протікання фрикційних процесів, таких як деламінування чи схоплювання, які властиві титану та його сплавам. Найнижчі значення коефіцієнта тертя фіксуємо для трибопари, де титан виготовлений за ТТ, тобто безпористий. Збільшення поруватості титану до 3 і 7% призводить до підвищення

коефіцієнту тертя фрикційної пари у зоні стабільного зношування приблизно в 1,7 та 2,2 рази відповідно порівняно з безпористим титаном.

Згідно гравіметричного аналізу зразків після трибологічних випробувань встановлено, що інтенсивність зношування контртіл (бронзи) приблизно у 1,5...2 рази перевищує інтенсивність зношування титану незалежно від його поруватості. Так, зі збільшенням поруватості титану інтенсивність зношування трибопари підвищується. Це вказує на те, що наявність пор у титані негативно впливає на його зносостійкість та зносостійкість трибопари в цілому. Так, збільшення поруватості до 3 і 7% призводить до зниження зносостійкості досліджуваної фрикційної пари приблизно на 21 та 66% відповідно порівняно з безпористим титаном.

Для пояснення впливу поруватості титану на його триботехнічні характеристики визначали механізми зношування досліджуваних трибопар. Так, згідно аналізу топографії поверхонь зношування титану встановлено, що незалежно від поруватості у всіх трибопарах під час тертя реалізується адгезійний (схоплювання) та втомний (деламінівання) механізмами зношування, що добре узгоджується з припущеннями, отриманими після аналізу коефіцієнту тертя та температури в околі зони тертя. На поверхні фіксуємо характерні ознаки цих механізмів, а саме: ділянки налипання та вириви, що відповідають адгезійному механізму і ділянки деламінівання (розшарування поверхневого шару) та поверхневі тріщини – втомному механізму.

Згідно металографічного аналізу можна припустити, що причиною збільшення інтенсивності протікання процесів деламінівання під час тертя даних трибопар є пори, які виступають як додаткові концентратори напружень і, як наслідок, центри зародження приповерхневих тріщин. Так, згідно металографічного аналізу, по перерізу титанових зразків після тертя фіксуємо поверхневі сильно деформовані шари, які свідчать про реалізацію процесів деламінівання. Однак для безпористого титану, отриманого за ТТ, у поверхневому шарі фіксуємо лише смуги ковзання (рис. 1, а), що свідчить про незначну локальну деформацію і формування поверхневих тріщин. Натомість для поруватого титану, отриманого методом ПМ, пластична деформація концентрується не у поверхневому шарі, а близько пор, з яких розпочинають свій ріст безліч тріщин (рис. 1, б), що вказує на інтенсивні процеси деламінівання. Зі збільшенням поруватості збільшується як кількість тріщин у поверхневому шарі, так і глибина деламінованих шарів. Тобто, поруватість титану під час тертя у трибопарі з бронзою за умов граничного мащення, в основному, підвищує інтенсивність зношування титану за втомним механізмом (деламінівання), що і спричиняє зниження зносостійкості як титану, так і пари тертя. Також, за рахунок реалізації адгезійного механізму зношування даних трибопар, бронза, яка налипає на поверхню титану, закриватиме наповненні мастилом поверхневі пори, що негативно впливатиме на трибологічну поведінку титану у даній трибопарі. Тобто, під дією прикладених навантажень розкриття тріщин може інтенсифікуватися за рахунок пульсуючого тиску мастила, що знаходиться у закритій порі.

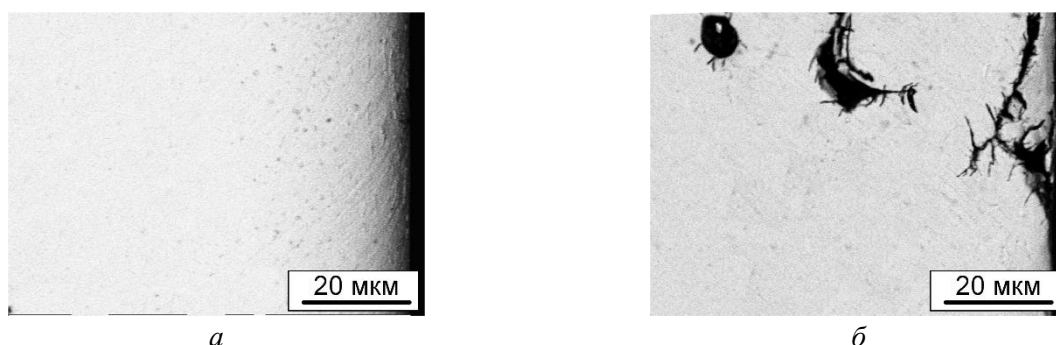


Рис. 1. Мікроструктура перерізу після тертя безпористого (а) та поруватого (б) титану

Отже, встановлено, що збільшення поруватості титану у парі з бронзою за умов граничного мащення погіршує його триботехнічні характеристики. Так, титан поруватістю 3 і 7%, отриманий

методом ПМ, володіє вищою інтенсивністю зношування на 21 та 66%, відповідно, порівняно з безпористим титаном, отриманим за ТТ. Показано, що негативний вплив поруватості титану пояснюється підвищенням інтенсивності зародження і розвитку тріщин у поверхневому шарі під час тертя і, як наслідок, інтенсифікації зношування трибопар за механізмом деламінування.

УДК 620.1:621.643.8

ЗАКОНОМІРНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ МОРСЬКОГО ПОРТОВОГО ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

REGULARITIES OF IN-SERVICE DEGRADATION OF METAL STRUCTURES OF SEA PORT RELOADING EQUIPMENT

Віталій Пустовий¹, Олексій Немчук¹, Павло Семенов¹, Мирослава Греділь²

¹Одеський національний морський університет МОН України,
вул. Мечникова, 34, м. Одеса, 65029, Україна;

²Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна

The work is devoted to the important scientific and technical problem in the system of operation of lifting and transport machines of seaports – evaluation of regularities of in-service degradation for large-scale metal structures of port cranes to determine the residual strength under conditions of their excessive operation.

Більша частина парку морського перевантажувального обладнання вже вичерпала свій плановий ресурс. Періодична діагностика металоконструкцій портових кранів показує, що найістотніше знижуються їх характеристики опору крихкому руйнуванню, що підвищує ризик раптової втрати цілісності конструкції. Серед них найуживаніша ударна в'язкість, мінімально допустимий рівень якої найчастіше регламентують у нормативних документах стосовно вихідного стану металу. Зрозуміло, що вимоги до рівнів опору крихкому руйнуванню для металоконструкцій нормативної і наднормативної експлуатації повинні бути різними, і це окреме завдання в проблемі оцінювання наднормативної роботоздатності сталей. Зазначимо, що для виготовлення металоконструкцій кранів використовують в основному прокат, якому властива залежність механічних властивостей, в тому числі ударної в'язкості, від напрямку вирізання зразків стосовно напрямку вальцювання. При цьому можна допустити різну чутливість металу до деградації на основі оцінок ударної в'язкості зразків, по-різному орієнтованих стосовно напрямку прокату. Наведений аналіз вказує на необхідність розроблення спеціального підходу до прогнозування залишкової міцності наднормативно експлуатованих металоконструкцій портових кранів на основі оцінок деградації ударної в'язкості. Такий підхід посилює важливість врахування експлуатаційної деградації сталей портових кранів за поточним рівнем опору крихкому руйнуванню, а також актуалізує розвиток неруйнівних методів визначення ударної в'язкості.

Розроблено методику визначення найбільш навантажених елементів металоконструкцій, в яких під час експлуатації виникають максимальні напруження [1]. Використано чисельні методи (метод скінченних елементів), математичний апарат механіки твердого тіла та основні залежності теорії пружності для аналізу полів напружень в елементах металоконструкцій найпоширеніших типів перевантажувальних портових кранів: причальних перевантажувачів (контейнерних, грейферних тощо) та порталних кранів («Кондор» та «Сокіл»). Коректність чисельного дослідження напружено-деформованого стану різних типів металоконструкцій підтверджено тензометричними вимірюваннями на реальних об'єктах для експериментального визначення полів деформацій та

напружень в натурних конструкціях. На основі отриманих даних (табл., $\Delta\sigma_e$ – розмах напружень) встановлено основні ділянки, які піддаються найбільшим навантаженням, та в яких під час проведення технічного діагностування найчастіше спостерігали втомні руйнування або деформаційні пошкодження.

Експериментами на ударну в'язкість встановлено кілька особливостей механічної поведінки експлуатованих сталей. По-перше, істотні відмінності у значеннях KCV для поздовжніх і поперечних зразків [1, 2]. По-друге, для однієї орієнтації вирізанні зразків стосовно напрямку вальцювання виявили широкий діапазон зміни ударної в'язкості для металу з різних вузлів крана: що вищий рівень розмаху напружень $\Delta\sigma_e$, то нижчий опір крихкому руйнуванню. Найбільші значення KCV властиві поздовжнім зразкам (KCV_l), від 150 до 363 Дж/см², істотно менші поперечним (KCV_c), від 45 до 137 Дж/см². Таким чином, рівень ударної в'язкості може змінюватися у два–три рази для металу, вирізаного з різних вузлів крана, і це пов'язано з різним ступенем їх експлуатаційної напруженості.

Таблиця

Напруженість $\Delta\sigma_e$ для різних вузлів крана

№ з/п	Вузол крана	t , мм	σ_e , МПа
1	Нижня полиця хобота	16	130
2			110
3	Задня полиця стріли	12	48
4			55
5	Верхня полиця коромисла	10	45
6			50
7	Права стінка колони	10	120
8			145
9	Задня стінка колони	25	70
10			100

Аналіз відношення KCV_c / KCV_l додатково приводить до висновку, що поперечні зразки чутливіші, ніж поздовжні, для оцінювання експлуатаційної деградації сталей портових конструкцій. Це вказує на перевагу поперечних зразків для діагностування стану сталі за її опором крихкому руйнуванню, і саме їх слід рекомендувати для діагностування технічного стану портових металоконструкцій.

Експлуатаційну деградацію сталей пов'язали з розвитком мікропошкодженості у напрямі вальцювання прокату, яке фрактографічно проявилось і на макро-, і на мікрорівні [3]. Так, на зруйнованих розтягом циліндричних зразках, вирізаних у поздовжньому напрямі, спостерігали тріщиноутворення по твірній. Мікрофрактографічним аналізом обґрунтовано причину різкого експлуатаційного зниження опору крихкому руйнуванню сталей листового прокату – мікророзшарування між волокнами структури та витягнутими неметалевими включеннями у напрямі вальцювання.

За результатами випробувань зразків досліджуваних портових кранів визначено граничні значення ударної в'язкості металу як основного показника опору крихкому руйнуванню. Приймаючи до уваги, що зразки з мінімальними значеннями ударної в'язкості (14 – 30 Дж/см²) відібрано з елементів металоконструкцій портових кранів, які аварійно зруйнувалися під час експлуатації в паспортному режимі або мали значні втомні пошкодження, рекомендовано мінімальне критичне значення ударної в'язкості 30 Дж/см², при якому існує висока ймовірність руйнування елемента конструкції.

1. Nemchuk O. O., Nesterov O. A. In-service brittle fracture resistance degradation of steel in a ship-to-shore portal crane. *Strength of Materials*. 2020, 52(2). P. 275–280. 2. Nemchuk O., Hredil M., Pustovoy V., Nesterov O. Role of in-service conditions in operational degradation of mechanical properties of portal cranes steel. *Procedia Structural Integrity*. 2019. 16. P. 245–251. 3. Nemchuk O. O., Krechkovska H. V. Fractographic substantiation of the loss of

resistance to brittle fracture of steel after operation in the marine gantry crane elements. Metallofizika i Noveishie Tekhnologii. 2019, 41(6). P. 825–836.

УДК 539.3

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЙ РОТОРІВ НАГНІТАЧІВ ПОВІТРЯ ВИСОКОФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ

Structural PARAMETERS JUSTIFICATION FOR ROTORS OF AIR COMPRESSORS IN HIGH BOOST
ENGINES

Микола Ткачук-мол., Андрій Грабовський, Микола Ткачук, Марія Саверська

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

High performance engines of military vehicles require intensive turbocharging. This implies high rotational velocity of a compact but heavy impeller. Strength and stiffness as well as vibrational stability of this rotor become crucial. The dynamical characteristic of this rotary system is controlled by the support stiffness. Elastic ring dampers provide the required flexibility which detunes the rotor from resonance. Two different approaches based on conventional 2D and 3D finite element modeling and the newly developed method based on the principle of minimum complementary energy are proposed for the analysis of the dampers. The nonlinear nature of the radial elastic response is obtained for various case studies.

Високофорсовані двигуни для об'єктів бронетанкової техніки працюють в умовах високих навантажень. Для забезпечення робочого процесу згоряння палива у цих двигунах застосовуються нагнітачі повітря, роторні частини яких мають високі швидкості обертання. Це створює необхідність забезпечення характеристик міцності, жорсткості та стійкості руху.

На показники міцності та жорсткості впливають кутові швидкості обертання роторів, що спричиняють можливу появу значних напружень і переміщень внаслідок деформування, наприклад, робочого колеса.

Крім того, високі кутові швидкості можуть викликати втрату стійкості руху роторної частини. Одним із параметрів, які визначають критичні швидкості роторної частини, є податливість опор вала ротора. Для зміни критичних швидкостей у опори вала вводяться пружні (податливі) втулки. Ці втулки мають низку зовнішніх та внутрішніх виступів-опор, які чергуються в окружному напрямку. Частини втулок між опорами працюють на вигин, а отже, зумовлюють, як правило, більш високу податливість порівняно із іншими елементами опори (для прикладу, підшипник кочення). Отже, варіюючи кількість виступів-опор, можна змінювати податливість пружної втулки і, відповідно, відлаштовуватися від критичних швидкостей обертання ротора.

З метою чисельного визначення податливості пружної втулки розроблено три варіанти постановок задачі про аналіз її напружено-деформованого стану під дією радіальної сили збурення.

Перша з постановок полягає у поданні пружної втулки як кільцевої системи криволінійних стержнів, з'єднаних у зонах розташування опор. Формується варіаційна постановка на основі принципу мінімуму додаткової енергії. Шуканими змінними є реакції у виступах-опорах. З умови екстремальності побудованого функціоналу додаткової енергії формується розв'язувальна система співвідношень відносно шуканих реакцій.

Друга та третя постановки оперують з 2D та 3D скінченно-елементними моделями досліджуваних пружних втулок. При цьому враховуються зазори, а також умови контактної взаємодії, між пружною втулкою та іншими елементами опор вала. Сформована контактна задача розв'язується засобами скінченно-елементних пакетів.

У ході розв'язання сформованих трьох варіантів задач обчислюються напружено-деформований стан і статичні характеристики пружних опор. Зокрема, ці статичні характеристики мають достатньо схожий характер для різної кількості опор. Вони складаються із двох ділянок. Перша із них відповідає початковому етапу навантаження, коли тіло пружної втулки вигинається між сусідніми опорами. Зі зростанням навантаження зазор між втулкою та іншими елементами опори вала вибирається, і статична характеристика стає більш жорсткою (друга ділянка).

Здійснений аналіз дає можливість обчислювати такі параметри пружної втулки, які забезпечують необхідну її жорсткість (на першій ділянці статичної характеристики) із умови відлаштування від критичних режимів обертання досліджуваного ротора.

Крім того, якщо потрібно розширити постановку задачі про збурений рух роторної частини проєктованого або модернізованого нагнітача, то у динамічну модель закладається силова характеристика пружної втулки у вигляді трьох ділянок: перша (нульова сила) визначається загальним радіальним зазором між пружною втулкою та іншими елементами опори вала; друга і третя відповідають першій та другій ділянкам її попередньо розрахунково визначеної статичної характеристики (див. вище). Така кусково-лінійна характеристика дає набагато ширшу палітру руху досліджуваної роторної частини порівняно із традиційною лінійно-пружною. Для визначення такого руху за певних параметрів пружної втулки необхідно залучати чисельні методи інтегрування відповідної системи диференціальних рівнянь. Окремого дослідження потребує аналіз стійкості руху роторної частини за варіювання конструктивного виконання та параметрів пружної втулки.

УДК 621.1

PHASE PORTRAITS, STRATIFICATION OF PHASE TRAJECTORIES AND TRIGGERS OF COUPLED SINGULARITIES IN NONLINEAR DYNAMICS OF MECHANICAL SYSTEMS WITH COUPLED ROTATIONS

ФАЗОВІ ПОРТРЕТИ, СТРАТИФІКАЦІЯ ФАЗОВИХ ТРАЄКТОРІЙ І ТРИГЕРИ ЗВ'ЯЗАНИХ СИНГУЛЯРНОСТЕЙ У НЕЛІНІЙНІЙ ДИНАМІЦІ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗІ ЗВ'ЯЗАНИМИ ОБЕРТАННЯМИ

Katica R. (Stevanović) Hedrih^{1,2}

¹*Department of Mechanics, Mathematical Institute of Serbian Academy of Science and Arts, Belgrade, Serbia; e-mail: katicah@mi.sanu.ac.rs; khedrih@sbb.rs*

²*Faculty of Mechanical Engineering at University of Niš, Serbia*

Динаміка зі зв'язаними обертаннями присутня в машинних системах. Класичним прикладом такої нелінійної динаміки є модель регулятора Уатта. На фазових портретах цих моделей, залежно від взаємозв'язку між кінетичними параметрами, з'являється тригер зв'язаних сингулярностей та гомоклінічної орбіти у вигляді числа «вісім». Усі ці нелінійні явища пояснюються на реальній механічній системі як стійкість і нестабільність відносного положення рівноваги, появи і втрати стійкості одного положення рівноваги, появи періодичних коливань різних періодів. У таких системах завжди існує один або декілька параметрів біфуркації.

Dynamics with coupled rotations are present in machine systems. A classic example of such a nonlinear dynamic is the model of the Watt regulator, whose abstraction to the theoretical model represents the movement of a heavy material point along a circular line rotating around an eccentric vertical axis at a constant angular velocity. An analogous example is the rolling, non-slip, thin, heavy disk along a circle line, which rotates at a constant angular velocity about an eccentric vertical axis. In the phase portraits of the

nonlinear dynamics of these models, depending on the relationship between the kinetic parameters, the trigger of coupled singularities and the homoclinic orbit in the form of the number "eight" appear.

In the dynamics of gears with coupled unbalanced gears, with one or more degrees of reduction, or reducer, or speed multiplier, triggers of coupled singularities appear in phase portraits.

In our lecture, we will turn our attention to phase portraits of a class of generalized rolling pendulums. Such systems consist of a single, heavy, thin disk, which rolls, without slipping, along a curvilinear path in a rotating vertical plane, around a vertical axis at a constant angular velocity. The attached picture shows one such phase portrait with several triggers of shrunken singularities.

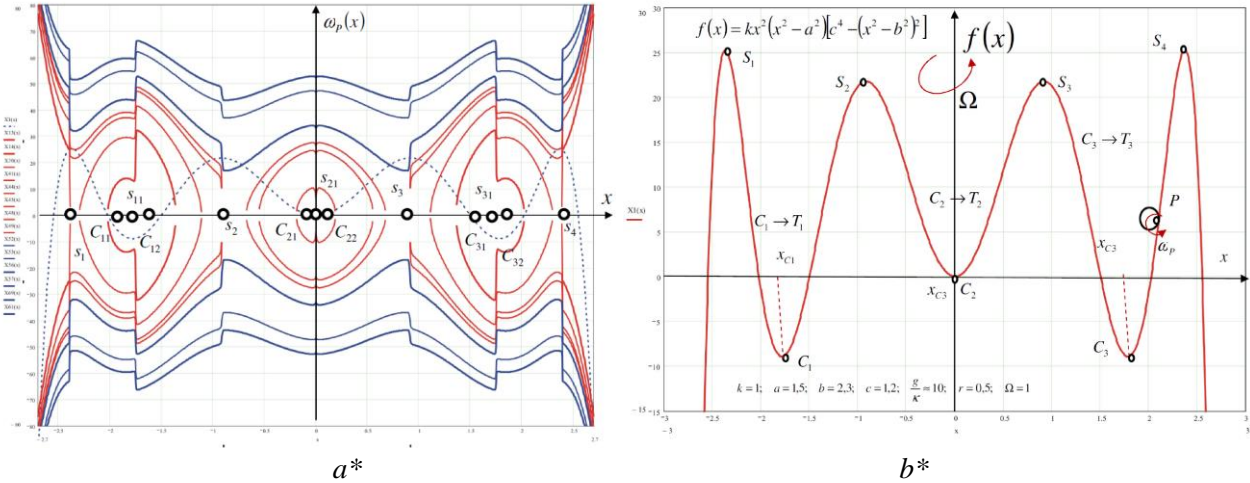


Figure 1. a* Phase trajectory portrait and b* rolling path of a generalized rolling pendulum

Mathematical explanations of the notation from Figure 1 are also given by the following equations

$$[\omega_p(x, \dot{x})] = \pm \sqrt{[\dot{x}_0(x_0)]^2 F(x_0, r) + \frac{2r^2}{2} \Omega^2 \frac{J_z(x, M, r) - J_z(x_0, M, r)}{J_p} + \frac{2g}{\kappa} [f_c(x_0 r) - f_c(x, r)]}$$

$$[\dot{x}(x)] = \pm \sqrt{[\dot{x}_0(x_0)]^2 \frac{F(x_0, r)}{F(x, r)} + \frac{2r^2}{2} \Omega^2 \frac{J_z(x, M, r) - J_z(x_0, M, r)}{J_p F(x, r)} - \frac{2g}{\kappa F(x, r)} [f_c(x) - f_c(x_0)]}$$

$C_{sk}, s = 1, 2, 3, k = 1, 2$, stable centre type singular points

$S_s, s = 1, 2, 3, 4$, unstable saddle type singular points

$$h(x, r, \Omega, \kappa, a, b, k) = f'(x) \left\{ 1 - r \frac{f''(x)}{[1 + [f'(x)]^2]^{\frac{3}{2}}} \right\} - \frac{2\kappa}{3g} \Omega^2 \left\langle x - \frac{rf'(x)}{\sqrt{1 + [f'(x)]^2}} \right\rangle \left\langle 1 - \frac{rf''(x)}{[1 + [f'(x)]^2] \sqrt{1 + [f'(x)]^2}} \right\rangle = 0$$

$T_s, s = 1, 2, 3, 4$, trigger of coupled three singular points, bifurcation of a stable centre type singular point into three singular points, one unstable saddle singular point and two new stable centre type points

Using a series of phase portraits of such a class of models, we explain that by changing the kinetic parameters of dynamics with coupled rotations, we can identify and show the following phenomena of nonlinear dynamics:

Transformation of a phase portrait, reorganization of the structure of a set of singular points, appearance and disappearance of triggers of coupled singular points and triggers of coupled singularities, appearance of bifurcation of singular point of stable center type with loss of stability, transformation into singular point of unstable saddle type, appearance of two new stable centers, the appearance of a homoclinic orbit in the shape of the number "eight".

All these nonlinear phenomena shown in the phase portrait can be explained on nonlinear dynamics, on a real mechanical system: stability and instability of relative equilibrium position, appearance and loss of stability of one equilibrium position, appearance of two new equilibrium positions, appearance of periodic oscillations of different rolling periods depending from the initial conditions and relations of the kinetic parameters of the system. In such systems, one or more bifurcation parameters always exist.

1. Andronov AA., Vitt AA., Haykin S.: *Teoriya kolebaniy (Theory of oscillations)*, Nauka, Moskva.1981; pp. 568. (In Russian). 2. Guckenheimer J. and Holmes Ph., (1983), *Nonlinear Oscillations, Dynamical Systems, and Bifurcations of Fields*, Springer-Verlag, pp. 461. 2. Gerard J. and Daniel J., (1980), *Elementary Stability and Bifurcation Theory*, Springer Verlag, 1980. 3. Hedrih (Stevanović), KR.: *A Trigger of Coupled Singularities*. MECCANICA, Vol.39, No. 3, 2004., pp. 295-314., DOI: 10.1023/B:MECC.0000022994.81090.5f. Hedrih (Stevanović) KR.: *Vibro-impact dynamics in systems with trigger of coupled three singular points: Collision of two rolling bodies*. The 24th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (IUTAM ICTAM 2016), Montreal, Canada, 21-26 August, 2016, *Book of Papers*, pp. 212-213. IUTAM permanent site. ISBN: NR16-127/2016E-EPUB; <http://springerlink.com/content/v3426kp5483w3v00/?p=af7754855fef4487bf3c169778ad50e0&pi=3>. 4. Hedrih (Stevanović) KR.: *Non-linear phenomena in vibro-impact dynamics: Central collision and energy jumps between two rolling bodies. Dedicated to memory of Professor and important scientist Ali Nayfeh (December 21, 1933-March 27, 2017)*. *Nonlinear Dynamics*, February 2018, Volume 91, Issue 3, pp 1885–1907. DOI :10.1007/s11071-017-3988-x. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11071-017-3988-x>. 5. Hedrih (Stevanović) KR.: *Rolling heavy ball over the sphere in real Rn^3 space*. *Nonlinear Dynamics*, (2019) 97:63–82, <https://doi.org/10.1007/s11071-019-04947-1>, Springer. <https://doi.org/10.1007/s11071-019-04947-1> <https://ezproxy.nb.rs:2078/article/10.1007/s11071-019-04947-1>. 6. Hedrih (Stevanović) KR.: *Vibro-impact dynamics of two rolling heavy thin disks along rotate curvilinear line and energy analysis*, *Journal Nonlinear Dynamics.*, 98(4), 2551-2579, DOI 10.1007/s11071-019-04988-6; Springer; ISSN 0924-090X; Volume 98; Number 4., <http://link.springer.com/article/10.1007/s11071-019-04988-6>; <http://www.springer.com/home?SGWID=0-0-1003-0-0&aqlid=3763390&download=1&checkval=27b55b07bee6baeb0e6c0ca9c-045ba38>.

УДК 629.735

ТЕРМОНАПРУЖЕНІСТЬ, ПОВЗУЧІСТЬ І РЕСУРС КОРПУСУ СТОПОРНО-РЕГУЛЮВАЛЬНИХ КЛАПАНІВ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

THERMOELASTIC, CREEP AND RESOURCE OF THE BODY OF THE CONTROL VALVE OF THE STEAM TURBINE

Микола Шульженко¹, Андрій Колядюк²

¹Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного,
вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна;

²ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування»,
пр-т Героїв Сталінграда, 64/56, м. Київ, 04213, Україна

The boundary conditions for solving the problems of strength were determined by solving the steam flow problem in a three-dimensional formulation taking into account heat loss. The calculation of the elastic stress-strain state was carried out using a three-dimensional mathematical model of the regulating valve body for various steady-state operating modes. A numerical study of the creep of the valve body of the K-325 steam turbine was conducted on a stationary mode of 320 MW. It is shown that the service life of the valve body due to cyclic fatigue and creep in stationary modes of operation (excluding possible initial imperfections of the valve after manufacture) is exhausted after 300 thousand hours operation.

Система паророзподілу використовується для перекриття та регулювання надходження пари в турбіну. Для сучасної парової турбіни К-325 вона включає два сполучених блока стопорних та регулювальних клапанів. Кожен з двох блоків складається з одного стопорного да двох регулювальних клапанів, розташованих в загальному корпусі, що представляє собою відливку складної форми (рис. 1). Основним критерієм неприцездатності клапанів є поява значних тріщин в корпусі. Вирішення питань з надійності роботи клапанів потребує дослідження течії пари, яка надходить з температурою 540°C і тиском 24МПа, та розв'язання задач термоміцності, повзучості та ресурсу.

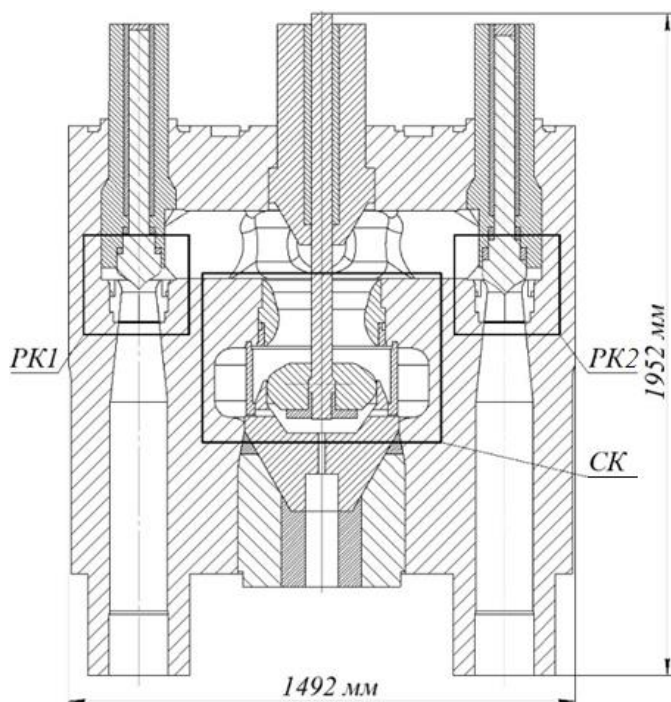


Рис. 1. Стопорно-регулювальні клапани парової турбіни К-325-23.5

Граничні умови для оцінки міцності визначались з сумісного розв'язання задач течії пари та теплообміну пари, корпусу і інших елементах клапана в тривимірній постановці з урахуванням тепловтрат через теплоізоляцію. Задача вирішувалась з використанням методу скінченних об'ємів і скінченних елементів. В паропотоці і металічних складових клапана температура, швидкість та тиск пари на стінки корпусу визначаються чисельним розв'язанням рівнянь Нав'є-Стокса. Температурні поля корпусу та розподіл тиску пари на його внутрішніх стінках визначались при семи різних стаціонарних режимах роботи.

Напружено-деформований стан оцінювався на основі використання тривимірної моделі корпусу стопорно-регулювальних клапанів [1]. Встановлено, що відмінності в напруженому стані на різних режимах роботи пов'язані зі змінами теплового стану корпусу клапанів і розподілом тиску на його стінки. Максимальні напруження в корпусі

спостерігаються в патрубках перед регулювальними клапанами і досягають 190 МПа. Результати свідчать, що найбільше небезпечним режимом за статичної міцності корпусу стопорно-регулювальних клапанів є не номінальний режим роботи турбіни при потужності 320 МВт, а проміжний при 180 МВт. Встановлено, що зони можливих пластичних деформацій корпусу клапанів, де напруження наближаються до межі плинності (різниця 10%), відповідають місцям утворення тріщин при експлуатації клапанів.

Для дослідження повзучості корпусу клапанів при потужності турбіни 320 МВт використовувалася модель неявної повзучості зі зміцненням, яка дозволяє врахувати початкову та сталу повзучість [2]. Результати виконаних досліджень свідчать, що максимальна накопичена деформація повзучості не може бути причиною утворення на практиці тріщин за 35 тис. год. експлуатації, оскільки її значення 0,1% значно менше за допустимі деформації, близькі до 1% (з урахуванням коефіцієнта запасу). Установлено, що місця з максимальними значеннями деформацій повзучості також відповідають зонам появи пошкоджень в корпусі клапанів при експлуатації.

Розрахунок пошкоджуваності корпусу клапанів виконувався з використанням двох різних методик: РТМ 108.021.103 [3] (розроблено в НВО ЦКТІ, 1986р.) та СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52 [4] (розроблено в ППМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, 2011р.). Результати досліджень показали, що основний внесок в накопичення пошкоджень вносить повзучість корпусу клапанів. Оцінка спрацювання ресурсу корпусу клапанів за циклічною втомою і повзучістю на стаціонарних режимах роботи свідчить про те, що після 40 тис. та 200 тис. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються. Різниця між результатами пошкоджуваності за різними методиками не перевищує 23%.

Оцінка пошкоджуваності проводилася без врахування можливих початкових недосконалостей корпусу клапанів після його виготовлення. Як показує практика, після виготовлення складних конструкційних елементів методами лиття можливе утворення початкових дефектів. Згідно з нормативною документацією дозволяється використання відливок корпусу клапанів з дефектами до 5 мм. Також, в процесі лиття, виникають залишкові напруження, які також можуть впливати на напружений стан корпусу клапанів.

Врахування параметрів складного розподілення температурних полів в корпусі стопорно-регулювальних клапанів та тиску на його стінки дозволило отримати значення пошкоджуваності в місцях, що збігаються з зонами утворення дефектів при експлуатації системи паророзподілу парової турбіни. Врахування цих чинників дозволило дати ефективну оцінку ресурсу корпусів при роботі на стаціонарних режимах. Отримані значення сумарного пошкодження корпусу стопорно-регулювальних клапанів може бути використано при модернізації працюючих енергоблоків теплових електростанції або при проектуванні нових систем паророзподілу парових турбін.

1. A.S. Koliadiuk, M.H. Shulzhenko *Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes. Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol.22. №2. P. 37-44.*
2. Шульженко, Н. Г. *Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 / Н. Г. Шульженко, А. С. Колядюк // Вісн. НТУ «ХП». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – №11. – С. 125 –131.- ISSN 2078-774X.* 3. РТМ 108.021.103-85. *Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1986. 48 с.*
4. Шульженко М., Гонтаровський П., Матюхін Ю., Мележик І., Пожидаєв О. *Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки. СОУ-Н МEB 40.1-21677681-52:2011. ОЕП «ГРІФРЕ». - 2011. 42с.*



СЕКЦІЯ 1

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ МАШИН І СПОРУД

УДК 620.197.5: 669.788

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТЕПЛОБІМНИХ ТРУБ ПАРОГЕНЕРАТОРА

MATHEMATICAL MODELING OF THE EFFECT OF OPERATING FACTORS ON THE DURABILITY OF HEAT-EXCHANGE TUBES OF STEAM GENERATORS

Оксана Гембара^{1,2}, Ольга Чепіль¹, Назар Гембара¹, Михайло Гриненко¹

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 article presents the results of determining the durability of the rectilinear section of the heat exchange pipes of the steam generator PGV-1 under operating conditions. Using the Ansys software package, the process of hydrogenation and deformation of structural elements in a corrosive environment during long-term operation is reproduced. The effect of magnesium chloride solution (5% and 10%) and metal hydrogenation to hydrogen concentrations ($C_H=51, 58, 65$ та 72 ppm) on the durability of the rectilinear section of the heat exchange pipes of the steam generator under operating conditions were established.

Атомна енергетика є стратегічною галуззю України, яка виробляє понад 50% електроенергії країни, і цей обсяг має сталу тенденцію до зростання. В Українській атомній енергетиці використовуються парогенератори (ПГ) горизонтального типу. Досвід експлуатації показав, що горизонтальні ПГ мають ряд важливих переваг над вертикальними, як з точки зору надійності, так і безпеки. Надійна робота ПГ є найважливішим завданням для атомних електростанцій (АЕС) в усьому світі. Завдяки бездоганній роботі всіх компонентів АЕС, важливих для безпеки, і зокрема ПГ, досягається необхідний рівень безпеки та надійності виробництва електроенергії на АЕС.

При експлуатації парогенераторів атомних АЕС із водо-водяним енергетичним реактором (ВВЕР) спостерігається руйнування внаслідок корозійного розтріскування теплообмінних труб (ТОТ), виготовлених із аустенітної нержавіючої сталі 08X18H10T [1, 2].

Проведено дослідження напружено деформованого стану (НДС) ТОТ для ПГ ПГВ-1 ($R_1=9$ mm, $R_2 = 10,5$ mm, $\alpha=R_1/R_2 = 0.851$, рис.1а.) [1].

За розрахункову модель прийнято тривимірний порожнистий циліндр, змодельований відповідно до реальних розмірів теплообмінних труб парогенератора (рис.1), навантаженого різними

внутрішніми тисками ($P=10, 13, 16$ та 20 МПа) з врахуванням впливу розчину хлориду магнію (5% та 10 %) та наводнювання металу до концентрацій водню ($C_H=51, 58, 65$ та 72 ppm).

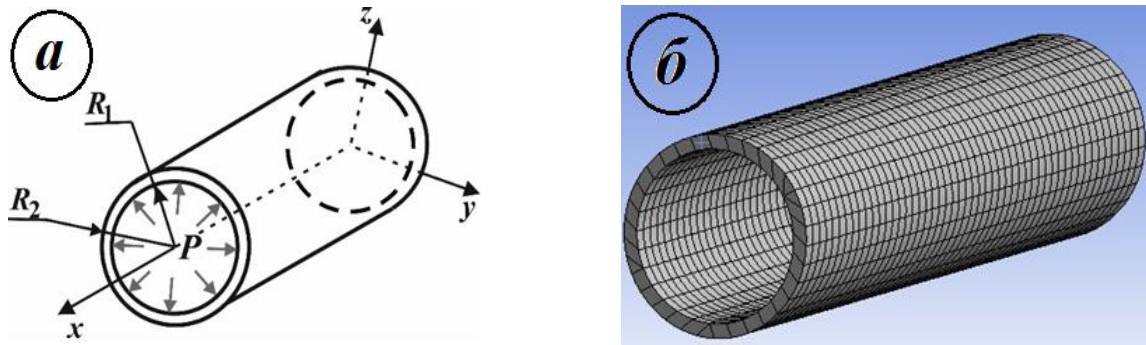


Рис. 1. Схематичне зображення ТОТ ПГВ-1 (а) та розбиття на скінченні елементи (б).

Розрахунки НДС проведено за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Для цього використано програмний пакет ANSYS 2019R1 та власні програмні модулі, розроблені на мові програмування Fortran. Під час скінченно-елементного моделювання фрагмент труб розбито на 2637 елементів паралелепіпедоподібної форми.

Застосовуючи енергетичний підхід [3] визначено залежність часу до руйнування теплообмінних труб від внутрішнього тиску для ПГВ-1 з врахуванням та без врахування наводнювання та розчину $MgCl_2$ (рис. 2). Запропоновано квадратичні залежності для визначення терміну експлуатації ТОТ (табл. 1) за впливу різних експлуатаційних чинників.

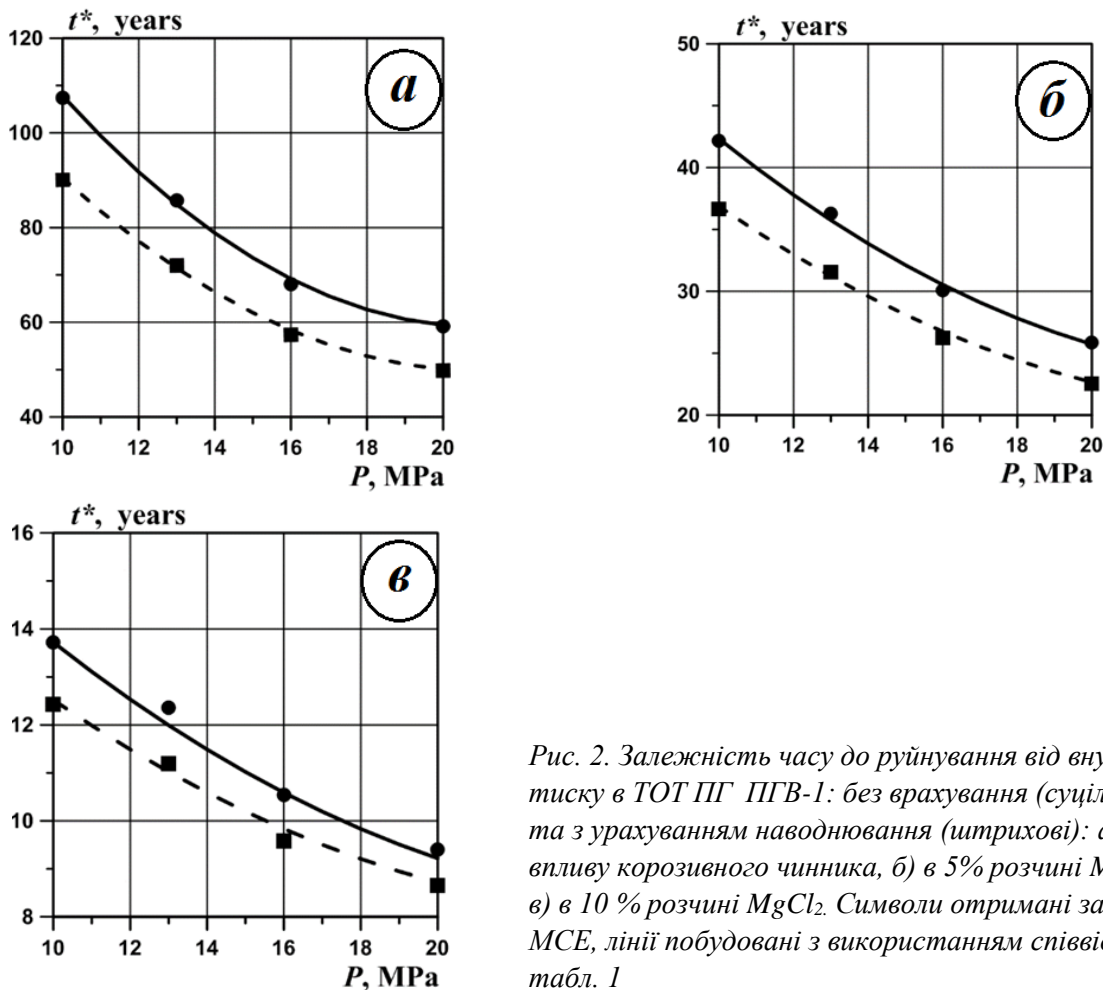


Рис. 2. Залежність часу до руйнування від внутрішнього тиску в ТОТ ПГ ПГВ-1: без врахування (суцільні лінії), та з врахуванням наводнювання (штрихові): а) без впливу корозивного чинника, б) в 5% розчині $MgCl_2$, в) в 10% розчині $MgCl_2$. Символи отримані за допомогою МСЕ, лінії побудовані з використанням співвідношень у табл. 1

Квадратичні залежності для визначення терміну експлуатації ТОТ ПГВ-1

$t^* = 236.2 - 16.84P + 0.4P^2$	без корозивного середовища
$t^* = 196.86 - 13.94P + 0.33P^2$	з врахуванням впливу водню
$t^* = 74.12 - 3.94P + 0.076P^2$	з врахуванням 5% розчину хлориду магнію
$t^* = 64.26 - 3.4P + 0.066P^2$	з врахуванням 5% розчину хлориду магнію та водню
$t^* = 21.82 - 0.99P + 0.018P^2$	з врахуванням 10% розчину хлориду магнію
$t^* = 19.72 - 0.89P + 0.017P^2$	з врахуванням 10% розчину хлориду магнію та водню

Встановлено, що наводнювання сталі зменшує її ресурс на 15 – 16% для всіх досліджуваних значень тисків робочого середовища; сумісний вплив водню і 5 % розчину хлориду магнію скорочує довговічність на 60 – 66%; 10% $MgCl_2$ – на 85 – 89%.

Подяка. Ця робота була підтримана Національним Фондом Досліджень України (Номер проєкту: 2020.02 / 0049).

1. Морачковський О.К., Ромашов Ю.В. *Континуальна модель росту тріщин корозійного растрескивання для расчета ресурса конструкций // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2010. – 46, № 2. – С. 111–116.* 2. Song W. G., Hembara O. V., Sapuzhak Y. I. *Mathematical Modeling of the Influence of Hydrogen on the Corrosion Activity of Metal Structures // Materials Science. – 2020. – Т. 56, № 1. – С. 66-74.* 3. Ivanytskyi Ya., Kharchenko Ye., Hembara O., Chepil O., Sapuzhak Ya., Hembara N. *The energy approach to the evaluation of hydrogen effect on the damage accumulation // Procedia Structural Integrity. – 2019. – 16. – С. 126–133.*

УДК 519.6:539.3

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ПРУЖНИХ ТІЛ, ОДНЕ З ЯКИХ МАЄ НЕСУЦІЛЬНЕ ТОНКЕ ПОКРИТТЯ

CONTACT INTERACTION BETWEEN ELASTIC BODIES, ONE OF WHICH HAS A NONUNIFORM THIN COATING

Ігор Прокопишин¹, Андрій Стягар^{2,3}

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

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

³Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

We consider a contact problem for two elastic bodies, one of which has a nonuniform thin elastic coating in the form of Timoshenko shell. For solving a nonlinear variational equation, which corresponds to the contact problem, we propose a parallel iterative Robin type domain decomposition method. Using this method and the finite element approximations we investigate the contact between two rectangular elastic bodies with a nonuniform thin coating. The dependence of contact and volume stresses on the thickness and the stiffness of the coating is analyzed. The numerical results, obtained by domain decomposition algorithms in which the Timoshenko shell theory as well as the classical elasticity theory are used to model the coating, are compared.

Розглянуто плоску задачу про контакт двох пружних тіл, одне з яких має несучільне тонке

пружне покриття. Між першим пружним тілом та несучільним покриттям другого пружного тіла (основи) відбувається односторонній контакт без тертя, а між несучільним покриттям і його основою виконуються умови ідеального механічного контакту. Напружено-деформований стан (НДС) пружних тіл описують рівняння лінійної теорії пружності за умов плоскої деформації, а тонкого покриття – рівняння теорії оболонок типу Тимошенка. Застосовуючи результати праць [1, 2, 4, 5], отримано слабке формулювання цієї задачі у вигляді варіаційної нерівності на опуклій множині кінематично допустимих переміщень, яку за допомогою методу штрафу зведено до нелінійного варіаційного рівняння в гільбертовому просторі. Визначено умови існування і єдиності розв'язку варіаційних задач.

Для розв'язування нелінійного варіаційного рівняння контактної задачі запропоновано паралельний ітераційний метод декомпозиції області (МДО) типу Робіна [3], який зводить це рівняння до паралельного розв'язування на кожному ітераційному кроці двох незалежних лінійних варіаційних рівнянь теорії пружності для пружних тіл та лінійного варіаційного рівняння теорії оболонок типу Тимошенка для несучільного тонкого покриття з крайовими умовами Робіна на поверхнях контакту. Встановлено умови слабкої збіжності алгоритму МДО. Розроблено методику програмної реалізації цього алгоритму з використанням скінченноелементних апроксимацій.

За допомогою отриманого методу досліджено контактну взаємодію двох прямокутних пружних тіл за наявності несучільного тонкого покриття [3]. Здійснено порівняння числових розв'язків, одержаних із застосуванням у МДО для моделювання НДС тонкого покриття теорії оболонок типу Тимошенка та класичної теорії пружності. Показано, що при зменшенні товщини покриття відбувається зближення результатів, отриманих за обома моделями, зближення між собою розподілів міжфазних напружень для різних жорсткостей покриття та їх наближення до розподілів контактних напружень. Встановлено, що теорію оболонок типу Тимошенка більш ефективно застосовувати у випадку малої товщини покриття та коли його жорсткість перевищує жорсткості основних тіл.

1. Кравчук А. С. Постановка задачі о контакте нескольких деформируемых тел как задачи нелинейного программирования // Прикл. математика и механика. – 1978. – 42, № 3. – С. 467–474. 2. Кузьменко В. И. О вариационном подходе в теории контактных задач для нелинейно-упругих слоистых тел // Прикл. математика и механика. – 1979. – 43, № 5. – С. 893–901. 3. Прокопюшин І. І., Стягар А. О. Числове дослідження контакту пружних тіл, одне з яких має несучільне тонке покриття // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 6 с. (подано). 4. Дууак І., Савула Я., Стягар А. Numerical investigation of a plain strain state for a body with thin cover using domain decomposition // Журн. обчисл. та прикл. математики. – 2012. – № 3 (109). – С. 23–33. 5. Prokopyshyn I. I., Дууак І. І., Мартуняк Р. М., Prokopyshyn I. A. Penalty Robin–Robin domain decomposition schemes for contact problems of nonlinear elasticity // Lect. Notes Comput. Sci. Eng. – 2013. – 91. – P. 647–654.

УДК 624.132.3

УЩІЛЬНЕННЯ ТА ТИСК ДЕФОРМОВАНОГО ҐРУНТУ НА ПІДЗЕМНІ ОБ'ЄКТИ ПРИ ЙОГО ПРОДАВЛЮВАННІ КОНУСНО-ЦИЛІНДРИЧНИМ НАКОНЕЧНИКОМ

SEALING AND PRESSURE OF DEFORMED SOIL ON UNDERGROUND OBJECTS DURING ITS PRESSURE BY CONICAL-CYLINDRICAL TIP

Володимир Супонев¹, Віталій Рагулін¹, Святослав Кравець², Сергій Балесний³

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого, м. Харків, 61002, Україна;

²Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33000, Україна;

³ТОВ «Інститут проектування інфраструктури транспорту»,

вул. Отакара Яроша, 18, м. Харків, 61045, Україна

The article considers the influence of deformed soil on adjacent objects during trenchless laying of underground communications. It is established that the magnitude of the zone of destruction and soil pressure when it is pushed by the conical-tubular tip is determined by the properties of the soil and the ratio of outer to inner diameters of the tip.

Основними напрямками розвитку безтраншейних технологій прокладання комунікацій у світі є горизонтально спрямоване буріння та мікротонелювання у вигляді статичного продавливання з екскавациєю ґрунту. Опір просуненню робочого органу циліндричної форми для реалізації останньої визначається параметрами робочого органу та властивостями ущільненого ґрунту, які описані авторами в [1–3].

Дослідження [4] присвячені вибору способу виконання робіт, з детальним аналізом переваг та недоліків різних технологій. А в роботі [5] увагу приділяють безтраншейним технологіям спорудження та ремонту лінійно-протяжних трубопроводів. В роботі [6] описані можливості розширення безтраншейних технологій до потрібних розмірів та способи виконання робіт. В дослідженнях [7] визначається вплив ґрунту на комунікації, що розташовані над ними, та на труби, що прокладені на певній глибині.

Зону руйнування ґрунту навколо конусно-циліндричних робочих органів, що здійснюють прокол ґрунту, і циліндричних наконечників з кільцевидним перерізом в роботах [8] були визначені в межах 4...6 діаметрів свердловини для першого випадку, та в межах 2 діаметрів для другого. Отримані експериментальні залежності для конкретних умов значно обмежує її практичне використання.

Метою роботи є аналітичне визначення зони деформування ґрунту конусно-циліндричним наконечником та тиску, що виникає на його бічній поверхні.

Встановлено, що в умовах щільної забудови міст та великої кількості інженерних мереж, які розташовані під поверхнею, використання робочого органу з конічно-кільцевим наконечником дозволить в практичних умовах значно підвищити ефективність безтраншейного прокладання підземних комунікацій. Збільшення діаметру свердловини при використанні комбінованого методу зменшує вплив на зростання зони тиску на прилеглі комунікації від ущільнення ґрунту.

Отримана залежність для визначення відношення діаметра зони пружно-пластичних деформацій (зони руйнування) до діаметра ґрунтової порожнини з урахуванням співвідношення зовнішнього до внутрішнього діаметрів наконечника з кільцевидним перерізом дозволила встановити їх уточнюючі дані для різних типів ґрунтів: для твердого супіску 2,46...3,55; для напівтвердого суглинку - 2,02...2,85; для тугопластичної глини – 1,91...2,67.

Результати роботи можуть мати практичне значення при утворюванні порожнин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій з використанням методу статичного продавливання ґрунту.

1. Кравець С. В., Кованько В. В., Лукянчук О. П. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземнорухомих пристроїв. Монографія. Рівне: НУВГП, 2015. 322 с. 2. Кравець С., Посмітюха О., Супонев В. Аналітичний спосіб визначення опору занурення конусного наконечника в ґрунт // СММ ПДАБА. 2017. Вып. 103. С. 91–98. 3. Erez N. Allouche, Samuel T. Ariaratnam, State-Of-The-Art-Review Of No-Dig Technologies for New Installations. Published online: April 26. 2012. [https://doi.org/10.1061/40641\(2002\)55](https://doi.org/10.1061/40641(2002)55). 4. Pridmore A., Geisbush J. Developing a Successful Specification for Horizontal Directional Drilling // Pipelines 2017. Pipelines Planning and Design Book set. 2017. P. 553–563. <https://doi.org/10.1061/9780784480878>. 5. Zhao Jun Ling Bian. Trenchless technology underground pipes. Machinery Industry Press, 2014. P. 187. 6. Jian Xin. Application of Trenchless Pipeline Rehabilitation Technology // International Conference on Pipelines and Trenchless Technology. 2014. <https://doi.org/10.1061/9780784413821.051>. 7. Nilo Tsung, Mingming Zheng, Mohammad Najafi, Saleh Mehraban. [A Comparative Study of Soil Pressure and Deformation of Pipes Installed by the Open-Cut Method and Trenchless Technology](https://doi.org/10.1061/9780784479957.132) // Pipelines 2016: Out of Sight, Out of Mind, Not Out of Risk. 2016. <https://doi.org/10.1061/9780784479957.132>. 8. Хачатурян С., Олексин В. Исследование процесса изменения

состояния грунта вокруг горизонтальной скважины после её формирования методом статического прокола грунта // Вісник ХНАДУ. – 2016. – Вип. 73. – С. 196-202.

УДК 539.3

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ТІЛ В УМОВАХ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

CONTACT INTERACTION OF BODIES IN CONDITIONS OF ELASTO-PLASTIC DEFORMATIONS OF MATERIALS

Микола Ткачук, Андрій Грабовський, Микола Ткачук-мол., Сергій Куценко

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

Torsion bars of armored vehicles, tank gun barrels and elements of hydrovolumetric tank transmissions operate under high loads and contact interaction. Various types of nonlinearities need to be accounted for their analysis, namely structural (contact), physical (elasto-plastic deformations of materials) and in some cases geometrical (finite strains). An incremental formulation of the problem is derived for this type of problems. It is applied for the analysis and rational design of the studied structures.

Елементи сучасних конструкцій у багатьох випадках працюють в умовах інтенсивного навантаження та контактної взаємодії. Це, наприклад, торсіонні вали підвісок бойових броньованих машин, стволи гармат, деталі гідрооб'ємних передач перспективних танкових трансмісій тощо. Відповідно, у зоні контактного сполучення та у інших частинах таких тіл можуть виникати пластичні деформації. Отже, для аналізу їхнього напружено-деформованого стану необхідно залучити математичну модель, у якій поєднуються два або три типи нелінійностей: структурна (контакт), фізична (пружно-пластична поведінка матеріалів), а у деяких випадках – геометрична (за великих деформацій). Це призводить до аналізу процесів, залежних від історії навантаження. Таким чином, розв'язувальні співвідношення слід формувати у припущеннях. При дискретизації постановок, наприклад, із залученням методу скінченних елементів, здійснюється покрокове розв'язання задач аналізу напружено-деформованого стану контактуючих тіл. Відповідно, визначаються розподіли контактної тиску, напружень, деформацій та переміщень, а також характеристик їх зміни залежно від параметра навантаження.

У багатьох випадках необхідно розв'язати не пряму задачу аналізу напружено-деформованого стану, а задачу обґрунтування таких технічних рішень, які забезпечують міцність, працездатність та довговічність досліджуваних конструкцій.

Зокрема, у множині визначальних складових технічних рішень входять технологічні режими при здійсненні операцій у ході виготовлення елементів конструкцій. Так, для торсіонних валів застосовується операція заневолення. Важливими чинниками при цьому є створення пластичних деформацій, як у стеблі торсіонного вала, так і у його голівці, яка знаходиться у шліцевому контактному з'єднанні зі спряженою деталлю. Якраз поєднання контактної взаємодії та пластичних деформацій у зоні шліцевого з'єднання створює якісну та кількісну відмінність напружено-деформованого стану від тих варіантів, у яких один з цих чинників не враховується.

Для гарматних стволів одним з варіантів зміцнення є застосування операцій автофретування. Попереднє технологічне навантаження створює залишковий пружно-пластичний стан, який є сприятливим для зниження рівня напружень при суперпозиції технологічного і робочих станів.

Для гідروпередат перспективних танкових трансмісій важливим чинником є створення негомогенного дискретно зміцненого приповерхневого шару у контактуючих елементах конструкції.

Така технологічно породжена мікроструктура створює сприятливий напружено-деформований стан при подальших експлуатаційних навантаженнях.

Наведені випадки ілюструють важливість поставленої задачі контактної взаємодії в умовах пружно-пластичного деформування матеріалів. Для розв'язання подібних задач розроблені моделі та методи досліджень, що враховують усі зазначені чинники.

Задля аналізу напружено-деформованого стану елементів досліджуваних конструкцій побудована інкрементальна постановка. Сформовані функціонали у прирощеннях компонент напружено-деформованого стану та контактного тиску. З умов екстремальності таких функціоналів визначаються області контакту, розподіли контактного тиску та напружено-деформованого стану, а також рівні пластичних деформацій і залишкові напруження та деформації.

З метою визначення раціональних технологічних рішень здійснюється варіювання структури, форми та розмірів контактуючих тіл і режимів навантаження на етапах виконання технологічних операцій. Шляхом варіювання таких чинників за критеріями міцності, працездатності та довговічності визначаються раціональні проектно-технологічні рішення досліджуваних конструкцій.



СЕКЦІЯ 2

МАТЕМАТИЧНІ ТА ФІЗИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРІЩИН У МЕХАНІЦІ

УДК 620.191.33:620.193

ОЦІНКА ПЕРІОДУ ДОКРИТИЧНОГО РОСТУ МАЛИХ ПЛОСКИХ ТРІЩИН В ЕЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДІЇ ДОВГОТРИВАЛОГО РОЗТЯГУ І КОРОЗІЙНОГО СЕРЕДОВИЩА

ASSESSMENT OF THE PERIOD OF CRITICAL GROWTH OF SMALL FLAT CRACKS IN
ELEMENTS OF STRUCTURES UNDER THE ACTION OF LONG-TERM TENSION AND
CORROSION ENVIRONMENT

Олександр Андрейків¹, Ірина Долінська², Святослав Настасяк¹

¹Львівський 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, 79060, Україна

The computational model (differential equation with initial and final conditions) is formulated to establish the period of subcritical growth of small flat corrosion cracks in structural elements under long-term tension. This model has been tested on problems in the study of the kinetics of propagation of small flat corrosion cracks in three-dimensional structural elements during their stretching.

За дії корозійного середовища і довготривалого статичного навантаження поширення корозійно-механічних тріщин значно посилюється. Для визначення ресурсу (залишкового ресурсу) металевих елементів конструкцій за довготривалого статичного навантаження і дії корозійних середовищ необхідно мати відповідні розрахункові моделі. Більшість із відомих таких розрахункових моделей побудовані на основі опису тільки конкретних експериментальних даних. На основі цих теорій можна визначати ресурс (залишковий ресурс) тільки деяких елементів конструкцій із тих матеріалів, на експериментальних даних яких вони побудовані. Особливо мало дослідженими є випадки поширення малих корозійно-механічних тріщин. У даній роботі зроблена спроба створити таку розрахункову модель з допомогою більш фундаментального енергетичного підходу на основі першого закону термодинаміки для опису сповільненого руйнування металевих матеріалів в умовах дії механічних навантажень, а також корозійно-агресивних середовищ. В основу нього покладено наступне.

Формулювання розрахункової моделі. Розглянемо тривимірне тіло з плоскою малою поверхневою тріщиною початкової площі S_0 , яке обмежене контуром L (рис. 1). Вважаємо, що на тіло діє довготривале статичне навантаження розтягу інтенсивності p , яке утворює симетричний

напружено-деформований стан, симетричний відносно площини тріщини. При цьому вважається, що в тріщину проникає корозійно-агресивне середовище, яке контактує з її контуром і за дії зовнішнього навантаження викликає його поширення. За таких умов в ньому розвиватиметься мала корозійна тріщина, яка за час $t = t_*$ досягне критичної площі $S = S_*$ і тіло зруйнується. Задача полягає у визначенні періоду $t = t_*$ її докритичного росту.

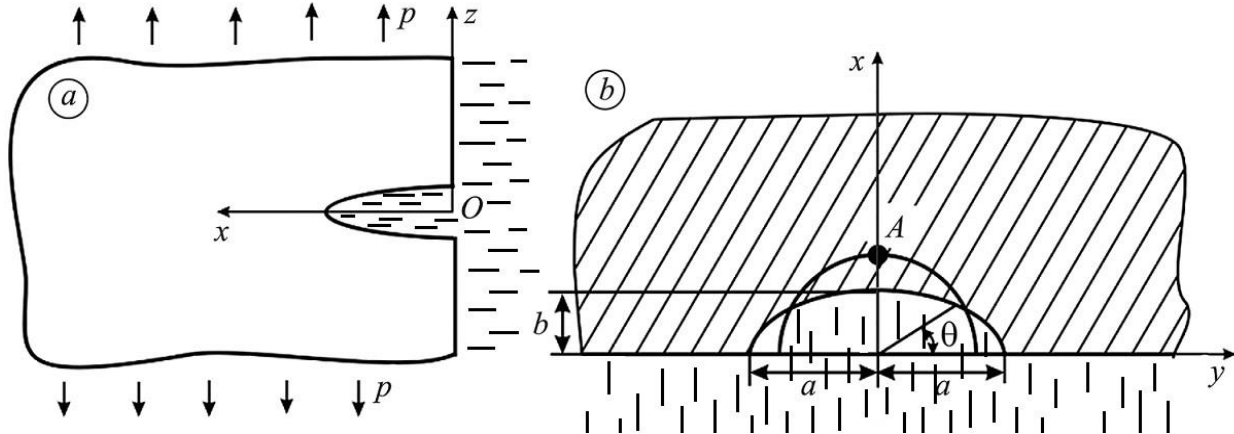


Рис. 1. Схеми перерізу тіла з тріщиною координатними площинами xOz (a) та xOy (b) декартової системи координат $Oxyz$

Для розв'язку задачі насамперед побудуємо математичну модель, тобто математичні рівняння, які описують цей процес. При цьому вважатимемо, що тріщина рухається прямолінійно неперервно від початкового розміру $S = S_0$ до кінцевого $S = S_*$. Це припущення коректне, оскільки реальний її рух супроводжується стрибками малого розміру ΔS_c за відносно великі проміжки часу Δt_c .

Надалі застосуємо сформульований раніше авторами енергетичний підхід і відому в літературі δ_c - модель В.В. Панасюка, в результаті чого задача зведеться до такої математичної моделі

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\eta \left[\delta_{SCC}^{-1} \left(\int_L \delta_t(\xi, 0) d\xi \right)^{-1} \int_L \delta_t^2(\xi, 0) d\xi - 1 \right]}{\left[1 - \delta_C^{-1} \left(\int_L \delta_t(\xi, 0) d\xi \right)^{-1} \int_L \delta_t^2(\xi, 0) d\xi \right]^4}, \quad (1)$$

$t = 0, S(0) = S_0; \quad t = t_*, S(t_*) = S_*; \quad \delta_t(S_*) = \delta_C.$

Тут $\delta_t(\xi, 0)$ – розкриття у вершині тріщини за навантаження p ; δ_C – його критичне значення за корозійного руйнування; δ_{SCC} – нижнє порогове значення на кінетичній діаграмі поширення корозійно-механічної тріщини; η – корозійна характеристика матеріалу, що визначається з експерименту.

Визначення залишкового ресурсу трубопроводу з малою півеліптичною корозійною тріщиною. Розглянемо трубу нафтогазопроводу під тиском p , в стінці якої товщини h розміщена мала півеліптична корозійна тріщина початкової площі S_0 . Як правило, такі труби знаходяться закопані в землі на глибині біля 2 м. Ці труби піддані ґрунтовій корозії. Необхідно знайти період $t = t_*$ докритичного росту тріщини, тобто час, за який вона проросте наскрізь стінки і труба розгерметизується. Прямий розв'язок такої задачі пов'язаний із значними математичними труднощами. Щоб їх уникнути, застосуємо сформульований раніше авторами метод еквівалентних площ, за яким швидкість зміни площі S такої тріщини за однорідного розтягу незначно залежить від

конфігурації її контуру (у даному випадку поверхневої). Тому конфігурацію контуру замінюємо півколовою радіусом ρ з вихідною площею, що дорівнює вихідній цього дефекту $S = S_0$ (див. рис. 1). При цьому вважаємо, що розкриття $\delta_t(\xi, 0)$ у вершині вздовж контуру тріщини буде сталим і буде таким, щоб його значення дорівнювало максимальному δ_k тобто $\delta_t(\xi, 0) = \delta_k(\rho)$ (точка A на рис. 1). Ця ситуація найгірша, оскільки час досягнення тріщини граничного розміру буде найкоротшим і похибка значення періоду $t = t_*$ піде в запас, а не в ризик непередбаченого руйнування. Тоді математична модель (1) набуде наступного виду

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\eta}{\pi\rho} \frac{\delta_{SCC}^{-1}\delta_k(\rho) - 1}{[1 - \delta_k(\rho)/\delta_C]^4}, \quad (2)$$

$$t = 0, \rho = \rho_0; \quad t = t_*, \rho = h.$$

Реалізуючи математичну модель (2) за відомих значень параметрів η , δ_{SCC} , δ_C , δ_k , визначимо період докритичного росту тріщини $t = t_*$.

УДК 539.3

ВПЛИВ ІНТЕРФЕЙСУ ВИСОКОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ОБМЕЖЕНИХ БІМАТЕРІАЛЬНИХ ТІЛ НА ВЗАЄМОДІЮ ВНУТРІШНІХ ТРІЩИН

INFLUENCE OF HIGH CONDUCTING INTERFACE OF FINITE BIMATERIAL SOLIDS ON INTERNAL CRACK INTERACTION

Андрій Василюшин¹, Георгій Сулим²

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

²Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, Львів, 79060, Україна

This work studies the thermomagnetoelastic problem for finite bimaterial solids with high temperature-conducting interface, which components contain cracks or thin inclusions.

У сучасному інженерному проектуванні широко використовують біматеріали, які поєднують в собі та перерозподіляють енергію чотирьох полів різної фізичної природи (механічного, температурного, електричного та магнітного). Завдяки цій властивості вони мають великі перспективи застосування у сучасних технологіях, особливо у виробництві приладів точної механіки, у приладових та сенсорних системах, пристроях точного позиціонування, перетворювачах енергії тощо.

Очевидно, що будова таких матеріалів не є ідеальною. У них можуть міститися, як тонкі дефекти типу тріщин так і абсолютно жорсткі чи пружні включення. Біля вершин таких неоднорідностей виникають значні концентрації напружень, що може призвести до передчасного руйнування. Крім цього, виготовлення біматеріалів, зазвичай відбувається шляхом механічного поєднання матеріалів з різними фізичними властивостями. Внаслідок цього, на межі контакту виникає тонкий шар, який значно впливає на поля напружень і температур, що в свою чергу може знижувати довговічність відповідних приладів. У науковій літературі виділяють два типи неідеальних теплових умов контакту тонкого шару із середовищем – висока та слабка теплопровідність, а також два типи неідеальних механічних умов – податлива та жорстка межа контакту.

Таким чином, розробка ефективних методів моделювання та вивчення розподілу теплових механічних, електричних і магнітних полів у біматеріальних твердих деформівних тілах із неідеальною поверхнею поділу матеріалів та внутрішніми тонкими неоднорідностями є важливою науковою проблемою з широкими можливостями практичного використання.

У даній роботі розроблено математичну модель термомагнітоелектропружного біматеріального тіла скінченних розмірів з інтерфейсом високої теплопровідності та ідеальним магніто-електро-механічним контактом складових, що містить тонкі деформівні включення або тріщини. У замкнутій формі побудовано справді крайові інтегральні рівняння сформульованої задачі. Використання одержаних інтегральних рівнянь у поєднанні з методом граничних елементів дало можливість розв'язати декілька нових задач для біматеріальних тіл квадратної та прямокутної форми, компоненти яких складаються з однакових або різних матеріалів з урахуванням проміжного контактного шару. Побудовано графічні залежності узагальнених коефіцієнтів інтенсивності напружень від параметра теплопровідності інтерфейсу.

Отримані результати свідчать про те, що розроблений метод дає можливість розв'язувати з високою точністю задачі термомагнітоелектропружності для скінченних біматеріальних тіл з інтерфейсом високої теплопровідності з тонкими включеннями чи тріщинами, що не вдавалося зробити до цього часу застосуванням традиційних числових підходів.

УДК 539.4

ІМОВІРНІСНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ МІЦНОСТІ КЕРАМІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ

PROBABILISTIC APPROACH TO ESTIMATION OF THE STRENGTH OF CERAMIC MATERIALS

Роман Квіт, Тетяна Сало

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

A ceramic plate with rectilinear surface defects of the crack type under conditions of biaxial loading is considered. The depth of defects and their angle of orientation are considered as statistically independent random variables with given laws of their probability distribution. The expressions for the distribution function of the failure loading and the probability of failure of the plate for different types of stress and surface homogeneity of the material are obtained.

При виготовленні тонкостінних елементів конструкцій з керамічних матеріалів утворюються технологічні та структурні дефекти, які в основному є поверхневими. На поверхні утворюються небезпечніші дефекти, ніж у внутрішніх шарах. Детерміністичний підхід до проектування таких матеріалів з точки зору надійності не є задовільним. Тому застосування ймовірнісного підходу, який враховує присутність у керамічних матеріалах дефектів різної орієнтації, розмірів та форми є важливим етапом у розрахунках їхньої міцності та надійності.

Досліджено керамічну пластину з поверхневими прямолінійними дефектами типу тріщин за умов дії рівномірно розподіленого по краях однорідного навантаження P та Q ($Q = \eta P$). Площина кожного дефекта є нормальною до поверхні пластини, а глибина l набагато меншою від довжини ($0 \leq l \leq c$, c – скінчена структурна характеристика матеріалу). Вважаємо кут орієнтації дефектів α відносно до напрямку дії навантаження P та їхню глибину l статистично незалежними випадковими величинами. Припускаємо, що випадкова величина α розподілена за рівномірним законом (щільність ймовірності розподілу $f_1(\alpha) = 1/\pi$, $(-\pi/2 \leq \alpha \leq \pi/2)$), а випадкова величина l

описується зрізаним нормальним розподілом $f_2(l) = \frac{A}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{l^2}{2\sigma^2}\right)$, $A > 1$ – нормуючий множник

[1]. Умовно здійснюємо розбиття пластини на елементи площі, кожен з яких містить один дефект. Вважаємо, що внаслідок поширення тріщини перший етап процесу руйнування завершується остаточним руйнуванням пластини. Співвідношення, що визначають величину руйнівного навантаження для елемента пластини з одною довільно орієнтованою поверхневою тріщиною знаходимо з використанням критерію руйнування [2].

Функція розподілу руйнівного навантаження, відповідно до алгоритму [3] буде такою:

$$F_1(P, \eta) = \frac{1}{\pi} \int_{D_\alpha} (1 - F(L(\alpha, P, \eta, K_{Ic}))) d\alpha. \quad (1)$$

Тут $F(L(\alpha, P, \eta, K_{Ic}))$ – інтегральна функція розподілу випадкової величини L , яку знаходимо з критерію [2], область інтегрування D_α визначаємо з умови $0 \leq L(\alpha, P, \eta, K_{Ic}) \leq c$.

Відповідно до формули (1), імовірність зруйнування керамічної пластини, яка містить N поверхневих дефектів типу тріщин визначається так:

$$P_f = 1 - \left(1 - \frac{1}{\pi} \int_{D_\alpha} (1 - F(L(\alpha, P, \eta, K_{Ic}))) d\alpha \right)^N. \quad (2)$$

Співвідношення (2) дає змогу дослідити залежність імовірності зруйнування керамічної пластини від величини прикладеного навантаження та кількості поверхневих дефектів (різної поверхневої однорідності матеріалу) для різних видів напруженого стану. Можна встановити певний діапазон навантаження, якому відповідає мала ймовірність зруйнування P_f . При фіксованому навантаженні P_f збільшується зі збільшенням кількості дефектів і залежить від виду напруженого стану.

Сумісне врахування дефектності та випадковості в структурі керамічних матеріалів дає змогу отримати результати, які краще узгоджуються з експериментами. Особливістю проведених досліджень є явне введення дефектів, що адекватніше відображає реальність будови керамічних матеріалів.

1. Королюк В.С., Портенко Н.И., Скороход А.В. *Справочник по теории вероятностей и математической статистике*. М.: Наука. – 1985. – 640 с. 2. Chao L.Y., Shetty D.K. *Reliability analysis of structural ceramics subjected to biaxial flexure*. *Journal of the American Ceramic Society*. – 1991. – Vol. 74, No 2. – P. 333–344; doi: <https://doi.org/10.1111/j.1151-2916.1991.tb06884>. 3. Витвицкий П.М., Попина С.Ю. *Прочность и критерии хрупкого разрушения стохастически дефектных тел*. – К.: Наук. думка. – 1980. – 186 с.

УДК 620.174.2

ЧИННИКИ ВПЛИВУ НА НАПРУЖЕННЯ В ФЕРИТНІЙ МАТРИЦІ ЕКСПЛУАТОВАНОЇ ТЕПЛОТРИВКОЇ СТАЛІ В ОКОЛІ ВКЛЮЧЕНЬ ВЗДОВЖ МЕЖ ЗЕРЕН

FACTORS OF INFLUENCE ON THE STRESS IN A FERRITE MATRIX OF OPERATED HEAT RESISTANT STEEL IN THE VICINITY OF INCLUSIONS ALONG GRAIN BOUNDARIES

Галина Кречковська^{1,2}, Андрій Лісничук^{1,2}, Мирон Головчук¹, Олександра Студент¹

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, 79060, Україна

Models and equations for calculating of the stress state in heat-resistant steels are analyzed. The critical sizes of structural elements (carbides, grains) and the level of stresses caused by them initiates the formation of microcracks. Differences in the mechanisms of destruction of steel operated on steam pipelines of TPP with different number of block shut-down after static crack resistance tests are established by fractography. The important role of hydrogen in the processes of degradation and destruction is noted.

Для досліджень процесу руйнування оццаднолегованих теплоотривких сталей використовують підходи [1], в яких враховують особливості руйнування металу у локальних зонах з критично високими рівнями напружень. На величину цих напружень впливають розміри структурних елементів, а саме таких як зерна, включення та пори. Відомо, що структурні особливості значною мірою впливають на механізми руйнування. Зокрема, тристадійне формування тріщини передбачає утворення мікроефектів, зародження від них мікротріщин (за механізмом крізьзеренного відколу, коли тріщина поширюється по тілу зерна, чи за механізмом міжзеренного руйнування, коли вона поширюється вздовж меж суміжних зерен), та наступне їх поширення на суміжні зерна, з формуванням макротріщини та руйнуванням конструкції в цілому.

З використанням моделі Сміта і Барнбі [2] розраховують критичні напруження σ_c , що спричиняють зародження мікротріщини:

$$\frac{C_0}{D} \sigma_c^2 + \sigma_{eff}^2 \left(1 + \frac{4\sigma_k}{\pi\sigma_{eff}} \left(\frac{C_0}{D} \right)^{\frac{1}{2}} \right)^2 = \frac{4E\gamma_p}{\pi(1-\nu^2)D}, \quad (1)$$

де C_0 – розмір мікроефекту, що виник навколо карбїду розміром d ; D – розмір зерна; $\sigma_{eff} = K_y \cdot D^{-1/2}$; E , ν – модулі Юнга і Пуассона, γ_p – поверхнева енергія тріщини в фериті (прийнято, що вона рівна 14 Дж/м² [3]); σ_k і K_y – параметри, визначені із залежності Холла-Петча [4, 5];

Рівняння Долбі й Нотта [6] використовують для розрахунку критичного напруження σ_{gb} , необхідного для поширення руйнування в суміжні зерна (тобто з перетином межі розділу двох суміжних зерен):

$$\sigma_{gb} = \left(\frac{\pi E \gamma_{gb}}{(1-\nu^2) \cdot \Delta} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2)$$

де Δ – довжина мікротріщини, сумірна з розміром зерна D ; Згідно з [6, 7] поверхнева енергія тріщини, яка може перетнути межу між суміжними зернами $\gamma_{gb} = 45$ Дж/м².

В роботі [8] описано вплив розмірів карбїдів та зерен на особливості руйнування теплоотривкої сталі 13ХМФ з широким спектром мікроструктур. Зокрема, на сталі з ферит-карбїдною структурою встановлено, що розмір найбільших карбїдів досягав $d = 2,5$ мкм. Відповідно цю величину було прийнято за розмір мікроефекту (у вигляді пори навколо карбїду) C_0 і встановили, що мікротріщина від нього може утворитися, якщо $\sigma_{yy} \geq 1110$ МПа. Цей рівень напружень є достатній для поширення мікротріщини від зерна до зерна з перетином межі між ними. Причому розмір зерен D у цьому випадку становить понад 26 мкм. Аналогічні результати були отримані для сталі 13ХМФ з ферит-перлітною, ферит-бейнітною та бейнітною структурами. Отже, це дослідження показало, що чим більші розміри зерен та карбїдів (як осередку зародження пор) в структурі сталі, тим більша імовірність утворення в ній мікротріщин.

Встановлені структурні аспекти зародження та поширення мікротріщин в теплоотривкій сталі важливо підтвердити фактографічно, аналізуючи злами зразків, виготовлених з реальних елементів конструкцій після тривалої високотемпературної експлуатації. Для цього проаналізували злами зразків, випробуваних на статичну тріщиностійкість, із сталі 15Х1М1Ф, експлуатованої на парогонях двох блоків ТЕС. За практично однакової тривалості експлуатації $\tau_{op} \sim 2 \cdot 10^5$ год два варіанти сталі максимально відрізнялися за кількістю зупинок технологічного процесу. Згідно даних з історії їх експлуатації кількість зупинок (загальних N_Σ та вимушених $N_{вим}$) блоку №1 складала $N_\Sigma = 413$, $N_{вим} = 159$, а блоку №2: $N_\Sigma = 502$, $N_{вим} = 237$. З аналізу зламу зразка з металу, експлуатованого на блоці №1, виявили домінування руйнування за механізмом крихкого крізьзеренного відколу з класичним віялоподібним рельєфом гребенів відриву на їхній поверхні, перемезованих поодинокими фасетками

міжзереного відколу. Крім того, сліди від карбідів та їх скупчень, що виділилися під час тривалої експлуатації, та від значно більших за розмірами неметалевих включень спостерігали на поверхнях фасеток між- і кризьзеренного відколів у вигляді різних за розмірами ямок. Фрактографічні деталі зламу блоку №2 виявилися значно рельєфнішими через реалізацію міжзеренного відколу. Це ознака набагато нижчої (порівняно з блоком №1) енергоємності руйнування через значно нижчий рівень когезії між суміжними зернами, що зумовлено дифузійним перерозподілом вуглецю і елементів легування та виділенням складно легованих карбідів на границях зерен під час тривалої високотемпературної експлуатації сталі на парогоні. Зросла також кількість і розміри слідів від карбідів у вигляді ямок на фасетках міжзеренного відколу, що також полегшило міжзеренне руйнування, оскільки пороутворення навколо великих карбідів сприяло ослабленню когезії між суміжних зерен. Фрактографічно підтвердили визначальний вплив зупинок блоків під час експлуатації на розміри і зерен, і карбідів.

Відзначили також шкідливий вплив водню, що накопичувався в стінці труб парогонів під час їх тривалої експлуатації та сприяв і перерозподілу карбід-твірних елементів, і їх декогезії від матриці з утворенням пор, і руйнуванню перетинок між найближчими з них, і ослабленню зерномежевої когезії. Для виявлення ознак впливу водню на руйнування сталі зразки з обох блоків відпалили у вакуумі при 570 °С для десорбції водню, абсорбованого сталлю під час тривалої експлуатації. По-перше, в обох варіантах сталі на стартовому етапі руйнування зразків за випроб на статичну тріщиностійкість чітко виділили зони в'язкого руйнування з характерним ямковим (димпловим) рельєфом, ширина яких у наводненому металі не перевищувала ~100 мкм. По-друге, на ділянці спонтанного руйнування зразки з металу обох блоків руйнувалися за кризьзеренним механізмом, що дало підстави зв'язати ділянки міжзеренного відколу на зразках з наводненої під час експлуатації сталі саме з негативним впливом абсорбованого нею водню, який полегшував руйнування між пошкодженнями, зосередженими вздовж меж зерен. По-третє, в сталі з блоку №1 відзначили густіше розташування бар'єрів у вигляді меж зерен та субзерен, що істотно підвищує її опір крихкому руйнуванню порівняно із металом з блоку №2.

Отже, за меншої кількості зупинок блоків ТЕС водень зменшує, а за більшої – практично усуває в'язке підростання тріщини в експлуатованій сталі 15X1M1Ф. А на етапі спонтанного росту тріщини саме водень змінює практично кризьзеренний механізм руйнування, властивий металу після меншої кількості зупинок технологічного процесу, на міжзеренний за їх більшої кількості.

1. Pineau A. *Development of the local approach to fracture over the past 25 years: theory and applications* // *Int. J. Fracture*. – 2006. – 138, № 1–4. – P. 139–166. 2. Smith E. and Barnby J. T. *The nucleation and growth of cleavage microcracks in mild steel* // *Metal. Sci. J.* – 1967. – 1. – P. 56–65. 3. McMeeking R. M. and Parks D. M. *On Criteria for J-Dominance of Crack Tip Fields in Large-Scale Yielding*, ASTM STP 668. – Philadelphia: ASTM, 1979. – P. 175–194. 4. Panasyuk V. V. *Strength and Fracture of Solids with Cracks*. – Lviv: FMI NASU, 2002. – 465 p. 5. Firstov S. A., Rogul T. G., and Shut O. A. *Hardening of Polycrystals in Passing from Microscopic to Nanostructured State* // *Mater. Sci.* – 2009. – 45, № 6. – P.759–767. 6. Dolby R. E. and Knott J. F. *Toughness of martensitic and martensitic-bainitic microstructures with particular reference to heat-affected zones* // *J. of the Iron and Steel Institute*. – 1972. – 210. – P. 857–865. 7. Lewandowski J. J. and Thompson A. W. *Micromechanisms of cleavage fracture in fully pearlitic microstructures* // *Acta Metal.* – 1987. – 35, № 7. – P. 1453–1462. 8. Дзіоба І. Р. *Вплив складників мікроструктури на статичну тріщиностійкість сталі 13ХМФ. Фіз-хім. механіка матеріалів*. – 2011. – 47. № 5. – P. 82–89.

УДК 539.3

ПРОСТОРОВІ ЗАДАЧІ ТЕРМОЕЛЕКТРОПРУЖНОСТІ АНІЗОТРОПНИХ ТІЛ З НЕПЛОСКИМИ ТРІЩИНАМИ

SPATIAL PROBLEMS OF THERMOELECTROELASTICITY OF ANISOTROPIC SOLIDS WITH NON-FLAT CRACKS

Роман Кушнір¹, Георгій Сулим¹, Ярослав Пастернак²

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

²Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75, 43018, Луцьк, Україна

The study presents a general boundary element approach for analysis of 3D cracks in anisotropic thermomagnetoelastic solids. Dual boundary integral equations are derived, which kernels are explicitly written. These equations do not contain volume integrals in the absence of distributed body heat and extended body forces, which is advantageous comparing to the existing approaches. The issues on the boundary element solution of these equations are discussed in details. The boundary element procedure is proposed, which account for singularities at crack front line and allow accurate determination of field intensity factors. Numerical examples are presented.

У цій роботі розроблені методи на основі теореми взаємності, а також теорії аналітичних функцій, що дали можливість побудувати крайові інтегральні рівняння плоскої та просторової термоелектропружності, що не містять жодних інтегралів по області тіла за відсутності розподілених джерел тепла та масових сил. При цьому перетворення Радона разом з теорією аналітичних функцій дає можливість апробованими математичними методами отримати ці рівняння у випадку тривимірних задач. У свою чергу, отримані справді крайові інтегральні рівняння дають змогу побудувати ефективний алгоритм числового розв'язування відповідних задач, у тому числі й для тіл з тонкими неоднорідностями та тріщинами довільної просторової конфігурації, на основі методу граничних елементів.

Під час моделювання проникних та непроникних, теплоізолюваних і теплопровідних тріщин та інших тонких неоднорідностей зручно використовувати розроблену просту лінійну модель тонкого включення, що дає можливість варіювати параметри теплопровідності, електричної проникності та жорсткості в усьому спектрі можливої зміни цих величин. Ця модель добре описує також напівпроникні тріщини та тонкі термоелектропружні включення.

У результаті аналізу окремих задач з'ясовано, що у безмежних термоелектропружних анізотропних середовищах, на відміну від суто термopужних, однорідний тепловий потік унаслідок третинного піроелектричного ефекту може зумовити виникнення поля напружень та електричних зміщень. Для трансверсально ізотропних піроелектриків цього не буде лише у разі, коли тепло тече уздовж напрямку поляризації. Так само в трансверсально ізотропних піроелектриках скінченних розмірів нормальні до напрямку поляризації теплові потоки зумовлюють істотні градієнти електричних зміщень та напружень всередині тіла, особливо поблизу вершин непроникних теплоізолюваних тріщин, навіть якщо потік тече уздовж їхніх поверхонь (для плоских дефектів).

Електрична проникність та теплопровідність тонких включень, зокрема й тріщин, чинить істотний вплив на інтенсивність механічних та електричних полів поблизу фронту неоднорідності, тому ці параметри слід обов'язково враховувати при обчисленні граничних значень теплового навантаження піроелектричних елементів з тонкими неоднорідностями.

УДК 539.3: 678.067

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕХРЕСНО АРМОВАНИХ КОМПОЗИТІВ

MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINATION OF PHYSICAL -MECHANICAL
CHARACTERISTICS OF CROSS-REINFORCED COMPOSITES

Михайло Марчук^{1,2}, Віра Пакош¹, Володимир Харченко³, Микола Хом'як^{1,4}

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

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

³Державне підприємство «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

A new 3D-model for determination the effective physical-mechanical characteristics of cross-reinforced composites is proposed

Армовані композиційні матеріали на полімерній основі є невід'ємною та значною складовою сучасних конструкцій різноманітного цільового призначення. Розрахунок на міцність конструкцій із таких матеріалів потребує детальної інформації про їхні фізико-механічні характеристики, оскільки їм притаманні такі особливості деформування, як податливість до трансверсальних зсуву та стиснення. Особливо це актуально для випадку шаруватих композитів при використанні програмних пакетів скінченно-елементного аналізу.

Для знаходження фізико-механічних характеристик перехресно армованого полімерного композитного матеріалу на основі даних про термопружні властивості шарів побудована тривимірна модель з урахуванням просторового характеру напружено-деформованого стану.

Шляхом використання матричної форми співвідношень термопружності Дюамеля-Неймана отримані уточнені формули для визначення ефективних пружних констант і коефіцієнтів температурного розширення.

Показана адекватність відображення побудованою моделлю специфічних ефектів при деформуванні сучасних композитів, зокрема, можливість визначати діапазон кутів армування, при яких проявляються ауксентичні властивості.

Побудована структурна модель шаруватого композиційного матеріалу дозволяє шляхом розрахунків на міцність повною мірою показати переваги композиційних матеріалів у порівнянні з традиційними.

УДК 539.3

З'ЯСУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОРТОТРОПНОГО КОМПОЗИТНОГО КЛИНА ЗА АНТИПЛОСКОЇ ДЕФОРМАЦІЇ

ELUCIDATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF AN ORTHOTROPIC COMPOSITE WEDGE
UNDER ANTIPLANE DEFORMATION

Микола Махоркін¹, Тетяна Махоркіна²

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

²Львівський національний аграрний університет,
вул. В. Великого, 1, м. Дубляни, 80381, Україна

The antiplane stress state of a composite anisotropic wedge is considered. Based on the use of the apparatus of generalized functions and Mellin transform, an algorithm for constructing expressions of the stress-strain state in in this wedge is proposed. The stress state in two- and three-component orthotropic wedges is studied

Розглянуто антиплоский напружений стан складеного анізотропного клину. Даний клин утворено сполученням певної кількості різнорідних клинів, виготовлених з матеріалів з циліндричною анізотропією. Описано алгоритм побудови виразів напружено-деформованого стану в такому клині, який ґрунтується на використанні апарату узагальнених функцій та перетворення Мелліна.

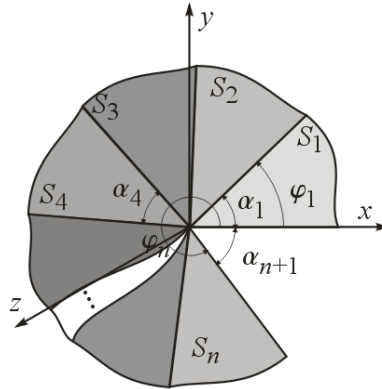


Рис. 1

Анізотропний клин (рис. 1) складено з довільної кількості n різнорідних клинів S_i , $i = \overline{1, n}$ з кутами розхилу α_i , $\sum_{i=1}^n \alpha_i \leq 2\pi$ виконаних з ортотропних матеріалів з циліндричною анізотропією, з'єднаних по своїх бокових поверхнях. Задачу з'ясування напружено-деформованого стану такого клину розв'язуватимемо в циліндричній системі координат (ρ, φ, z) , вважаючи при цьому, що зсув відбувається у напрямку осі Oz , початок якої збігається із вершиною композитного клину, а площина відліку кута (площина $\varphi = 0$) збігається з його відповідною боковою поверхнею. На бічних сторонах клину ($\varphi = 0$ та $\varphi = \varphi_n$), задані умови першої, другої або змішаної задачі теорії пружності. Поверхням з'єднання суміжних клинів S_j та S_{j+1} $j = \overline{1, n-1}$ відповідають поверхні $\varphi_j = \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_j$.

Використовуючи методики постановки узагальненої задачі спряження для багатоклинової системи [1] задача визначення напружено-деформованого стану анізотропного пружного композитного клина зведена до відшукування розв'язку частково виродженого диференціального рівняння

$$\rho^2 \frac{\partial^2 w}{\partial \rho^2} + \rho \frac{\partial w}{\partial \rho} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \rho d \frac{\partial^2 w}{\partial \rho \partial \varphi} = \sum_{i=1}^{n-1} C_1^i(\rho) \delta_+(\varphi - \varphi_i) + \sum_{i=1}^{n-1} C_2^i(\rho) \delta_+(\varphi - \varphi_i), \quad (1)$$

з відповідними крайовими умовами першої, другої чи змішаної задачі теорії пружності.

$$\text{Тут } C_1^i(\rho) = 0, \quad C_2^i(\rho) = -\frac{b_{1i+1} - b_{1i}}{b_{1i+1}} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\varphi_i+1}, \quad d = d_1 + \sum_{i=1}^{n-1} (d_{i+1} - d_i) S_+(\varphi - \varphi_i), \quad d_i = \frac{2b_{2i}}{b_{1i}},$$

$$b_{1i} = \frac{(a_{44})_i}{(a_{44})_i^2 - (a_{45})_i^2}, \quad b_{2i} = -\frac{(a_{45})_i}{(a_{44})_i^2 - (a_{45})_i^2}; \quad a_{mn} - \text{пружні сталі } (m, n = \overline{1, 6}) \quad [2], \quad S_+(x) - \text{одинична}$$

функція Гевісайда; $\delta_+(x) = S'_+(x)$ – дельта функція Дірака.

Застосувавши до рівняння (1) перетворення Мелліна отримаємо в просторі зображень таке диференціальне рівняння:

$$\frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \varphi^2} - \rho d \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \varphi} + p^2 \tilde{w} = \sum_{i=1}^{n-1} \tilde{C}_2^i(\rho) \delta_+(\varphi - \varphi_i), \quad (2)$$

$$\text{де } \tilde{C}_2^i(\rho) = -\frac{b_{1i+1} - b_{1i}}{b_{1i+1}} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\varphi_i+1}.$$

Розв'язок рівняння (2), а відповідно і зображення за Мелліном поля переміщень матиме вигляд

$$\tilde{w} = \tilde{w}_1 + \sum_{i=1}^{n-1} (\tilde{w}_{i+1} - \tilde{w}_i) S_+(\varphi - \varphi_i), \quad (3)$$

$$\text{де } \tilde{w}_i = \left(A_i \cos[a_i^* p \varphi] + B_i \sin[a_i^* p \varphi] \right) e^{p d_i^* \varphi}, \quad d_i^* = \frac{(a_{45})_i}{(a_{44})_i} < 1, \quad a_i^* = 1 - (d_i^*)^2.$$

Для визначення сталих A_i , B_i $i = \overline{2, n}$ отримано такі рекурентні співвідношення

$$\begin{aligned} A_{i+1} = & \frac{1}{a_{i+1}^* b_{1i+1}} e^{p(d_i^* - d_{i+1}^*) \varphi_i} \left\{ a_{i+1}^* b_{1i+1} \cos[pa_{i+1}^* \varphi_i] \left(A_i \cos[pa_i^* \varphi_i] + B_i \sin[pa_i^* \varphi_i] \right) + \right. \\ & + \left[a_i^* b_{1i} \left(A_i \sin[pa_i^* \varphi_i] - B_i \cos[pa_i^* \varphi_i] \right) - \right. \\ & \left. \left. - (b_{1i} d_i^* - b_{1i+1} d_{i+1}^*) \left(A_i \cos[pa_i^* \varphi_i] + B_i \sin[pa_i^* \varphi_i] \right) \right] \sin[pa_{i+1}^* \varphi_i] \right\}, \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{i+1} = & \frac{1}{a_{i+1}^* b_{1i+1}} e^{p(d_i^* - d_{i+1}^*) \varphi_i} \left\{ a_i^* b_{1i} \cos[pa_{i+1}^* \varphi_i] \left(B_i \cos[pa_i^* \varphi_i] - A_i \sin[pa_i^* \varphi_i] \right) + \right. \\ & + \left(A_i \cos[pa_i^* \varphi_i] + B_i \sin[pa_i^* \varphi_i] \right) \left(\cos[pa_{i+1}^* \varphi_i] (b_{1i} d_i^* - b_{1i+1} d_{i+1}^*) + a_{i+1}^* b_{1i+1} \sin[pa_{i+1}^* \varphi_i] \right) \left. \right\}. \end{aligned}$$

За допомогою співвідношень (4) розв'язок (3) буде залежати лише від двох сталих A_1 та B_1 , для визначення яких використовуємо відповідні крайові умови.

Отож напружено-деформований стан клину описуватиметься такими поданнями:

$$\begin{aligned} w_{r,\varphi} = & \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \tilde{w}_{p,\varphi} r^{-p} dp, \quad \tau_{\varphi z}_{r,\varphi} = \frac{b_1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \frac{\partial \tilde{w}_{p,\varphi}}{\partial \varphi} r^{-p-1} dp - \frac{p b_2}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \tilde{w}_{p,\varphi} r^{-p-1} dp, \\ \tau_{rz}_{r,\varphi} = & \frac{b_2}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \frac{\partial \tilde{w}_{p,\varphi}}{\partial \varphi} r^{-p-1} dp - \frac{p b_1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \tilde{w}_{p,\varphi} r^{-p-1} dp. \end{aligned}$$

Використовуючи описану методику, отримано співвідношення для випадку систем складених з трьох клинів та досліджено залежність порядку сингулярності напружень в околі вершини композитного клина від механічних та геометричних характеристик його складових.

1. Makhorkin M., Makhorkina T., & Pukach P. (2021). Математичне моделювання напружено-деформованого стану композитних клиноподібних елементів конструкцій. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження, (24), 121-130. <http://agroengineering.online/index.php/agro-research/article/view/162>. 2. Лехницький С.Г. Теорія упругості анізотропних тел. – М.: Наука, 1977, 416 с.

УДК 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ ТОНКОЇ БАГАТОШАРОВОЇ МІЖФАЗНОЇ НЕОДНОРІДНОСТІ У БІМАТЕРІАЛІ ЗА УМОВ ПОЗДОВЖНЬОГО ЗСУВУ

MODELING OF THIN MULTILAYER INTERFACIAL INHOMOGENEITY IN BIMATERIAL UNDER CONDITIONS OF LONGITUDINAL SHEAR

Йосиф Піскозуб

Українська академія друкарства,
вул. Підголюско, 19, м. Львів, 79020, Україна

The problem of longitudinal shear of a bimaterial with thin multilayer inhomogeneity at the interface of matrix materials is discussed. The solution of the formulated problem is constructed by applying the problem linear conjugation of analytic functions and structured modular jump functions method.

Тонкі неоднорідності (включення, прошарки) різноманітної фізичної природи дуже часто зустрічаються або як дефекти у матеріалах чи як конструкційні елементи для підкріплення деталей машин та споруд, зокрема і як наповнювачі композиційних матеріалів [1 – 3]. Особливої уваги в сучасній техніці та технологіях набувають мікро шаруваті структури у таких галузях, як мікроелектроніка, біотехнології, енергетика, озброєння тощо. Такі тонкі структурні неоднорідності переважно мають складну фізико-механічну будову з врахуванням можливих нелінійних ефектів, врахування яких дозволяє моделювати функційно-градієнтні властивості матеріалу включення, проте істотно ускладнює процес розв'язування задач і вимагає використання різноманітних наближених методів навіть для тіл простої геометрії.

Спроби врахувати різноманітну фізичну нелінійність у антиплоскій задачі для двох стиснених півпросторів із міжфазними дефектами було зроблено в працях [2 – 6], в т.ч. розглядалися фрикційне проковзування контактуючих тіл [4, 5], гранично-елементний підхід [6]. Проте для врахування структурної багатшаровості таких неоднорідностей досліджень проводилося вкрай недостатньо.

Метою даної роботи є розвиток методу функцій стрибка та побудова адекватних моделей тонких включень-прошарків, матеріал яких має істотно нелінійні деформаційні властивості як за рахунок фізичної нелінійності (нелінійна пружність, пружно-пластичність, тощо) так і за рахунок структурної багатшаровості 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 багатшарове включення, матеріал кожного шару якого є ортотропно нелінійний. Між шарами припускається можливість як ідеального, так і неідеального контакту з можливою наявністю поверхневих напружень. Товщини шарів можуть бути як дуже тонкі (декілька мікрон) так і відносно тонкі (сотні мікрон).

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 такого тонкого багатшарового включення подається у вигляді пакету умов взаємодії [1 – 3] для кожного шару, які еквівалентні умовам неідеального контакту між прилеглими до поверхнями складових компонент структури. В основі пропонованої методики моделювання тонких об'єктів лежить принцип об'ємного інтегрування визначальних співвідношень, що описують фізико-механічний стан матеріалів шарів включення, з наступним урахуванням малості товщини кожного шару включення.

Застосування до розв'язування задачі структурно-модульного методу функцій стрибка компонент векторів напружень і переміщень на межах контактуючих об'єктів 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 кожного з шарів тонкої неоднорідності.

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 Якобі, Чебишова.

Детальніший аналіз розв'язку задачі зроблено для часткового випадку двошарового тонкого включення за рівності пружних характеристик півпросторів, схеми навантаження збалансованою парою зосереджених сил у симетричному циклі і різних деформаційних характеристик шарів включення. Верифікація розв'язків забезпечується безумовним виконанням всіх граничних випадків (тріщина, жорсткі шари, рівність механічних характеристик матеріалів шарів).

Таким чином, побудовано модель тонкого багатошарового включення з істотно відмінними механічними властивостями шарів. З її використанням методом задачі спряження граничних значень аналітичних функцій та структурно-модульного методу функцій стрибка побудована ССІР, яку зводимо до системи лінійних алгебричних рівнянь. Проведені розрахунки параметрів НДС у матриці в околі двошарового включення та всередині цієї неоднорідності.

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. Sulym H.T., Piskozub I.Z. *Nonlinear Deformation of a Thin Interface Inclusion. Materials Science.* 2018. 53, № 5. С. 600–608. Сулим Г.Т., Піскозуб Й.З. *Умови контактної взаємодії (огляд) // Мат. методи і фіз.-мех. поля.* -2004. -47, №3. - С. 110–125. 3. Піскозуб Й.З., Сулим Г.Т. *Вплив поверхневих напружень на антиплоский напружено-деформований стан тонкого стрічкового міжфазного включення. Мат. методи та фіз.-мех. поля.* 2020. 63, № 2. С. 98–107. 4. 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. 5. 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. 6. 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

ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА МІЦНІСТЬ ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ ПОДАТЛИВИХ НА ЗСУВ МЕТАЛЕВИХ ОБОЛОНОК З ТРІЩИНАМИ

EVALUATION OF INFLUENCE OF RESIDUAL STRESSES ON WELDING STRENGTH OF WELDED JOINTS OF SHIFT-SHIFTED METAL SHELLS WITH CRACKS

Роман Пороховський, Юрій Пороховський

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

The concept of effective scale stress intensity factor to the value of closing cracks Influence of residual stresses on the durability of pipeline with an outer surface crack in the weld seam. A system of two nonlinear differential equations to determine changes in the geometric parameters cracks in the change in the number of loading cycles in view of residual stresses. On this basis, for a specific weld crack depths explored the value and the ratio of length to depth for different number of cycles and different levels of residual stress. The diagrams to determine the critical number of loading cycles for any internal pressure levels averaged over the surface residual stress crack ring.

Геометричні неоднорідності, особливо у вигляді гострокінцевих дефектів тріщиноподібного типу, можуть істотно впливати на міцність і довговічність металевих конструкцій. Тому однією з основних задач є виявлення і вимірювання таких дефектів без порушення цілісності конструкції, ідентифікація їх форм і розмірів. Для розв'язання цієї задачі на основі результатів наукових

досліджень, проведених в різних країнах, створено відповідні засоби контролю. Серед них, зокрема, слід виділити комплекси для внутрішньо трубного діагностування дефектів у тілі труби фірми Rozen. Для оцінювання міцності ділянки зварного шва з дефектами типу тріщин використано діаграму руйнування, яка є граничною кривою, що визначає межу міцності між небезпечним та безпечним станом конструкції і дозволяє одночасно аналізувати два граничні стани – крихкий та в'язкий

Розглянемо прямолінійну ділянку оболонки під дією внутрішнього тиску зі зварним з'єднанням із зовнішнім поверхневим дефектом у кільцевому монтажному шві, який, відповідності до нормативних документів, моделюється поздовжньою поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a і c у круговому циліндрі.

Швидкість росту тріщини втоми під дією циклічного навантаження визначалося за допомогою рівняння Періса з урахуванням ефективного розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень. Розв'язки системи нелінійних рівнянь для визначення росту тріщини знаходились числовим методом.

Для конкретних геометричних розмірів труби з півеліптичною тріщиною розраховувалося число циклів N від початкового стану дефекту до такого, за якого умова статичної міцності не виконується. Проведено числовий аналіз для ділянки труби компресорної станції, виготовленої зі сталі марки 17Г1С діаметром 219 мм і товщиною стінки $h = 8$ мм, яка знаходилася під дією пульсуючого внутрішнього тиску, максимальне значення якого 5 МПа, а розміри початкової тріщини у зварному шві вибирались рівними $a_0 = 1$ мм, $c_0 = 1,2$ мм.

Встановлено, що з ростом глибини тріщини величина коефіцієнта запасу міцності (КЗМ) зварного з'єднання з дефектом значно зменшується. Крім цього, з ростом глибини тріщини відхилення між КЗМ, отриманими для залишкових напружень порахованими за класичною теорією оболонок Кірхгофа–Лява і уточненою теорією оболонок зростають і за класичною теорією оболонок КЗМ нижчий. Допустиме значення КЗМ з врахуванням залишкових напружень досягається за глибини дефекту $a/h = 0,51$ для залишкових напружень, отриманих за класичною теорією оболонок і $a/h = 0,57$ – за уточненою теорією оболонок, що на 12% більше, ніж за теорією оболонок.

Виявлено, що зі збільшенням значення параметра ξ (відношення усереднених по поверхні півеліптичної тріщини залишкових напружень до максимальних напружень викликаних внутрішнім тиском p) число циклів N , за яких досягається критична глибина тріщини зменшується, а також виявлено, що зі зростанням значень параметра ξ відношення півосей c/a зменшується і форма півеліптичної тріщини наближається до кругової. Якщо $\xi = 0$, то з похибкою, що не перевищує 1,5%, можна вважати, що відношення c/a з ростом числа циклів не змінюється, тобто $c/a = \text{const}$.

УДК 539.3

ЧАСТКОВИЙ КОНТАКТ БЕРЕГІВ МІЖФАЗНОЇ ТЕПЛОПРОНИКНОЇ ЩІЛИНИ У РІЗНОРІДНОМУ БІМАТЕРІАЛІ

THE PARTIAL CONTACT OF THE FACES OF THE HEAT-PERMEABLE INTERFACE CRACK IN HETEROGENEOUS BIMATERIAL

Христина Середницька, Ростислав Мартиняк

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

The paper presents thermo-elastic behaviour of heterogeneous bi-material with an interface crack the faces of which are in contact under the action of compressive forces and homogeneous heat flow. The cavity of the crack is filled with a thermally conductive medium. The problem of thermo-elasticity is reduced to a non-linear system of singular integro-differential equations for a temperature jump and height of the crack. The thermoelastic behavior of bi-material is analyzed for the bi-material consisting of real materials.

На лінії з'єднання матеріалі часто виникають дефекти особливо під дією силового і теплового навантаження. Врахування фізико-геометричних характеристик міжфазних дефектів пов'язане з теплопередачею між поверхнями дефекту і відповідно виникненням додаткових напружень, що можуть привести до втрати цілісності біматеріалу. Задачі термопружності для біматеріальних тіл розв'язано як у постановці повністю розкритих так і частково закритих міжфазних тріщин [1] за припущення, що механічні характеристики матеріалів є взаємозв'язані, тобто розглядався обмежений клас біматеріалів.

В даному повідомленні вивчено термопружну поведінку різнорідного біматеріалу з міжфазною теплопроникною щілиною за часткового контакту її берегів під дією стискальних зусиль і однорідного теплового потоку.

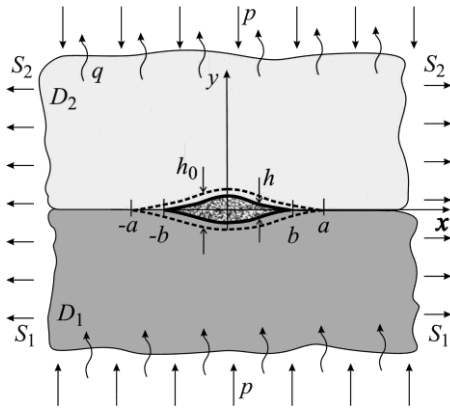


Рис. 1

Розглянемо біматеріальну площину, що складається з двох півплощин D_1 і D_2 , матеріали яких наділені різними термомеханічними властивостями. На міжфазній лінії біматеріалу розташована щілина довжиною $2a$ з початковою висотою $h_0(x)$, береги якої плавно змикаються в її крайніх точках ($h'_0(\pm a) = 0$) (рис. 1). Вважаємо, що порожнина щілини міститься тонкий прошарок теплопровідної речовини (газу або рідини) з коефіцієнтом теплопровідності λ_c . На нескінченності у напрямку, перпендикулярному до міжфазної лінії, біматеріал підданий дії стискальних зусиль p стаціонарного однорідного теплового потоку густини q , а також до кожної з півплощин D_1 і D_2 у напрямку, паралельному осі Ox , прикладено

напруження S_1 і S_2 , які компенсують поздовжню деформацію і глобальне викривлення спряжених тіл, зумовлених зусиллями p і потоком q . Під дією стискальних зусиль береги щілини контактують на ділянках $x \in [-a, -b] \cup [b, a]$, довжина яких заздалегідь невідома. Вважаємо, що береги щілини контактують без тертя, а заповнювач не чинить опору деформуванню тіла. На ділянках контакту берегів щілини виконуються умови ідеального теплового контакту, а на розкритій частині щілини – умови неідеального теплового контакту з термоопором [1]. Поза щілиною відбувається ідеальний механічний і тепловий контакт компонентів біматеріалу.

Контактно-крайові умови задачі:

на ділянках контакту берегів щілини $y = 0, x \in [-a, -b] \cup [b, a]$:

$$T^- = T^+, q_y^+ = q_y^-, v^+ = v^-, \sigma_y^+ = \sigma_y^-, \tau_{xy}^+ = \tau_{xy}^- = 0;$$

на розкритій ділянці щілини $y = 0, x \in [-b, b]$:

$$q_y^+ = q_y^-, T^- - T^+ = h(x)/\lambda_c \cdot q_y^+, \sigma_y^+ = \sigma_y^- = 0, \tau_{xy}^+ = \tau_{xy}^- = 0;$$

на ділянках з'єднання півплощин $y = 0, |x| > a$:

$$T^- = T^+, q_y^+ = q_y^-, u^+ = u^-, v^+ = v^-, \sigma_y^+ = \sigma_y^-, \tau_{xy}^+ = \tau_{xy}^-.$$

Тут T – температура; q_y – компоненти вектора теплового потоку; u, v – компоненти вектора переміщень; $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ – компоненти тензора напружень; $h(x)$ – висота щілини, набута в процесі навантаження. Індексами “+” і “-” позначено граничні значення величин у верхній і нижній півплощинах відповідно.

З використанням методу комплексних потенціалів [1] задачу термопружності зведено до нелінійної системи сингулярних інтегро-диференціальних рівнянь стрибка температури $\gamma(x) = T^-(x) - T^+(x)$ та висоти щілини $h(x) = h_0(x) + v^+(x) - v^-(x)$:

$$\lambda_c \frac{\gamma(x)}{h(x)} - \frac{\lambda}{2\pi} \int_{-b}^b \frac{\gamma'(t)}{t-x} dt = q, \quad |x| < b \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \left[\frac{1 - \beta^2 \frac{\sqrt{a^2 - t^2}}{\sqrt{a^2 - x^2}}}{t-x} \right] h'(t) dt + \lambda(\eta_4 \beta + \eta_3) \gamma(x) - \frac{\lambda \beta \eta_4}{\pi \sqrt{a^2 - x^2}} \int_{-b}^b \gamma(t) dt = \\ & = G^* p + \frac{1}{\pi} \int_{-a}^a \left[\frac{1 - \beta^2 \frac{\sqrt{a^2 - t^2}}{\sqrt{a^2 - x^2}}}{t-x} \right] h'_0(t) dt, \quad |x| < b, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\gamma(\pm b)=0$; $h(\pm b)=0$; $\lambda = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}$; $\beta = \frac{G_2(1-\kappa_1) - G_1(1-\kappa_2)}{G_2(1+\kappa_1) + G_1(1+\kappa_2)}$; $\eta_3 = \frac{(G_2 + G_1\kappa_2)\eta_2 - (G_1 + G_2\kappa_1)\eta_1}{G_2(1+\kappa_1) + G_1(1+\kappa_2)}$;
 $\eta_4 = \frac{(G_2 + G_1\kappa_2)\eta_2 + (G_1 + G_2\kappa_1)\eta_1}{G_2(1+\kappa_1) + G_1(1+\kappa_2)}$; $G^* = \frac{(G_2 + G_1\kappa_2)(G_1 + G_2\kappa_1)}{G_1G_2(G_2(1+\kappa_1) + G_1(1+\kappa_2))}$, $\eta_n = \frac{\alpha_n(1+\nu_n)}{\lambda_n}$, $\kappa_n = 3 - 4\nu_n$,
 $n=1,2$; ν_1, ν_2 – коефіцієнти Пуассона, G_1, G_2 – модулі зсуву, λ_1, λ_2 – коефіцієнти теплопровідності, α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного теплового розширення відповідно півплощин D_1 і D_2 .

Невідому довжину ділянки контакту визначено з умови плавного змикання берегів щілини:

$$h'(\pm b)=0. \quad (3)$$

Систему СІДР (1), (2) розв'язано за допомогою аналітично-числової процедури, яка побудована на основі методів послідовних наближень і колокацій [1]. Зауважимо, що параметр b входить у систему рівнянь нелінійно, а силове навантаження p – лінійно. Тому зручніше як невідомий вважати параметр p , а параметр b – відомим. Для числових розрахунків задано набір значень параметра b з можливого діапазону його зміни $0 < b \leq a$ та визначено з рівності (3) інтенсивність стискальних зусиль p , за яких ділянки контакту берегів щілини матимуть довжину $a - b$.

Для заданих параметрів термомеханічного навантаження, початкової висоти щілини і коефіцієнта теплопровідності заповнювача щілини, проаналізовано термопружну поведінку біматеріалу складеного з реальних матеріалів. Визначено залежність довжини ділянки контакту і висоти розкритої частини щілини від силового і теплового навантаження.

1. Мартиняк Р.М., Середницька Х.І. Контактні задачі термопружності для міжфазних тріщин в біматеріальних тілах. – Львів: Растр-7, 2017. – 168 с.

УДК 539.3

ЗАЛІКОВУВАННЯ ТРІЩИНИ В УМОВАХ ЦИКЛІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

CRACK HEALING UNDER CYCLIC LOAD CONDITIONS

Віктор Силованюк, Наталія Івантишин

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

A mathematical model of material fatigue which contains the crack healed by injection is constructed. Based on it, the injection parameters at which the fatigue crack stops are set. The formula for calculating the number of cycles to fatigue failure of the injection material is obtained.

Застосування та оптимізація технології ін'єктування дефектних зон в спорудах тривалої експлуатації пов'язана з рядом проблем механіки руйнування та цілісності конструкцій. Стосовно статичних зовнішніх навантажень такі проблеми досліджені достатньо широко [1]. Встановимо вплив ін'єктування на ріст втомної тріщини. Будемо розглядати пластинку з тріщиною, що піддана дії циклічних навантажень розтягом які змінюються від p_{\min} до p_{\max} (рис.).

Швидкість росту такої тріщини в середньо-амплітудній ділянці навантажень встановлюється згідно рівняння Періса

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^n, \quad \Delta K = (p_{\max} - p_{\min})\sqrt{\pi l}. \quad (1)$$

C, n – константи матеріалу; N – кількість циклів навантаження.

Розглянемо тепер заповнену при навантаженнях p_{\min} тріщину в пластинці, що піддана дії циклічних навантажень від p_{\min} до p_{\max} .

Розмах коефіцієнта інтенсивності в цьому випадку обчислюватиметься із виразу [1]

$$\Delta K^* = \frac{(p_{\max} - p_{\min})\sqrt{\pi l}(1 - \varepsilon)}{1 + 2\beta\varepsilon};$$

$$\beta = \frac{E}{P_{\min}}; \quad \varepsilon = E_i/E \quad (2)$$

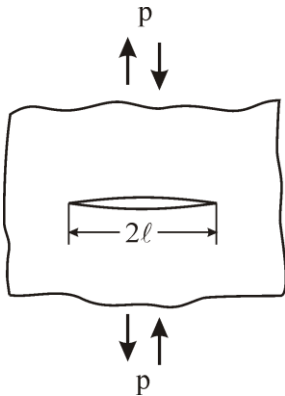


Рис. Пластина з тріщиною під циклічним навантаженням

Як видно із порівняння величини ΔK і ΔK^* та рівняння (1), ін'єктування втомної тріщини знижує швидкість її росту на середньо-амплітудній ділянці у γ^{-n} разів ($\gamma = (1 - \varepsilon)/(1 + 2\beta\varepsilon)$).

Встановимо параметри ін'єктування, за яких втомна тріщина зупиниться. Для цього скористаємося співвідношенням, що описує повну кінетичну діаграму росту втомної тріщини

$$\frac{dl}{dN} = v_0 \left(\frac{\Delta K - \Delta K_{th}}{\Delta K_{fc} - \Delta K} \right)^n \quad (3)$$

тут $v_0, n_1, \Delta K_{th}, \Delta K_{fc}$ – константи матеріалу.

Із співвідношень (2), (3) випливає, що втомна тріщина в результаті ін'єктування не буде поширюватись в матеріалі, якщо

$$\frac{(p_{\max} - p_{\min})\sqrt{\pi l}(1 - \varepsilon)}{1 + 2\beta\varepsilon} \leq \Delta K_{th}. \quad (4)$$

Отже, жорсткість наповнювача ε , достатня для зупинки втомної тріщини

$$\varepsilon \geq \frac{(p_{\max} - p_{\min})\sqrt{\pi l} - \Delta K_{th}}{(p_{\max} - p_{\min})\sqrt{\pi l} + 2\beta\Delta K_{th}}. \quad (5)$$

За такої жорсткості ін'єкційного матеріалу втомна тріщина зупиниться.

Постає питання – як довго не буде рости або рости із пониженою швидкістю ін'єктована тріщина? Зрозуміло, що це залежить від того, як довго не зруйнується ін'єкційний матеріал. Таку оцінку можна отримати із аналізу напружено-деформованого стану, в якому перебуває ін'єкційний матеріал. Із розв'язку задачі про таке включення [1] слідує, що під циклічним навантаженням напруження у включенні однорідні і циклічно змінюються від нуля, коли $p = p_{\min}$, до

$$\sigma_a = \frac{p_{\max}(1 + 2\beta)\varepsilon}{(1 + 2\beta\varepsilon)}, \quad \text{коли } p = p_{\max}. \quad (6)$$

Опір втомі матеріалу, що перебуває в умовах циклічно змінного однорідного напруженого стану, описується кривими втоми, рівняння яких мають вигляд

$$N\sigma_a^m = C_o \quad (7)$$

тут N – число циклів до руйнування матеріалу; m , C_0 – константи матеріалу.

На основі співвідношень (6), (7) знаходимо число циклів до руйнування ін'єкційного матеріалу

$$N = \frac{C_0 (1 + 2\beta\varepsilon)^m}{p_{\max}^m (1 + 2\beta)^m \varepsilon^m}. \quad (8)$$

Після такої кількості циклів навантаження включення зруйнується і відновиться тріщина початкової довжини. Задавшись базою випробувань, наприклад, $N = 10^7$, з (8) отримаємо формулу для параметрів ін'єкційного матеріалу, що не зруйнується при заданому режимі циклічного навантаження

$$p_{\max} 10^{\frac{7}{m}} = \frac{C_0^{\frac{1}{m}} (1 + 2\beta\varepsilon)}{(1 + 2\beta)\varepsilon}.$$

Дослідження впливу ін'єктування тріщини на її ріст в умовах циклічних навантажень можна продовжити в рамках уточнених моделей втомного руйнування. Такими є моделі, що враховують реверсивну пластичну деформацію біля вістря тріщини.

1. Panasyuk V.V., Marukha V.I., Sylovanyuk V.P. Injection Technologies for the Repair of Damaged Concrete Structures. Springer Dordrecht Heidelberg New York London – Springer, – 2014. – 230 p.

УДК 539.3

РОЗВ'ЯЗКИ ПРОСТОРОВОЇ ЗАДАЧІ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ ДЛЯ ТРАНСВЕРСАЛЬНО ІЗОТРОПНОГО ПІВПРОСТОРУ

SOLUTIONS OF THE SPATIAL ELASTICITY PROBLEM FOR A TRANSVERSELY ISOTROPIC HALF-SPACE

Юрій Токовий, Дмитро Бойко

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

A technique for constructing an analytical solution to the three-dimensional elasticity problem in a transversely isotropic half-space with the limiting plane subjected to local force loading is presented. The solution is constructed by making use of the direct integration method with reduction of the original problem to the governing integral equations for the stress-tensor components. The solution for the latter equations is constructed by implementing the resolvent-kernel technique. As a result, the solution is constructed in a unified form, which is irrespective of the interdependence between the anisotropic elastic moduli.

Побудова аналітичних розв'язків просторових задач теорії пружності та термопружності для тіл із просторовою анізотропією є складною проблемою механіки деформівного твердого тіла. Серед іншого, це стосується побудови форм розв'язків, які узгоджуються з основоположними принципами механіки, зокрема принципом Сен-Венана, та дозволяють адекватно описувати локальні збурення напружено-деформованого стану тіл внаслідок прикладання місцевих навантажень. Для побудови таких розв'язків використовують фундаментальні системи розв'язків гармонічних чи бігармонічних рівнянь відповідних крайових задач. Якщо у випадку ізотропних матеріалів такі фундаментальні системи є визначеними єдиним чином (бо співвідношення між коефіцієнтами відповідних характеристичних рівнянь, а відтак власні числа та власні функції, є незмінними для різних ізотропних матеріалів), то для побудови розв'язків з такими властивостями для анізотропних матеріалів потрібно володіти повною інформацією про тип та кратність власних чисел ключових

характеристичних рівнянь, що виражаються через коефіцієнти цих рівнянь, які у свою чергу визначаються співвідношеннями між пружними модулями. У запропонованій роботі розроблено методичку побудови універсальної форми розв'язку просторової задачі теорії пружності для трансверсально ізотропного півпростору, межа якого зазнає локального силового впливу. З використанням методу прямого інтегрування розв'язування задачі зведено до системи ключових рівнянь, послідовне вирішення яких у просторі інтегрального перетворення Фур'є дозволяє знайти компоненти тензора напружень через визначальні напруження, які є нормальними до межі півпростору. Для побудови розв'язків у формі явної залежності від прикладених нормальних і дотичних силових навантажень, яка є універсальною щодо різних співвідношень між пружними модулями матеріалу і забезпечує спадання напружень з віддаленням від межі, отримані ключові рівняння зведено до інтегральних рівнянь другого роду, явні розв'язки яких знайдено з використанням методу резольвент, побудованих у вигляді безмежних сум повторних ядер. Для обчислення напружень безмежні ряди у виразах для резольвент замінено початковими сумами. Виявлено швидко збіжність побудованих у такий спосіб розв'язків при збільшенні кількості складових у вказаних початкових сумах для різних співвідношень між пружними модулями трансверсально ізотропних матеріалів. Таку збіжність можна пояснити, зокрема, добрим початковим наближенням (коли резольвенти взято тотожно рівними нулеві), що відповідає випадку ізотропного матеріалу. Для прикладів конкретних матеріалів продемонстровано обчислювальну ефективність побудованого розв'язку.

Робота виконана в рамках проєкту № 0120U100499 за підтримки бюджетної програми України КПКВК 6541230 «Підтримка розвитку пріоритетних напрямків наукових досліджень».



СЕКЦІЯ 3

СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ, ПОВЕРХНЕВЕ ОБРОБЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ

УДК:544.653:2

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОКРИТТІВ ОДЕРЖАНИХ У ПРОЦЕСІ ТВЕРДОГО АНОДУВАННЯ АЛЮМІНІЮ

CHARACTERISTICS OF COATINGS OBTAINED IN THE PROCESS OF SOLID ANODYING OF ALUMINIUM

Галина Веселівська, Михайло Студент, Володимир Гвоздецький, Христина Задорожна

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

The characteristics of anodic coatings on the surface of aluminium (1011), synthesized in 20% H₂SO₄ without and in the presence of 30...100 g/l H₂O₂ were established in this study. In some cases, the electrolyte was purged with ozone-air mixture. It was found that the addition of hydrogen peroxide to the base electrolyte, as well as its purging it with an air-ozone mixture, increases the thickness and microhardness of the anodized layer by 50%.

Для широкого використання алюмінієвих сплавів у різних галузях промисловості розробляються ефективні технології, що дозволяють формувати на їх поверхні покриття, що володіють необхідними експлуатаційними властивостями, в тому числі твердістю та зносостійкістю.

Метод твердого анодування технологічно простий та відносно дешевий, однак має суттєві недоліки, зокрема покриття (анодні шари) мають низьку твердість (≤ 500 HV) та зносостійкість. Сучасні вимоги до підвищення надійності і довговічності машин в умовах зниження собівартості виробництва, дотримання екологічної чистоти визначають актуальність і рівень завдань зі створення технологій зміцнення поверхневого шару алюмінієвих сплавів. Тому метою роботи є підвищення твердості анодних шарів та їх зносостійкості (Hard Anodic Coatings) на алюмінієвих сплавах.

Зразки з технічного алюмінію АД0 (1011) анодували за температури $-4...0^{\circ}\text{C}$ впродовж 60 хв. Базовим електролітом слугував 20%-ий водний розчин H₂SO₄. В процесі анодування підтримували густину струму 5 А/дм². Перед анодуванням зразки знемащували віденським вапном (водний розчин суміші CaO + MgO) та промивали в холодній і теплій воді з наступним освітленням у водному розчині нітратної кислоти (400 г/л HNO₃). Після освітлення зразки просушували гарячим повітряним струменем впродовж 3...5 хв та, під'єднавши до анодної напруги, занурювали в електроліт. Для з'ясування впливу сильних окиснювачів на характеристики анодних шарів в електроліт додавали

перекис водню (H_2O_2) в концентрації 30, 50, 70 та 100 г/л. В деяких випадках електроліт продували озono-повітряною сумішшю з розрахунку 5 мг·л/хв озону.

Мікротвердість визначали як з поверхні так і по товщині анодних шарів за допомогою мікротвердоміра ПМТ-3. На багатофункціональному приладі "Мікрон-гамма" методом локального навантаження визначали характеристики міцності, пластичності покриттів та їх модуль Юнга, а методом склерометрії оцінювали середню міцність поверхневого шару на доріжці тертя, розкид і неоднорідність міцнісних характеристик тощо.

Структуру досліджено у характеристичному випромінюванні BSD на електронному мікроскопі EVO 40 XVP. Фазовий аналіз виконано на рентгенівському дифрактометрі BRUKER D8 DISCOVER.

Анодний шар формується на поверхні алюмінієвих сплавів у вигляді стовпчиків діаметром не більше 50 мкм з сильно гідратованого оксиду алюмінію $Al_2O_3 \cdot nH_2O$. Кількість молекул в оксидному шарі залежить від режиму синтезу покриття. При анодуванні в сірчаноокислотному електроліті типова анодна комірка має пору діаметром ~ 25 нм та бар'єрний шар товщиною 10...30 нм.

Технологію анодування можна вдосконалити шляхом зміни складу електроліту, зокрема введенням кисню, перекису водню тощо в зону реакції, щоб досягнути збільшення швидкості росту покриття, його твердості та зносостійкості.

Зі збільшенням концентрації перекису водню в базовому електроліті від 0 до 70 г/л товщина оксидного шару зростає майже на 50%, тобто з 75 мкм до 110 мкм (рис. 1). Подальше збільшення концентрації перекису водню в електроліті до 100 г/л не спричиняє збільшення товщини покриття. Тому концентрація перекису водню 70 г/л є оптимальною. Продування базового електроліту озono-повітряною сумішшю в процесі анодування збільшує товщину анодного шару, проте лише на 15% (до 90 мкм). Додаткове продування електроліту з оптимальним вмістом перекису водню не збільшує товщину анодного покриття.

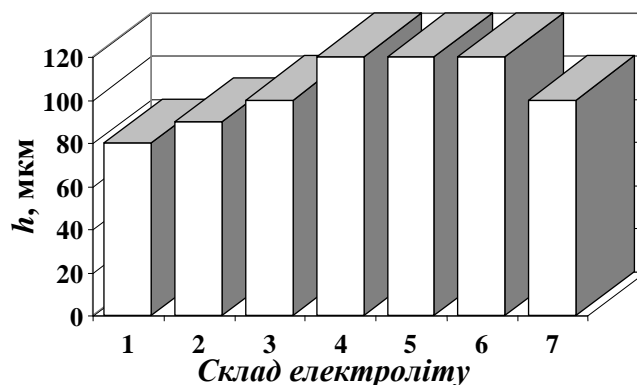


Рис. 1. Вплив концентрації H_2O_2 та O_3 (2-7) в базовому електроліті (1) на товщину анодного шару: 1 – 20%-ий р-н H_2SO_4 ; 2 – 30 г/л H_2O_2 ; 3 – 50 г/л H_2O_2 ; 4 – 70 г/л H_2O_2 ; 5 – O_3 та 6 – 70 г/л H_2O_2 + O_3

З підвищенням концентрації перекису водню в базовому електроліті від 0 до 70 г/л також зростає і мікротвердість оксидного шару на 60% – з 400 до 650 HV. Максимальну мікротвердість зафіксовано для анодного шару отриманого в електроліті з 30 г/л H_2O_2 . Продування озono-повітряною сумішшю базового електроліту підвищує мікротвердість одержаного шару до 550 HV. Це підтверджується індентуванням оксидних шарів. Внаслідок анодування в базовому електроліті, без додавання перекису водню, мікротвердість одержаного покриття становить 380...400 МПа, модуль пружності – 65 МПа, коефіцієнт мікропластичності – 0,81, а опір просуванню індентора поверхнею анодного шару – 7,2 сН. Додаток 30 г/л H_2O_2 до базового електроліту підвищує мікротвердість оксидного шару на 70%, модуль пружності – на 38%, а коефіцієнт мікропластичності зменшує на 4%. При цьому опір просуванню індентора поверхнею анодного шару зріс на 15%. Подальше збільшення перекису водню в електроліті не спричиняє підвищення твердості, модуля пружності, однак при цьому зростають напруження другого роду в ґратці анодного шару та опір просуванню індентора його

поверхнею. Очевидно, що оптимальний вміст перекису водню в електроліті не повинен перевищувати 30 г/л.

Проаналізувавши отримані результати досліджень висловлено гіпотезу, що додаток в базовий електроліт (20%-ий водний розчин H_2SO_4) для твердого анодування перекису водню, а також продувка його озono-повітряною сумішшю підвищує мікротвердість анодного шару на 50%, завдяки зменшенню кількості молекул води в оксиді алюмінію вдвічі, а також збільшенням вмісту іонів у каналах анодного шару.

УДК 620.178.1, 620.18

ВПЛИВ ТИСКУ ПОВІТРЯНОГО СТРУМЕНЮ НА ВЛАСТИВОСТІ ЕЛЕКТРОДУГОВИХ ПОКРИТТІВ

THE EFFECT OF AIR PRESSURE ON THE PROPERTIES OF ELECTRIC ARC-SPRAYED COATINGS

Володимир Гвоздецький, Христина Задорожна, Галина Веселівська

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

Electric arc coatings at different airflow pressures are formed. Their physical and mechanical properties have been studied. The structure of coatings and wear resistance are determined. The influence of spray pressure and powder in the wire on the structure of coatings is established.

Наносили електродугові покриття з порошкових дротів методом електродугового напилення за тиску повітряного струменю 0,6 та 1,2 МПа. Покриття напиляли за наступних режимів: напруга U – 32 В, струм I – 110-120 А, відстань від сопла до поверхні напилення 120 мм. Товщина покриттів 1,0-1,2 мм. Досліджували структуру, мікротвердість, залишкові напруження, когезивну міцність та опір зношуванню напилених покриттів.

Покриття напилені методом електродугової металізації складаються із ламелей розплаву оболонки і шихти або оксидів розміром 20-150 мкм. Між собою вони розділені оксидними плівками товщиною 2-20 мкм. За підвищеного тиску повітряного струменю 1,2 МПа, металографічним аналізом у структурі покриттів, виявлено оксиди та оксидні плівки меншої товщини. Також, виявлено збільшену кількість ділянок мікрозварювання між ламелями, ніж за тиску 0,6 МПа, що забезпечується відсутністю чіткої границі розділу між ламелями різного хімічного складу.

Напилення покриттів за тиску 1,2 МПа сприяє руйнуванню оксидних плівок. Вони перебувають на поверхні краплин у рідкому стані під час вдаряння об підготовлену поверхню чи у закристалізовані краплини. Руйнування оксидів, які перебувають у рідкому стані між металевими краплинами, забезпечує утворення ділянок мікрозварювання. Збільшення швидкості краплин забезпечує зменшення часу їх контакту з повітряним середовищем, меншу товщину оксидної плівки, а відповідно і вищу їх температуру. Сильніша деформація краплин за збільшення швидкості у 1,5-1,7 рази забезпечує зменшення пористості з 7-10% до 3-5 % та рівня залишкових напружень розтягу в 1,3-1,5 рази. Когезивна міцність покриттів зростає у 1,5-1,8 рази. Підвищення властивостей покриттів спричинено утворення ділянок мікрозварювання та армуванням їх структури тонкими оксидами, товщиною до 30 мкм, великої довжини. Більш рівномірний розподіл шихтових матеріалів забезпечує підвищення мікротвердості покриттів на 20-30 %.

Підвищенні механічні характеристики покриттів забезпечують зростання їх опору зношування при випробуваннях на абразивну та газоабразивна зносостійкість.

ТРИБОЛОГІЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ПАР ТЕРТЯ АВТОМОБІЛІВ. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

TRIBOLOGY OF HEAVY LOADED FRICTION PAIRS OF VEHICLE. RESEARCH METHODOLOGY

Андрій Гупка, Ігор Ярема, Василь Гупка*Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя,
вул. Руська 56, м. Тернопіль, 46001, Україна*

From the standpoint of structural-energy theory of friction and wear, a set of conditions that shape the nature of processes in the zone of frictional contact is determined. A complex technique and kinetic criteria for estimating the processes of friction and wear using the parameters of the contact electrical resistance of the friction pair have been developed. A universal friction machine is designed and manufactured. A wide range of studies on the optimization of friction and wear parameters.

Для вирішення практичних задач триботехніки (підбір матеріалів пар тертя та методів їх зміцнення, визначення оптимальних концентрацій добавок в мастило) необхідне визначення діапазону СЕП і критичних точок переходу до пошкоджуваності. У зв'язку з малими значеннями величини зносу I (в діапазоні СЕП) застосування традиційних методів його вимірювання малоефективне. Крім цього, фіксація величини I за певний період дослідження не розкриває кінетики і взаємозв'язку процесів, які його зумовили. Фізичною основою кореляційної залежності між параметрами контактного електроопору (КЕО), I , μ , T коефіцієнта тертя являється наявність на поверхнях тертя в діапазоні СЕП оптимальних по складу, будові, властивостях вторинних структур (ВС) з максимальною зносостійкістю ($I \rightarrow \min$) і високими діелектричними властивостями (КЕО $\rightarrow \max$).

Одним із найбільш чутливих кінетичних методів контролю процесів тертя та зношення являється метод вимірювання (КЕО) пари тертя. Контролюючи основні триботехнічні показники (інтенсивність зношення I , коефіцієнт тертя μ , температуру в зоні тертя t), параметр КЕО враховує весь комплекс механічних, фізико-хімічних, термодинамічних, структурно-енергетичних явищ в зоні фрикційного контакту, інформує про кінетику зміни параметрів I , μ , T безпосередньо під час дослідження. Основними перевагами даного методу являються:

1. Мінімальні витрати часу для визначення і контролю діапазону нормального тертя та зношення - діапазон СЕП (експресність методу);
2. Зв'язок параметрів КЕО з механічними, фізико-хімічними, термодинамічними, структурно-енергетичними процесами в зоні фрикційного контакту (комплексність методу);
3. Можливість контролю кінетики структурних перетворень матеріалів поверхневих шарів елементів пар тертя (утворення, трансформації та руйнування ВС);
4. Можливість кількісної та якісної оцінки основних процесів поверхневого руйнування згідно загальної класифікації видів тертя та зношення (універсальність методу), створення єдиного банку триботехнічних даних для побудови загальної теорії тертя та зношення.

До основних переваг даного методу відносяться також висока чутливість і точність, можливість його використання не тільки в лабораторних, а й у виробничих умовах. Висока чутливість методу звільняє від необхідності форсованих режимів дослідження, які порушують дійсну природу трибологічних взаємодій. Крім цього коректними можуть бути тільки ті методи дослідження, ті критерії оцінки, фізична суть яких відповідає природі досліджуваного явища, а роздільна здатність співрозмірна масштабу досліджуваного процесу. З практичної точки зору в основі любого методу повинні бути: простота, наглядність, надійність та інформативність.

Дослідження проводились, як на серійних, так і на спеціально спроектованій машині тертя

(рис. 1). Схема контакту диск-торець пальця, при силових параметрах навантаження в діапазонах: швидкість ковзання $V=0,12-11\text{ м/с}$, питоме навантаження $P = 0,3-35\text{ МПа}$ з можливістю їх плавної зміни.

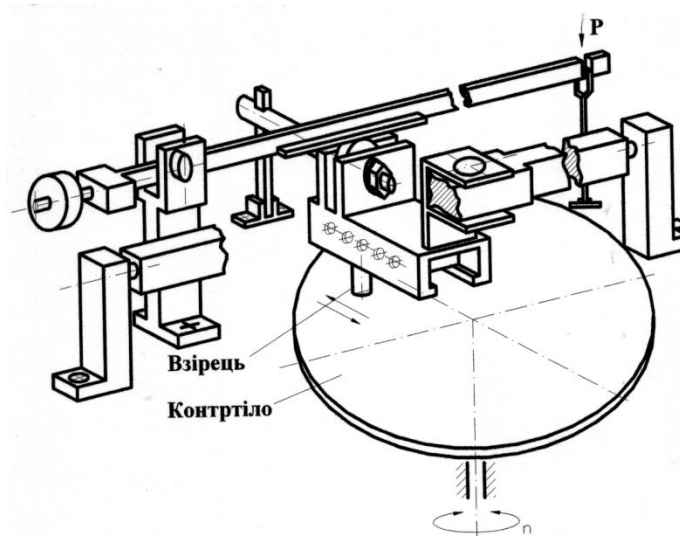


Рис. 1. Схема вузла тертя та механізму навантаження машини тертя

Конструкція вузла тертя та механізму навантаження дозволяє зменшити вплив динамічних навантажень на досліджуваний зразок при перехідних процесах і реверсивному характері взаємного переміщення. Система змащування - автоматизована з можливістю подачі як рідких, так і пластичних мастил. Досліджувались зразки (06 мм , $l = 25\text{ мм}$), виготовлені із сталі 45 ($42...45\text{ HRc}$, $Ra = 0,125\text{ мкм}$), бронзи ОЦС 5-5-5. мастило - інактивне вазелінове масло, а також вазелінове масло з добавками присадки (2%), Англамол 99.

Вимірювання інтенсивності зносу, коефіцієнта тертя, температури проводилось традиційними методами, величини КЕО вимірювались за допомогою спеціально розробленої

схеми. За контрольне значення вказаних параметрів приймалось їх стабільне значення після кожного етапу навантаження. Структура поверхонь тертя (тип та властивості ВС) досліджувались на електронному мікроскопі CamScan 44DB, з приставкою Line 860.

В діапазоні СЕП властивості ВС, їх геометричні параметри, співвідношення площі ВС до загальної площі досліджуваного зразка, їхній характер формоутворення та руйнування змінюється в широких діапазонах під впливом дії комплексу зовнішніх параметрів, що засвідчує про широкі можливості їх внутрішньої перебудови. Для оцінки структурно-енергетичного та темодинамічного стану ВС запропоновано наступні критерії параметра КЕО (рис. 2).

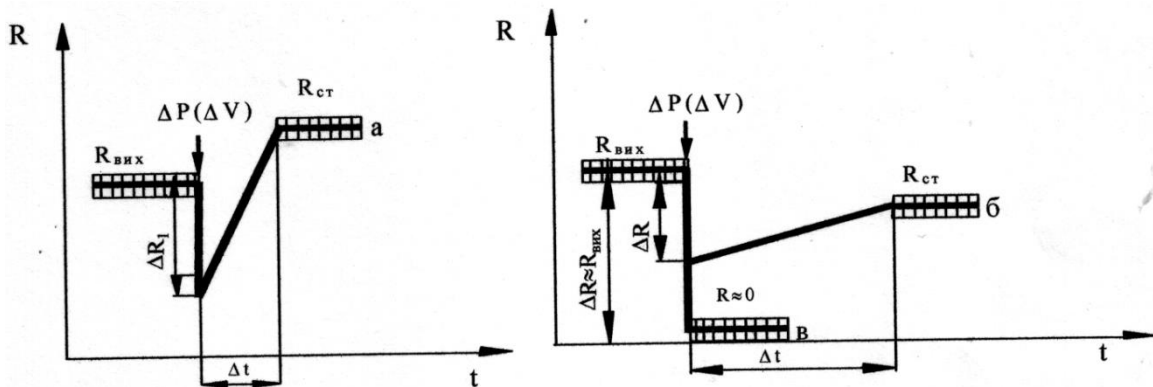


Рис. 2. Характер зміни параметрів $\Delta R/R_{вих}$, Δt в залежності від режимів тертя та зношення: а – режим припрацювання, б – режим СЕП, в – режим об'ємної деструкції: ΔR – величина падіння параметра КЕО після кожного етапу навантаження, $(\Delta P, \Delta V)$; $R_{вих}$ ~ вихідне (стабільне) значення параметра КЕО; Δt – час стабілізації параметра КЕО після кожного етапу навантаження

У діапазоні СЕП критерії ΔR і $R_{вих}$, Δt стабільні і мінімальні (оптимальні властивості ВС), в діапазонах припрацювання або об'ємної деструкції значення даних параметрів максимальні. Після

кожного етапу навантаження (ΔP , ΔV) відбувається падіння вихідного значення КЕО ($R_{вих}$) на певну величину ΔR з подальшою його стабілізацією на іншому рівні ($R_{ст}$) через певний період часу (Δt). Для досліджуваних пар тертя встановлено наступні значення даних параметрів: режим СЕП – $\Delta R/R_{вих} \approx 0,15...0,55$, $\Delta t \approx 12...20$ хв; режим припрацювання – $\Delta R/R_{вих} \approx 0,60... 0,85$, $\Delta t \approx 25...40$ хв; режим об'ємної деструкції – $\Delta R/R_{вих} \approx 1$, $\Delta t \rightarrow \infty$.

Запропоновані кінетичні критерії дозволяють проводити безперервний контроль процесами тертя та зношення, кінетикою утворення, трансформації та руйнування ВС і в сукупності з структурно-енергетичним аналізом поверхонь тертя, розробити комплексну методику дослідження для розкриття фізичної суті процесів в зоні фрикційного контакту.

УДК 620.22:620.19:620.17

ВПЛИВ НАВОДНЮВАННЯ НА ВІДШАРУВАННЯ У ГІБРИДНИХ КОМПОЗИТАХ НА МЕЖІ РОЗДІЛУ МЕТАЛ-ПОЛІМЕР

THE INFLUENCE OF HYDROGENATION ON THE DELAMINATION OF HYBRID COMPOSITES AT THE METAL-POLYMER INTERFACE

Ольга Звірко, Олександр Цирульник, Галина Кречковська, Ольга Максимів, Петро Соловей

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

An assessment of the interfacial condition of new hybrid composite materials considering the hydrogen action has been carried out. The weakening of the interfacial adhesion between the protective polymer material and the metal base, stainless steel, has been established.

Гібридні композитні матеріали типу метал-полімер відносять до перспективних через їх високі експлуатаційні характеристики – високу міцність, пластичність, корозійну тривкість та зносостійкість [1 – 4]. Однак при їх застосуванні виникає проблема поганого зчеплення полімерних покриттів з металевою поверхнею, тому часто для її усунення застосовують попередню піскоструменеву обробку поверхні та/або нанесення проміжного шару – ґрунтівки на основі епоксидної смоли. Розвиток водневої енергетики [5, 6] спонукає до розроблення та використання таких композитних матеріалів, які опірні водневій крихкості.

Мета роботи полягала у встановленні впливу наводнювання на міцність межі розділу нових гібридних матеріалів композит-метал, розроблених у Вроцлавському університеті науки і технології (Польща).

Дослідили низку нових гібридних матеріалів метал-композит, у яких матриця – нержавка сталь AISI 304 товщиною 1 мм, в'язучий компонент – епоксидна смола (EP). Як армувальні наповнювачі застосували скляне (GF), конопляне (HF) та поліуретанове (PUE) волокна. Випробовували наступні гібридні композиційні матеріали з різними компонентами: EP + GF – епоксидна смола + скляне волокно; EP + GF + HF – епоксидна смола + скляне волокно + конопляне волокно; EP + GF + PUE – епоксидна смола + скляне волокно + поліуретанове волокно; EP + GF + HF + PUE – епоксидна смола + скляне волокно + конопляне волокно + поліуретанове волокно. Для підвищення адгезійної міцності за рахунок створення додаткових напружень стиску здійснили піскоструменеву обробку металевої матриці для частини зразків перед нанесенням композиту.

Оцінили вплив електролітичного наводнювання на міцність межі розділу композит-метал для гібридних композиційних матеріалів з та без застосування попередньої піскоструменевої обробки металевої матриці. Експерименти реалізували на зразках, торці яких шліфували та полірували для чіткої ідентифікації межі поділу метал – композит. Як робочу частину для наводнювання

використовували торець зразка, інші його частини, занурені в електроліт, ізолювали. За такого методу електролітичного наводнювання гібридних композиційних зразків абсорбований водень виділявся безпосередньо на межі розділу метал–композит на торці зразків і проникав вздовж цієї межі. Це давало змогу досягнути суттєвого потоку водню та швидкості його проникнення безпосередньо на межі розділу метал–композит. Електролітичне наводнювання реалізували у водному розчині 1 Н H_2SO_4 за різної густини струму ($i = 10\text{--}100 \text{ мА/см}^2$), тривалість наводнювання становила 100 год.

Застосувавши електролітичне наводнювання за густини струму 100 мА/см^2 упродовж 100 год, спостерігали відшарування композиту, причому у всіх досліджених матеріалах, незалежно від того, чи використовували попередню піскоструменеву обробку пластини з нержавкої сталі перед нанесенням полімерного покриття. Очевидно, це занадто жорсткий режим наводнювання, який не дає можливості класифікувати досліджені матеріали за адгезійною міцністю їх меж розділу метал – композит до дії абсорбованого водню. Також спостерігали розшарування у самому композиті між епоксидною смолою та армувальними волокнами. Останнє свідчить про деструктивний вплив розчину 1 Н H_2SO_4 на адгезійну міцність межі розділу епоксидна смола–армуючі волокна у композиті.

З огляду на отримані результати, зменшили густину струму наводнювання у розчині 1 Н H_2SO_4 , та випробували за наводнювання за густини струму 30 мА/см^2 впродовж 100 год. За експерименту за такого режиму наводнювання отримали наступні результати. Розшарування на межі розділу композит–метал спостерігали і у випадку застосування піскоструменевої обробки, і без неї. Інтенсивніше розшарування на межі розділу композит–метал виявили на зразках без піскоструменевої обробки. За таких умов наводнювання також спостерігали розшарування у композиті між епоксидною смолою та армуючими волокнами, що підтвердило висновок про деструктивний вплив наводнювального розчину на адгезійну міцність межі розділу епоксидна смола – армуючі волокна у композиті.

За нижчої густини струму наводнювання (10 мА/см^2) у розчині 1 Н H_2SO_4 впродовж 100 год. не виявили розшарувань на гібридних композиційних зразках без конопляних волокон, EP + GF та EP + GF + PUE, які піддавали піскоструменевій обробці. На всіх гібридних композиційних зразках, виготовлених без попереднього піскоструменевого оброблення, виявили розшарування; воно було інтенсивніше на зразках, композити яких містили конопляні волокна, EP + GF + HF та EP + GF + HF + PUE.

Висновки: Встановлено зниження адгезійної міцності гібридних композиційних матеріалів із збільшенням густини струму електролітичного наводнювання від 10 до 100 мА/см^2 впродовж 100 год. Вищою адгезійною міцністю характеризуються гібридні композиційні матеріали, металеву поверхню яких перед нанесенням композитної складової піддавали піскоструменевому обробленню. Гібридним композиційним матеріалам, що містили полімер, армований конопляними волокнами, властива нижча адгезійна міцність, що може бути зумовлено деструктивним впливом корозивного середовища на адгезію межі розділу епоксидна смола–армувальні конопляні волокна у композиті.

Використано результати досліджень, виконаних за фінансової підтримки Міністерства освіти і науки України НДР «Оцінювання міцності на межі розділу нових гібридних композиційних матеріалів з використанням підходів механіки руйнування».

1. A review on the development and properties of continuous fiber/epoxy/aluminum hybrid composites for aircraft structures / E. C. Botelho, R. A. Silva, L. C. Pardini, M. C. Rezende // *Materials Research*. – 2006. – Vol. 9, No. 3. – P. 247–256. 2. Corrosion performance of conducting polymer coatings applied on mild steel / P. Ocón, A. Cristóbal, P. Herrasti, E. Fatas // *Corrosion Science*. – 2005. – Vol. 47. – P. 649–662. 3. Madhup M., Shah N., Wadhvani P. Investigation of surface morphology, anti-corrosive and abrasion resistance properties of nickel oxide epoxy nanocomposite (NiO-ENC) coating on mild steel substrate // *Progress in Organic Coatings*. – 2015. – Vol. 80. – P. 1–10. 4. Duda M., Pach J., Lesiuk G. Influence of polyurea composite coating on selected mechanical properties of AISI 304 steel // *Materials*. – 2019. – Vol. 12(19). – Paper 3137. 5. Optimisation of the IV generation tanks for hydrogen storage applied in vehicles. Modelling and experiment / J. Kaleta, W. Błażejowski, P. Gąsior, M. Rybaczuk // *Proceedings of the WHEC*. – 2010. – P. 25–31. 6. A literature review of failure prediction and analysis methods for

УДК 539.3

ЛОКАЛЬНЕ ФРИКЦІЙНЕ ЗНОШУВАННЯ ПРУЖНИХ ПІВПРОСТОРІВ ЗА КОВЗНОГО КОНТАКТУ ІЗ ВИСТУПАМИ

LOCAL FRICTION WEAR OF ELASTIC HALF -SPACES ON SLIDING CONTACT WITH PROTRUSIONS

Олег Козачок

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

The contact interaction of two moving solids, one of which has a regular surface texture in the form of periodically arranged protrusions, is considered. The materials of the solids are supposed to be identical. The formulation of the corresponding plane contact problem is based on the friction fatigue fracture model, according to which the wear initiates when the friction force reaches some critical value. The region of the wear initiation is found. The profile of the surfaces and contact pressure after running-in are investigated.

Розглянемо взаємодію двох ізотропних пружних півпросторів D_1 і D_2 з однакових матеріалів, один з яких (D_2) має регулярний рельєф у вигляді пологих виступів однакової форми $r(x) = A(1 - \text{tg}^2(\pi x/d) / \text{tg}^2(\pi b/d))^{3/2}$, розташованих з періодом d вздовж смуг ширини $2b$ (рис. 1).

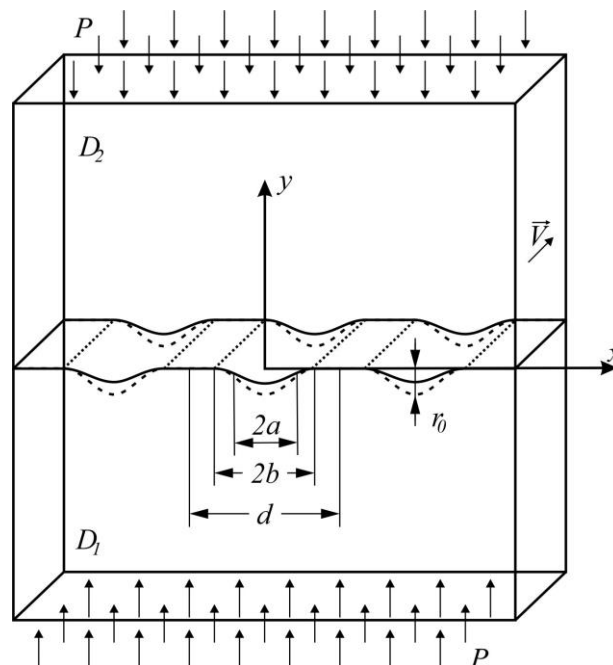


Рис. 1. Схема взаємодії двох ізотропних пружних півпросторів

Тіла взаємно притискаються під дією рівномірно розподіленого на нескінченності навантаження P , за якого відбувається повний контакт спряжених поверхонь. Одне з тіл нерухоме, а

інше рухається зі швидкістю V в напрямі твірної виступів. Сили тертя на поверхні спряження τ підпорядковані закону Амонтона: $\tau = \tau_{yz} = fP(x)$, де f – сталий коефіцієнт тертя, $P(x)$ – контактний тиск. Досліджуватимемо зношування поверхні з виступами, виходячи з моделі фрикційного втомного руйнування [1, 2], згідно з якою стирання розпочинається на тих ділянках, де сила тертя τ перевищує порогове значення τ_0 . Вважаємо навантаження таким, що в початковий момент часу $t=0$ умова $\tau > \tau_0$ виконується лише на частині кожного виступу, де виникає найбільший контактний тиск. Ширина періодично розташованих смуг локального зношування $2a(t)$ зростатиме з часом внаслідок зміни геометрії виступів.

Швидкість зношування описуватимемо рівнянням [1]

$$\frac{\partial h(x,t)}{\partial t} = BV[fP(x,t) - \tau_0],$$

де $h(x)$ – товщина спрацьованого матеріалу, B – стала.

Контактні умови сформульованої плоскої зносоконтактної задачі на основній смузі періодів $-d/2 \leq x \leq d/2$ мають вигляд

$$\begin{aligned} \sigma_{yy}^+ &= \sigma_{yy}^-, \quad \tau_{xy}^- = \tau_{xy}^+ = 0, \quad |x| \leq d/2; \\ v^+ &= v^-, \quad b < |x| \leq d/2; \\ v^+ + r(x) &= v^-, \quad a(t) < |x| \leq b; \\ v^+ + r(x) + h(x,t) &= v^-, \quad |x| \leq a(t). \end{aligned}$$

Використовуючи розвинутий у працях [3, 4] метод міжконтактних зазорів та інтерпретуючи товщину зношеного матеріалу, як фіктивний зазор між тілами, задачу звели до сингулярного інтегро-диференціального рівняння з ядром Гільберта відносно товщини зношеного матеріалу $h(x,t)$:

$$\frac{\partial h(x,t)}{\partial t} - \frac{2AfV}{dK} \int_{L_0(t)} h'(s,t) \operatorname{ctg} \frac{\pi(s-x)}{d} ds = AfVR(x), \quad x \in L_0(t), \quad (1)$$

$$\text{де } h'(x,t) = \frac{\partial h(x,t)}{\partial x}, \quad R(x) = \frac{2}{dK} \int_{-b}^b r'(s) \operatorname{ctg} \frac{\pi(s-x)}{d} ds + P^\infty - \frac{\tau_0}{f}, \quad K = \frac{1+\kappa}{G}, \quad L_0(t) = [-a(t); a(t)].$$

Функція $h(x,t)$ задовольняє умови:

$$h(x,0) = 0, \quad x \in [-a(0); a(0)], \quad (2)$$

$$h(\pm a(t), t) = 0, \quad h'(a(t), t) = 0, \quad t > 0. \quad (3)$$

Після припрацювання ($t \rightarrow \infty$) контактний тиск на всій ділянці $L_0(\infty)$ стає рівним τ_0/f і зношення припиняється, тобто $\partial h(x,t)/\partial t \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$. Врахувавши цю асимптотичну поведінку і здійснивши в рівнянні (1) граничний перехід при $t \rightarrow \infty$, отримаємо сингулярне інтегральне рівняння (СІР) для визначення товщини зношеного матеріалу $h(x, \infty)$:

$$\frac{2}{dK} \int_{L_0(\infty)} h'_s(s, \infty) \operatorname{ctg} \frac{\pi(s-x)}{d} ds = -R(x), \quad x \in L_0(\infty). \quad (4)$$

Умови (3) при $t \rightarrow \infty$ набувають вигляду

$$h(\pm a_\infty, \infty) = 0, \quad h'_x(\pm a_\infty, \infty) = 0, \quad (5)$$

Згідно з другою умовою (5) визначаємо обмежений розв'язок СІР (4):

$$h'(\xi, \infty) = \frac{dK \left(\frac{\tau_0}{f} - P^\infty \right)}{2\pi\sqrt{\alpha^2 + 1}} \frac{\xi \sqrt{\alpha^2 - \xi^2}}{(1 + \xi^2)} - \frac{3A}{\gamma^3} \xi \sqrt{\alpha^2 - \xi^2}, \quad (6)$$

де $\xi = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi x}{d}\right)$, $\gamma = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi b}{d}\right)$, $\alpha = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi a_\infty}{d}\right)$.

Проінтегрувавши функцію (6) з урахуванням першої умови (5), знайдемо товщину спрацьованого матеріалу:

$$h(\xi) = \frac{dK}{2\pi} \left(\frac{\tau_0}{f} - P^\infty \right) \left[\frac{\sqrt{\alpha^2 - \xi^2}}{\sqrt{\alpha^2 + 1}} - \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{\alpha^2 - \xi^2}}{\sqrt{\alpha^2 + 1}} \right) \right] + \frac{A}{\gamma^3} (\alpha^2 - \xi^2)^{3/2}, \quad |\xi| \leq \alpha. \quad (7)$$

1. Андрейкив А.Е., Панасюк В.В., Чернец М.В. К теорії износа матеріалів при сухом трінні // Физ.-хим. механіка матеріалів. – 1981. – 17 – С. 99-104. 2. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. [Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин.](#) – К. : Наукова думка, 1991. – 160 с. 3. Козачок О.П., Мартиняк Р.М., Слободян Б.С. Взаємодія тіл з регулярним рельєфом за наявності міжконтактного середовища. – Львів:Растр-7,2018. – 200 с. 4. Kozachok O. P., Martynyak R. M. Contact problem for wavy surfaces in the presence of an incompressible liquid and a gas in interface gaps // Mathematics and Mechanics of Solids. – 2019. – 24 (11). – P. 3381-3393. – <https://doi.org/10.1177/1081286518781679>.

УДК 539.3

МОДЕЛЬ «ТРЕТЬОГО ТІЛА» В КОНТАКТНИХ ЗАДАЧАХ

THE “THIRD BODY” MODEL IN CONTACT PROBLEMS

Володимир Онишкевич

Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна

The method of determination of thermal contact conductance in mathematical modelling of contact interaction with considering friction and heat generation by “third body” is proposed. The dependence of influence of some physical and mechanical parameters on the temperature and heat fluxes in the contact bodies is investigated.

Розмаїття чинників впливу на тепловий режим трибологічної пари зумовлює складність опису та математичного моделювання такої практичної науково-технічної задачі. Серед факторів впливу є як теплофізичні (теплопровідність, теплоємність, коефіцієнт лінійного розширення взаємодіючих тіл та інші), так і механічні (пружність, твердість тощо). Вперше термопружна контактна взаємодія тіл за наявності поверхневих теплофізичних неоднорідностей була досліджена в [1]. В стаціонарній постановці плоску задачу про зношування пружної півплощини під дією прямокутного в перерізі штамп, що рухається вздовж твірної з постійною швидкістю, було розв’язано в [2].

Запропоновано математично моделювати режими тертя, зношування та теплоутворення за допомогою розгляду так званого умовного «третього тіла» – тонких приповерхневих і проміжкових шарів контактуючих тіл, фізико-механічні властивості яких відрізняються від властивостей тіл контактної пари, та мікрогеометрією поверхонь тіл у контактній зоні [3]. При цьому для дослідження контактної термопружності з урахуванням тертя і тепловиділення за вихідні умови використано узагальнені умови теплового контакту, які враховують коефіцієнт термічної провідності контакту:

$$\lambda \Delta(t^{(1)} + t^{(2)}) + 2 \left(\lambda^{(1)} \frac{\partial t^{(1)}}{\partial n} - \lambda^{(2)} \frac{\partial t^{(2)}}{\partial n} \right) = c(t^{(1)} + t^{(2)}) - 2Q,$$

$$\lambda \Delta(t^{(1)} - t^{(2)}) + 2 \left(\lambda^{(1)} \frac{\partial t^{(1)}}{\partial n} + \lambda^{(2)} \frac{\partial t^{(2)}}{\partial n} \right) - 12h(t^{(1)} - t^{(2)}) = c(i^{(1)} - i^{(2)}),$$

де індексами «1» та «2» в дужках позначено величини, які відносяться відповідно до першого і другого тіла; n – нормаль до поверхні контакту тіл; λ – зведена теплопровідність; Δ – двовимірний оператор Лапласа; c – зведена теплоємність; h – коефіцієнт термічної провідності контакту.

Проведений числовий аналіз показав, що нехтування коефіцієнтом λ незначно впливає на розподіл температурних полів у тілах пари тертя, а суттєвий вплив на результати має термічна провідність контакту h .

Отже, для практичних розрахунків можна рекомендувати для використання такі спрощені теплофізичні умови на ділянці контакту:

$$\lambda^{(1)} \frac{\partial t^{(1)}}{\partial n} - \lambda^{(2)} \frac{\partial t^{(2)}}{\partial n} = \frac{c}{2}(i^{(1)} + i^{(2)}) - Q,$$

$$\lambda^{(1)} \frac{\partial t^{(1)}}{\partial n} + \lambda^{(2)} \frac{\partial t^{(2)}}{\partial n} - 2h(t^{(1)} - t^{(2)}) = \frac{c}{6}(i^{(1)} - i^{(2)}).$$

Середня температура $\bar{T} = (t^{(1)} + t^{(2)})/2$ в області контакту тіл мало відрізняється від температури $t^{(1)} = t^{(2)}$ при ідеальному тепловому контакті тіл. Тому розв'язок задачі із запропонованими спрощеними граничними умовами при $h \rightarrow \infty$ можна розглядати і як перший етап для знаходження h .

Фактори, від яких залежить h , які весь процес теплоутворення, є численними та складними [4]. Проведений числовий аналіз дозволив встановити суттєвий вплив на зміну термопроникливості контакту таких вхідних параметрів: тиску P між тілами на ділянці контакту; твердості та коефіцієнтів теплопровідності матеріалів контактуючої пари; чистоти обробки поверхонь.

Для визначення впливу вказаних параметрів на різницю температур і теплових потоків розглянуто нестационарну контактну задачу термопружності з теплоутворенням від дії сил тертя на межі двох півпросторів, яка за складністю відповідає суперпозиції двох одновимірних задач термопружності.

Припускаємо, що два пружних півпростори з нульовою температурою спочатку є нерухомими, а в момент часу $\tau = 0$ зближуються і з тертям починають переміщуватися з відносною сталою швидкістю. Процес тертя на межі контакту супроводжується теплоутворенням, теплові граничні умови враховують коефіцієнт провідності контакту h . Розв'язок задачі отримано з використанням інтегрального перетворення Лапласа.

При різних законах задання на безмежності напружень $\sigma|_{\infty}$ отримано аналітичні вирази для розподілу температури та теплових потоків у взаємодіючих тілах за глибиною. За отриманими числовими результатами зроблено висновки про суттєвий вплив або відсутність впливу конкретних теплофізичних та механічних параметрів трибологічної пари на різницю температур та зміну теплових потоків у контактуючих тілах.

1. Швець Р.Н., Мартыняк Р.М. Термоупругое контактное взаимодействие тел при наличии поверхностных теплофизических неоднородностей // *Мат. методы и физ.-мех. поля.* – 1988. – Вып. 27. – С. 23-28. 2. Онишкевич В.М., Сулим Г.Т. Урахування зношування при плоскому контакті прямокутного штамп з пружною півплощиною // *Вісник Київського національного університету імені Тараса Шевченка. Сер.: фізико-математичні науки.* – 2019. – № 1. – С. 138-141. 3. Онишкевич В. Урахування впливу термічної провідності контакту в осесиметричних задачах // *Вісник Львів. ун-ту. Сер. мех.-мат.* – 2006. – Вып. 65. – С. 208-215. 4. Левицький В.П., Онишкевич В.М. Дослідження впливу властивостей «третього тіла» на теплоутворення від тертя // *Мат. методи та фіз.-мех. поля.* – 1999. – Вып. 42, №1. – С. 82-86.

ЕФЕКТИ ЗАСТОСУВАННЯ ЛАЗЕРНОГО АЗОТУВАННЯ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ

THE EFFECTS OF LASER NITRIDING OF TITANIUM ALLOYS

Едуард Плешаков, Сергій Швачко, Лідія Богун, Назар Близнюк

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

The paper presents some aspects of the effect of laser nitriding on improving the performance of titanium alloys. The microstructure, phase composition, microhardness and wear resistance of surface laser nitrided layers have been studied. The formation of a surface composite structure consisting of solid nitride particles placed in a martensitic matrix provides a significant increase in the wear resistance of alloys.

Неслабнуча тенденція до розширення застосування титанових сплавів у промисловості як конструкційних матеріалів обумовлена відносно великими значеннями питомої міцності й корозійної тривкості. Проте, надто низька тривкість до зношування та окиснення обмежують їх використання для виробів, які працюють в умовах тертя та підвищених температур. Серед різноманітних методів інженерії поверхні унікальними можливостями вирізняється лазерне оброблення, яке забезпечує широкий спектр дії на поверхню матеріалу (нагрівання в твердому стані, плавлення, випаровування, деформування ударною хвилею). Лазерна технологія завдяки локальності дії не створює таких негативних наслідків як традиційне хіміко-термічне оброблення внаслідок високотемпературного нагрівання усього об'єму виробу, зокрема огрублення зерен.

Найпоширенішим методом лазерного поверхневого поліпшення функціональних властивостей титанових сплавів є лазерне азотування (ЛА) поверхневих шарів титану та його сплавів. Його застосовують завдяки простоті введення (вдування) азоту у розплавлений шар підкладки, і досягнення добрих функціональних ефектів, зокрема підвищення зносотривкості. Переважно в промисловості для ЛА використовують CO₂-лазери, діодні та Nd: ІАГ-лазери імпульсної чи неперервної дії, потужністю 0,5 кВт...5 кВт.

Базова технологія ЛА полягає у вдуванні чистого азоту або азоту, котрий змішують у певній пропорції з аргоном чи гелієм, в зону плавлення підкладки. Застосовують різні швидкості вдування — від 5 до 50 л/хв⁻¹. Цей параметр змінює не тільки вміст засвоєного азоту, але і характер взаємодії променя з матеріалом матриці. За менших швидкостей вдування виникає небезпека поверхневого окиснення внаслідок дії атмосфери. Складною проблемою ЛА є забезпечення однорідності властивостей азотованого шару, особливо за імпульсного легування. Тому іншими важливими параметрами, які визначають ефекти оброблення є форма і коефіцієнт перекриття зон лазерної дії (оптимально 0,8), відносна швидкість переміщення променя відносно поверхні за неперервного опромінення (2 мм·с⁻¹ ...25 мм·с⁻¹). З метою уодноріднення оброблюваного застосовують коливальні, колові переміщення променя відносно прямолінійного переміщення оброблюваної поверхні.

Хоча конкретна структура азотованих зон титанових сплавів залежить від умов ЛА, проте основними її складниками є первинні дендрити нітридів титану і насичена азотом мартенситна матриця — α' чи α ". Більшість дослідників, які не проводили детального кристалографічного дослідження типу нітридів, вважають що це нітрид TiN, який утворюється відповідно до екзотермічної реакції $Ti + 1/2N_2 \rightarrow TiN + Q$. Інші дослідники, базуючись на діаграмі фазових рівноваг Ti – N, вказують на можливість утворення додатково нітридів й інших типів (ϵ -Ti₂N, ξ -Ti₄N_{3-x} і η -Ti₃N_{2-x}). Проте таке твердження видається малоправдоподібним з огляду на великі швидкості охолодження при ЛА, що створює нерівноважні умови перебігу фазових перетворень. Натомість з більшою вірогідністю можна стверджувати, що в азотованих зонах присутні дендрити нітридів TiNx з відхиленням від стехіометричного складу 1:1. Такий нітрид за різними джерелами може існувати в

широкому діапазоні значень x : $0,4 < x < 1,2$. Утворення під час ЛА нітридів нестехіометричного складу найвірогідніше спричинено нерівноважними умовами кристалізації. Ретельні дослідження цих дендритів показують, що їхні фізичні властивості, а отже і функціональні властивості поверхневих шарів з ними, залежать як від кристалічної структури, так і від відхилень від стехіометрії.

Значний вплив на експлуатаційні властивості титанових сплавів виявляє не тільки тип дендритних зміцнювальних фаз, але їх густина і розташування в мартенситній матриці. Так збільшення вмісту азоту в розплаві (досягається збільшенням швидкості вдування азоту, вмісту азоту в газовій суміші, зменшенням швидкості сканування) збільшує густину і розмір дендритів в азотованому шарі. Коловий рух променя, який забезпечує менш інтенсивну теплову дію порівняно зі стаціонарним, формує дрібніші та густіше розташовані дендрити в азотованій зоні.

Істотною вадою ЛА є погіршення геометрії поверхні, яка набуває хвилястої морфології. «Хвилі» відтворюють переміщення фронту кристалізації в радіальному напрямку. Хвилястість зростає зі збільшенням густини потужності променя і зменшується зі збільшенням відносної швидкості переміщення промінь–поверхня та вмісту азоту в суміші.

Найпоширенішою властивістю, за якою найчастіше оцінюють азотований лазером шар, є мікротвердість. Найчастіше дослідники наводять усереднені значення мікротвердості, оскільки вона є функцією багатьох параметрів структури і фазового складу (співвідношення кількості фаз, типу, розміру та розташування зміцнювальних фаз) і змінюється не тільки від умов ЛА, типу сплаву підкладки, але і в межах азотованого шару внаслідок його неоднорідності. У наших дослідженнях ЛА у струмені азоту сплаву Ti-6Al-4V мікротвердість зон, збагачених нітридами TiN до (60÷70) %, становила (11÷12) ГПа, тоді як мікротвердість в зоні термічного впливу 5 ГПа змінювалася до мікротвердості основи 3,4 ГПа. Трибологічні дослідження однозначно вказують на те, що ЛА зменшує коефіцієнт тертя та істотно підвищує зносотривкість титанових сплавів у різних умовах зношування.

Попри незаперечні переваги ЛА в стосунку до підвищення зносотривкості титанових сплавів існує небезпека утворення в азотованих поверхневих шарах мікротріщин, пор. У наших дослідженнях азотування в режимі неперервної дії газового CO₂-лазера були виявлені поодинокі мікротріщини в перехідному шарі між зонами азотування й термічного впливу. Причиною їх утворення можна вважати орієнтовані перпендикулярно до поверхні напруження розтягування, які виникають в місцях значних градієнтів температури, фазового та хімічного складів. Різноюорієнтовані мікротріщини можуть утворюватися і за менших напружень в ділянках скупчення дендритів з меншим опором до крихкого руйнування. Зменшення швидкості вдування азоту в розплав, викликає зменшення розміру та кількості нітридних фаз і, відповідно, збільшує об'єм відносно пластичної мартенситної матриці. Натомість, рівномірніше лазерне нагрівання й попереднє підігрівання виробів перед лазерним нагріванням зменшує температурні градієнти і внутрішні напруження. Це ті зміни параметрів режиму ЛА, які дозволяють запобігати утворенню тріщин в азотованих шарах.

Висновки. Оптимальною структурою азотованих лазером шарів, яка забезпечує потрібні експлуатаційні властивості титанових сплавів, є механічна суміш дрібних дендритів нітридних зміцнювальних фаз, котрі рівномірно розташовуються у мартенситній матриці титанового сплаву. Контроль за якістю ЛА здійснюється шляхом регулювання параметрів вдування азоту у ванну розплаву (швидкість потоку, склад газової суміші), густини потужності лазерного променя, швидкості і способу його переміщення відносно оброблюваної поверхні.

УДК 621.791.927.7

ОЦІНКА ЯКОСТІ ТОВЩИНИ НАПЛАВЛЕНОГО ШАРУ МЕТАЛУ ПРИ ВІБРОІНДУКЦІЙНОМУ НАПЛАВЛЕННІ

EVALUATION OF THE QUALITY OF THE THICKNESS OF THE SAVED METAL LAYER UNDER
VIBROINDUCTION SURFACING

Чеслав Пулька, Віктор Сенчишин, Ігор Окіпний

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна, e-mail: Viktor_synchyshyn@i.ua

Based on the analysis of histograms and polygons of randomness distribution of functional change process of the deposited metal layer thickness deviation on the working surface of the part, it is established that the deviation of the deposited metal layer thickness is within: without vibration (0.62...0.87) mm; with vertical vibration (0.41...0.51) mm; with horizontal vibration (0.07...0.11) mm. It is experimentally established that when applying horizontal vibration, the deviation of the thickness of the deposited metal layer on the working surface of the part from its rational value of 1 mm is within acceptable limits from 0.03 mm to 0.04 mm.

Для дослідження відхилення товщини шару наплавленого металу без застосування вібрації Δh_1 , з застосуванням вертикальної Δh_2 та горизонтальної Δh_3 вібрації вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності $\Delta h_1 = f_{\Delta h_1}(x_1; x_2)$, $\Delta h_2 = f_{\Delta h_2}(x_1; x_2; x_3)$, $\Delta h_3 = f_{\Delta h_3}(x_1; x_2; x_3)$. Оброблення отриманого експериментального масиву даних проводили за загальновідомими методиками та методами статистичної обробки з використанням методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання емпіричної моделі, яку записано у вигляді $\Delta h_1 = f_{\Delta h_1}(U_k; t_n)$, $\Delta h_2 = f_{\Delta h_2}(a_k; U_k; t_n)$ та $\Delta h_3 = f_{\Delta h_3}(a_k; U_k; t_n)$.

Розроблена методика і пристрій для вимірювання геометричних характеристик шару металу, наплавленого індукційним способом, дозволяє підвищити точність вимірювання, а також контролювати стабільність товщини шару при розробленні нових технологічних процесів і режимів індукційного наплавлення тонких плоских деталей.

Оцінку якості процесу для трьох способів індукційного наплавлення та встановлення емпіричної моделі, яка характеризує функціональну залежність зміни відхилення товщини шару наплавленого металу на робочу поверхню деталі Δh_1 , Δh_2 та Δh_3 проведено за умовою рівномірності товщини шару наплавленого металу, яка згідно з технічними вимогами, повинна знаходитися в межах $1_{-0,2}^{+0,5}$ мм.

У результаті обробки генеральної вибірки побудовано гістограму та полігон розподілу частот відхилення товщини шару наплавленого металу для трьох способів наплавлення тонких деталей: без застосування вібрації під час наплавлення шару металу на робочу поверхню деталі Δh_1 (рис. 1а); з застосуванням вертикальної вібрації Δh_2 : (рис. 1б); з застосуванням горизонтальної вібрації Δh_3 (рис. 1в).

При цьому побудована гістограма та полігон розподілу частот відхилення товщини шару наплавленого металу Δh_1 , Δh_2 та Δh_3 відтворює диференційний закон, або щільність розподілу випадкової величини Δh_1 , Δh_2 та Δh_3 відповідно для кожного із трьох способів наплавлення шару металу на робочу поверхню деталей.

Аналіз побудованих гістограми та полігону щільності розподілу випадковості процесу (рис. 1), показує, що диференційний закон щільності розподілу близький до нормального (крива 1), а функцією, яка описує функціональну залежність розподілу є поліном другої степені, крива 2.

Аналіз наведених графічних відтворень (гістограм і полігонів щільності розподілу) випадковості процесу функціональної зміни Δh_1 , Δh_2 та Δh_3 показує, що імовірність значень генеральної вибірки експериментального масиву даних основної зміни відхилення товщини шару наплавленого металу знаходиться в межах: без вібрації $\Delta h_1 = 0,62...0,87$ мм з кількістю випадків рівним 27 (рис. 1а); з вертикальною вібрацією $\Delta h_2 = 0,35...0,37$ мм з кількістю випадків рівним 24 та $\Delta h_2 = 0,41...0,51$ мм з кількістю випадків рівним 57 (рис. 1б); з горизонтальною вібрацією $\Delta h_3 = 0,07...0,11$ мм та $\Delta h_3 = 0,15...0,19$ мм з кількістю випадків рівним 47 та 37 (рис. 1в).

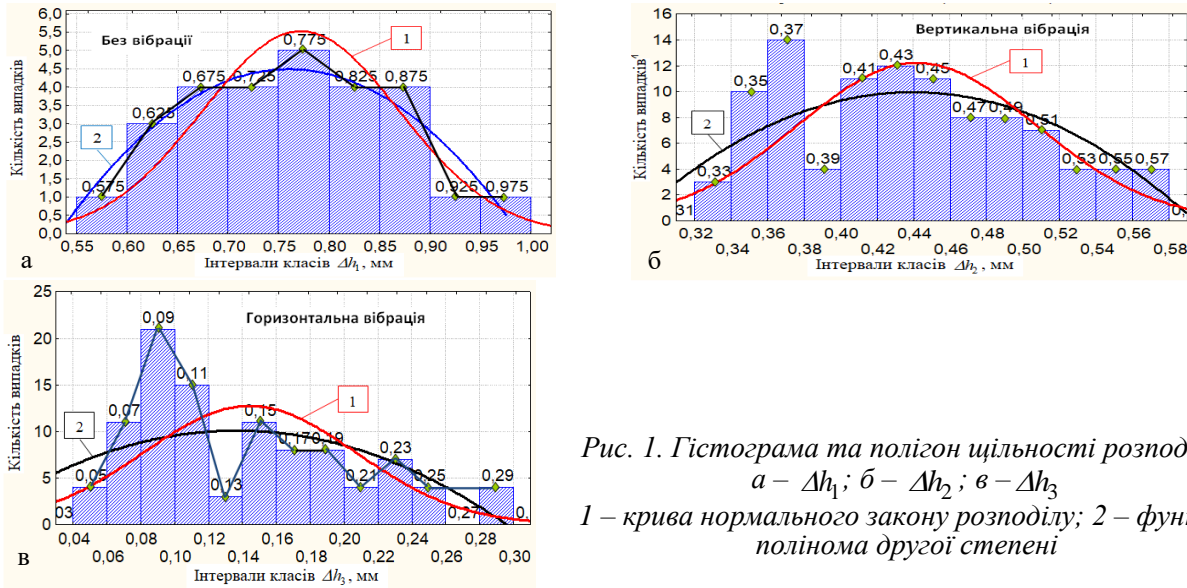


Рис. 1. Гістограма та полігон щільності розподілу:
 а – Δh_1 ; б – Δh_2 ; в – Δh_3
 1 – крива нормального закону розподілу; 2 – функція полінома другої степені

Для побудови емпіричної моделі, яка характеризує функціональну зміну відхилення товщини наплавленого шару металу для трьох способів наплавлення, було реалізовано планований дво- (Δh_1) та трифакторний (Δh_2 та Δh_3) експерименти. Після оцінки статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії за критерієм Стюдента та перевірки адекватності моделі згідно з критерієм Фішера, отримано рівняння регресії зміни відхилення товщини наплавленого металу залежно від зміни вхідних факторів у натуральних величинах:

– без застосування вібрації

$$\Delta h_1 = 1,18 - 0,05U_k + 0,002t_n + 0,001U_k t_n - 0,005U_k^2 - 0,0002t_n^2; \quad (1)$$

– з застосуванням вертикальної вібрації

$$\Delta h_2 = 0,64 - 0,81a_k + 0,02U_k - 0,003t_n - 0,05a_k U_k + 2,03a_k^2 - 0,006U_k^2 - 0,00002t_n^2; \quad (2)$$

– з застосуванням горизонтальної вібрації

$$\Delta h_3 = 1,9 - 0,74a_k - 0,6U_k - 0,004t_n + 0,01a_k U_k - 0,003U_k t_n + 1,28a_k^2 + 0,06U_k^2 + 0,0002t_n^2. \quad (3)$$

При цьому застосування, як вертикальної, так і горизонтальної вібрації деталі під час наплавлення металу призводить до зменшення відхилення Δh_2 і Δh_3 товщини шару наплавленого металу на робочу поверхню деталі від раціонального значення $h = 1_{-0,2}^{+0,5}$ мм відносно відхилення Δh_1 товщини шару наплавленого металу на робочу поверхню деталі без застосування вібрації, відповідно, Δh_2 – 1,6...1,8 рази, а Δh_3 – у 3,5...7,5 рази, що підтверджує ефективність застосування індукційного наплавлення металу з застосуванням механічної вібрації. Крім того, застосування горизонтальної вібрації деталі зменшує відхилення Δh_3 товщини шару наплавленого металу на робочу поверхню деталі відносно відхилення Δh_2 товщини шару наплавленого металу на робочу поверхню деталі з застосуванням вертикальної вібрації у 2,2...4,3 рази.

Таким чином, на основі проведеного аналізу характеру зміни мінімального відхилення товщини шару наплавленого металу $\Delta h_{3min} = 0,03...0,04$ мм на поверхню деталі від раціонального значення $h = 1_{-0,2}^{+0,5}$ мм згідно з графічними побудовами можна констатувати, що раціональні значення параметрів індукційного способу наплавлення сплавом типу ПГ-С1 (Сормайт) із застосуванням горизонтальної вібрації будуть: амплітуда коливання деталі $a_k = 0,2...0,35$ мм; напруга на контурі $U_k = 5,3...5,8$ кВ; час наплавлення $t_n = 30...40$ с.

УДК 669.295:620.193:620.194:620.197 621.785:620.193:621.78

ВПЛИВ ОКСИДУВАННЯ НА ФОРМУВАННЯ ЗАХИСНОГО ГІДРОКСИПАТИТНОГО ПОКРИТТЯ НА ТИТАНОВОМУ СПЛАВІ VT6

INFLUENCE OF OXIDATION ON FORMATION OF PROTECTIVE HYDROXYAPATITE COATING ON VT6 TITANIUM ALLOY

Олег Ткачук, Роман Проскурняк, Ірина Погрелюк, Олександр Лук'яненко

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

Hydroxyapatite coating was formed by the method of plasma-electrolytic oxidation in an alkaline electrolyte on the surface of VT6 titanium alloy after previous saturation by the oxygen at temperatures of 800°C and 900 °C.

Титановий сплав VT6 широко використовується при виготовленні імплантів завдяки біосумісності, корозійній тривкості та механічним властивостям. На жаль, при імплантації титанові сплави демонструють недостатню інтеграцію з кістковою тканиною. Тому для покращення біосумісності поверхні титану формують біосумісне гідроксиapatитне (ГА) покриття. Проте недостатня міцність зв'язку між титаном і ГА може зменшити термін служби імплантів. Відомо, що оксиди титану, сформовані шляхом термодифузійного насичення з контрольованої газової атмосфери, володіють високою адгезією до титанової матриці завдяки формуванню зміцнених градієнтних дифузійних шарів із плавним переходом від високої твердості на поверхні (за рахунок утворення твердого розчину втілення) до в'язкої та міцної серцевини, і тому не вразливі до відшарування чи катастрофічного руйнування. Таким чином, ми припускаємо, що оксидне покриття відіграватиме роль буферного шару між поверхневим шаром ГА і титановою матрицею, що унеможливить відшарування ГА від поверхні титанових сплавів, а також забезпечить підвищення зносостійкості та корозійної тривкості.

Метою роботи є поєднати плазмо-електролітичне оксидування (ПЕО) і термодифузійне насичення для формування біосумісного гідроксиapatитного покриття зі зміцненими шарами.

ГА покриття формували методом ПЕО в лужному електроліті (100 г/л $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6(\text{OH})_2$, 56 г/л КОН) на титановому сплаві VT6 з попередньо утвореними за температур насичення 800 і 900 °C термодифузійними шарами на основі кисню.

Згідно рентгенівського фазового аналізу, після ПЕО на поверхні сплаву VT6 з попередньо сформованими оксидними шарами спостерігаються рефлекси гідроксиapatиту $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6(\text{OH})_2$, титанату кальцію CaTiO_3 та оксидів титану (TiO_2 , Ti_4O_7 та Ti_3O_5). Зі збільшенням температури насичення від 800°C до 900°C у дифракційному спектрі спостерігається зростання рефлексів гідроксиapatиту. Очевидно, така поведінка спричинена дією мікродугового розряду, який, частково спалюючи верхній оксидний шар, сприяє зародженню кристалів гідроксиapatиту.

Встановлено, що за температури насичення 900 °C на поверхні сплаву формується рівномірне пористе ГА покриття зі сфероїдальною структурою. Сфероліти містять наскрізні пори середнього розміру 2 мкм, що не спостерігалось за 800 °C.

Визначено, що співвідношення Ca/P для ГА покриття після ПЕО сплаву VT6 з попередньо сформованим за температури 800°C оксидним шаром становить 2,04. З підвищенням температури до 900°C співвідношення Ca/P зменшується до 1,65, що наближається до біологічного гідроксиapatиту (1,67), який є основою кісткової тканини.

УДК 669.295.621.785.062

ВПЛИВ МОДИФІКУВАННЯ ПРИПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ СПЛАВУ Zr-1%Nb КИСНЕМ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗА СИМЕТРИЧНОГО ЧИСТОГО ЗГИНУ

INFLUENCE OF MODIFICATION OF THE SURFACE LAYER OF Zr-1%Nb WITH OXYGEN ALLOY ON DURABILITY AT SYMMETRIC PURE BENDING

Василь Труш¹, Петро Стоєв², Віктор Федірко¹, Ірина Погрелюк¹, Віктор Восводін²

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

Treatment in oxygen-containing media provides an increase in the fatigue life of the Zr-1% Nb zirconium alloy relative to vacuum annealing was investigation. It was found that on samples for which an increase in fatigue life was recorded, a viscous character of fracture of the near-surface layer was observed.

На сьогодні в ядерних реакторах широко застосовуються вироби з цирконієвих сплавів. Адже, вони мають високу корозійну стійкість, малий переріз захоплення теплових нейтронів та ін. З вище згаданих сплавів в атомній промисловості виготовляють, зокрема, тонкостінні трубки для оболонок ТВЕЛів. Механічні властивості сплавів на основі цирконію дуже чутливі до вмісту домішок втілення. Однак дані у науково-технічній літературі різняться стосовно впливу кисню на втомні властивості.

Тому метою роботи є: встановити вплив термодифузійного насичення приповерхневого шару тонколистового (~1 мм) цирконієвого сплаву Zr-1%Nb киснем на втомну довговічність за чистого симетричного згину.

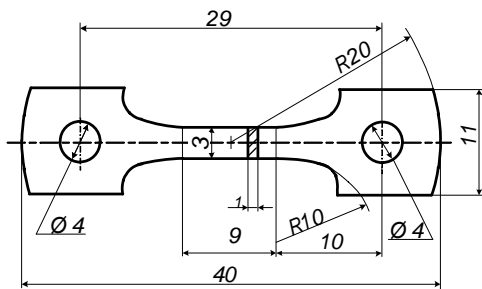


Рис. 1. Зразки для випробувань чистим згином

Для випробувань чистим згином використовували плоскі зразки із шириною робочої частини 3 мм, товщиною ~1 мм (рис. 1).

Випробування зразків на втому за симетричного чистого згину в навантаження із амплітудою деформації $\pm \epsilon_a = 0,90\%$ з частотою навантаження $\nu = 0,5$ Гц на повітрі за кімнатної температури проводили на машині УМДУ-01, що розроблена та виготовлена у ФМІ НАН України. Поверхневий модифікований шар формували дифузійним насиченням з кисневмісного газового середовища (рис. 2) за двох режимів: $P1 - T = 580^\circ\text{C}$, $\tau = 3$ год, $P = 1,33 \cdot 10^{-3}$ Па (прийнято за вихідний стан) та $P2 - T = 580^\circ\text{C}$, $\tau = 0,5$ год, $P = 1,33$ Па + $T = 580^\circ\text{C}$, $\tau = 2,5$ год, $P = 1,33 \cdot 10^{-2}$ Па.

Відповідно до отриманих результатами досліджень твердість поверхні після різних режимів обробок змінюється в діапазоні від $HV_{0,49} = 290 \pm 25$ до $HV_{0,49} = 540 \pm 90$ одиниць твердості. Найбільший приріст твердості поверхні $\Delta HV = 340$ зафіксовано після обробки за режимом $P2$, а найменший приріст $\Delta HV = 90$ – після обробки у високому вакуумі (режим $P1$). Із збільшенням ступеня розрідження технологічного середовища глибина зміцненої зони незначно зростає від 35 до 40 мкм. (табл. 1, рис. 3). Обробка за режимом $P2$ (комбінація в одному режимі обробки двох ступенів розрідження вакууму: призводить до приросту твердості поверхні $\Delta HV = 340$ та формування зміцненого шару глибиною ~35 мкм.

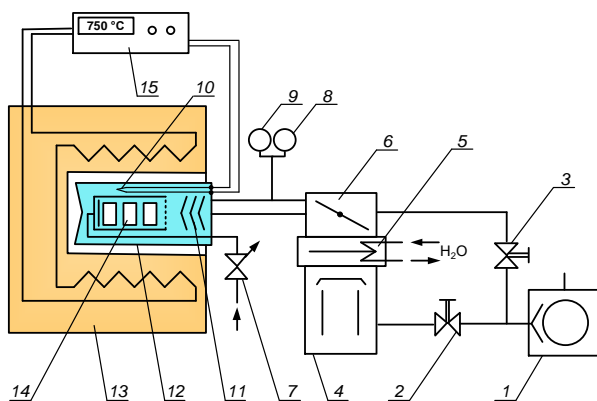


Рис. 2. Принципова схема вакуумної установки:

1 – форвакуумний механічний насос; 2 – запірний кран; 3 – запірний кран байпасу; 4 – дифузійний високо вакуумний насос; 5 – пастка дифузійного насосу; 6 – керований затвор; 7 – вентиль-натікач; 8 – термопарний вакуумний давач; 9 – іонізаційний високо вакуумний давач; 10 – термopара; 11 – система екранів; 12 – реакційна ампула; 13 – піч; 14 – контейнер зі зразками; 15 – система керування нагрівом печі

Таблиця 1

Характеристика приповерхневого шару сплаву Zr-1%Nb після обробок

Режим ХТО	Мікротвердість HV _{0,49}		Приріст твердості поверхні ΔHV (HV _{пов.} – HV _{серц.})	Глибина зміцненого шару, мкм
	поверхні	серцевини		
Стан поставки	320±35	200±25	120	~25
P1	290±25		90	~40
P2	540±90		340	~35

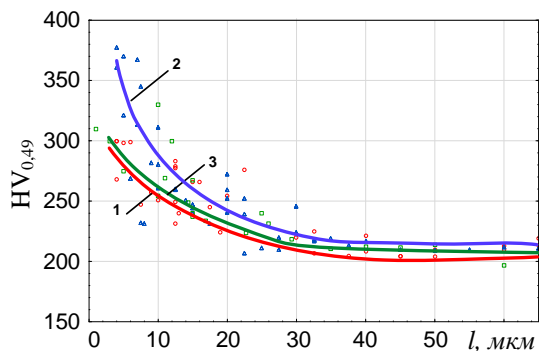


Рис. 3. Розподіл мікротвердості по перерізу зразків сплаву Zr-1%Nb після обробок за різними режимами 1- P1, 2- P2, 3- перед ХТО

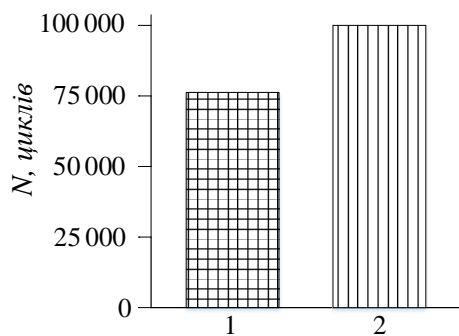


Рис. 4. Втомна довговічність за чистого згину цирконієвого сплаву Zr1%Nb за $\pm\varepsilon_a = 0,9\%$: після обробки режимами 1 – P1 та 2 – P2

Згідно з результатами випробувань обробка за режимом P2 у порівнянні з обробкою у високому вакуумі за режимом P1 позитивно вплинула на втомну довговічність сплаву Zr1%Nb за чистого згину при амплітуді деформації $\pm\varepsilon_a = 0,9\%$ кількість циклів до руйнування збільшується з 72 тис. до 100 тис. циклів відповідно (рис. 3).

Показано, що на зразках з модифікованим приповерхневим шаром, для яких зафіксовано підвищення втомної довговічності, спостерігається в'язкий характер руйнування приповерхневого шару за наявності незначної кількості дрібних скольних фасеток та за істотного збільшення розміру деформаційних гребенів.

Отож, в результаті виконання роботи виявлено режим обробки у кисневмісному середовищі ($T = 580^{\circ}\text{C}$, $\tau = 0,5$ год, $P = 1,33$ Па + $T = 580^{\circ}\text{C}$, $\tau = 2,5$ год, $P = 1,33 \cdot 10^{-2}$ Па), який забезпечує підвищення втомної довговічності тонколистового цирконієвого сплаву Zr-1%Nb відносно відпалу у вакуумі (розрідженому повітряному середовищі) за симетричного чистого згину. Установлено, що у поверхневому зміцненому шарі на зразках для яких було зафіксовано підвищення довговічності за втомного навантаження, спостерігається в'язкий характер руйнування.

◆◆◆

СЕКЦІЯ 4

ПРОЄКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

УДК 629.3.083

ДІАГНОСТУВАННЯ ВИТРАТОМІРІВ ПОВІТРЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДВИГУНОМ

DIAGNOSIS OF AIR FLOW SENSOR OF ENGINE CONTROL SYSTEMS

Василь Бритковський, Антон Ліщук

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

The method of diagnosing air flowmeters of internal combustion engine control systems using a reference flowmeter, which is installed in the inlet pipe, the conclusion about the technical condition of the flowmeter is based on the comparison of air flow from the reference flowmeter and flow, which shows ECU.

Пріоритетним в даний час є діагностування тих систем і механізмів машин, які дають найбільше число відмов, що вимагають значних витрат на усунення їх наслідків і знижують коефіцієнт технічної готовності. Найбільш вразливим механізмом в автомобілі є витратоміри повітря. Ще, процес діагностування витратоміра в умовах експлуатації має низьку достовірність, а інформація, яка отримується не дозволяє визначити потрібні технологічні дії для підтримання його працездатності, а значить, керувати його станом. Дані обставини обґрунтовуються недосконалістю методів і засобів діагностування.

Але, контроль технічного стану систем ДВЗ здебільшого зводиться до факту наявності несправності або відмови, що в кінцевому випадку закінчується корекцією параметрів роботи двигунів. На практиці ж визначити несправності вкрай важко. Тому, на сьогоднішній день, незважаючи на наявність бортових систем самодіагностування і великого різноманіття діагностичних пристроїв, піднімається проблема розробки ефективних засобів і методів діагностування. Відсутність ефективних засобів і методів діагностування позначається помилками оцінки технічного стану автомобілів. Що є суттєвою проблемою, яка приводить до зниження продуктивності, росту забруднення навколишнього середовища і витрати експлуатаційних матеріалів. Одним з шляхів рішення даної проблеми є раціональна організація і керування технологічними процесами функціонування ДВЗ на основі вичерпної інформації про об'єкт впливу.

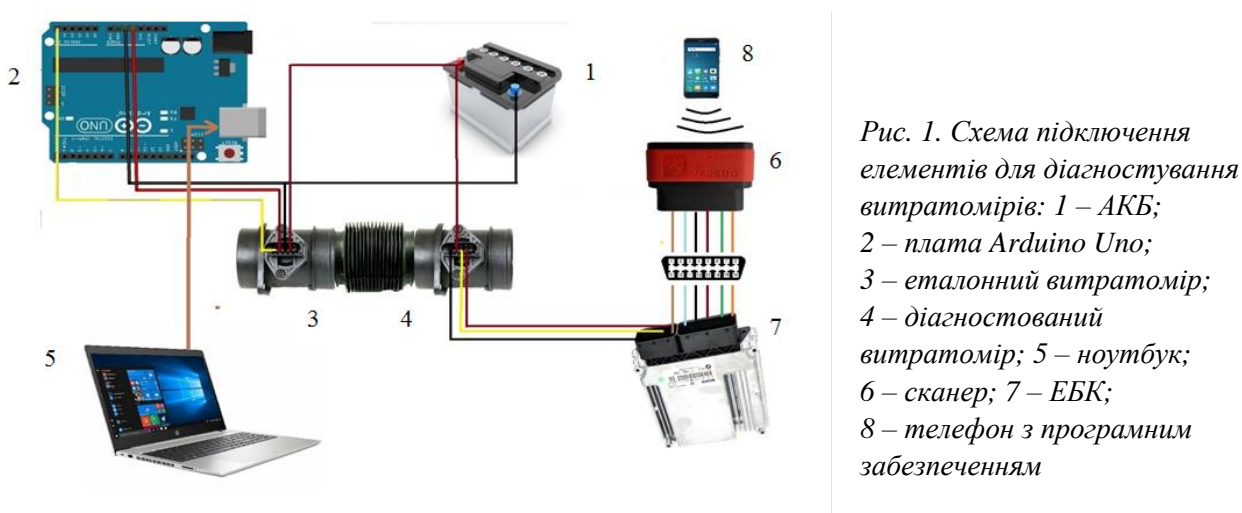
На сьогодні існує багато методик перевірки витратомірів повітря: як об'ємних сенсорів витрати повітря так і сенсорів масової витрати. Проте досі не вирішене питання точної оцінки правильності роботи даного сенсора. Більшість методик зводиться до того, що просто перевіряється вихідна напруга витратоміра або об'єм повітря. Це не може дати повну оцінку даному пристрою, оскільки не береться до уваги стан сенсора в даний момент експлуатації.

Також, часто несправність витратомірів є прихованою, оскільки самодіагностика автомобіля може бачити помилку тільки тоді, коли параметри виходять за межі, які вказані в електронному блоці

керування. Часто автомобілі старшого року випуску не можуть розпізнати несправність сенсора оскільки ЕБК просто не розуміє, що не так з витратоміром. Мається на увазі забруднення, підвищення опору, зменшення швидкодії.

Для підвищення якості діагностування витратомірів повітря запропоновано їх діагностувати шляхом порівняння даних про витрату повітря від еталонного витратоміра і даних, які зчитуються з ЕБК про витрату повітря за допомогою діагностичного сканера.

Схема підключення елементів для діагностування витратомірів представлена на рис. 1 і складається з таких елементів: апаратно-програмний пристрій Arduino Uno; еталонного витратоміра повітря; гумової труби для підключення засобу у впускну систему автомобіля; ноутбука; діагностичного сканера.



Алгоритм діагностування витратоміра повітря буде наступний: встановити еталонний витратомір послідовно діагностованому сенсору витрати повітря у впускний трубопровід автомобіля; під'єднати діагностичний сканер до діагностичного роз'єму автомобіля; під'єднати живлення до еталонного витратоміра і сигнальний провід до плати Arduino Uno її до персонального комп'ютера з відповідним програмним забезпеченням; прогріти автомобіль і зчитати дані з витратоміра автомобіля за допомогою діагностичного сканера і з еталонного за допомогою плати Arduino Uno і персонального комп'ютера на різних режимах навантаження двигуна; порівняти отримані дані і зробити висновок про технічний стан діагностованого витратоміра повітря.

Для еталонного витратоміра (рис. 2) було побудовано математичну модель за допомогою програми STATISTICA (рис. 3), яка використана при написанні програми для плати Arduino Uno, щоб отримати параметри витрати повітря в г/с.

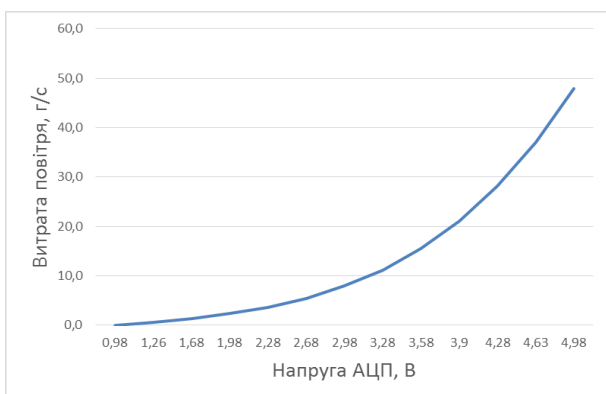


Рис. 2. Тарувальна таблиця еталонного витратоміра

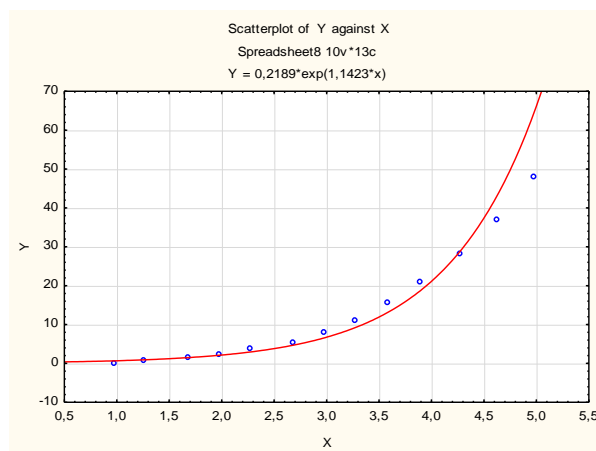


Рис. 3. Математична модель еталонного витратоміра

Проведено апробацію запропонованої методики діагностування витратомірів повітря систем керування ДВЗ, результати діагностування показали, що дана методика дає досить якісні дані про технічний стан витратоміра.

УДК 629.02, 629.341

НАПРЯМКИ СТВОРЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ МІСЬКИХ ЕЛЕКТРОБУСІВ НА ОСНОВІ НЕТРАДИЦІЙНИХ КОМПОНУВАЛЬНИХ СХЕМ

DIRECTIONS OF CREATION OF PROSPECTIVE CITY ELECTRIC BUSES ASYMMETRIC COMPOUND SCHEMES

Станіслав Войтків

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

The directions of creation of perspective competitive city electric buses on the basis of application of non-traditional asymmetric layout schemes connected with optimization of passenger premises, placement of passenger doors and completely separate departments of drivers are offered.

Електробуси з кожним роком набувають все ширшого застосування у системах міських перевезень пасажирів автомобільним транспортом у багатьох європейських та інших країнах. Конструктивні особливості тягового приводу електробусів, перш за все компактність, сприяють створенню конструкцій за нетрадиційними компоувальними схемами. Хоча, переважаюча більшість сучасних електробусів створена на основі застосування кузовів міських автобусів з колісною формулою 4×2.2 та великими переднім і заднім звисами з огляду на наявність їх серійного виробництва. Проте, таким електробусам властиві усі недоліки автобусів – обмежена ширина проходів по пасажирських приміщеннях через наявність широких арок коліс керованого та тягового мостів, утруднене переміщення пасажирів до виходів, не відокремлене робоче місце водія або, при його відокремленні, застосування лише однієї половини вхідних здвоєних дверей, розміщених у передньому звисі, для входу пасажирів. Інша, дещо вужча половина, призначена для входу водія до його робочого місця. Усунення цих недоліків можливе шляхом мінімізації переднього і заднього звисів і розміщенням пасажирських дверей виключно у межах колісної бази електробусів. Такі електробуси створені на сьогодні кількома європейськими та китайськими виробниками. Але їм теж присутні відносні недоліки – дуже високе розміщення підлоги у відокремленому відділенні водія та вхід до нього з пасажирського приміщення через дві проміжні сходинки. Описані недоліки міських електробусів з мінімальними звисами кузовів можуть бути усунені шляхом застосування нетрадиційних компоувальних схем, які передбачають вхід у відділення водія зовні кузова електробуса та розміщення сидіння водія перед аркою колеса керованого моста.

Варіант компоувальної схеми міського електробуса з мінімальними звисами кузова, наведений на рис. 1, передбачає розміщення вхідних дверей у відділення водія у лівій боковині.

Варіант розміщення сидіння водія на рівні висоти підлоги, аналогічній сучасним міським автобусам і електробусам класичної компоувальної схеми з великими звисами, наведений на рис. 2.

Пропонована компоувальна схема передбачає застосування асиметричного розміщення коліс керованого моста, завдяки чому здвоєні пасажирські двері максимально рознесені, а робоче місце водія повністю аналогічне низькопідлоговим автобусам та електробусам, створеним на їх основі.

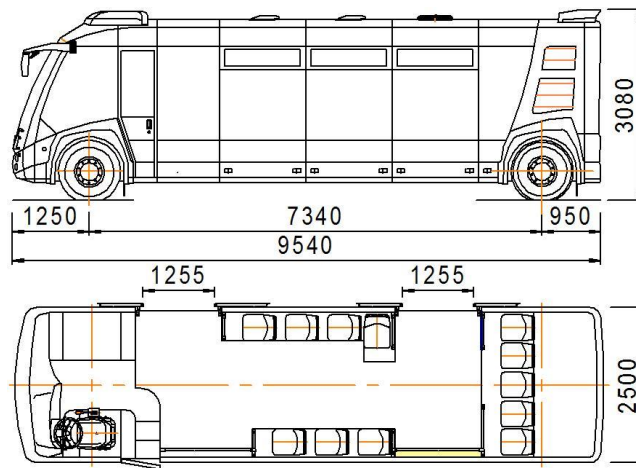


Рис. 1. Компонувальна схема перспективного міського електробуса проекту sV-Ex01

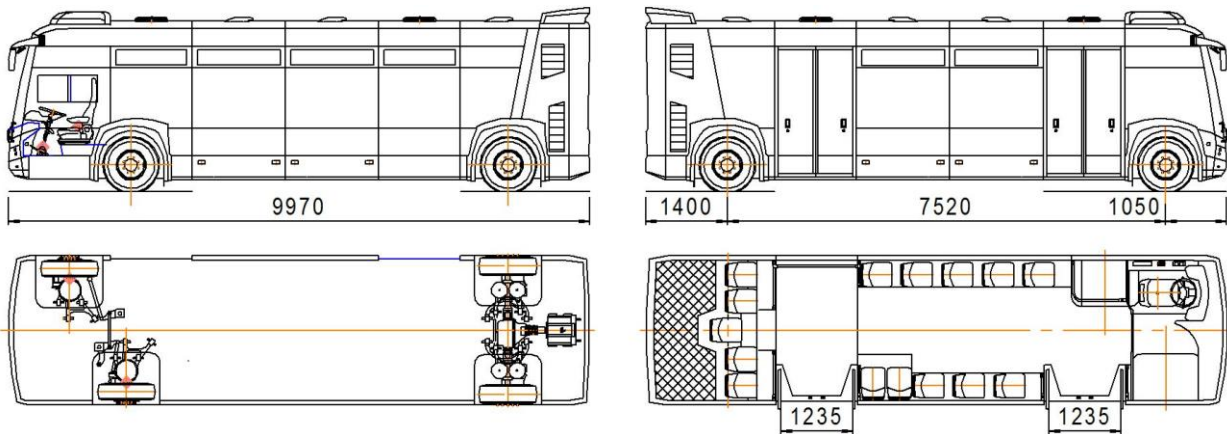


Рис. 2. Компонувальна схема перспективного міського електробуса проекту sV-Ex02

Застосування компонувальних схем на основі колісної формули 4×2.1з з мінімізованими переднім та заднім звисами забезпечує створення електробусів із суттєво вищими експлуатаційними характеристиками у порівнянні з «класичними» електробусами [1]. Коефіцієнти питомої пасажировмістимості таких міських електробусів, визначені за виразами

$$k_{nac}^s = k_{sw} \times \frac{N_{nac}}{S_{np} \times W_{акб}}, \quad (1)$$

$$k_{nac}^m = k_{mw} \times \frac{N_{nac}}{M_n \times W_{акб}}, \quad (2)$$

де k_{sw} – розмірний коефіцієнт, м²·кВт·год/осіб; N_{nac} – пасажировмістимість електробуса, осіб; S_{np} – площа горизонтальної проекції кузова електробуса, м²; $W_{акб}$ – номінальна потужність тягових АКБ, кВт·год; k_{mw} – розмірний коефіцієнт, кг·кВт·год/ осіб; M_n – повна маса електробуса, кг, наведені у табл. 1, суттєво вищі (номінальна потужність тягових АКБ введена у вирази (1) і (2) з огляду на пряму залежність пасажировмістимості електробусів від величини цього параметра).

Отже, компонувальна схема з мінімальними звисами кузовів на основі колісної формули 4х2.1з являється найбільш перспективною і з часом, особливо з урахуванням наведених шляхів усунення відносних недоліків, безперечно стане класичною для міських електробусів.

Коефіцієнти питомої пасажировмістимості електробусів різних типів

Модель електробуса	Е19 «Електрон»	Екова	sV-Ex01	sV-Ex02
Пасажировмістимість, чол.	80	87	92	93
Розмірні параметри кузова – довжина/ ширина, м	12,0/ 2,55	11,98/ 2,55	9,54/ 2,5	9,97/ 2,5
Площа проекції кузова, м ²	30,6	30,549	23,85	24,925
Повна маса, кг	19000	18000		
Номінальна потужність тягових АКБ, кВт·год.	200	140	100	100
Коефіцієнт питомої пасажировмістимості $k_{i\dot{a}\ddot{n}}^s$	0,013	0,020	0,036	0,037
Коефіцієнт питомої пасажировмістимості $k_{i\dot{a}\ddot{n}}^m$	0,021	0,035	0,051	0,052

1. Войтків С. В. Шляхи покращення економічних показників міських електробусів. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – Харків: ХНАДУ, 2018. – Вип. 14. – С. 12-21. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2018.14.0.12>.

УДК 539.3

ВИЗНАЧЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО ТЕПЛООВОГО СТАНУ ТРИШАРОВОГО ПОРОЖНИСТОГО ТЕРМОЧУТЛИВОГО ЦИЛІНДРА ЗА УМОВ СКЛАДНОГО ТЕПЛООБМІНУ

DETERMINATION AND INVESTIGATION OF UNSTABLE THERMAL STATE OF THREE-LAYER HOLLOW HEAT-SENSITIVE CYLINDER UNDER COMPLEX HEAT CONDITIONS

Галина Гарматій¹, Михайло Глобчак², Олег Дацюк²

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

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

The mathematical model for determining the unstable thermal state of a thermosensitive three-layer hollow cylinder is described by a nonlinear no stationary limit value problem of thermal conductivity. The proposed method of numerical solution of the limit value problem involves the construction of a semi-discrete analogue of the model in the form of a Cauchy problem for a system of nonlinear ordinary differential equations. The resulting system is solved numerically using linear multi-step difference methods.

Багато кусково-однорідних елементів конструкцій працюють в умовах високотемпературного нагрівання середовищами змінної з часом температури. Вирішення проблем їх міцності та довговічності пов'язано з реальним визначенням їх теплового стану. При цьому важливе значення має врахування температурної залежності теплофізичних характеристик (термочутливості) матеріалів, що приводить до необхідності розв'язування нелінійних крайових задач теплопровідності, в яких нелінійності зосереджені в рівнянні теплопровідності та в умовах контакту, а у випадку складного теплообміну з поверхонь ще й в граничних умовах [1 – 3].

Тут пропонується математична модель та методика визначення неусталеного теплового стану порожнистого тришарового циліндра за врахування температурної залежності коефіцієнтів теплопровідності та об'ємних теплоємностей матеріалів шарів за різних умов нагрівання. Суть запропонованої методики полягає в тому, що будується напівдискретний аналог моделі за допомогою консервативної дискретизації за просторовою змінною з використанням інтегро-інтерполяційного методу у вигляді задачі Коші для системи нелінійних звичайних диференціальних рівнянь (СНЗДР).

Напівдискретну задачу побудовано на нерівномірній сітці, яку доцільно вибирати так, щоб точки контакту шарів циліндра співпадали з вузлами сітки. Отриману СНЗДР розв'язано чисельно за допомогою лінійних багатокрокових різницевого методів, задаючи температурні залежності теплофізичних характеристик матеріалів шарів.

Розглянуто віднесений до циліндричної системи координат (r, φ, z) порожнистий тришаровий циліндр з внутрішнім радіусом r_0 , і зовнішнім R ($r_2 - r_1$ – товщина проміжного шару). Температура циліндра залежить лише від радіуса r та часу τ . Коефіцієнти теплопровідності $\lambda^{(j)}(t)$ та об'ємні теплоємності $c_v^{(j)}(t)$ ($j = (1, 2, 3)$) матеріалів шарів є функціями температури. Початкова температура циліндра стала і рівна t_p . Рівняння теплопровідності для визначення нестационарного температурного поля в одновимірній постановці для такого ізотропного циліндра має вигляд:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda(r, t) \frac{\partial t}{\partial r} \right) = c(r, t) \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad r_0 < r < R, \quad (1)$$

$$\lambda(r, t) = \begin{cases} \lambda^{(1)}(t), & r_0 \leq r < r_1, \\ \lambda^{(2)}(t), & r_1 < r < r_2, \\ \lambda^{(3)}(t), & r_2 < r \leq R, \end{cases} \quad c(r, t) = \begin{cases} c^{(1)}(t), & r_0 \leq r < r_1, \\ c^{(2)}(t), & r_1 < r < r_2, \\ c^{(3)}(t), & r_2 < r \leq R. \end{cases} \quad (2)$$

Для рівняння теплопровідності (1) з розривними коефіцієнтами (2) виконуються умови неперервності температури і теплового потоку на межі контакту шарів:

$$t|_{r=r_i-0} = t|_{r=r_i+0}, \quad \lambda^{(i)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r_i-0} = \lambda^{(i+1)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r_i+0}, \quad i = 1; 2. \quad (3)$$

На внутрішній поверхні циліндра $r = r_0$ відбувається конвективний теплообмін з середовищем, температура якого є функцією часу $t_{c0}(\tau)$ і через поверхню $r = R$ здійснюється конвективний теплообмін із зовнішнім середовищем, температура якого є функцією часу $t_{cR}(\tau)$:

$$\lambda^{(1)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r_0} - \beta_1 (t|_{r=r_0} - t_{c0}(\tau)) = 0, \quad \lambda^{(3)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R} + \beta_2 (t|_{r=R} - t_{cR}(\tau)) = 0, \quad (4)$$

де β_1 – коефіцієнт теплообміну з поверхні $r = r_0$, β_2 – з поверхні $r = R$, $t_{c0}(\tau) = t_c + t_p - t_c e^{-k_1 \tau}$, $t_{cR}(\tau) = t_c + t_p - t_c e^{-k_2 \tau}$,

Використовуючи отриманий розв'язок задачі теплопровідності, досліджено для заданих матеріалів шарів циліндра вплив температурної залежності теплофізичних характеристик (коефіцієнта теплопровідності та об'ємної теплоємності) на величину і розподіл температури. Як числовий приклад розглянуто безмежний тришаровий порожнистий циліндр, виготовлений з кераміки з внутрішнім тонким вольфрамовим шаром.

1. Кушнір Р.М., Попович В.С., Гарматій Г.Ю. Аналітично-чисельне розв'язування контактних задач термопружності для термочутливих тіл // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2001. – № 6, – с. 39-44. 2. Гарматій Г. Ю., Попович В. С. Моделювання та визначення неусталеного термопружного стану двошарової термочутливої пластини // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2014. – 57, № 4. – С.125–132. 3. Гарматій Г. Ю., Калиняк Б.М., Кутнів М.В. Незв'язана квазістатична задача термопружності для двошарового порожнистого термочутливого циліндра за умов конвективного теплообміну // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2018. – 61, № 4. – С. 66–77.

УДК 621.113.001

КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧІ ЯК РОЗМІРНИЙ ПАРАМЕТР БЕЗРОЗМІРНОГО СПІВВІДНОШЕННЯ ПОДІБНОСТІ

HEAT TRANSFER COEFFICIENT AS A DIMENSIONAL PARAMETER OF SIZE-FREE RATIO OF SIMILARITY

Петро Гащук¹, Сергій Нікіпчук²

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

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

The general principles and strategies of modelling of thermal processes in fast internal combustion engines are considered. On the basis of similarity theory, the efficiency of different methods of determining the heat transfer coefficient was investigated. G. Woschni's formula was taken as a reference point. But the main toolkit is the rule of hard-soft technology, which combines bench and computer research tools.

Загалом математичний опис процесу тепловіддачі складають: 1) рівняння теплопровідності, 2) рівняння руху плинного середовища, 3) рівняння щільності плинного середовища, 4) рівняння теплообміну разом з умовами однозначності. Розв'язати аналітично цю систему співвідношень у більшості випадків не вдається, а тому доводиться покладатись в дуже значній мірі на експеримент. Та експеримент тоді багато важить, коли його результати можна узагальнити відповідно до законів подібності явищ і процесів.

Закони подібності відкривають широкі можливості для вивчення/визначення/вишукування найважливіших технічних характеристик ДВЗ навіть у дуже загальному сенсі. У разі дотримання цих умов подібності різні ДВЗ пов'язані певними закономірностями, пізнання яких, часом, може стати вагомим надбанням теорії. Та особливо конструктивними закони подібності є саме у разі дослідження теплообмінних процесів. Теорія подібності — це, по суті, теорія експерименту.

Чи не єдиним рівнянням, що було добуто шляхом дослідження теплового балансу в тихохідних великих дизелях на засадах теорії подібності, але справдилось також і стосовно двигуна Отто, є рівняння Г. Вошні (G. Woschni) [1]

$$\alpha_k = 820 D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left(C_1 c_p + C_2 \frac{V_h T_1}{p_1 V_1} (p - p_r) \right)^{0.8}, \quad (1)$$

де C_1 , C_2 — сталі; p і T — тиск і температура у робочому просторі; p_r — тиск на гальмівному режимі; D — діаметр циліндра; c_p — середня швидкість поршня; V_h — робочий об'єм циліндра. Індекс «1» у рівнянні (1) позначає значення відповідної величини (тиску p , температури T , об'єму V) на початку такту стискування.

Згадане щойно рівняння вимушеної конвекції Г. Вошні засноване на відносно простому співвідношенні подібності

$$Nu = C Re^m Pr^n, \quad (2)$$

де Nu , Re , Pr — безрозмірні комплекси, числа, терми, інваріанти, критерії подібності Нусельта, Рейнольдса, Прандтля відповідно; C , n , m — сталі. У виразі (2) так чи інакше фігурує дуже важливий показник — коефіцієнт теплопередачі α .

З'ясувалось, що з-посеред багатьох способів визначення коефіцієнта теплопередачі перевагу є підстави надати саме виразу Г. Вошні (1): пробні розрахунки засвідчили більшу гнучкість-

адекватність саме цієї моделі тепловіддачі. Але в розрахунок необхідно закладати однозначно $n = 1/3$ та найсприятливіше значення $3/4 < m < 4/5$.

Але найкращим підходом для ідентифікації інформації про коефіцієнт теплопередачі є так звана hard-soft-технологія [2 – 4] із залученням стендових та комп'ютерних засобів. Наведені для прикладу на рисунку діаграми отримані в дослідно-програмному середовищі, в якому культивується двозонна модель теплотворення/теплоспоживання, і вимірювально/аналітично враховуються одночасно зміна коефіцієнта надлишку повітря, теплові потоки назовні циліндра (через кришку циліндра, головку поршня, гільзу циліндра), внутрішній теплообмін між зонами, зміна локальних температур в різних точках поверхні робочого простору і середньої температури робочого тіла, поточний тиск робочих газів тощо-тощо.

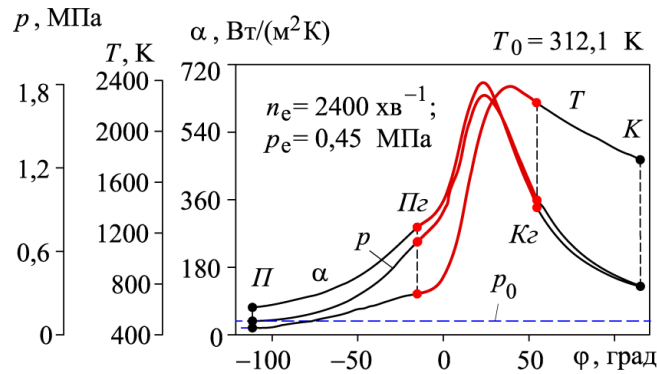


Рис. Графіки супутньої зміни індикаторного тиску, температури, коефіцієнта тепловіддачі

Рисунок серед іншого ілюструє супутню зміну індикаторного тиску p , середньої температури робочого тіла T , коефіцієнта тепловіддачі α у разі реалізації (для прикладу) одного з режимів навантаження; p_0 і T_0 — тиск і температура в довкільлі; Π і K — початок і кінець області високого тиску p ; P_z і K_z — початок і кінець процесу горіння.

Такий самий характер сукупного перебігу графіків зміни зазначених величин спостерігається і для інших режимів роботи двигуна. Виглядає так, ніби графік $\alpha = \alpha(\varphi)$ відстежує, наслідує графік $p = p(\varphi)$. Але за вплив на величину α ніби «змагаються» величини p і T , «силу» яких зважено показниками степеня, під якими вони перебувають. Оскільки показники степеня m і n у різних виразах часом дуже різні, то кожен з них відстоює суто свою особливу версію закону тепловіддачі. Але найважливішим є те, що на графіку $\alpha = \alpha(\varphi)$ цілком не помітна складова $\alpha_r = \beta(T + T_{\text{ц}})(T^2 + T_{\text{ц}}^2)$, що фігурує у виразі для врахування радіаційної складової. Отже явище радіації практично не проявляє себе в процесах, що перебігають в робочому просторі двигуна швидкого внутрішнього згорання.

1. Woschni G., Flieger J. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 1981. – 42. – Н. 6. – S. 229–234. 2. Гауук П. М., Нікіпчук С. В. Hard-soft-технологія інформаційного супроводу процесу моделювання теплотворення/теплоспоживання в двигуні внутрішнього згорання // Зб. наук. пр. «Вісник ЛДУ БЖД». – Львів, 2018. – № 18. – С. 6–22. DOI: 10.32447/20784643.18.2018.01. 3. Hashchuk P., Nikipchuk S. General principles of hard-soft-technologies application to modelling of operation process in internal combustion engines // Proceedings of Odesa polytechnic university. – Odesa, 2018. – Issue 2 (55). – С. 34–48. 4. Hashchuk P., Nikipchuk S. Development of praxeological principles to model/study heat generation and heat consumption processes in the engine of rapid internal combustion // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – Kharkiv, 2019. – Vol 1. – № 5 (97). – С. 54–65, 73–74. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154409.

АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕМОНТНИХ РОЗМІРІВ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ДВЗ

ANALYSIS OF THE EXERCISE OF APPLICATION OF REPAIR DIMENSIONS AT RESTORATION OF ICE

Михайло Глобчак, Олег Сороківський, Ростислав Іванів, Роман Голишев

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

The main problem of the modern fleet of vehicles, especially buses, is to ensure reliable and long-term operation of both the vehicle as a whole and the main unit - the engine of the vehicle. The problem is solved in two ways: the acquisition of new or restoration of existing ones. Implementation of the method of repair dimensions, due to lower economic costs and satisfactory operation due to repairs is the most common way. Carrying out engine repair by implementing the method of repair dimensions involves changing the value of the diameter of the cylinder liner from nominal to specific repair.

Основною проблемою сучасного парку транспортних засобів, особливо автобусів та мікроавтобусів, є забезпечення надійної та тривалої експлуатації як транспортного засобу в цілому, так і основного агрегату – двигуна зокрема. Проблема вирішується двома шляхами: придбанням нового чи відновлення існуючого. Найпоширенішим є реалізація способу ремонтних розмірів, завдяки меншим економічним затратам та задовільному напрацюванню внаслідок ремонту.

Проведення ремонту двигуна шляхом реалізації способу ремонтних розмірів передбачає зміну значення діаметра гільзи циліндрів з номінального до конкретного ремонтного.

Для проведення досліджень обрано мікроавтобус класу Н1 ГАЗ-3302 «Газель», оснащений 4-циліндровим рядним бензиновим двигуном з робочим об'ємом 2,464 дм³ ЗМЗ-40524, що розвиває потужність 111,8 кВт (при 5200 об/хв.) і обертовим моментом 214 Н·м (при 4000 об/хв.). Номінальний діаметр циліндра 95,5 мм, хід поршня 86 мм. Ефективна питома витрата палива складає близько 290 г/(кВт·год). В результаті ремонту двигуна діаметр циліндра набуде ремонтного розміру 96 мм (розглядаємо останній ремонтний розмір), а робочий об'єм двигуна зросте до 2,49 дм³. Це призведе до збільшення робочого об'єму двигуна і, цілком зрозумілим, росту ефективної потужності двигуна і складе

$$N_e = \frac{p_e V_H n_N}{30\tau} = \frac{1,05 \cdot 2,49 \cdot 5200}{30 \cdot 4} = 113 \text{ кВт.}$$

Розглянемо характер протікання зовнішньої характеристики відновленого двигуна у діапазоні частот обертання $n_x - n_{Nx}$ з кроком 200...500 хв⁻¹ за формулами:

$$N_{eip} = N_{e\max} \left[a \frac{n_i}{n_N} + b \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right]; \quad T_{eip} = \frac{N_{eip}}{\omega_i} = \frac{3 \cdot 10^4 N_{eip}}{\pi n_i} \quad (1)$$

де a, b, c – сталі для двигуна коефіцієнти, що визначають форму кривих зовнішньої швидкісної характеристики; для автобуса приймаємо: $a = 0,7; b = 1,6; c = 1,3$.

За формулами (1) та (2) обчислюємо характеристики потужності та обертового моменту двигуна і подаємо їх у вигляді табл. 1, а також порівнюємо зміну питомої та годинної витрати палива базового двигуна та після проведення ремонту за формулами:

$$g_{ex} = g_e \left(1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right); \quad (3)$$

$$G_{ex} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (4)$$

Результати обчислень основних характеристик базового двигуна до і після ремонту зведено у табл. 1.

Таблиця 1

Параметри характеристик двигуна

n_x , об/хв	N_{ex} , кВт	T_{ex} , Н·м	g_{ex} , г/(кВт·год)	G_{ex} , кг/год	n_x , об/хв	N_{ex} , кВт	T_{ex} , Н·м	g_{ex} , г/(кВт·год)	G_{ex} , кг/год
900	18,2	192,6	296,5	5,4	900	18,3	194,6	296,5	5,4
1500	33,97	216,3	271,7	9,2	1500	34,3	218,4	271,7	9,3
2000	48,3	230,6	257,1	12,4	2000	48,8	233,0	257,1	12,5
2500	62,8	240,0	247,7	15,6	2500	63,5	242,5	247,7	15,7
3000	76,8	244,4	243,8	18,7	3000	77,6	246,9	243,8	18,9
3500	89,0	243,9	245,1	21,9	3500	80,2	246,4	245,1	22,1
4000	99,9	238,5	251,9	25,2	4000	100,9	241,0	251,9	25,4
4500	107,5	228,1	264,0	28,4	4500	108,6	230,5	264,0	28,7
5200	111,8	205,3	290	32,4	5200	113,0	207,5	290,0	34,1

Для проведення аналізу впливу зміни параметрів двигуна за результатами табл. 1 будемо графіки зовнішньої швидкісної характеристики базового та відремонтованого двигуна (рис. 1).

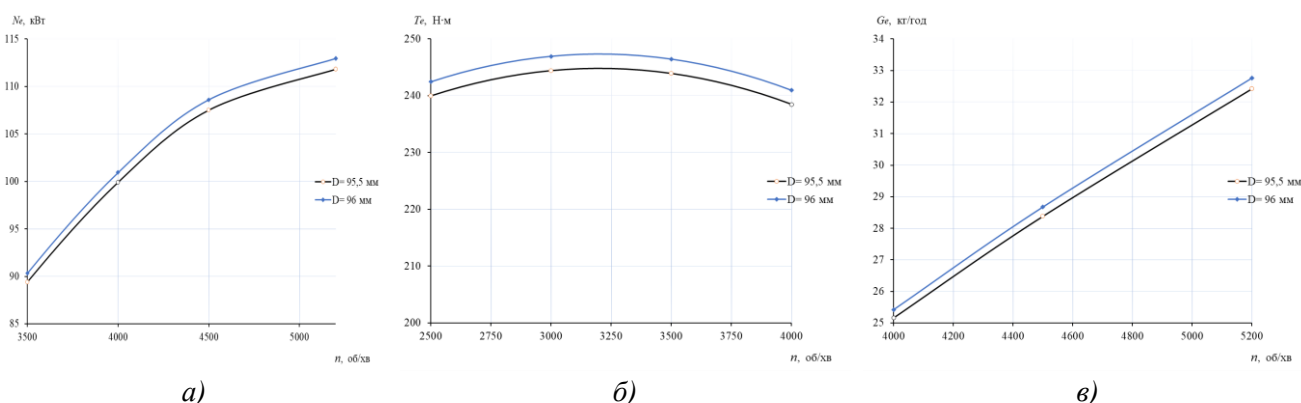


Рис. 1. Порівняльні характеристики базового і відновленого двигуна ЗМЗ-405
а – потужності; б – обертового моменту; в – годинної витрати палива

Проведемо аналіз впливу отриманих результатів на практичну реалізацію кількісних змін в параметрах характеристик стосовно реальних умов роботи мікроавтобуса в міських умовах.

Останні характеризуються частими зупинками та рушаннями, роботою на середніх і низьких частотах обертання колінчастого вала при середніх швидкостях руху. Отже, приріст як потужності на 0,2...1,2 кВт так і крутного моменту на 2,1...2,6 Н·м покращує експлуатаційні умови роботи автобуса незважаючи на збільшення годинної витрати палива на 0,1...0,34 кг/год. Та навіть при міжміських перевезеннях має місце позитивний ефект відновленого двигуна, адже і при роботі за зовнішньою характеристикою природи значень, особливо потужності, забезпечить кращий швидкісний режим та здатність краще долати тимчасові перешкоди.

Враховуючи менші затрати у порівнянні з придбанням нового ДВЗ, достатній залишковий термін роботи та кількісні параметри характеристик відновленого ДВЗ можна стверджувати про доцільність застосування ремонтних розмірів.

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2005. – 476 с. 2. Гащук П.М., Миськів Т.Г., Нікіпчук С.В. Автомобільні двигуни. Тепловий та

УДК 629.113

МОДЕЛІ ОЦІНКИ ВИТРИВАЛОСТІ ВІДНОВЛЕНИХ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА АКТИВНУ БЕЗПЕКУ АВТОМОБІЛЯ

THE MODELS OF ENDURANCE EVALUATION OF RENOVATED PARTS, WHICH INFLUENCE THE ACTIVE SAFETY OF THE CAR

Густав Гудз¹, Микола Герис², Остап Коляса¹, Роман Пельо¹

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

²Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна

A mathematical model describing the dependence is created dependencies of endurance of parts, which influence active safety of the car, upon the hardening and completeness of covering (or their absence) after surfacing or metallization of renovated surfaces. Studies of mentioned above mathematical model show, that obtained dependencies are parabolic.

Дослідження стану ремонтного фонду автомобілів засвідчує, що за міжремонтний цикл експлуатації у їхніх деталях, які впливають на активну безпеку (поворотні цапфи, важелі поворотних цапф, кульові пальці), виникають подряпини, ризики, тріщини у зоні розташування концентраторів напружень, зношування робочих поверхонь та інші дефекти. Внаслідок цього збільшуються зазори між опорними поверхнями навантажених деталей, що супроводжуються інтенсивністю сил тертя, вібрацій та виникненням додаткових ударних навантажень. Тому актуальними постають питання дослідження закономірностей виникнення дефектів деталей, що впливають на активну безпеку автомобіля, та їхньої працездатності після застосованих способів відновлення.

До відновлювальних способів, що гарантують працездатність таких деталей, слід віднести механічне поверхнєве пластичне деформування та електромеханічне оброблення. Переваги зазначених способів перед іншими полягають у тому, що обладнання та оснащення для них достатньо прості; вони уможливають відновлювати геометричні параметри деталей та покращити їхні фізико-механічні властивості.

Характер експлуатаційних поломок показує, що найчастіше руйнування викликані місцевими концентраторами напружень у небезпечному перетині деталі (галтелі). На межу витривалості особливо помітно впливають границі покриття, яке значно менше знижує витривалість, якщо воно закриває галтель повністю або його межа відступає не менше, ніж на 7 мм.

Реставраційні роботи, проведені у ТзОВ «ЛВ-ТРАНС-АВТО» (м. Дубляни), підтвердили, що зміцнення меж покриття та галтелі у відновлених таким чином деталей дозволяє підвищити їхню витривалість до рівня нових (рис. 1).

Відомо, що будь-який об'єкт дослідження підпорядковується фізичним законам, що відображають характеристику об'єкта. Проте, у реальних умовах, як правило ці закони невідомі, й у такому випадку замість закону застосовують модель об'єкту дослідження, тобто отримуємо залежність $y=f(x_i)$. Аналізуючи рис. 1, за незалежну змінну приймаємо віддаль x , а за залежну – змінну y (витривалість деталі). Для цього слід математично описати наведені криві для застосованих способів відновлення.

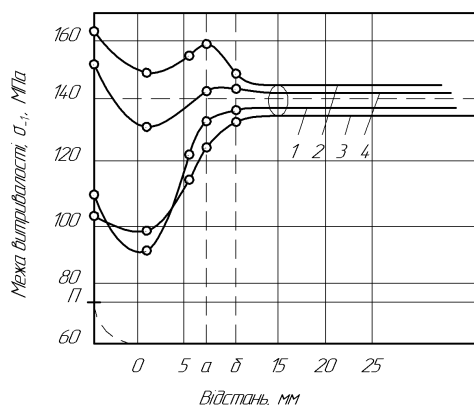


Рис. 1. Залежність зміни витривалості деталі від зміцнення і повноти покриття: 1 – наплавлення під легуючим флюсом; 2 – те ж саме, зі зміцненням; 3 – металізація; 4 – те ж саме, зі зміцненням; ОП – радіус галтелі (умовно); а, б – оптимальна межа покриття шийки

Наплавлення деталей під легуючим флюсом. Вибираємо три точки $(-5; 10,9)$, $(2; 9)$, $(8; 11,9)$ (крива 1 на рис. 1) та формуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} 25A - 5B + C = 10,9 \\ 4A + 2B + C = 9 \\ 64A + 8B + C = 11,9 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} C = 9 - 4A - 2B \\ 25A - 5B + 9 - 4A - 2B = 10,9 \\ 64A + 8B + 9 - 4A - 2B = 11,9 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} C = 9 - 4A - 2B \\ 21A - 7B = 1,9 \\ 60A + 6B = 2,9 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} C = 9 - 4A - 2B \\ 39A + 13B = 1,0 \\ B = (1,0 - 39A) / 13 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 21A - 7 \cdot (1,0 - 39A) / 13 = 1,9 \\ B = (1,0 - 39A) / 13 \\ 213A - 7 + 237A = 24,7 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 546A = 31,7 \\ B = (1,0 - 39A) / 13 \\ C = 9 - 4A - 2B \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} A = 31,7 / 546 = 0,058 \\ B = (1,0 - 39 \cdot 0,058) / 13 \\ C = 9 - 4 \cdot 0,058 - 2B \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} A = 0,058 \\ B = -1,262 / 13 = -0,097 \\ C = 9 - 0,232 - 2 \cdot (-0,097) = 8,96 \end{cases}$$

Математична модель приймає вигляд

$$\hat{y} = 0,058x^2 - 0,097x + 8,96.$$

Оскільки коефіцієнт кореляції для отриманої моделі $R=0,98$, то щільність зв'язку й вибрана форма залежності $\hat{y} = f(x)$ адекватна і характеризує її близькість до параболічної.

Аналогічно для:

- наплавлення деталей під легуючим флюсом зі зміцненням:

математична модель

$$\hat{y} = 0,014x^2 - 0,165x + 15,2,$$

коефіцієнт кореляції $R=0,90$;

- металізованих деталей:

математична модель

$$\hat{y} = 0,029x^2 - 0,027x + 9,72,$$

коефіцієнт кореляції $R=0,97$;

- металізованих деталей зі зміцненням:

математична модель

$$\hat{y} = 0,033x^2 - 0,254x + 13,2,$$

коефіцієнт кореляції $R=0,98$.

Висновки. 1. Для відновлення витривалості деталей, що впливають на активну безпеку автомобілів, застосування наплавлення або металізації недостатньо. Для цього слід зміцнити їхні поверхні пластичним деформуванням або електромеханічним обробленням.

2. Створені математичні моделі показали, що витривалість таких деталей для розглянутих способів відновлення підпорядковується параболічній залежності.

3. Отримані залежності витривалості деталей для різних способів їхнього відновлення дозволяють технологам правильно вибирати ширину відновлювального покриття та прогнозувати орієнтовну довговічність деталей.

УДК 629.113.001

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОРОБКИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ МІСЬКОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

RATIONALE FOR CHOICE OF GEARBOX FOR URBAN AUTOMOTIVE VEHICLE

Густав Гудз, Роман Пельо, Олег Коцюмбас, Олександр Мاستикаш

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

Interdependency between the quantity of gearbox steps and closeness of their transmission ration upon dinamism and fuel efficiency indicators of automotive vehicle during urban riding cycle is shows in this paper.

Вагомим резервом підвищення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів (АТЗ) є обґрунтування вибору східчастої коробки перемикання передач (КПП). Різноманіття існуючих конструкцій автомобільних КПП, їхніх характеристик та параметрів (кількості сходинок, законів побудови ряду передатних відношень та діапазонів їх зміни) надзвичайно широке. Це, насамперед, пояснюється призначенням, умовами експлуатації АТЗ та досягненнями у царині керування трансмісією з різними параметрами та структурою.

У будь-якому випадку вибір КПП узгоджується з чотирма основними режимами роботи АТЗ: розганяння; руху з усталеними швидкостями; накатування; гальмування.

Серед них з точки зору складності для теоретичних і експериментальних досліджень сучасного АТЗ залишається режим розганяння. Статистика показує, що для руху в умовах міських перевезень близько 40% загальної тривалості припадає на розганяння.

Покращення експлуатаційних показників за таких умов можна реалізувати двома, найбільш можливими, заходами: застосуванням КПП з достатньою кількістю сходинок; реалізуванням, так званого, зближення передатних відношень, особливо нижчих передач (за умови невеликої їх кількості, приміром, 4-5).

Бажання збільшити кількість передач механічної трансмісії не завжди виправдано, оскільки це, передовсім, вимагає корекції характеристик ДВЗ, а отже, його заміни. Окрім цього слід пам'ятати, що необґрунтоване збільшення сходинок передач насамперед збільшує кількість власне перемикань, а отже, призводить до зростання динамічних навантажень.

Для таких досліджень привертає увагу відносно віднедавна розроблений Всесвітнім комітетом з гармонізації випробувальних процедур їздовий цикл WLTC (Worldwide harmonized light vehicles test cycle). Цикл охоплює усі категорії автомобілів: бензинові, дизельні, гібридні й електричні. Запроваджувати його почали з вересня 2017 року.

З метою визначення оптимальних значень кількості сходинок, законів побудови ряду передатних відношень та діапазонів їх зміни було проведено імітаційне моделювання руху автомобіля категорії N_2 у міському їздовому циклі WLTC в програмному середовищі Matlab Simulink.

Моделювання передбачало застосування двомасової динамічної моделі КПП АТЗ у спорядженому стані з кількістю сходинок від чотирьох до десяти.

Аналіз отриманих результатів вказує на те, що для АТЗ, що використовується у режимі міського руху, у спорядженому стані оптимальна кількість передач за основними критеріями часу та шляху розганяння на ділянках циклу WLTC знаходиться в межах 5-7.

Обравши на початку досліджень геометричну закономірність розподілу передатних відношень східчастої КПП досліджуваного АТЗ, зменшенню абсолютної витрати палива за час розганяння сприяє зближення передатних відношень нижчих передач для 5-ти східчастої КПП. Проте, для 7-ми східчастої КПП будь-яке зближення передатних відношень до відсутнього покращення основних критеріїв не призведе.

УДК 631:432

ЗАСТОСУВАННЯ КОГНІТИВНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

APPLICATION OF COGNITIVE SYSTEMS FOR DIAGNOSIS OF COMPLEX TECHNICAL SYSTEMS

Ігор Дмитрів, Олена Джанаєва

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

The issues of using artificial cognitive systems as software and hardware diagnostics of technical systems are considered. An analysis of the current state of the issue, based on which the principles and criteria for creating a diagnostic system.

Динамічний контроль параметрів, що характеризують поточний стан об'єкту діагностики є основним завданням ремонту за технічним станом. Технологічний процес діагностики будь-яких несправностей полягає у виявленні та локалізації дефектів. Ускладнення технічних систем, нові вимоги надійності та екологічності підвищують роль діагностики. Сучасні норми екологічних стандартів потребують високої надійності автомобіля, низьких викидів токсичних речовин. Застосування автоматизованих систем діагностики значно підвищує ефективність ТО і Р в цілому.

Як відомо, несправності двигуна чи окремих його систем можуть спричинити: підвищення токсичності відпрацьованих газів, зниження рівня безпеки, суттєве збільшення витрати палива, зниження керованості автомобілем.

Аналіз сучасних програмно-апаратних засобів розрахунків показав підвищення використання штучних когнітивних систем (artificial cognitive systems). Ґрунтуються ці системи на процесі імітації діяльності людини із використанням штучних нейронних мереж (artificial neural networks). Дані математичні моделі використовують принципи організації біологічних нейронних мереж. Одним із найпрогресивніших методів діагностики технічних систем в країнах Європи та США є методи із використанням штучних когнітивних систем на основі математичного апарату штучних нейронних мереж (ШНМ) [1-3].

На першому етапі розробляють алгоритм для навчання штучної нейронної мережі. На другому етапі отримані моделі адаптуються до практичного використання (прогнозування, керування).

Штучні нейронні мережі проектуються в замкнутому автономному програмному забезпеченні. Це програмне забезпечення забезпечує опрацювання багатовимірних вхідних даних в динаміці. Мережа навчається передбачати одну із змінних використовуючи інші. Отримане відхилення передбаченого значення (змодельованого) від вимірюваного дозволяє виявити несправно працюючий двигун. Для прикладу, використання ШНМ дозволяє виявити: помилки сенсора тиску впускного колектора (V_s); клапану системи рециркуляції відпрацьованих газів (V_a).

Рівняння динаміки першого порядку пов'язує наступні параметри у впускному колекторі автомобільного двигуна (рис. 1): швидкість масової витрати повітря (V_i); рециркуляція відпрацьованих газів (V_a); обороти двигуна (V_o); тиск (V_s).

$$\frac{dV_s}{dt} = F(V_i, V_o, V_a, V_s). \quad (1)$$

Автомобільні сенсори вимірюють змінні дані. Враховуючи взаємозв'язок цих змінних та реєстрацію їх зміни в часі можливо виявити поломки сенсорів. Так, контролюючи змінну V_s ми виявимо помилки у змінній V_a .

Розглянемо модель нейронної мережі для фіксації динаміки роботи двигуна (16-ти циліндрового) в умовах ремонтних підприємств та на виробництві. Наведена модель обмежується визначенням діагностичних проблем, але може бути легко адаптованою для інших задач [2].

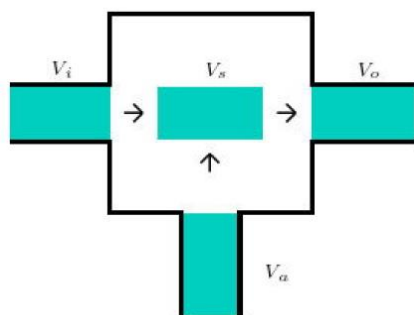


Рис. 1. Схема циркуляції потоків у двигуні

Використовуючи тришарову нейронну мережу (рис. 2), яка має зворотній зв'язок уможливується прогнозування змінної V_s за іншими змінними. Отримане значення V_s повертається на вхід (зворотній зв'язок) та долучається в якості 4 нейрону.

Мережа із зворотнім зв'язком реалізує алгоритм навчання на наборі статистичних даних (навчальних). Який отриманий шляхом імітації несправностей V_s та V_a

Як показує практика, для перевірки можливостей мережі використовують окремий тестовий набір даних. На сьогодні існують приклади [2] використання штучної нейронної мережі для виявлення несправностей авіаційних двигунів із встановленими на

них сенсорами. Основні діагностичні параметри вимірювались в процесі польоту. В режимі реального часу формується база даних діагностичних параметрів. Після виконання необхідної чисельності польотів двигун демонтується та розбирається. В процесі розбирання виявляються та усуваються усі можливі дефекти.

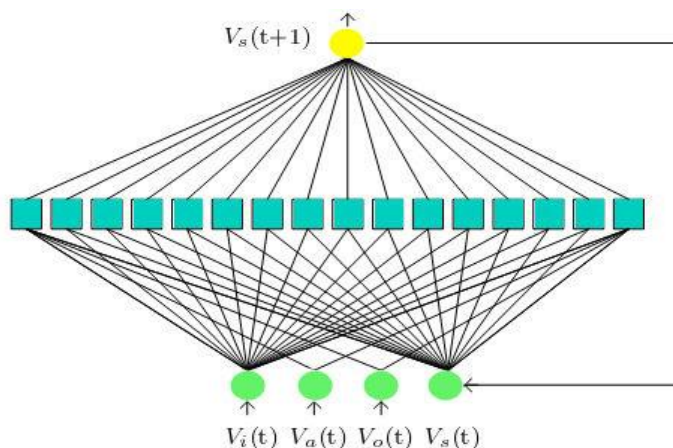


Рис. 2. Тришарова ШНМ зі зворотнім зв'язком

На основі отриманого масиву даних діагност має здійснити виявлення усіх цих дефектів без розбирання двигуна. Класичне вирішення цього завдання полягає у застосуванні фізичних закономірностей – виникнення певного дефекту зумовлює відхилення певного набору контрольованих параметрів. Тому, наявні зміни цих параметрів дозволяють припускати імовірність наявності того чи іншого дефекту.

Це ж завдання з використанням математичного апарату ШНМ має наступну послідовність:

- у вхідному векторі пресептрону (X) резервують місця для усіх параметрів діагностики

чутливих до появи дефектів;

- можливі дефекти кодуються у вихідному векторі (D) війковою системою;
- вектори бажаних виходів (D_q) обираються за результатами стендових розбирань двигунів;
- на початку моніторингу двигун новий чи капітально відновлений. По завершенню моніторингу двигун має дефекти (які виявились за розбирання).

Тому для нейронної мережі важливі параметри першої та останньої поїздки. Для всіх двигунів, що є в ремонті потрібно сформувавши пару навчальних векторів X_q і D_q .

1. Дмитрів І. В. *Автомобільний транспорт. Теорія і практика наукових досліджень. Навчальний посібник. Національний університет „Львівська політехніка”*. – Львів : СПОЛОМ, 2019. 316 с. 2. Dong Dawei W., Hopfield John J., Unnikrishnan K.P. *Neural Networks for Engine Fault Diagnostics. Pasadena, CA 91125, Computation and Neural Systems California Institute of Technology, 1997. P. 635 – 644.* 3. Patan K., Witeczak M., Korbicz J. *Towards Robustness in Neural Network Based Fault Diagnosis. Int. J. Appl. Math. Comput. Sci., 2008, Vol. 18, № 4. P. 443–454.*

УДК 629.113:621.43

ПРОБЛЕМИ КОМПЛЕКСНОЇ ОЦІНКИ РІВНЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМИ ЕНЕРГОУСТАНОВКАМИ

PROBLEMS OF COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF THE LEVEL OF ENVIRONMENTAL SAFETY OF VEHICLES WITH DIFFERENT ENERGY INSTALLATIONS

Роман Качмар

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

There are two typical ways to reduce environmental pollution from transport - the use of alternative fuels and the gradual abandonment of the use of conventional car engines. There are many problems during the operation of such cars, including environmental. There is a need to develop a system for assessing the level of damage at each stage of the life cycle of the car - the toxicity index of cars with different energy installations.

Автомобілебудівники з метою зниження рівня забруднення навколишнього середовища автотранспортними засобами типово рухаються двома основними шляхами. Перший це застосування альтернативних видів палива для уже існуючих автомобілів, які знаходяться в експлуатації, або конструктивна зміна яких не є технологічно складною чи надто вартісною. Такі технічні втручання зазвичай добре вивчені, вплив зміни типу палива досліджено і встановлено рівні екологічного впливу на довкілля на різних режимах роботи енергоустановки.

Другий шлях – поступова відмова від використання класичних енергоустановок автомобілів. Особливе державне стимулювання за рахунок зменшення акцизу і податків призвело до загального конструювання автомобілів з гібридними, водневими чи електричними енергоустановками. Усі автомобілебудівники скерували свою продукцію у протилежному напрямі від класичних двигунів внутрішнього згорання. Сьогодні велика кількість провідних європейських країн або обмежують використання автомобілів з класичними двигунами внутрішнього згорання (особливо дизелів), або зовсім відмовляються від використання таких автомобілів на користь експлуатації екологічного транспорту – електромобіля, хоча дехто наголошує, що ріст споживання електроенергії спричинить нові проблеми. На законодавчому рівні у більшості країн у різний спосіб заохочують громадян до купівлі електромобілів, надаючи їм або можливість в'їзду в центральні райони міст, або переміщення по смугах руху маршрутних транспортних засобів, або зменшення чи взагалі відміни мита,

безкоштовних паркінгів, часткової компенсації вартості, інтенсивно розвиваючи інфраструктуру тощо. Україна також скасувала ввізне мито і ПДВ на електрокари, що спричинило підвищення кількості імпорту електромобілів в країну, особливо вживаних.

Водночас при основних перевагах таких автомобілів на етапі їх комерційної і технічної (не завжди) експлуатації, виникає багато проблем, в тому числі і екологічних, на етапах конструювання і утилізації таких автомобілів.

Якщо застосування альтернативних видів палива, зокрема тих, які легше отримати у великих кількостях, призводить в основному до збільшення використання орних земель для вирощування культур для подальшого отримання біопалива, то виготовлення принципово нових типів транспортних засобів з широким використанням акумуляторних батарей породжує комплекс не розв'язаних проблем. Основна з них виникає одразу на етапі експлуатації – це практично повна відсутність інфраструктури з заряджання таких автомобілів. Це викликає необхідність побудови мережі зарядних станцій і розташування їх до місць тяжіння населення, тобто у спальних районах для можливості багатогодинного «заправлення» таких автомобілів.

Крім того, сьогодні при виробництві чи експлуатації будь-якої продукції важливим є наявність так званого вуглецевого сліду. Перехід України на відновлювану енергетику передбачає повну відмову від викопного палива до 2070 року (європейські країни ставлять амбітніші цілі і відмовляться до 2050 року), але зараз у нас близько 30 % виробництва електроенергії здійснюється атомною енергетикою, близько 8 % з відновлюваних джерел (соняча, вітрова, біомаса та відходи, термальна енергія) та решту з викопного палива. Тому заряджання електромобілів електроенергією отриманою з спалювання викопного палива збільшує екологічний слід, який припадає на одиницю пробігу електромобіля.

Також важлива проблема цих автомобілів – падіння ємності акумуляторних батарей і подальша їх безпечна утилізація. Звичайно зараз пропонується широко використовувати такі батареї із зниженою уже ємністю в побуті як додаткові джерела енергії чи в інших галузях, але проблема контрольованого їх збору і подальшої утилізації особливо гостра.

Усе це спричиняє потребу розроблення системи оцінювання рівня нанесеної шкоди на кожному з етапів експлуатації чи утилізації таких автомобілів з визначенням кількісного рівня такої шкоди – індексу токсичності автомобілів з різними енергоустановками, який дозволить порівняти екологічну небезпеку кожної з енергоустановок не тільки на локальному, обмеженому терміні, але і на усіх етапах життєвого циклу такого автомобіля.

УДК 621.331

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ЛАНКАХ ПРИВОДУ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСОВИМ МАХОВИКОМ

DYNAMIC LOADS IN THE LINKS OF THE CAR DRIVE WITH A DUAL-MASS FLYWHEEL

Богдан Кіндрацький, Роман Літвін

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

The report presents the results of the study of oscillating processes in the drive of a car equipped with a dual-mass flywheel. Simulation models have been developed in the MatLab Simulink environment, the influence of the modes of operation of the internal combustion engine and acceleration of the car on the load of the drive and flywheel links has been studied. The causes of fatigue failure of the elastic elements of the flywheel are established. Recommendations for increasing the life of the elastic parts of the dual-mass flywheel are made.

Двомасові маховики (ДММ) широко застосовують у приводах сучасних автомобілів. Основним завданням таких маховиків є зменшення впливу вібраційного навантаження з боку ДВЗ на ланки коробки передач, особливо на малих обертах колінчастого вала (на холостому ході або русі автомобіля з малою швидкістю у міському транспортному потоці). У процесі експлуатації елементи ДММ піддаються постійному циклічному навантаженню, що призводить до руйнування його пружних елементів і виходу з ладу маховика. Для дослідження й аналізу коливальних процесів у приводі автомобіля та ДММ на різних режимах руху і роботи ДВЗ авторами розроблені математична й симуляційна моделі в середовищі MatLab Simulink [1 – 3].

Враховуючи структуру приводу передньопривідного автомобіля, його узагальнена динамічна модель подана у вигляді (рис. 1).

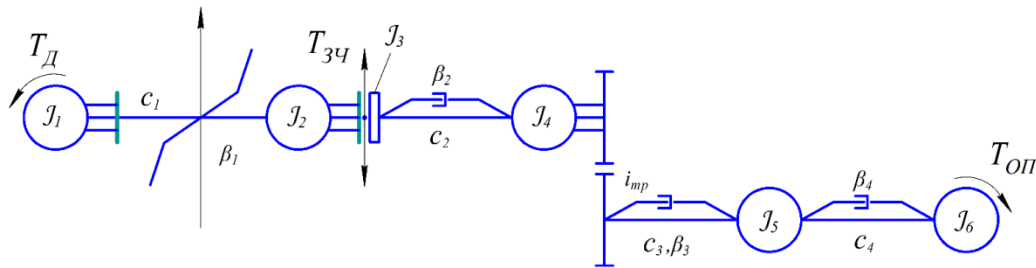


Рис. 1. Динамічна модель приводу автомобіля з ДММ

На рисунку 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 приєднаних до неї мас зчеплення; J_3 – зведений момент інерції диска зчеплення і мас ланок первинного вала КПП; J_4 – зведений момент інерції вторинного вала КПП і ланок головної передачі; J_5 – зведений момент інерції маточин і ободів коліс; J_6 – зведений момент інерції маси автомобіля до колеса; c_1, c_2, c_3, c_4 – зведені жорсткості відповідно пружних елементів ДММ, ланок КПП, півосей, шин; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ – коефіцієнти розсіювання енергії відповідно в ДММ, КПП, трансмісії, колесах; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ – кути повороту відповідно мас $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$; T_d – обертовий момент ДВЗ; $T_{3ч}$ – момент тертя зчеплення; $T_{оп}$ – момент опору рухові автомобіля, зведений до коліс.

Система диференціальних рівнянь, що описують коливальні процеси в приводі автомобіля з ДММ подана у вигляді

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_d - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - T_{3ч}; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{3ч} - c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_2 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4); \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_2 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_3 \left(\varphi_4 \frac{1}{i_{мр}} - \varphi_5 \right) - \beta_3 \left(\dot{\varphi}_4 \frac{1}{i_{мр}} - \dot{\varphi}_5 \right); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = c_3 \left(\varphi_4 \frac{1}{i_{мр}} - \varphi_5 \right) + \beta_3 \left(\dot{\varphi}_4 \frac{1}{i_{мр}} - \dot{\varphi}_5 \right) - c_4 (\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_4 (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6); \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 = c_4 (\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_4 (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - T_{оп}. \end{cases}$$

Обертовий момент ДВЗ на усталеному режимі роботи подано у вигляді періодичної функції

$$T_d = T_{до} + T_o \sin(\omega t + \alpha),$$

де $T_{до}$ – стала складова крутного моменту ДВЗ, T_o – змінна складова крутного моменту ДВЗ, ω – кругова частота коливань змінної складової крутного моменту ДВЗ, α – зсув фаз.

Момент тертя фрикційного зчеплення в момент пробуксовування

$$T_{3ч} = f \cdot P_3 \cdot R_T \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2),$$

де f – коефіцієнт тертя зчеплення; P_3 – сила притискання поверхонь тертя зчеплення натискним пристроєм; R_T – радіус тертя.

Момент, який передає зчеплення у замкнутому стані, $T_{зч\ max} = \beta \cdot T_{\delta\ max}$, де β – коефіцієнт запасу зчеплення. Момент опору рухові автомобіля, зведений до коліс

$$T_{оп} = G_a \cdot r \left[\left(f_0 + k_f (\dot{\phi}_6 \cdot r)^2 \right) \cos \gamma + \sin \gamma \right],$$

де G_a – вага автомобіля; r – динамічний радіус колеса; f_0 – коефіцієнт опору кочення за малої швидкості руху; k_f – коефіцієнт, що враховує зростання опору коченню зі збільшенням швидкості руху автомобіля; γ – кут нахилу дороги; $\dot{\phi}$ – кутова швидкість коліс автомобіля.

З використанням розроблених математичної та симуляційної моделей досліджено вплив конструктивних параметрів приводу і ДММ на навантаженість їхніх ланок. За результатами комп'ютерного симулювання коливальних процесів у ланках приводу і ДММ встановлені причини втомного руйнування пружних ланок ДММ. Запропоновано реалізувати адаптивний режим роботи ДММ на різних стадіях руху автомобіля і роботи ДВЗ. Розроблені конструкція адаптивного ДММ [4] і алгоритм керування його роботою на різних режимах руху автомобіля.

1. Кіндрацький Б.І. Динамика привода автомобиля с комбинированной силовой установкой в период разгона / Б.И. Киндрацкий, Р.Г. Литвин // Европейский журнал технических и естественных наук. – Вена (Австрия), 2020. – № 4. – С. 50-55. 2. Кіндрацький Б.І. Перехідні процеси в електромеханічній трансмісії з пружно-еластичною муфтою / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Литвін // Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура: науково-технічний збірник. – Харків, 2020. – 1(154). – С. 44-49. 3. Kindratskyu B. Oscillation Processes in a Transmission with a Dual-Mass Flywheel while Moving a Car from Rest / B. Kindratskyu, R. Litvin // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Lviv, 2019. – Vol. 5, No. 1, P. 93-104. 4. Адаптивний двомасовий маховик: патент на корисну модель № 133320 У Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Литвін. – № u201811632; Заявлено 26.11.2018; Опубл. 25.03.2019, Бюл. № 6 – 5 с.

УДК 629.331

ВПЛИВ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРА МАС НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N1

INFLUENCE OF MASS CENTER POSITION ON A RIDE QUALITY OF N1 ELECTRIC VEHICLES

Богдан Кіндрацький, Олексій Осмак

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

The report presents a mathematical and simulation model of the N1 truck with an electric drive. The influence of vehicle mass center location on ride quality by moving through various road disturbances is investigated. Recommendations for calculating the suspension parameters of such vehicles are made.

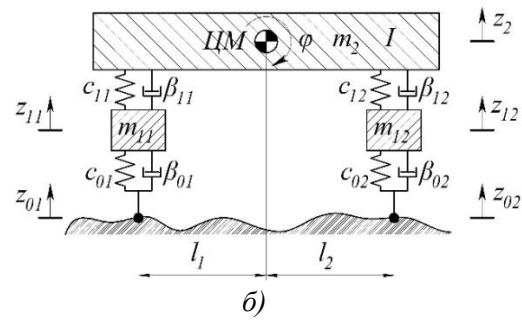
Електрообілі набувають поширення, зокрема і легка комерційна техніка з електроприводом (рис. 1а). Згідно з визначеннями категорій транспортних засобів до N1 належать вантажні транспортні засоби максимальною масою до 3,5 т, зокрема вантажні автомобілі на базі легкових і легкі вантажівки. Тому їм притаманні різні компонування, здебільшого з переднім поздовжнім розміщенням двигуна та заднім приводом чи з переднім поперечним розміщенням двигуна й переднім приводом. При обох варіантах розподіл маси між осями змінюється у широкому діапазоні (при зміні завантаження від спорядженої до максимальної маси).

У випадку електрообілів ситуація інакша – наявність відносно важкої літій-іонної батареї у межах колісної бази сприяє більш рівномірному розподілу маси між осями. Цьому також сприяє відносно мала вантажність, знижена наявністю важкої батареї. Ці фактори (зокрема, значна

споряджена маса і мала зміна розподілу маси між осями при завантаженні) мають потрібно врахувати при проектуванні підвісок електромобілів, які належать до категорії N1.



а)



б)

Рис. 1. Легка вантажівка з електроприводом: а – загальний вигляд, б – динамічна модель

На рис. 1б наведена плоска динамічна модель вантажного електромобіля категорії N1. Модель відображає дві невідресорені маси (m_{11} , m_{12} , відповідно z_{11} та z_{12} — вертикальні переміщення невідресорених мас), які належать до переднього та заднього мостів, та одну відресорену (маса m_2 , момент інерції I , вертикальне переміщення — z_2 , кутове — ϕ). Коливання мас моделі описується системою таких чотирьох диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{z}_{11} = -\frac{1}{m_{11}} [c_{11}(-\dot{z}_2 + \dot{z}_{11} - \dot{\phi}l_1) + c_{01}(z_{11} - z_{01}) + \beta_{11}(-\dot{z}_2 + \dot{z}_{11} - \dot{\phi}l_1) + \beta_{01}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{01})]; \\ \ddot{z}_{12} = -\frac{1}{m_{12}} [c_{12}(\dot{\phi}l_2 + \dot{z}_{12} - \dot{z}_2) + c_{02}(z_{12} - z_{02}) + \beta_{12}(\dot{\phi}l_2 + \dot{z}_{12} - \dot{z}_2) + \beta_{02}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{02})]; \\ \ddot{z}_2 = -\frac{1}{m_2} [c_{11}(z_2 - z_{11} + \phi l_1) + c_{12}(z_2 - z_{12} - \phi l_2) + \beta_{11}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{11} + \dot{\phi}l_1) + \beta_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{12} - \dot{\phi}l_2)]; \\ \ddot{\phi} = -\frac{1}{I} [l_1 c_{11}(z_2 - z_{11} + \phi l_1) - l_2 c_{12}(z_2 - z_{12} - \phi l_2) + l_1 \beta_{11}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{11} + \dot{\phi}l_1) + l_2 \beta_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{12} - \dot{\phi}l_2)]. \end{cases}$$

У формулах позначено: c — коефіцієнти жорсткості підвісок і шин, β — коефіцієнти демпфування амортизаторів та шин, l_1 та l_2 — відстані до центра маси. Числовий аналіз коливань відресореної та невідресорених мас проведено засобами MATLAB Simulink. Схема для інтегрування наведених диференціальних рівнянь подана на рис. 2. Збуреннями слугували одинарні та циклічні перешкоди.

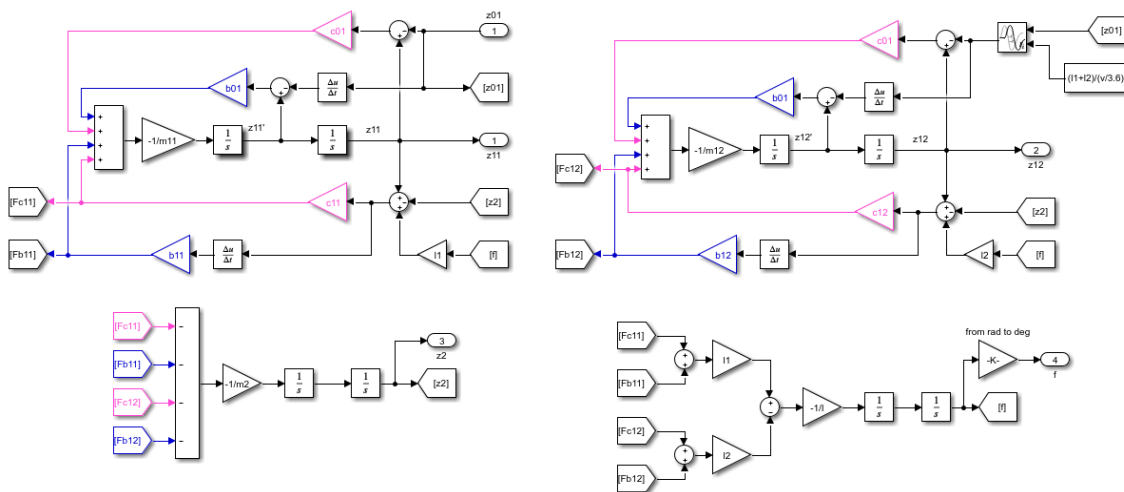


Рис. 2. Схема інтегрування диференційних рівнянь у середовищі Simulink

На рис. 3 наведені результати симулювання коливальних процесів при наїзді електромобіля на нерівність висотою 7 см та з'їзду з нерівності висотою 10 см.

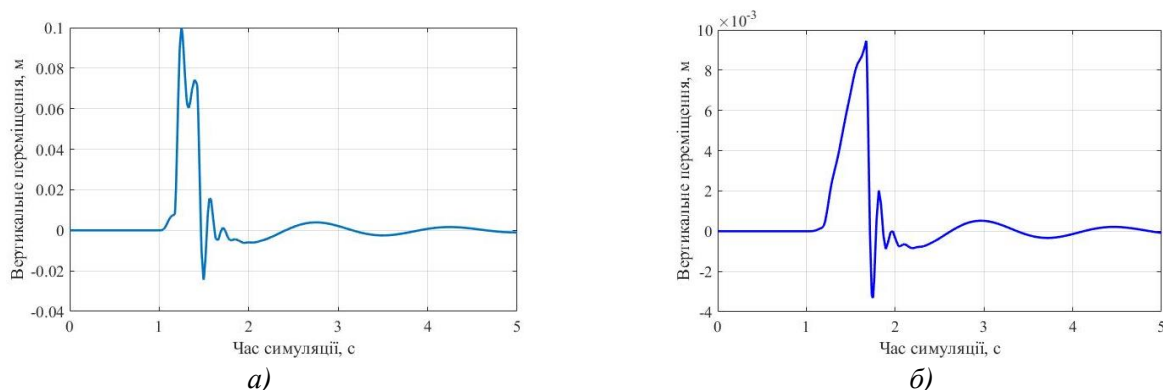


Рис. 3. Коливання автомобіля масою 2200 кг при наїзді на прямокутну перешкоду висотою 7 см (а), з'їзді з нерівності висотою 10 см (б). Швидкість руху – 60 км/год

Аналогічні дослідження проведені при русі автомобіля по бруківці, асфальтній дорозі, різних одинарних перешкодах тощо. Здійснено порівняльний аналіз плавності ходу вантажівки класичної та з електричним приводом. Зроблено рекомендації щодо розрахунку параметрів підвісок вантажівок категорії N1 з електричним приводом з урахуванням розподілу мас між осями автомобіля та вимог до плавності ходу.

УДК 621.643

ТЕПЛОВА СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ

HEAT SYSTEM SCALED

Михайло Кравцов

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна
(Super-mikvich@ukr.net)

The description of the technical decision with the cavitation heat generator of system of heating of rooms of buildings and constructions, and also its transportation if necessary is resulted.

Для опалення приміщень або нагрівання рідин часто застосовуються класичні пристосування - тени, камери згоряння, нитки розжарювання і т.д. Але поряд з ними застосовуються пристрої з принципово іншим типом впливу на теплоносій. До таких пристроїв відноситься кавітаційний теплогенератор, робота якого полягає у формуванні бульбашок газу, за рахунок яких і виникає виділення тепла. Принцип дії кавітації теплогенератора полягає в ефекті нагрівання за рахунок перетворення механічної енергії в теплову. При створенні надлишкового тиску в рідині виникають завихрення, через те, що тиск рідини більше ніж у міститься в ній газу, молекули газу виділяються в окремі включення – схлопування бульбашок. За рахунок різниці тиску вода прагне стиснути газовий міхур, що акумулює на його поверхні велику кількість енергії, а температура всередині досягає близько 1000 – 1200 °С [1].

На цьому принципі працює теплова система опалення (рис. 1) яка складається з бака 1 для води, теплоутворювача 2 ТУ(К), теплообмінника 3, запірної арматури 4 та апаратури керування 5 (АК), які з'єднані між собою у кільце трубопроводами 6 та патрубками. Теплоутворювач 2 виконано у вигляді кавітатора, вхід якого поєднано з баком 1 для води безпосередньо запірною арматурою 4, а вихід кавітатора 2 – під'єднано патрубками та запірною арматурою 4 до входу теплообмінника 3 поєднаним трубопроводом 6 з баком 1 для води, вхідний патрубок 7, якого встановлено вище рівня 8 води в ньому. Висота h вхідного патрубка 7 над рівнем води 8 у бакові 1 відповідає умовам : $h > 0$ (2).

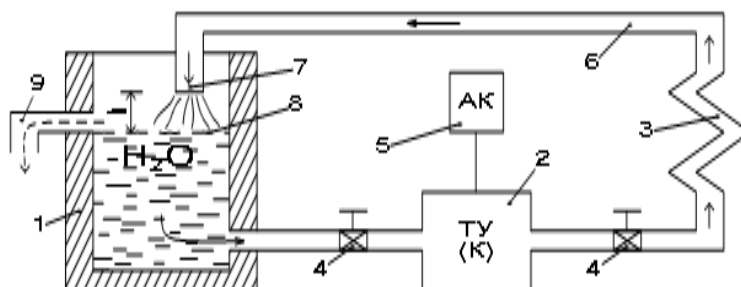


Рис. 1. Теплова система опалення

Для забезпечення зазначеної умови (2), а саме, встановлення вхідного патрубка 7 вище рівня води 8 у бакові 1, бак має контрольний патрубок 9, який забезпечує постійний максимальний рівень води в ньому. При зниженні рівня води 8 у бакові 1 висота h вхідного патрубка 7 над рівнем води 8 збільшується, що не суперечить виконанню умови (2).

Теплова система працює наступним чином. Всю теплову систему заповнюють водою, при цьому рівень води 8 у бакові 1 може бути максимальним завдяки наявності контрольного патрубка 9 через який зайва вода буде зливатися геть. На датчиках температури встановлюють (задають) необхідне її значення, яке повинно бути у приміщенні. Відкривають крани запірної арматури 4 і запускають теплову систему в роботу. Запуск системи в роботу здійснюється апаратурою керування 5, за допомогою якої включають кавітатор 2. При роботі кавітатора 2 утворюються кавітаційні пухирці та виділяються атоми і складові молекул води, головним чином атомарний водень та атомарний кисень [2 – 3].

Апаратура керування 5 призначена для керування роботи кавітатора 2, тобто включення та його зупинку в залежності від встановлених необхідних параметрів у приміщенні, яке обслуговується тепловою системою. Для забезпечення роботи апаратури керування 5 у приміщенні встановлені датчик(и) температури з можливістю її регулювання на необхідні параметри та датчики рівня води у бакові 1. Зазначені датчики з апаратурою керування мають зворотній зв'язок, тобто, при досягненні необхідних параметрів температури у приміщенні апаратура керування 5 автоматично вимкне кавітатор, а при зниженні її нижче встановленої – автоматично увімкне кавітатор в роботу, що дозволить підтримувати необхідні параметри температури у приміщенні у автоматичному режимі.

Запропонована конструкція теплової системи є промислово придатною і може бути реалізована в системах тепло забезпечення житлових, суспільних та промислових приміщень, а також для гарячого водопостачання як для побуту так і для технологічних систем в різних галузях народного господарства [4-5].

Теплова система опалення може транспортуватися, при її необхідності (рис. 2).

Переваги теплових систем опалення: не потрібно додаткових дозвільних документів на їх установку, так як теплові станції працюють на базі заводського електродвигуна і конструктивно представляють собою одну з різновидів відцентрового насоса; електроенергія використовується для обертання електродвигуна, а не для прямого нагріву теплоносія – при їх роботі немає ніяких викидів в атмосферу, так як вони працюють у герметичній системі заповненої звичайною водопровідною водою без жодної додаткової підготовки; не потрібно постійної присутності обслуговуючого персоналу; теплові станції працюють в автоматичному режимі; коефіцієнт перетворення електричної



Рис. 2. Тепловая станция мобильная (ТСМ)

Енергії в теплову не змінюється протягом усього терміну експлуатації ТСМ, тому що при їх роботі не утворюється накипу і відсутні інші явища що призводять до погіршення режимів роботи; надійні; вибухо – пожежо – безпечні; екологічні; компактні; термін роботи, до капітального ремонту встановленого на ТСМ теплогенератора не менше 8 років. ТСМ розміщується на рухомому візку і може бути встановлена в будь-якому приміщенні захищеному від зовнішніх опадів. Час на її підключення до існуючої опалювальної системі становить не більше 3 годин [6].

1. Перник А.Д. Проблемы кавитации. – Л.: Судостроение, 1966. – 439 с. 2. Готов Е. О., та ін. Тепловая система підвищеної ефективності. УКРПАТЕНТ № 99658 від 10.06.2015 р. С. 5. 3. Кнэпп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф. Кавитация. – М.: Мир, 1974.– 668 с. 4. Федоткин И.М., Немчин А.Ф. Использование кавитации в технологических процессах. – Киев: Вища шк., 1984. – 68 с. 5. Флинн Г. Физика акустической кавитации в жидкостях // Физическая акустика / Под ред. У. Мезона. – М.: Мир, 1967. – Т. 1, Ч. Б. – С. 7 – 138. 6. Фоминский Л.П. Роторные генераторы дарового тепла. Сделай сам. – Черкассы: "Око – Плюс", 2003, - 346 с.

УДК 629.114.6

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АСПЕКТ КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ

TECHNICAL AND ECONOMIC ASPECTS OF VEHICLE MAJOR MAINTANANCE

Степан Немий

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

У колишньому СРСР були розвинуті як теоретичні основи теорії авторемонтного виробництва [2], так і само авторемонтне виробництво. Було створено ряд спеціалізованих авторемонтних заводів по капітальному ремонту (КР) вантажних і легкових автомобілів та автобусів. Однак техніко-економічні результати КР були далекі від теоретично обґрунтованих показників їхньої економічної доцільності. Це можна проілюструвати на прикладі КР автобусів [1] станом на 1982 р. (табл. 1, 2 і 3).

Аналіз даних табл. 1 показує, що середній пробіг автобусів в основному перевищував нормативні значення. Однак середні значення пробігів автобусів після КР значно, більш ніж у 2 рази, менші від нормативних значень.

З табл. 2 випливає, що трудомісткість КР кузовів автобусів в 1,5 – 3 рази перевищувала трудомісткість їх виготовлення на заводах-виготовлювачах. Собівартість КР в 1,1 – 1,5 разів перевищувала виробничу собівартість.

Таблиця 1

Середні значення фактичних пробігів автобусів до і після КР

Модель автобуса	Пробіг до КР, тис. км	Частка від нормативного значення, %	Пробіг після КР, тис. км	Частка від нормативного значення, %
ПАЗ-672	396	137	103	43
ЛАЗ-695Н	384	120	127	49
ЛАЗ-697М	550	138	208	65
ЛАЗ-699Н	560	140	210	53
ЛіАЗ-677	306	90	110	41

Таблиця 2

Виробничо-економічні показники нових і після КР кузовів автобусів

Виробничо-економічні показники	ПАЗ-672	ЛАЗ-695Н	ЛАЗ-697М	ЛАЗ-699Н	ЛіАЗ-677
Трудомісткість, н-год:					
виготовлення нового КР кузова	193	330	469	985	456
Собівартість, крб:					
виготовлення нового КР кузова	1308	1770	2013	3380	2228
	1480	2550	2860	3960	3410

Одним з техніко-економічних показників оцінювання експлуатаційної ефективності нових і після КР автобусів є параметр L_T , який визначається відношенням пробігу до трудомісткості виготовлення нового чи КР кузова за формулою [2]

$$L_T = L_{n(p)} / T_{e(p)}, \quad (1)$$

де $L_{n(p)}$ – пробіг нового (n) чи капітально відремонтованого (p) автомобіля; $T_{e(p)}$ – відповідно трудомісткості виготовлення нового (n) чи КР (p) автомобіля.

Крім цього, також техніко-економічним показником оцінювання експлуатаційної ефективності нових і після КР автобусів є параметр L_B , який визначається відношенням пробігу до вартості виготовлення нового чи КР кузова за формулою [2]

$$L_B = L_{n(p)} / B_{e(p)}, \quad (2)$$

де $B_{e(p)}$ – відповідно вартість виготовлення нового (n) чи КР (p) автомобіля.

У табл. 3 наведені результати оцінювання ефективності КР за допомогою критерію співвідношення пробігу відповідно до собівартості його виготовлення та КР [1]. Як бачимо у цій таблиці, техніко-економічна ефективність КР, згідно критерію співвідношення пробігу до собівартості, у чотири рази нижча, порівняно із техніко-економічною ефективністю виробництва нових кузовів.

Таблиця 3

Оцінювання експлуатаційної ефективності нових і після КР автобусів

Параметр оцінювання	ПАЗ-672	ЛАЗ-695Н	ЛАЗ-697М	ЛАЗ-699Н	ЛіАЗ-677
L_n / T_e , км/н-год	2050	1164	1172	568	670
L_p / T_p , км/н-год	376	118	156	156	104
L_n / B_e , км/крб	303	217	275	166	137
L_p / B_p , км/крб	70	50	73	53	32

Спонуванням такого витратного підходу до КР автобусів та й вантажних і легкових автомобілів був, насамперед, тотальний їх дефіцит у транспортній системі країни. У промисловості і соціальній сфері гостро відчувалася нестача автобусів, легкових, вантажних і спеціалізованих автомобілів. Тут маємо наочну демонстрацію переваги «штук» над економікою.

Причиною «провальних», у ці роки, техніко-економічних показників КР було насамперед те, що технічна оснащеність авторемонтних заводів була значно нижчою порівняно із заводами-виробниками автомобілів.

1. Атоян К. М. *Повышение долговечности кузовов автобусов. Автореферат докт. дис.* – М.: 1982. – 42 с.
2. Мальшиев Г. А. *Теория авторемонтного производства.* – М.: Транспорт, 1977. – 224 с.

УДК 629.02

ВПЛИВ ПРОДУКТИВНОСТІ НАСОСА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА НА ТЕМПЕРАТУРУ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ТЕПЛОБІМІННИКА СИСТЕМИ EGR

THE INFLUENCE OF ENGINE COOLING SYSTEM PUMP PERFORMANCE ON EXHAUST GAS TEMPERATURE IN THE EGR SYSTEM HEAT EXCHANGER

Віктор Падляк, Роман Качмар

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

EGR chillers are typically shell-and-tube heat exchangers that use engine coolant to reduce the exhaust gas temperature before they are fed to the engine intake system. The main purpose of the design is to achieve the required temperature of the exhaust gases while minimizing the size of the cooler and the pressure drop, in order to reduce production and operating costs.

Перегрів контуру охолоджуючої рідини може призвести до закипання останньої, що може призвести до несправності охолоджувача EGR. З іншого боку, дуже холодні умови можуть призвести до конденсації вихлопних газів і утворення осаду сірчаної кислоти на внутрішніх стінках труб. Отже, продуктивність насоса повинна бути достатньою для охолодження відпрацьованих газів до оптимальної температури, а також для мінімізації падіння тиску в контурі системи охолодження.

Вирішення цих завдань покладене, в основному, на створення комп'ютерної моделі теплообмінного апарата. Як дослідний зразок було взято теплообмінник системи рециркуляції відпрацьованих газів двигуна 2.0 TDI автомобіля Volkswagen Passat 2014 модельного року. Спочатку були розроблені креслення апарата в програмі Kompas 3D V16, які дали змогу створити об'ємні моделі усіх компонентів та об'єднати їх в повноцінний теплообмінний апарат (рис. 1).



Рис. 1. Комп'ютерна модель теплообмінника EGR в розрізі

Створення комп'ютерної моделі та дослідження теплових потоків проведено в середовищі SolidWorks Flow Simulation. Спочатку були вказані початкові умови розрахунку (табл. 1), а також матеріал, з якого виготовлені деталі теплообмінника. Шорсткість поверхонь деталей не враховувалась.

Таблиця 1

Початкові умови

Термодинамічні параметри	Статичний тиск: 101325 Па Температура: 90 °С Режим руху рідини: ламінарний і турбулентний Теплопровідність в твердих тілах: Включити
Гарячий теплоносій	Відпрацьовані гази двигуна Початкова температура: 600 °С
Холодний теплоносій	Антифриз Початкова температура: 90 °С
Матеріал	302 Stainless Steel Початкова температура твердого тіла: 50 °С

Для отримання коректних результатів, були вказані граничні умови для розрахунку (табл. 2).

Таблиця 2

Граничні умови

Вхід відпрацьованих газів	Тип: об'ємна витрати на вході Значення: 0,001 м ³ /с Температура: 600 °С Напрям векторів течії: по нормалі до поверхні
Вихід відпрацьованих газів	Тип: тиск навколишнього середовища Значення: 101325 Па
Вхід антифризу	Тип: об'ємна витрати на вході Значення: 0,0036 м ³ /с Температура: 90 °С Напрям векторів течії: по нормалі до поверхні
Вихід антифризу	Тип: тиск навколишнього середовища Значення: 101325 Па

В результаті проведення розрахунку, було отримано значення середньої температури відпрацьованих газів та охолоджуючої рідини на виході з теплообмінного апарата для заданої об'ємної витрати охолоджуючої рідини. Для формування висновків про ефективність роботи насоса системи охолодження, були проведені повторні розрахунки з іншими значеннями об'ємної витрати охолоджуючої рідини на вході. Для наочності, результати розрахунків занесені в таблицю (табл. 3).

Таблиця 3

Результати розрахунків

№ досліду	Витрата антифризу, м ³ /с	Температура ВГ, °С	Температура антифризу, °С
1	0,00114	177,1	91,08
2	0,00176	176,14	90,9
3	0,00238	175,65	91,1
4	0,003	175,25	91,3
5	0,0036	175,15	91,58

На основі отриманих результатів, побудовано графічну залежність температури відпрацьованих газів від продуктивності насоса системи охолодження (рис. 2).

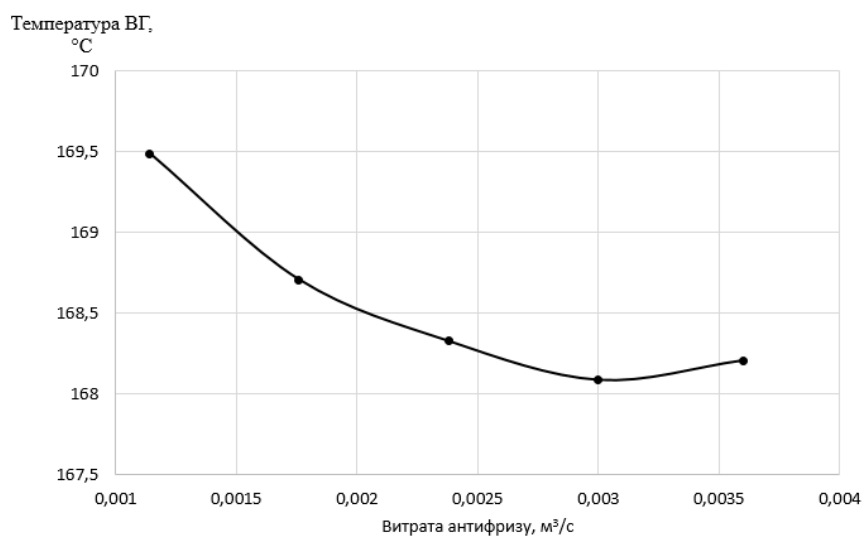


Рис. 2. Результати дослідження

Як видно з рис. 2, зменшення продуктивності насоса в 2 рази призведе до збільшення температури відпрацьованих газів лише на 1 – 1,2 °C. Збільшення продуктивності також не принесе вагомих результатів.

Висновки. Створена комп'ютерна модель теплообмінного апарата системи рециркуляції відпрацьованих газів двигуна дозволила визначити залежність температури ВГ від продуктивності насоса системи охолодження. Результати дослідження показали, що збільшення продуктивності насоса є недоцільним, так як це не призведе до значного зниження температури ВГ. Для покращення ефективності роботи теплообмінного апарата доцільно звернути увагу на вдосконалення його конструкції.

УДК 621.225:69.002.51

ФОРМУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕРНІЗАЦІЇ МАШИН

FORMATION OF ENERGY EFFICIENT METHODS FOR DESIGNING AND MODERNIZATION OF MACHINES

Леонід Хмара¹, Антон Холодов², Андрій Коровко², Дмитро Репета²

¹Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського, 24-а, Дніпро, 49005, Україна;

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна

The paper presents the possibility of forming methods for the design and modernization of machines aimed at increasing of their energy and fuel efficiency.

Однією з головних завдань сучасного машинобудування є його модернізація. Модернізація машинобудування має на увазі його розвиток на інноваційній основі в умовах трансформації індустріально-економічних відносин, яка характеризується високою динамікою всіх науково-технологічних процесів. Це включає пошук принципово нових енергозберігаючих технологій та інтеграцію передового досвіду провідних світових країн у вітчизняне виробництво.

Однак реалії нашого сьогодення чітко відображають незадовільність основ теоретико-методологічної бази і нестачі комплексного підходу в пошуку енергоефективних підходів створення машин. Формування теоретичної основи інструментарію управління сталим розвитком науково-технологічних систем у підвищенні надійності та довговічності гідроприводу будівельно-дорожніх машин виступає вагомим науково-практичним завданням. Якісне моделювання формули підвищення енергоефективності гідроприводу, ймовірно при комплексній дії на організаційно-технологічні системи, вона дозволить враховувати умови експлуатації, інтерпретувати процес енергоефективності гідроприводу землерийних машин, математичне моделювання динамічних процесів гідроприводу, методологію обґрунтування оптимальних параметрів землерийних машин і т.д. На основі цього можливо формувати адекватні результативні методи проектування і модернізації машин та техніки в цілому.

Визначення енергетичних витрат машин і їхніх систем з метою створення методики розрахунку енергоефективності машин з інноваційними енергозберігаючими технологіями при їх проектуванні і модернізації з урахуванням впливу різних чинників на робочий процес.

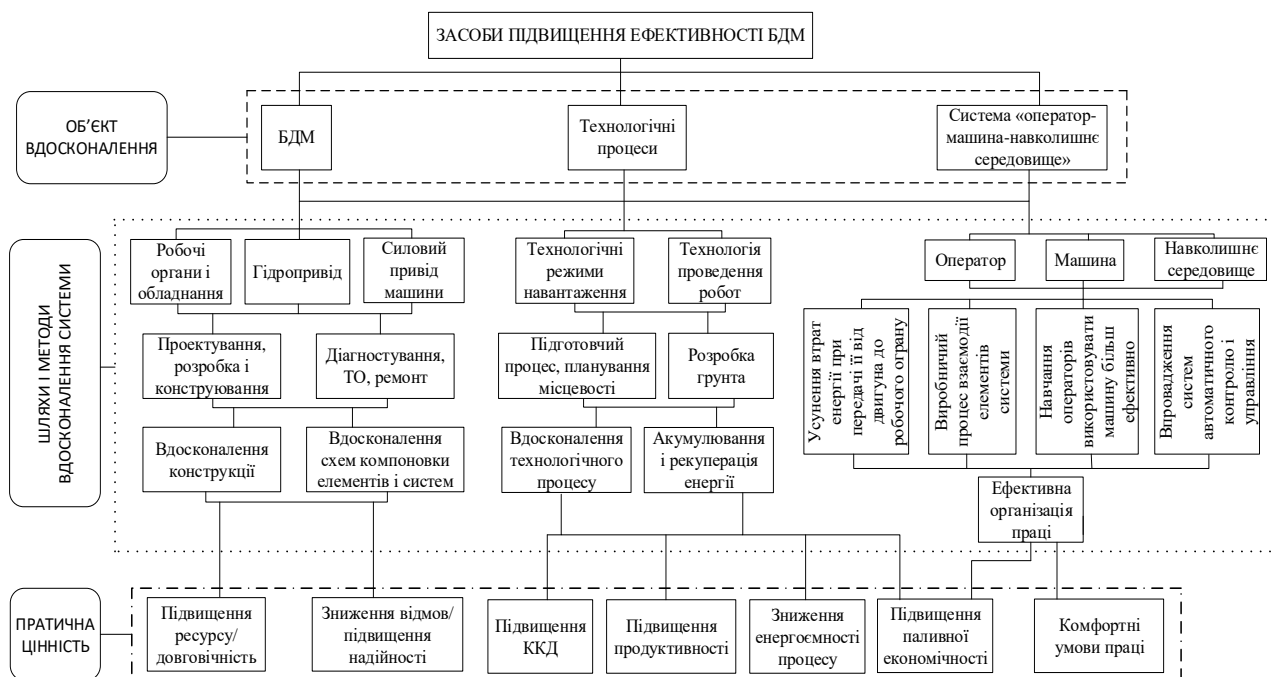


Рис.1. Способи підвищення ефективності БДМ

Паливо-експлуатаційний К.К.Д. енергонасичених машин – η_{fw} , де f – fuel (паливо), w – work (робота).

Новий підхід до оцінювання К.К.Д. будівельних і дорожніх машин (СДМ), а саме: співвідношення витрата палива до обсягу виконаної корисної роботи.

Розрахунковим шляхом визначається необхідна кількість енергії на виконання заданого обсягу роботи і співвідноситься з енергією (паливом), що реально витрачається машиною.

Новий підхід до оцінювання К.К.Д. будівельних і дорожніх машин (СДМ), а саме: співвідношення витрата палива до обсягу виконаної корисної роботи.

Розрахунковим шляхом визначається необхідну кількість енергії на виконання заданого обсягу роботи і співвідноситься з енергією (паливом), що реально витрачається машиною $\eta_{fw} = E_r / E_z$.

Ідеальним слід вважати випадок, коли вироблена паливом енергія буде дорівнювати енергії, витраченій на корисну роботу.

Сучасні технології дозволяють максимально підвищити К.К.Д. кожного механізму окремо, що є не менш важливим фактором, скорочує втрати енергії від джерела (палива) до кінцевого споживача (робочому органу, що випускається, роботі).

Єдиний важливий оцінювальний параметр машини при високому рівні, що випускається (розробці ґрунту, його планування і т.д.) – це витрата палива і, як наслідок, викиди відпрацьованих газів у навколишнє середовище. Це позначається на вартості продукції, що випускається.

Тому необхідно шляхом проведення заходів, спрямованих на підвищення загального К.К.Д. машини, знижувати витрату палива, а саме, за рахунок впровадження:

1. Енергозберігаючих технологій.
2. Гібридних приводів.
3. Гідроакумуючих систем.
4. Систем автоматизованого проектування, що визначають найменшу траєкторію руху робочого органа.
5. Кваліфіковане навчання операторів.
6. Розроблення нових видів палива.

Таким чином можна оцінити, наскільки підвищитися К.К.Д. за рахунок окремо взятого методу і за рахунок суми проведених заходів, без урахування модернізації вузлів машини.

Проведений аналіз визначив стратегію вдосконалення машин для земляних робіт в області паливної економічності й екологічності. Гібридні силові установки для таких машин зможуть підвищити паливну економічність на 20 – 75% для знову проєктованих машин і на 15 – 50% для тих, що вже були в експлуатації.

Для обґрунтування доцільності впровадження тих чи інших удосконалень, спрямованих на підвищення ефективності машини, доцільно застосовувати метод визначення ККД за техніко-економічними показниками (табл. 1).

Таблиця 1

Комплекс ККД за техніко-економічними показниками

№ з\п	Найменування ККД	Формула ККД
1	ККД за корисною масою	$\eta_G = m_{гр} / m_{заг}$
2	ККД за корисним об'ємом	$\eta_q = q_k / q_{заг}$
3	ККД за витратою потужності	$\eta_N = N_{пл} / N_{заг}$
4	ККД за витратою палива	$\eta_f = Q_{пол} / Q_{заг}$
5	ККД за витраченим часом	$\eta_{T_u} = t_{пол} / T_{ц}$
6	ККД за витраченою роботою	$\eta_A = A_{пол} / A_{заг}$

СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

VEHICULAR ENGINE OPERATIONAL EFFICIENCY MONITORING SYSTEM

Микола Цюман¹, Сергій Сосіда², Іван Садовник¹, Ігор Садовник¹¹ Національний транспортний університет,
вул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна;² ДП «ДержавтотрансНДІпроект»,
пр. Перемоги, 57, м. Київ, 03113, Україна

The data of the engine operation parameters measurements for different vehicle motion modes under real road conditions is developed. An original designed test device can be used during the vehicle road tests. The device allows to read the on-board diagnostic system data (OBD-II standard) at certain time intervals and parameters of satellite system of vehicle positioning (GPS standard), transmit this data by wireless communication to the information device on vehicle control panel and store them. For this purpose, the information device has an original author application for processing and storing the received data.

Експлуатаційна ефективність автомобільного двигуна суттєво залежить від його технічного стану. Крім того, значний вплив чинить здатність адаптації до використання альтернативних палив, які сьогодні широко застосовуються на автомобільному транспорті у якості заміників традиційних палив нафтового походження. При цьому, оцінювання експлуатаційної ефективності складає окрему актуальну науково-технічну задачу, що передбачає розробку спеціалізованого апаратного і програмного забезпечення.

Збір даних про поточні значення параметрів системи управління двигуном під час дослідження автомобіля та поточні умови руху здійснюється за допомогою тестового пристрою оригінальної конструкції, що дозволяє зчитувати дані бортової системи діагностики транспортного засобу стандарту OBD-II через визначені інтервали часу та параметри супутникової системи навігації стандарту GPS, передавати ці дані за допомогою бездротового зв'язку до інформаційного пристрою в салоні транспортного засобу та зберігати їх. В інформаційному пристрої встановлено оригінальний авторський додаток для оброблення та збереження отриманих даних. Під час безпосереднього вимірювання параметрів руху ТЗ за допомогою бортової системи отримання даних можуть визначатися наступні показники: температура охолоджуючої рідини t_{COOL} , ступінь відкриття дросельної заслінки φ_{thr} , частота обертання колінчастого вала n_e , кут випередження запалювання, швидкість автомобіля V_a , напруга і стан сенсора кисню, час впорскування палива, масова витрата повітря, діагностичні коди несправностей, координати географічного місцезнаходження ТЗ. Структурно-алгоритмічну схему системи моніторингу експлуатаційної ефективності автомобільного двигуна показано на рис. 1.

Принцип роботи системи моніторингу полягає у наступному. Електронний блок керування має діагностичний роз'єм з використанням K-Line або шини CAN. До діагностичного роз'єму підключено адаптер стандарту OBD II, що має RS232 або USB вихід. За допомогою RS232-TTL або USB-TTL перетворювача до адаптера під'єднано TTL-WiFi модуль ESP8266. ESP8266 створює локальну WiFi мережу з сервером для прийому-передачі даних, що дозволяє передавати отримані від OBD інтерфейсу дані бездротовим каналом зв'язку до інформаційного пристрою. Для роботи з тестовим пристроєм на інформаційному пристрої (на прикладі Microsoft Lumia 650) встановлено спеціалізований додаток (рис. 1). Додаток має інтерфейс для виводу даних та управління процесом передачі-отримання даних від OBD відповідно до алгоритму роботи. Додаток починає працювати при натисканні кнопки "Connect". Це запускає процес встановлення зв'язку з WiFi адаптером

ДВОДВИГУННИЙ ТЯГОВИЙ ПРИВОД З ЕЛЕКТРОННИМ ДИФЕРЕНЦІАЛОМ ДЛЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

DUAL MOTOR REAR-WHEEL DRIVE WITH ELECTRONIC DIFFERENTIAL FOR ELECTRIC VEHICLES

Ігор Щур¹, Станіслав Войтків²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,

вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Науково-технічний центр "Автополіпром",

вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна

A gearless traction drive system with two traction motors and an electronic differential has been developed for wheeled vehicles. A new configuration of the power-traction system built on the modular principle and used a hybrid battery-supercapacitor on-board power supply system is proposed.

На відміну від автомобілів, сучасні електричні колісні транспортні засоби (КТЗ) можуть мати різні конфігурації підсистеми електричної тяги із застосуванням одного, двох чи чотирьох тягових електричних двигунів (ТЕД). У цій роботі пропонується дводвигунна конфігурація з незалежним приводом коліс, в якій функції механічного диференціального механізму виконує електронний диференціал, що застосовується замість традиційного механічного. Тягові приводи на основі двох ТЕД широко застосовуються у конструкціях тягових мостів порталного типу міських електробусів та тролейбусів. Більшість конструкцій таких мостів передбачає застосування додаткових редукторів з верткими передавальними числами (наприклад, у моста ZF 133 це 20,66). Недоліками інтегрально-балкових тягових мостів порталного типу являються велика маса (понад 1200 кг) та необхідність застосування колісної формули 4x2.2 з великими звісами та вузькими проходами між арками коліс обох мостів. Існують і безредукторні тягові мости порталного типу на основі застосування двох ТЕД і електронного диференціалу. Їхня маса суттєво нижча (майже вдвічі), проте дуже велика вартість обмежила їх використання у конструкціях навіть електробусів великого і особливо великого класів. Конструкції тягових мостів на основі підвіски типу "Де-Діон" або незалежної підвіски одинарних коліс із застосуванням двох ТЕД та проміжних редукторів розроблялися фахівцями НТЦ "Автополіпром", на які отримано понад десять патентів України на корисні моделі. Більшість з них теж передбачала наявність електронного диференціала [1] (рис. 1,а).

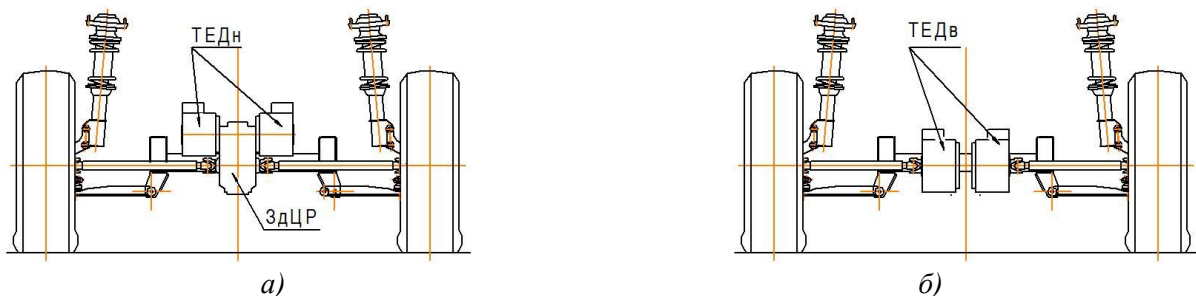


Рис. 1 Схеми тягових мостів електричних КТЗ з двома ТЕД і електронним диференціалом:
а) – зі здвоєним редуктором (ЗдЦР) і низькомоментними ТЕДн; б) – з високомоментними ТЕДв

З метою максимального спрощення механічної трансмісії і підвищення надійності, для перспективних КТЗ пропонується застосувати безредукторний тяговий привод коліс (рис. 1,б).

ТЕД такого приводу повинні мати меншу частоту обертання та великий крутний момент. Наприклад, для міського електробуса малого класу з повною масою 10000 кг і максимальною швидкістю руху 100 км/год ТЕД повинні мати частоту обертання біля 1000 об/хв і максимальний момент на валу біля 1500 Н·м. При цьому номінальна потужність кожного електродвигуна становитиме 30 – 35 кВт. З метою забезпечення компактності ТЕД, високої надійності і відносно простої керованості, пропонується застосувати синхронну машину з постійними магнітами в режимі роботи безщіткового двигуна постійного струму. Для вказаних вище параметрів маса ТЕД з водяним охолодженням становитиме 60 – 70 кг, діаметр та осьова довжина не більше 250 мм та 300 мм.

У НДЛ "СКБ електромеханічних систем" при кафедрі електромехатроніки і комп'ютеризованих електромеханічних систем Львівської політехніки нагромаджено багаторічний досвід із розробки та виготовлення різноманітних систем електроприводів на базі синхронних машин з постійними магнітами, перш за все, у безредукторному виконанні, в тому числі й для КТЗ. Розроблено методику проектування електричних машин на основі комп'ютерних моделей магнітних, теплових та механічних процесів за методом скінченних елементів (FEM-аналіз у середовищі ANSYS).

Електричне живлення та керування електродвигунами пропонується реалізувати за модульним принципом, що гарантуватиме високу відмовостійкість приводу, простоту обслуговування та високу електричну безпеку в штатних і аварійних ситуаціях. Конфігурацію модульної енергетично-тягової системи показано на рис. 2. Обмотки якоря (статора) кожного двигуна М1 та М2 є з розімкненими кінцями, які підключені до трифазних мостових транзисторних інверторів напруги ІН1 – ІН4. При цьому ІН1 та ІН4 живляться від своїх однакових модулів акумуляторних батарей АБ1 та АБ2, енергетична ємність яких розрахована на необхідний запас ходу, наприклад, 100 км. Інші два інвертори ІН2 та ІН3 живляться від суперконденсаторного модуля СКМ, який через малопотужний (орієнтовно 1 кВт) напівпровідниковий двонаправлений перетворювач постійної напруги DC-DC зв'язаний з третьою, низьковольтною, акумуляторною батареєю АБ3. Остання призначена для живлення низьковольтного бортового обладнання КТЗ та підтримання потрібної напруги на СКМ. Гібридна акумуляторно-суперконденсаторна система бортового живлення забезпечує значне збільшення терміну служби акумуляторних батарей завдяки забезпеченню великих електричних навантажень (струмів двигунів) у динамічних режимах прискорення та рекуперативного гальмування КТЗ за рахунок СКМ, звільняючи при цьому АБ1 та АБ2. Двоінверторне живлення обмоток якоря двигунів забезпечує цілу низку переваг у порівнянні з традиційним одноінверторним: відмовостійкість у випадках виходу одного з інверторів з ладу і тим самим безпеку руху; багаторівневе керування напругами якоря двигунів, що підвищує їхню енергетичну ефективність, зменшує навантаження на силові транзистори та знижує комутаційні завади; широкий діапазон регулювання швидкості завдяки сумуванню напруг живлення з обох кінців обмоток двигунів.

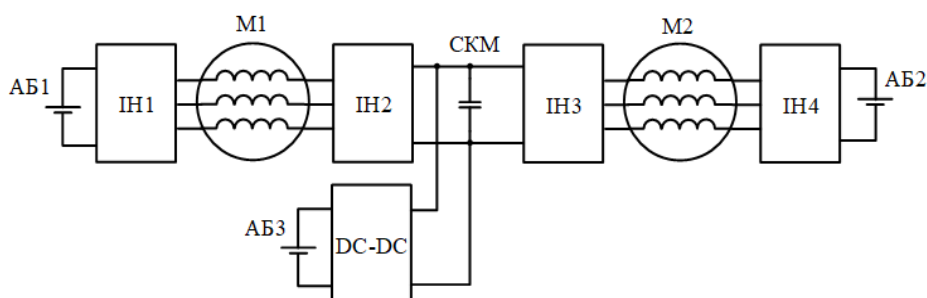


Рис. 2. Конфігурація енергетично-тягової системи КТЗ

Для запропонованої конфігурації системи розроблено ефективні алгоритми системи керування в штатному режимі та у випадку відмов, а також алгоритм енергетичного менеджменту акумуляторних батарей. Проведені симуляційні дослідження на розробленій імітаційній комп'ютерній моделі в середовищі Matlab/Simulink підтвердили працездатність запропонованої конфігурації енергетично-тягової системи та ефективність роботи розроблених алгоритмів керування.

Запропоновані рішення забезпечують створення компактної, енергоефективної та надійної системи приводу та енергетичного живлення для КТЗ з підвищеними споживчими та експлуатаційними показниками.

1. Тяговий привід електробуса : пат. 115426 Україна : МПК В62D 47/02, В60К 17/04. № и 2016 12085; заявл. 28.11.2016; опубл. 10.04.2017, Бюл. № 7.

УДК 681.51:007.52

ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ВАРІАНТІВ БОЙОВИХ ПЛАТФОРМ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ

PRINCIPLES OF CREATING CONSTRUCTIVE VARIANTS OF EXCELLENT COMBAT PLATFORMS

Віктор Ягліньський¹, Юрій Даник², Ігор Чепков³

¹Державний університет «Одеська політехніка»,
проспект Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна;

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

³Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України,
Повітрофлотський проспект, 28, м. Київ, 03049, Україна.

An analysis of the design features of self- and remotely controlled autonomous platforms used by NATO ground forces as the main structural element of the architecture of ground modular military robots for combat and special purposes. It is shown that in order to achieve the maximum effect, such platforms should be created according to modular schemes with open architecture. The principle of open architecture of the designed object provides not only considerable adaptive variability of designs, but also achievement of the maximum duration of terms of their physical and moral wear.

Перехід до найсучасніших систем озброєння, військової та спеціальної техніки у всіх країнах високого військово-промислового і військово-технологічного потенціалів зараз проводиться за принципом обов'язкового впровадження в бойову практику військ відповідних само- і дистанційно керованих роботизованих агрегатів і комплексів. До таких країн, безперечно, належить і Україна – одна з небагатьох країн світу, що володіє розвиненими сучасними авіа-, танко- і суднобудуванням. Слід зауважити, що в нашій країні до теперішнього часу, на жаль, ще відсутні роботизовані наземні системи озброєння, військової та спеціальної техніки, які могли б, нехай і в одиничних зразках, відповідати, а навіть і конкурувати з подібною технікою передових у військовому відношенні країн, до яких, в першу чергу, належать дружні нам країни НАТО. Особливої уваги заслуговують новітні зразки військової і спеціальної техніки відомої німецької фірми оборонного комплексу Reinmetall (Düsseldorf) з філіалами в зарубіжних країнах [1]. Протягом двох останніх років співробітники цієї фірми спільно з розробниками її канадської філії (Rheinmetall Canada), польськими та естонськими колегами представили на ринок значну кількість нових конструктивних модифікацій цієї техніки. Особливий інтерес її потенційних споживачів представляє серійна версія само- і дистанційно керованих наземних роботизованих транспортних агрегатів Mission Master [2].

Другим принципом створення бойових платформ є те, що уже перші зразки цієї серії (2019 р.) принципово відрізняються від попередніх серій повним переходом від бензинових джерел енергії до електричних силових агрегатів з електрохімічними джерелами енергії. Передові зразки платформ

Mission Master з використанням літій-іонної акумуляторної батареї у змозі безперервно працювати протягом 8 годин зі швидкістю понад 30 км/год з максимальним корисним навантаженням до 600 кг.

Третім принципом є те, що споживачі військової техніки потребують від виробників агрегатів безпілотного військового наземного транспорту для безпосередньої підтримки військовиків, а саме транспортних платформ супроводу для доставки і поповнення запасів, боєзапасів, особистого спорядження та евакуації з поля бою. У той же час у збройних силах країн Близького Сходу і Азії виникають потреби у само- і дистанційно керованих наземних роботизованих платформах з ракетно-артилерійською зброєю для безлюдного виконання вогневих задач. Саме тому, систему зовнішнього бронювання все частіше використовують тільки там, де це життєво необхідно, а саме, для захисту систем командування, керування та зв'язку.

Четвертим принципом створення високотехнологічних бойових систем є забезпечення у повній мірі автономної мобільності платформ, тобто, володіти засобами виміру ширини канав і інших поперечних перешкод, мати можливість визначення попередньо чи зможе транспортна платформа подолати перешкоду або визначити, що об'єкт не являється перешкодою (наприклад, чагарник). Крім того, системи повинні забезпечити повний круговий огляд і мати бортовий компютер, який має змогу працювати в умовах відсутності GPS.

П'ятим принципом створення сучасної техніки є підвищення елементів мобільності у вигляді амфібійно представлених платформ з можливістю долати відні перешкоди з бойовим навантаженням понад 300 кг без спеціальної попередньої технічної підготовки.

Шостим найбільш успішним принципом є розробка військової техніки за модульною схемою побудови з відкритою архітектурою [3]. Таку увагу до відкритої архітектури приділено після нищівної військової поразки Armenii в швидкоплинному військовому конфлікті в кінці 2020 року внаслідок використання азербайджано-турецькою стороною авіаційної роботизованої техніки у вигляді різноманітних безпілотних літальних апаратів (БПЛА). Блискавична реакція військового керівництва США: уже у січні 2021 року обнародовано конкурс-запит на інформацію про дрони з можливістю доставки боєприпасів і провізії підрозділам на полі бою і на віддалених базах. Прийом пропозицій зацікавлених організацій і фірм було закінчено у рекордні строки 12 лютого 2021 року. Обов'язковою вимогою конкурс-запиту було створення техніки тільки за модульною схемою з відкритою архітектурою [4, 5]. Принцип відкритої архітектури вперше використано фірмою IBM при створенні персональних комп'ютерів: користач на основі визначеного базового набору функціональних блоків-модулів може самостійно доповнювати і змінювати функціонально-блочний склад комп'ютера шляхом простого додавання, оновлення чи заміни компонентів без порушень загальної функціональної завершеності системи у цілому [5]. При цьому в результаті проведення кожного такого простого додавання, оновлення чи заміни компонентів кінцевий інтегральний функціональний блок-модуль перетворюється в блок-модуль вищого рівня складності серед подібних технічних продуктів.

Аналіз розглянутих принципів створення конструктивних варіантів само- і дистанційно керованих транспортних засобів свідчить про необхідність перегляду і суттєвої кардинальної корективної існуючих конструкцій наземних роботизованих транспортних агрегатів і на їх основі побудови арсеналу бойових платформ підвищеної прохідності у відповідності до сучасних вимог проведення військових операцій. Можливість успішного виконання таких завдань обумовлена тим, що у більшості випадків у технічних пропозиціях на конструювання військової техніки вже закладено прогностичний потенціал, який дозволяє передбачити не тільки нові конструктивні різновиди розглянутих об'єктів, але й розширити їх експлуатаційні можливості.

1. Rheinmetall RG. [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.reinmetallrg.com. 2. Rheinmetall Unveils its New Mission Master — Armed. [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.defenseworld.net/news. 3. Жорсткий сітчасто-вузловий каркас АРМОД — базовий конструктивний елемент систем модульного бронювання бронетанкового озброєння і техніки, і само- і дистанційно керованих багатофункціональних платформ наземних бойових роботів // Патент України № 145747 від 28.12.2020 р. Бюл. № 24. — Беліков В. Т., Гуляк О. В., Чепков І. Б., Ягліньський В. П., Гончарук А. А., Ковалішин С. С., Давидовський Л. С. 4. Армия США получит дроны для доставки бойцам боеприпасов на поле боя. [Електронний ресурс]. Режим доступу:

УДК 38.(07)

ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ДИНАМІЧНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ЇХНЮ ПРОДУКТИВНІСТЬ

IMPACT OF VEHICLE DYNAMISM ON THEIR PERFORMANCE

Євген Форнальчик

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

Taking into account the conditions of movement and types and quality of road surfaces, it was proposed to improve the formula for determining the productivity of vehicles due to changes in the rolling resistance coefficient for different sections of cargo transportation routes.

Визначальним критерієм ефективності використання транспортних засобів (ТЗ) під час перевезень вантажів чи пасажирів є своєчасність доставки зі збереженням якісних показників. Як правило – це мінімізація тривалості циклу перевезень. Якщо ідеться про основну компоненту його – безпосередній рух, який займає 95% від загальної тривалості циклу, то, як показують багаточисельні дослідження, усе зводиться до визначення продуктивності ТЗ. Вона враховує дію низки чинників, серед яких основні: вантажність, пасажиромісткість і швидкість. Оскільки перших два залежать від технічної характеристики ТЗ, то швидкість перевезень – від умов руху та якості дорожніх покриттів. Відомо, що маршрути руху ТЗ пролягають по ділянках з різними типами дорожніх покриттів, то, залежно від їх якісного стану (зношеності, рівності) швидкість ТЗ буде не постійною.

Отже, розрахунок продуктивності ТЗ й, відповідно тривалості доставки, повинні включати такий важливий показник як динамічний фактор, який характеризує динаміку ТЗ, зокрема залежність його від швидкості руху. Оскільки ідеться про вантажні ТЗ (автобуси), то у визначенні динамічного фактору можна обмежитися лише змінами сили тяги на ведучих колесах залежно від типу та якості дорожніх покриттів. Останні визначають коефіцієнт опору коченню, який залежить від швидкості руху ТЗ:

$$f = \frac{115 - v}{10000}.$$

Звідси зміна швидкості залежно від дорожніх умов становитиме

$$v = 115 - 10000f.$$

Якщо для різних ділянок маршруту відомі типи і якість покриттів й для них відомі коефіцієнти опору коченню, то не важко визначити уточнене значення продуктивності ТЗ на цих ділянках й, відтак продуктивність на цілому маршруті. Наприклад, продуктивність ТЗ за обсягами перевезень становитиме

$$W_Q = \frac{q\gamma(115 - 10000f)\beta_i}{l_{\text{дїл}} + t_{\text{н-р}}(115 - 10000f)\beta_i}.$$

Тут q – вантажність ТЗ; γ – коефіцієнт використання вантажності; β_i – коефіцієнт використання пробігу на ділянці маршруту; $l_{\text{дїл}}$ – довжина ділянки з відповідним f ; $t_{\text{н-р}}$ – тривалість навантажувально-розвантажувальних операцій.

Коефіцієнти опору коченню для різних типів і якості дорожніх покриттів відомі і їх визначено експериментально. Наприклад, для асфальто- і цементобетонних покриттів, які у доброму стані – 0,007-0,015, у задовільному стані – 0,015-0,20.



СЕКЦІЯ 5

ПІДЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ
ПРИВОДІВ МАШИН

УДК 621.225

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ НАТУРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА
СТРІЛОВОГО ПІДЙОМНИКА

DEVELOPMENT OF METHODS FOR FIELD RESEARCH OF HYDRAULIC FLUID POWER
BOOM LIFT

Григорій Аврунін, Ігор Кириченко, Олександр Резніков, Ірина Мороз

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна*

A hydraulic schematic diagram of an installation for experimental studies to determine the dynamic characteristics in a hydraulic fluid power of a lift with two hydraulic cylinders for lifting and lowering the boom is considered. The hydraulic actuator includes a proportional solenoid valve, pressure transducers and an electronic control unit.

Об'ємний гідропривод стендової установки для досліджень динаміки гідропривода підйомника ХНАДУ (рис. 1) включає гідроциліндри Ц1 і Ц2 механізмів підйому-опускання нижньої чи верхньої стріли, гідророзподільник Р, насосну установку з насосом Н і блок управління і контролю параметрів. Для режимів динамічного навантаження підйомника використовується пропорційний трьохпозиційний чотирипрвідний гідророзподільник Р. Пропорційні електромагніти У1 і У2 дозволяють дистанційно регулювати відкриття щілини золотника, забезпечуючи відповідне значення витрати робочої рідини та швидкості гідроциліндрів. Крім того, за допомогою пропорційних електромагнітів і блока управління можливе завдання різних за часом значень відкриття золотникової щілини на режимах пуску, руху і зупинки гідроциліндрів. При відсутності електроживлення золотник за допомогою пружин встановлюється в нейтральному положенні. Положення золотника контролюється за допомогою сенсора переміщення ДПЗ. Для діагностики функціонування гідророзподільника передбачені кнопки ручного переміщення золотника (або отвори в електромагнітах). Насосна установка (гідростанція) складається з гідробака Б, насоса Н з електродвигуном Е, запобіжного клапана КП, манометра МН, напірного фільтра Ф з перепускним клапаном і індикатором забрудненості, сапуна С (повітряного фільтра), заливної горловини ФЗГ, перемикача манометра ПМ для запобігання тиску, і трубопроводів – напірного p , зливного $T1$ і дренажного $T2$.

Параметри гідропривода контролюються за допомогою перетворювачів:

- ПД1 і ПД2 – тиску для безштокової $p1$ і штокової $p2$ порожнин гідроциліндрів, відповідно;
- ДП1 – переміщення штоків гідроциліндрів;

- ДП2 – кінцевого положення висунутого штока гідроциліндра;
- Т – термометра з сигналізацією граничних значень тмператури робочої рідини в гідробаку Б.

На першому етапі роботи проводиться статичний перевірочний розрахунок гідропривода, за допомогою якого визначають тиск, необхідний для подолання максимального зовнішнього навантаження, час переміщення гідроциндри при максимальній витраті насоса при холостому ході і навантаженні, ККД гідропривода, значення швидкостей робочої рідини в трубопроводах і теплові втрати потужності. При цьому роблять оцінку достатності потужності насосної установки для реалізації заданих екстремальних режимів роботи підйомника за швидкістю переміщення і навантаження, визначають втрати тиску робочої рідини в трубопроводах високого та низького (на злив) тиску.

Математична модель об'ємного гідропривода складена на підставі закону Паскаля і рівняння нерозривності для рідини, а також законів механіки, за допомогою яких складені диференціальні рівняння для розрахунку переміщення, швидкості гідроциліндрів і тиску в безштоковій і штоковій порожнинах. Рішення рівнянь ведеться чисельним методами за допомогою пакету прикладних програм VisSim. Результати розрахунків швидкості і тиску від часу ілюструються на відповідних осцилограмах. Заданими параметрами є витрата робочої рідини, навантаження на гідроциліндри з урахуванням сил тертя, і модуль пружності робочої рідини. При цьому навантаження задається у вигляді безперервної функціональної залежності від положення штока гідроциліндра (вильоту стріли підйомника). У програмі VisSim-тар можливе чисельне завдання даних і завдяки цьому отримання протягом повного ходу штока гідроциліндра значень його швидкості і тиску в порожнинах високого і низького тиску. Так як регулювання швидкості гідроциліндра здійснюється способом дроселювання на вході в гідроциліндри, то змінна складова навантаження призводить до зміни перепаду тисків на гідророзподільнику, зміни витрати через щілину золотника і швидкості гідроциліндра.

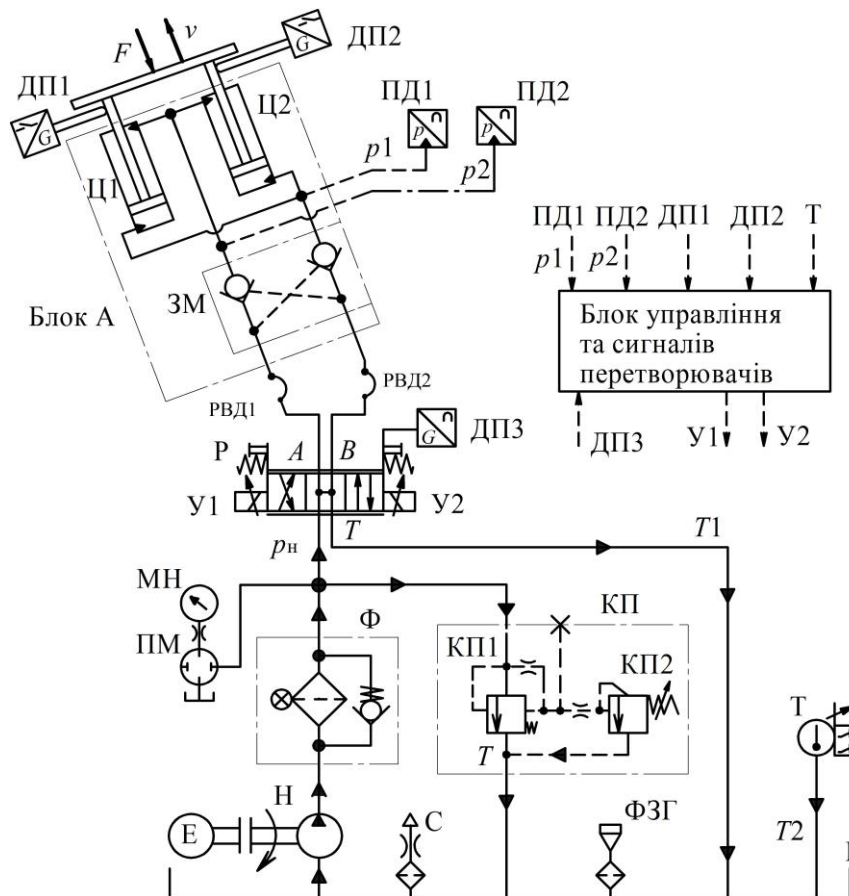


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стендової установки ХНАДУ

Для отримання оптимальної характеристики роботи механізму, під якою розуміють перш за все відсутність закидів тисків і в ряді випадків сталість швидкісної характеристики (жорсткість приводу), програмуються відповідні режими роботи гідророзподільника. Як датчик зворотного зв'язку використовується сигнал від аналогового перетворювача положення штока гідроциліндра. При необхідності однозначної вимоги по жорсткості швидкісної характеристики гідропривод трансформують шляхом введення регулятора витрати з пропорційним електромагнітом дистанційного регулювання відкриття дросельної щілини.

Друга частина роботи передбачає аналіз зміни коливань тиску в об'ємному гідроприводі в залежності від модуля пружності робочої рідини, значення якого пов'язане з наявністю нерозчиненого повітря і може перебувати в межах від максимального в 1500 МПа і знижуватися до 300 МПа.

Експериментальна перевірка адекватності теоретичних розрахунків проводиться шляхом запису на персональний комп'ютер значень параметрів переміщення штоків гідроциліндрів і тиску в їхніх порожнинах. Обробка результатів вимірювань здійснюється згідно з ГОСТ 17108 для групи дослідницьких випробувань. За результатами випробувань уточнюють вхідні дані і проводять додаткові розрахунки та випробування. Заключною частини роботи є розроблення висновків та рекомендацій щодо оптимізації часу навантаження об'ємного гідропривода за рахунок завдання режимів відкриття щілини гідророзподільника з пропорційним електромагнітним керуванням, а також підготовки гідропривода до експлуатації шляхом відведення нерозчиненого повітря.

УДК 62-23+519.863

АЛГОРИТМ ПОШУКУ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ ТРАНСМІСІЙ КОЛІСНИХ МАШИН

SEARCH ALGORITHM RATIONAL PARAMETERS GEARS TRANSMISSIONS WHEELED VEHICLES

Олексій Бондаренко¹, Олександр Устиненко¹, Роман Протасов²

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

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

²Словацький технічний університет в Братиславі,

м-н Свободи, 17, м. Братислава, 81231, Словаччина

The article is devoted to the possibility of using evolutionary algorithms for rational design of wheeled vehicles transmissions. The statement of the problem is considered, design parameters, objective functions, limitations on design parameters are determined. This allowed us to propose a modification of evolutionary algorithm. The scheme of the proposed algorithm is considered, which gives an idea of the sequence of operations that are carried out with populations of test points at each stage of the evolutionary process.

Сучасний погляд проєктувальників при розв'язанні прикладних задач оптимізації технічних об'єктів полягає у тенденції відходу від «класичних» методів оптимізації та уподобання методів дослідження простору параметрів проєктування шляхом його зондування так званими пробними точками. Зазвичай для розв'язання технічних задач, пропонується використовувати методи зондування простору параметрів закономірним та/або псевдовипадковим способом.

Іншим виходом з ситуації автори бачать використання суміщення ЛПТ-пошуку з «керованими» методами пошуку, наприклад, варіаціями еволюційних алгоритмів.

Комплексної задачі знаходження раціональних параметрів, у межах одно- чи різнокритеріальній постановці, усіх зубчастих зачеплень у трансмісії колісної машини розв'язано не

було. Тому розв'язання поставленої задачі є актуальним.

Задачею раціонального проектування поставимо поліпшення масогабаритних характеристик. Це може бути досягнуто обранням конструктивних параметрів та відповідним розподіленням передаточних чисел як між агрегатами, так і «всередині» них. Всі вимоги, що висуваються до трансмісії, можуть бути виражені у вигляді критеріїв якості, які формулюються цільовими функціями. При проектуванні трансмісії пропонується використовувати наступні критерії: маса, габаритні розміри агрегатів (довжина, ширина, міжосьова відстань чи сумарна міжосьова відстань), «інтегральну» величину, яка містить в собі всі розрахункові запаси згинних та контактних напружень та інші. Цільові функції записуються відповідно до обраних критеріїв.

Для розв'язання поставленої задачі пропонується використати модифікований еволюційний алгоритм. Еволюційні алгоритми – це спеціальні підходи до пошуку, які використовуються для розв'язання задач оптимізації та моделювання станів і процесів за допомогою випадкових чи спрямованих дій та процесів з параметрами. У межах запропонованого алгоритму етапи генерації початкової сукупності пробних точок, вибір батьківських пар, схрещування та мутацію віддати на розсуд псевдовипадковому процесу за ЛПт-последовностями.

При розв'язанні задачі раціонального проектування трансмісії колісної машини в якості змінних проектування були прийняті наступні конструктивні параметри: модулі пар шестерень; кількість зубців шестерень; кути нахилу зубців у зубчастих зачепленнях. Генерація початкової популяції проводиться за ЛПт-последовністю у межах конструктивних обмежень, що накладаються на трансмісію.

Після генерації початкової популяції проводиться аналіз її життєздатності, що відповідає операції перевірки відповідності техніко-технологічним обмеженням. У межах даної задачі запропоновано використати наступні обмеження: числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними), а також обмежені верхнім та нижнім значенням; передавальні відношення зачеплень повинні бути обмежені максимальним значенням; зубці коліс повинні задовольняти необхідній контактній витривалості та згинній міцності; повинна виконуватися умова загострення зубців коліс по їхній товщині на колі вершин; коефіцієнти ширин вінців обмежуються максимальним та мінімальним значеннями; для співвісних агрегатів трансмісії повинна виконуватися умова рівності міжосьових відстаней окремих зачеплень.

Потім з особинами, що пройшли перевірку, пропонується провести операції схрещування та мутації. Пропонується для обрання батьків використовувати стратегію рапміхія, завдяки якій можна отримати максимальну кількість батьківських пар, що дає змогу отримати популяцію нащадків, яка перевершує батьківську у разі. Також пропонується обирати батьківські пари за допомогою ЛПт-последовностей, що значно підвищує рівень розподіленості, а також зручно реалізується при генерації програмного коду. Зважаючи на специфіку поставленої задачі, можна рекомендувати як достатній метод багатоточкове схрещування, з можливістю примусового обрання точок схрещування. В залежності від обмежень на змінні проектування, це дасть змогу проектувальнику вправно оперувати ділянками хромосоми, при необхідності залишаючи їх цілими, або розривати їх у певних місцях. Зазвичай мутацію використовують для того, щоб відвести процес пошуку від локальних сплесків цільової функції та збільшити кількість популяції. Для задачі, що розглядається, пропонується використати наступні оператори: інверсію та крокову, використання яких дає змогу значно збільшити та урізноманітнити як початкову популяцію так і проміжні популяції.

Особливістю запропонованого алгоритму є те, що батьки не відкидаються і разом з нащадками формують групу, що знов проходить селекцію. Таким чином, проходячи певне число циклів, популяція життєздатних особин поступово розширюється. Кількість циклів селекція-схрещування визначається проектувальником окремо для кожної задачі експериментально, або може бути динамічною величиною та обмежуватися, наприклад, у випадку припинення збільшення популяції. Після виходу з циклу, сформована результуюча популяція проходить аналіз – обчислення значення цільової функції для кожної особини (пробної точки) та сортування за цим показником. На виході маємо одну чи декілька передових точок, що визначають розв'язання задачі.

ПИТОМЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ ЗАПОБІЖНИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ ПІДВИЩЕНОЇ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ

ROZPREDELENIE SPECIFIC LOAD FRICTION SURFACE OF THE FRICTION CLUTCH PREDOHRAITELNIN HIGH LOAD CAPACITY

Антон Вавилов¹, Богдан Сологуб², Олег Паращин²

¹Білоруський національний технічний університет,
праспект Незалежності 65, Мінск, Білорусь;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, 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. Keywords: clutch, friction, load surface.

Фрикційні муфти є відповідальними складальними одиницями, бо від правильного вибору їх типів і параметрів залежить рівень та характер навантаженості деталей машин. Тому ці пристрої є під постійною увагою науковців та інженерів різних країн. Розробленню конструкцій та опису принципу їх функціонування присвячені роботи, де запропоновано нові запобіжні фрикційні муфти підвищеної навантажувальної здатності. Загальний опис конструкцій та 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.

Прикладом муфти з підвищеною навантажувальною здатністю може бути така, що наведена на рис. 1. Вона складається з: 1 – ведуча напівмуфта; 2 – проміжні диски; 3 – пружини; 4 – ведена напівмуфта; 5 – натискний диск; 6 – регулювальні прокладки.

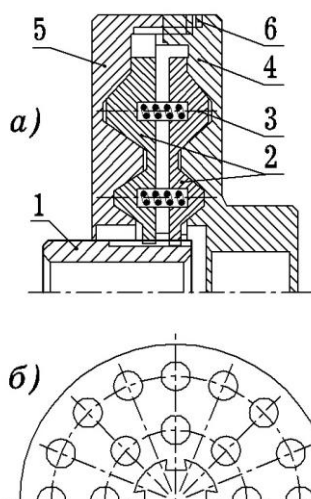


Рис. 1. Конструкція фрикційної муфти

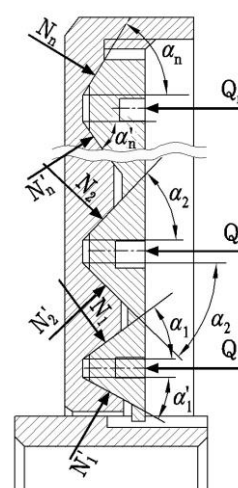


Рис. 2. Розрахункова схема для півмуфти

Симетричність натискних дисків спрощує задачу з силового аналізу цієї муфти, тобто розроблено спрощену розрахункову схему, що наведена на рис. 2. Розглянуто силову взаємодію

половини натискного диску з половиною проміжного диску. Для рівномірного навантаження всіх фрикційних поверхонь необхідно мати однаковий їхній питомий тиск, що можливо отримати за рахунок зміни величин кутів виступів контактуючих дисків. Закономірність зміни цих кутів погоджується з необхідною зміною сили в контакт двох тіл, причому так, щоб питоме навантаження їх наближалось до сталої величини. Внаслідок цього відбувається рівномірне спрацювання поверхонь тертя, що збільшує довговічність фрикційної муфти.

Отже, для рівномірного питомого навантаження фрикційних поверхонь по мірі віддалення їх від осі обертання муфти, необхідно змінювати величину площі контакту 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.

У роботі також проведено визначення аналітичних виразів, що описують площі поверхонь тертя виступів проміжних дисків з напівмуфтами. Наприклад, площа першого виступу має вигляд (1). Її структуру повністю можна використати для решти 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; $f_2(x) = K_1 x + \frac{d_3}{2}$;

$f_2'(x) = K_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{d_4 - d_3}{2m}$; d_3 і d_4 – найменший та найбільший діаметри фрикційної поверхні, зверненої до осі муфти.

Отримані результати є важливим підґрунтям для проведення кількісного аналізу довговічності фрикційних запобіжних муфт підвищеної навантажувальної здатності. Вони сприятимуть створенню нових конструктивних виконань муфт з підвищеними експлуатаційними характеристиками.

1. Венцель Є.С., В.О. Малащенко, В.В Федик. Аналіз навантажувальної здатності запобіжних фікційних муфт приводів підйомно-транспортних машин. – Харків. Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. Вып. 65-66, 2014. – С. 21-28. 2. Деклараційний патент на винахід UA 53242A, МПК Дискава фрикційна муфта/ В.О.Малащенко, А.В.Пінчук (Україна), Бюл №1-2003. 3. Патент на изобретение RU 2003877, МКИ F16D 13/64. Дискавая фрикционная муфта./ С.Г.Калинин, П.В.Карнаух, В.А.Малащенко (Украина).-№5019469/27; Заявлено 26.12.91. Опубл. 30.11.93-5с. 4. Малащенко В., Рябов В. Залишкові явища в багатодискових фрикційних муфтах під час вимикання, Машинознавство, № 7, 1999, - С. 51-54. 5. Скойбеда А.Т., Николаев В.А. К методу расчета фрикционной предохранительной муфты повышенной точности срабатывания // Известия АН БССР. Сер. физ.-техн. - Минск. Рукопись деп. в ВИНТИ, I №1547-В88, 1988. - 13с.

УДК 629.341

РОЗРОБЛЕННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ З ДОВГОМІРНИМИ БАЛКОВИМИ І КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

DEVELOPMENT OF COMPUTER MODELS OF MECHANICAL SYSTEMS WITH LONG-DIMENSIONAL BEAM AND ROPE ELEMENTS

Володимир Гелетій, Олена Ланець

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

Problems of computer modeling of mechanical systems with long beam and rope elements such as various hoisting machines or rope transport systems are considered. For long beam structures, with relatively high flexibility, it is necessary to take into account significant deformations and compressive

forces, and for rope elements bending stiffness. For this purpose, finite element models based on spline approximation of element deformation curves are developed.

Розглядаються проблеми комп'ютерного моделювання механічних систем з довгомірними балковими і канатними елементами такі як різноманітні вантажопідіймальні машини або канатні транспортуючі системи [2, 3], які працюють в умовах значних статичних і динамічних навантажень.

Сучасні розрахункові моделі механічних систем, що включають довгомірні балкові і канатні елементи як правило формуються на основі їх дискретизації і застосування методу скінченних елементів, однак вони формуються для кожної конкретної механічної системи індивідуально і не можуть бути повністю формалізованими.

Для довгомірних балкових конструкцій, з відносно великою податливістю, необхідно враховувати значні деформації і стискаючі зусилля, а для канатних елементів згинну жорсткість. Для цього розроблені скінченні елементні моделі на основі сплайн апроксимації кривих деформації елементів.

Запропоноване представлення кривої згину балкового елемента у вигляді апроксимації кубічними сплайнами через дискретні значення у вузлах y_i у виді [1]

$$y(x) = \sum_{j=1}^n v_{ij}(x) \cdot y_i, \quad y'(x) = \sum_{j=1}^n v'_{ij}(x) \cdot y_i, \quad y''(x) = \sum_{j=1}^n v''_{ij}(x) \cdot y_i.$$

Відповідні пружні і інерційні коефіцієнти дискретної моделі балкового елемента матимуть вигляд

$$c_{ij} = \sum_{k=1}^n \int_0^{l_k} EI_k(x) v''_{ki}(x) v''_{kj}(x) dx, \quad a_{ij} = \sum_{k=1}^n \int_0^{l_k} m_k(x) v_{kj}(x) v_{kj}(x) dx.$$

Тут: $EI_k(x)$ і $m_k(x)$ відповідно згинна жорсткість і погонна маса ділянки дискретної моделі балки.

Розроблений алгоритм і комп'ютерні програми обчислення коефіцієнтів матриць жорсткості C і інерції A як для балок постійного перерізу та і змінних по довжині параметрів. В останньому випадку інтегрування у вищенаведених виразах виконується числовими методами. Коректність розроблених комп'ютерних програм перевірені на прикладах балок з відомими точними розв'язками. При цьому точність дискретних моделей на основі запропонованої сплайн апроксимації виявилась на порядок вища ніж у випадку лінійної апроксимації кривої згину.

Окрім поперечних навантажень балкові елементи сприймають ще й значні поздовжні зусилля і тому пружні параметри дискретної балкової моделі необхідно доповнити параметрами, що враховують ефект поздовжнього згину. Для цього вводиться матриця геометричної жорсткості G [4], яка залежить від внутрішніх поздовжніх зусиль і тоді результуюча матриця пружності C' матиме вигляд

$$C' = C + G.$$

Для дискретних балкових елементів коефіцієнти матриці геометричної жорсткості G можна одержати за допомогою енергетичних залежностей. Зміна потенціалу поздовжніх сил дискретного балкового елемента відповідно дорівнює

$$U_G = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n \int_0^{l_k} N_k(x) y'^2(x) dx.$$

Відповідні коефіцієнти геометричної жорсткості визначаються з умови

$$g_{ij} = \frac{\partial^2 U_G}{\partial y_i \partial y_j}.$$

Використавши представлення першої похідної прогинів на ділянках балки апроксимуючими функціями на основі сплайн апроксимації кривої згину одержимо

$$g_{ij} = \sum_{k=1}^n \int_0^{l_k} N_k(x) v_{ki}'(x) v_{kj}'(x) dx.$$

У той же час метод, оснований на використанні матриці геометричної жорсткості G для дискретних балкових моделей, дозволяє організувати достатньо точний і ефективний розрахунок на стійкість балкових елементів при навантаженні їх поздовжньою силою P .

З матриці G може бути виділена в якості загального множника сила P , а саме $G = P \cdot G'$, де G' це матриця геометричної жорсткості при $P=1$.

Таким чином задача визначення критичної сили, що відповідає втраті стійкості балки, може бути представлена у вигляді

$$\det\left(C^{-1} \cdot G' - \frac{1}{P_{кр}} \cdot E\right) = 0.$$

де C – матриця пружних коефіцієнтів дискретної моделі балки, а E – одинична матриця. Таким чином сила, що відповідає втраті стійкості балки – $P_{кр}$ визначається як найбільше власне значення матриці $C^{-1} \cdot G'$.

Дискретна балкова модель з врахуванням поздовжнього навантаження може бути використана для моделювання канатних елементів, навантажених розподіленими та зосередженими поперечними зусиллями з врахуванням згинної жорсткості канату. Така дискретна модель коректна для невеликих провисів і вирішальний вплив на деформації має матриця геометричної жорсткості.

На основі наведених алгоритмів розроблена система комп'ютерних програм деформаційного розрахунку механічних систем з балковими і канатними елементами і розрахунку на стійкість балок. Комп'ютерна процедура виконується в діалоговому режимі і дозволяє оперативно міняти вхідні дані і в тому числі довжини і кількість ділянок дискретизації елементів, що дозволяє оцінювати похибку і надійність результатів.

1. Гелетій В.М. Розрахунок довгомірних металокопункцій кранів з врахуванням геометричної нелінійності. / Вісник НУ «Львівська політехніка». «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.» 2011 р. № 701, с. 12-15. 2. Гелетій В.М., Ланець О.В. Моделювання динаміки канатних систем для підвищення ефективності технологічних операцій. Матеріали доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні РТМЕ-2019» 4-8 лютого 2019 р. – Івано-Франківськ – Яремча. 2019. – 116-117с. 3. Heletiy V. Computer modeling of the dynamics of rope transport systems. Booklet of abstracts Symposium “Nonlinear Dynamics – Scientific work of Prof. Dr. Katica (Stevanovic) Hedrih” Mathematical Institute of SASA, Belgrade, 04-06 September, 2019, p 35. 4. Клаф р., Пензиен Дж. Динамика сооружений: пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1979. – 320 с.

УДК 631.331

МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТА РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЄКТУВАННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПРИЧІПНОГО ШИРОКОЗАХВАТНОГО ПОСІВНОГО КОМПЛЕКСУ

LOAD SIMULATION, STRESS-STRAIN STATE AND RATIONAL DESIGN OF SUPPORTING STRUCTURE OF THE TRAILED WIDE SOWING COMPLEX

Сергій Зданевич¹, Родіон Погребняк², Степан Зданевич²

¹Дніпровський державний аграрно-економічний університет,
вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, 49600, Україна;

²Національна металургійна академія України,
пр. Гагаріна, 4, м. Дніпро, 49600, Україна

On the basis of a parametric finite element model of the supporting structure of a trailed wide-grip sowing complex ATD 18.35, taking into account the mechanical properties of materials of metal structures, characteristics of dynamic effects (in the sowing mode, in transport position, during folding and unfolding of sections), the most dangerous combinations of loads for individual elements of the supporting structure are determined, recommendations for rational design are suggested.

Збільшення продуктивності сучасних технологій зернового рослинництва забезпечується за рахунок використання тракторів, що мають ефективну потужність до 500 к.с. та впровадження причіпних широкозахватних посівних комплексів (ПШПК).

Сучасні ПШПК, здатні швидко трансформуватися з транспортного положення в робочий стан, мають значну масу і габарити. Додаткові інерційні навантаження в транспортному положенні ПШПК обумовлені істотною масою агрегату і значного вертикального складового прискорення при наїзді екіпажа на перешкоду, що може привести до руйнування елементів підвіски опорних коліс.

ПШПК АТД 18.35 виробництва «Агро-Союз – HORSCH» (с шириною захвату 18,2 м та кількістю сошників - 52) у транспортному положенні являє собою причіпний екіпаж з незалежною жорсткою підвіскою двох здвоєних передніх опорних коліс і задніх коліс ґрунтоущільнювача. Несуча конструкція (НК) ПШПК являє собою складну просторову зварену металоконструкцію, що складається з п'яти секцій, та зроблена з квадратної сталевий профільної труби (100x100 мм) з різною товщиною стінки.

Розроблена для подальшого комп'ютерного моделювання параметрична кінцево-елементна модель ПШПК, задані механічні властивості матеріалів металоконструкцій НК, зв'язків, просторова схема технологічних навантажень, характеристики динамічних впливів, а також взаємозв'язків між навантаженнями (у режимі сівби, транспортному положенні, при операціях складання - розкладання секцій) для визначення їх найбільш небезпечних комбінацій для окремих елементів НК.

Модель НК АТД була представлена у вигляді об'єднаних в збірку секцій для кожного з функціональних положень та являє собою п'яти блочну систему, симетричну щодо поздовжньої осі центральної секції, просторових рам з'єднаних між собою трьох і чотирьох рухливими шарнірами (додаткові рухливості прийняті за рахунок малої довжини і зазорів в кінематичних парах). Кожен блок (секція) складається з елементів (стрижнів заданого перерізу), пов'язаних у просторову раму вузлами, без урахування місцевих підсилень. Кожен блок моделі, що відповідає секції НК, являє собою багаторазово статично невизначену систему, навантажену відповідно до режиму експлуатації. Моделювання напружено-деформованого стану НК здійснювалось з урахуванням розподіленої маси металоконструкції та зосереджених мас вузлів сошників.

При моделюванні напружено-деформованого стану НК АТД 18.35 в режимі сівби були прийняті наступні навантаження: складові сили опору ґрунту при оранні на сошнику: головна 3 кН; вертикальна 2 кН; вага секцій: центральної – 49,2 кН, середніх – 26,6 кН, крайніх – 23,5 кН; тяглове зусилля на задньому дишлі – 25 кН; опір пересуванню секцій АТД: середні і крайні - по 3 кН на опорне колесо і колеса ґрунтоущільнювача; центральна – по 2 кН на кожне з опорних коліс і секцію ґрунтоущільнювача. Загальна вага АТД 18.35 приймалась 160 кН.

Верифікація моделі НК виконувалася за результатами натурної тензометрії в контрольних точках при статичному і динамічному навантаженні для трьох експлуатаційних режимів (сівби, транспортування, складання – розкладання секцій). Визначення динамічних інерційних навантажень на НК здійснювалось шляхом реєстрації вібраційних параметрів руху за допомогою датчиків віброприскорення.

У різних режимах сівби зафіксоване тяглове зусилля яке мало нестационарний характер і змінювалось в діапазоні 104...286 кН. Тяглове зусилля в режимі заглиблення сошників (максимально досягнуте 11 см) з різними початковими швидкостями руху ПШПК до його зупинки, змінювалось в діапазоні 226...293 кН. Максимально зареєстроване тяглове зусилля при динамічних перевантаженнях, що були пов'язані з вибіркою зазорів, раптовим додаванням навантаження, перехідних режимах руху трактора, склало 310 кН.

У різних режимах транспортування зафіксоване тяглове зусилля, що має змінний характер і досягало величини 22 кН. Навантаження елементів конструкції екіпажу в режимі транспортування ПШПК досліджувалось за умови сталої швидкості в діапазоні 5...24 км/год по різних типах доріг (тверде покриття, ґрунтова, бездоріжжя). Максимальна зареєстрована величина вертикального віброприскорення центру мас екіпажа не перевищила 15,68 м/с².

Отримані в результаті натурального та імітаційного експерименту дані дозволили оцінити динамічні навантаження на елементи підвіски і металоконструкції ПШПК АТД 18.35 у режимі

транспортування при наїзді на одиничну типову перешкоду. Максимальні деформації вигину поперечних балок у контрольних точках НК центральної рами були зареєстровані при збуренні вільних коливань НК в режимі подолання перешкоди типу «поріг» з ухилом 10^0 і довжиною 0,4 м, при виїзді з ґрунтової дороги на дорогу з твердим покриттям зі швидкістю 17 км/год. Коефіцієнт динамічності склав 1,58. Встановлено, що раціональний вибір геометричних і пружних характеристик вузла опорних коліс, а також параметрів підвіски причіпного комплексу необхідно робити з урахуванням очікуваних граничних нерівностей дорожнього покриття.

На підставі розробленої параметричної скінченноелементної моделі НК ПШПК виконане імітаційне моделювання навантаження її елементів у різних режимах експлуатації на основі даних натурних вимірів, проведено детальний аналіз отриманих розрахункових даних напружено-деформованого стану елементів НК, визначені їхні запаси міцності, виявлені елементи і з'єднання, що підлягають підсиленню. Встановлено напрями раціональної зміни сортаменту і матеріалу трубчастих елементів балок центральної рами НК за критерієм загального зниження металоємкості конструкції ПШПК при збереженні необхідної міцності.

УДК 681.532:69.002.5

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ЗБІЛЬШЕННЯ ПЛОЩІ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ МОБІЛЬНОГО ПІДЙОМНИКА ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ОПОРНОГО ПРИСТРОЮ З КУТОВИМИ ТА ВІНОСНИМИ ОПОРАМИ

DETERMINATION OF THE COEFFICIENT OF INCREASING THE MOBILE LIFT SUPPORT SURFACE AREA WHEN USING A SUPPORT DEVICE WITH ANGLE BEARINGS AND OUTRIGGERS

Ігор Кириченко, Олександр Резніков, Антон Книщенко

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002, Україна*

In the article the efficiency of application of the mobile lift support device with angle bearings and outriggers is analyzed. The coefficient of increasing the support surface area after setting up each support device is calculated, after that the efficiency of application of the mobile lift support device with angle bearings and the support device with outriggers is determined.

За рахунок великої кількості конструкцій мобільних підйомників з робочими платформами (МПП), та різноманітності спектру їх використання сучасні МПП так само мають велику кількість видів опорних пристроїв, що забезпечують достатню стійкість машини.

Опорний пристрій МПП, наведений на рис. 1, являє собою чотири виносні опори жорстко закріплені на рамі базового шасі під кутом. В залежності від висоти базового шасі та довжини виносних опор площа опорної поверхні у порівнянні з площею базової машини може збільшуватись від 1.15 до 1.45 рази. До переваг опорного пристрою такого типу можна віднести вартість, простоту конструкції, швидкість розгортання МПП. Слід зазначити, що використання такого опорного пристрою можливе у комплектації МПП з висотою підйому до 25 м, та горизонтальним виносом робочої платформи до 10 м.

Коефіцієнт збільшення площі опорної поверхні після розгортання опорного пристрою k_3 буде визначатись за залежністю:

$$k_3 = \frac{S_{o.n.}}{S_{b.m.}} \quad (1)$$

де $S_{o.n.}$ – площа опорної поверхні; $S_{b.m.}$ – площа базової машини.

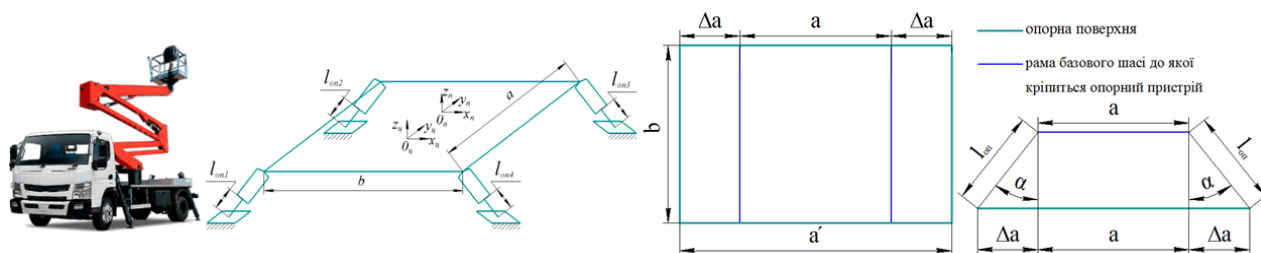


Рис. 1. Опорний пристрій МПРП з кутовими опорами

Площа базової машини визначається:

$$S_{б.м.} = a \cdot b, \quad (2)$$

де a та b – ширина та довжина рами базового шасі відповідно.

Площа опорної поверхні:

$$S_{o.n.} = a' \cdot b, \quad (3)$$

де a' – ширина опорної поверхні після розгортання опорного пристрою.

Ширина опорної поверхні після розгортання опорного пристрою буде рівна:

$$a' = a + 2\Delta a, \quad (4)$$

де Δa – приріст до ширини рами базового шасі після розгортання опорного пристрою.

Приріст до ширини рами базового шасі після розгортання опорного пристрою залежить від довжини виходу опорного пристрою l_{on} :

$$\Delta a = l_{on} \sin(\alpha). \quad (5)$$

Після проведення усіх перетворень отримаємо кінцевий вираз для визначення коефіцієнта збільшення площі опорної поверхні після розгортання опорного пристрою:

$$k_3 = \frac{S_{o.n.}}{S_{б.м.}} = \frac{a' \cdot b}{a \cdot b} = \frac{(a + 2\Delta a) \cdot b}{a \cdot b} = \frac{(a + 2l_{on} \sin(\alpha)) \cdot b}{a \cdot b} = 1 + \frac{2l_{on} \sin(\alpha)}{a}. \quad (6)$$

На рис. 2 наведено конструкцію опорного пристрою МПРП з виносними опорами, що дозволяють більш ніж в 2 рази збільшити площу опорної поверхні машини у порівнянні з опорною поверхнею базового шасі. Опорний пристрій являє собою чотири гідравлічних домкрати жорстко закріплених на виносних балках, які в свою чергу шарнірно кріпляться до рами базової машини. Слід зазначити, що габаритні розміри виносних опор залежать виключно від геометричних параметрів базової машини, та мають гідравлічний привід, що суттєво зменшує швидкість розгортання МПРП. Суттєвим недоліком наведеної конструкції опорного пристрою МПРП є неможливість розгортання машини в стиснених міських умовах через потребу у вільному просторі для розгортання опор, проте ця конструкція дозволяє застосовувати МПРП з висотою підйому 100 м і більше.

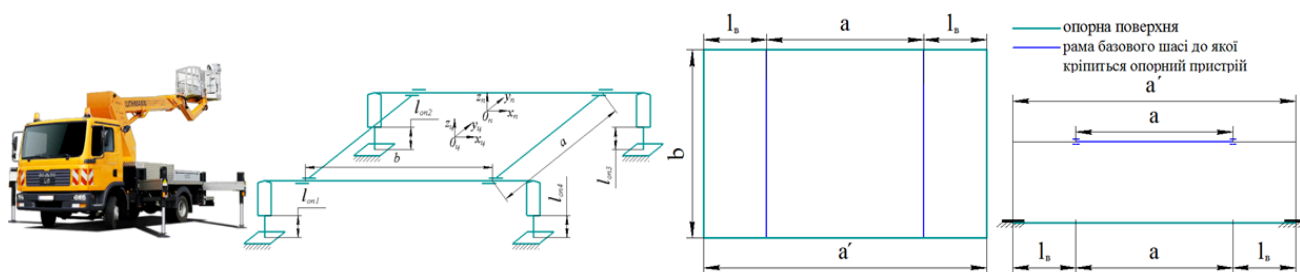


Рис. 2. Опорний пристрій МПРП з виносними опорами

Кінцевий вираз для визначення коефіцієнта збільшення площі опорної поверхні після розгортання опорного пристрою виражається наступною залежністю:

$$k_3 = \frac{S_{o.n.}}{S_{o.m.}} = \frac{a' \cdot b}{a \cdot b} = \frac{(a + 2l_g) \cdot b}{a \cdot b} = 1 + 2 \frac{l_g}{a}, \quad (7)$$

де l_g – довжина виносу опорного пристрою.

За отриманими виразами (6) та (7) було побудовано залежності коефіцієнта збільшення площі опорної поверхні після розгортання опорного пристрою від довжини виходу опорного пристрою для опорних пристроїв з кутовими опорами та для опорного пристрою з виносними опорами.

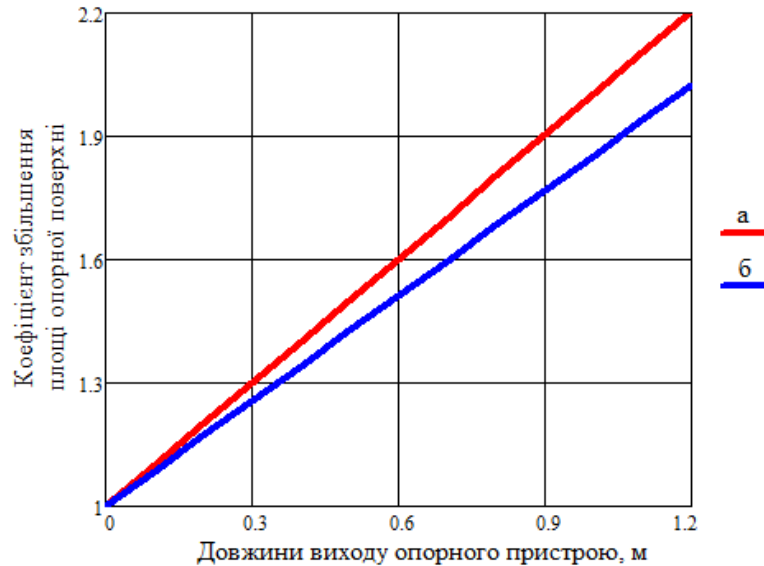


Рис. 3. Залежність коефіцієнта збільшення площі опорної поверхні після розгортання опорного пристрою від довжини виходу опорного пристрою: а – для опорного пристрою з виносними опорами; б – для опорного пристрою з кутовими опорами

У результаті аналізу отриманих залежностей можна стверджувати, що використання опорних пристроїв з виносними опорами більш ефективно, але за рахунок компактності, опорні пристрої з кутовими опорами більш ефективно використовувати в стиснених та міських умовах.

УДК 622.692.4

РЕМОНТ ВАЖКОДОСТУПНИХ ДІЛЯНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ З ПОШКОДЖЕНОЮ ІЗОЛЯЦІЄЮ І КОРОЗІЙНИМИ ДЕФЕКТАМИ

REPAIR OF HARD-ACCESSIBLE SECTIONS OF PIPELINES WITH DAMAGED INSULATION AND CORROSION DEFECTS

Андрій Кичма, Юрій Новіцький, Ростислав Предко

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

Repair of hard-accessible sections of pipelines with damage insulation and corrosion defects with the use technology of pipeline pigging and integrity management (PPIM and ILI technology) has been carried out. Basing on the investigations, recommendations for engineering practice are suggested.

Більшість магістральних трубопроводів (МТ) України вже експлуатуються понад 30 і більше років. Тому для МТ тривалої експлуатації необхідно періодично контролювати технічний стан і при необхідності проводити ремонтно-відновлювальні роботи їхньої лінійної частини [1].

Широке застосування діагностики тривало експлуатованих МТ внутрішньотрубними поршнями дозволяє виявити основні відхилення їх технічних параметрів від допустимих. У зв'язку з особливим розташуванням вузлів пуску і прийому поршнів мінімальна ділянка внутрішньотрубної діагностики ВТД МТ, зазвичай, рівна відстані розташування між двома компресорними чи насосними станціями (80 – 170 км). Відносно невеликі ремонтні потужності ремонтних підрозділів трубопроводних підприємств, не дозволяють оперативно здійснити ремонт усіх виявлених ВТД дефектних ділянок. Особливо актуальними є вимоги до ремонтних робіт, виявлених пошкоджень, що розташовані у важкодоступних ділянках. Оскільки, вантажопідіймальна та технологічна техніка не може переміститися до важкодоступної ділянки без додаткових коштовних підготовчих робіт з облаштування під'їзних шляхів і монтажних майданчиків. Тому розроблення ефективного способу установки підсилюючих муфт на трубопроводах у важкодоступних трасових умовах без зупинки транспортування продукту є дуже актуальною.

На основі останніх технологічних досягнень розроблена методологія забезпечення цілісності трубопроводів за допомогою РРІМ та ІІІ технологій [2, 3]. Результати ідентифікації виявлених дефектів магістральних газопроводів внутрішньотрубною діагностикою в ДК "Укртрансгаз" і застосування методики з забезпечення цілісності трубопроводів на основі РРІМ та ІІІ технологій наведені в [4].

Використовуючи сучасні технології інженерії поверхні запропоновано вдосконалені технології ремонту МТ на важкодоступних ділянках без застосування важкої підіймальної техніки [5, 6,]. Для кращого захисту ділянки трубопроводу з установленою конструкцією композитного ізоляційного покриття встановлюють підсилюючу муфту, яка включає розпірні кільця, на які накладають бандаж у вигляді відкритої незамкнутої циліндричної оболонки з отвором і з поздовжньою підкладкою. Торці бандажа заглушують двома півкільцями з отворами, і за допомогою хомутів попередньо затягують незамкнуту циліндричну оболонку з поздовжньою підкладкою. Через отвір в циліндричній поверхні оболонки подають в'язучу композицію на основі портландцементу до повного заповнення міжтрубного простору, а саме до витoku його з отворів, що є в бокових півкільцях. Витримують до схоплення в'язучої композиції, після чого дотягують хомути.

Для кожного конкретного випадку за допомогою програмного забезпечення SolidWorks, створюється твердотільна модель і проводяться розрахунки на міцність та жорсткість, оптимізація напружено-деформованого стану відремонтованої ділянки МТ, елементів конструкції композиційного ізоляційного покриття та деталей муфти.

На рис. 1 зображена твердотільна модель муфти з такими параметрами: зовнішній діаметр трубопроводу 530 мм, номінальна товщина стінки 10 мм, довжина моделі 1400 мм, довжина муфти 1000 мм, внутрішній діаметр муфти 530 мм. У простір між муфтою і трубопроводом подають в'язучу композицію, у яку увійшли такі складові: сухий пересіяний пісок, розчин алюмінату натрію, мелене негашене вапно, поліпропіленові волокна, портландцемент [6]. Запропонована в'язуча композиція розширюється при твердінні, створюючи ефект розвантаження основної труби за рахунок навантаження бетону на муфту. На рис. 2 наведений розподіл контактної тиску на зовнішній поверхні основної труби у залежності від розмірів і кількості обтискаючих хомутів (крива 1 – у випадку встановлення п'яти хомутів шириною 100 мм і товщиною 3 мм, крива 2 – у випадку встановлення десяти хомутів шириною 50 мм і товщиною 3 мм). Як видно з рис. 2 при більшій кількості вужчих хомутів формується більш рівномірний розподіл контактної тиску на зовнішній поверхні основної труби. Вплив крайового ефекту можна суттєво зменшити розміщуючи крайні хомути на заздалегідь розрахованій відстані від торців муфти.

Запропоновану технологію ремонту вигідно застосовувати для важкодоступних ділянок МТ під'їзд підіймальної техніки, до яких вимагає тривалого і дорогого облаштування під'їзних шляхів. Для кожного конкретного випадку за допомогою програмного забезпечення, яке створене на основі методу скінченних елементів проводяться розрахунки на міцність та жорсткість і оптимізація

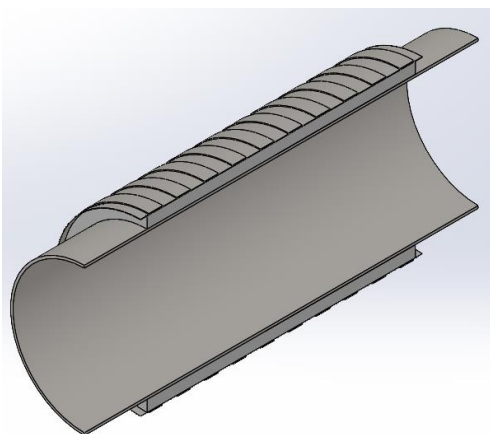


Рис. 1. Твердотільна модель муфти

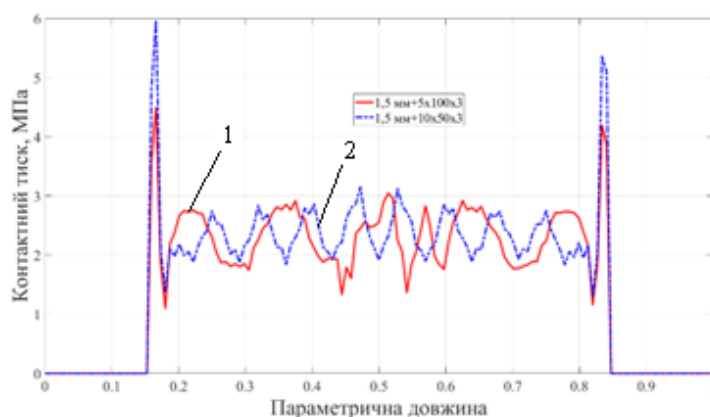


Рис. 2. Розподіл контактної тиску на зовнішній поверхні основної труби

напружено-деформованого стану відремонтованої ділянки МТ, елементів конструкції композиційного ізоляційного покриття та деталей муфти [5]. За рахунок установки підсилюючих муфт можна значно знизити рівень кільцевих напружень в основній трубі, перевіривши таким чином критичні дефекти у докритичні та продовжити міжремонтний термін експлуатації розглянутої ділянки.

1. ДСТУ-НБ В.2.3-21:2008 *Настанова. Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами*. Мінрегіонбуд України, Київ, 2008. – 88 с. 2. O'Brian J., Moran S., Kirkwood M. *Impact of crack profiles on pipeline integrity: advancing assessments with new ILI capabilities system // Pipelines international.*- Issue 32. - 2017. – P. 22 – 25.3. Vishwas Chandra Khan, G. Balaganesan, Arun Kumar Pradhan, M. S. Sivakumar *Nanofillers Reinforced Polymer Composites Wrap to Repair Corroded Steel Lines. Journal of Pressure Vessel Technology.* August 2017. Vol. 139/041411-1-041411-9.4. Ю. В. Банахевич, Р. Ю. Банахевич *Досвід ідентифікації виявлених дефектів внутрішньотрубною діагностикою в ДК "Укртрансгаз" Техническая диагностика и неразрушающий контроль*, 40-46 № 2 -2013.- С. 40-46. 5. Патент № 10362 Беккер М. В., Савула С. Ф., Банахевич Ю. В., Ганін О. В., Ганіна О. В., Кичма А. О., Педько Б. І. *Деклараційний патент на корисну модель «Процес ремонту ділянок трубопроводу»*. - 3 с. 15.11.2005. Бюл. № 11, 2005. 6. Патент України № 103287 Кичма А. О. *Спосіб ремонту пошкодженої ділянки трубопроводу*. Опубл. в Бюл. № 23 від 10.12.2015.

УДК.621.825.(075.8)

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН В КОНТАКТІ РОЛИКА З БІГОВОЮ ДОРІЖКОЮ ОБОЙМИ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНУ

TENSION-DEFORMED CONDITION IN CONTACT ROLLER WITH ROTATIONAL SUPPORT
HOUSING DEVICE TREAD OF CRANETRUCK

Володимир Малащенко¹, Ярослав Новицький¹, Василь Федик²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,

вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

²Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу,

вул. Грушевського, 57, м. Дрогобич, Україна

The work is devoted to the construction and research of the model of the stress-strain state in the zone of linear contact of the balls with the working surfaces of the treadmills of the half-holes of the support-

rotary mechanism of the truck crane. To solve the problem, a finite element model of the contact interaction of rollers with rolling surfaces with a non-uniform grid and the finite element method determine the values of contact stresses. Keywords: rollers, model, contact stresses.

Аналіз напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв проведено для визначення напружень роликів та їхніх бігових доріжок кілець у зоні контакту. Для цього розроблено скінченоелементну модель контактної взаємодії роликів з поверхнями кочення з нерівномірною сіткою конструкції та методом скінченних елементів встановлено закономірність зміни контактних напружень тіл кочення. На початковій стадії розроблено базову розрахункову схему (рис. 1) контактної взаємодії ролика тільки зі своїми поверхнями бігових доріжок кочення без врахування доторкання роликів своїми торцями до поверхонь бігових доріжок кочення сусідніх роликів та силової взаємодії в точковому контакті між парою сусідніх роликів, що розташовані в взаємно перпендикулярних площинах.

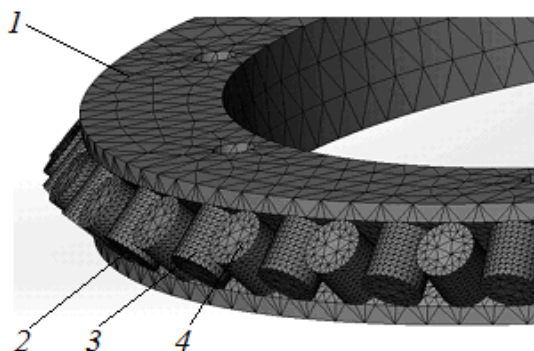


Рис. 1. Базова модель контактної взаємодії роликів з поверхнями кочення з нерівномірною сіткою: 1 – верхня півобойма; 2 – нижня півобойма; 3 – досліджуваний ролик; 4 – сусідній ролик

Для підвищення точності прийнято модель з розбивкою конструкції на скінченні елементи з комбінованою нерівномірною сіткою, де дрібніша з якої прийнята в зоні контакту, а на віддалених частинах елементів – більш рідка. Отримано хронограму напруженого стану в зоні контакту. За теорією Герца стверджується, що під час лінійного контакту тіл максимальні контактні напруження виникають на лінії контакту. Однак, використання дрібної сітки скінченних елементів дозволяє отримати точнішу картину закономірності контактних напружень таку, яка наведена на рис. 2.

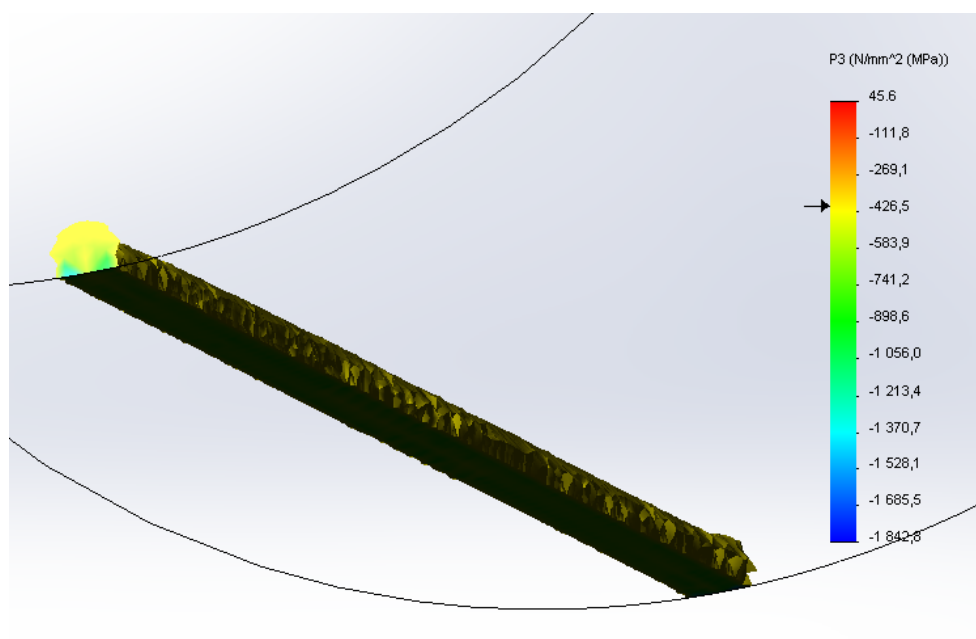


Рис. 2. Загальні вигляд напруженого стану в області лінійного контакту ролика з біговою доріжкою півобойми опорно-поворотного пристрою

З рис. 2 чітко видно, що отримано особливий результат такий, що в робочій зоні існують два їхні максимуми. Встановлено, що площадка контакту дещо ширша за аналітично визначену (0,592 мм), тому в дійсності значення напружень будуть заниженими. Зондування отриманих результатів уможливило побудувати графічну залежність, зображену на рис. 3.

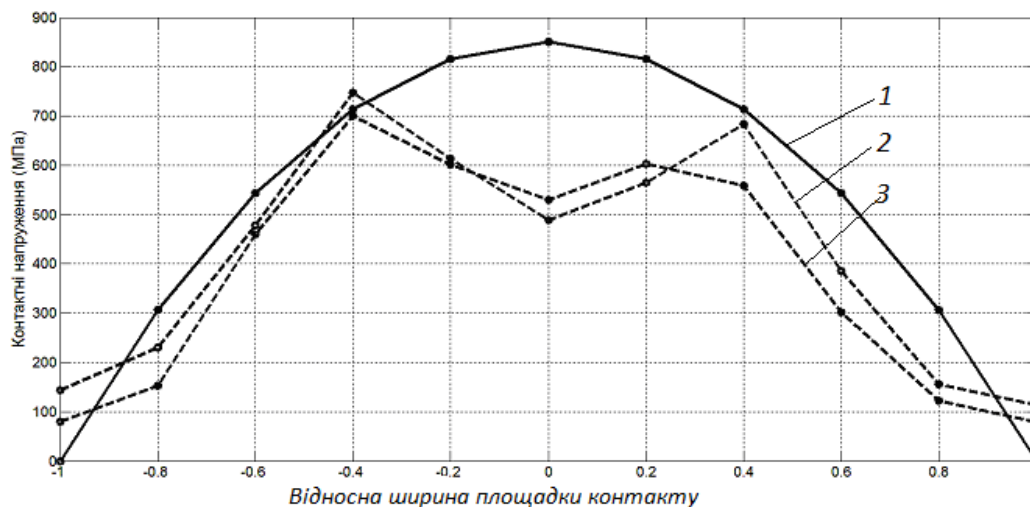


Рис. 3. Закономірність зміни контактних напружень роликів у робочій зоні: 1 – теоретична крива, що відповідає теорії Герца; 2 – зміна контактної напруженості традиційного ролика; 3 – зміна контактної напруженості модифікованого ролика

УДК 621.1

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

DYNAMIC ANALYSIS OF THE MECHANISM OF THE PRE-CUTTING MACHINE

В'ячеслав Пасіка, Володимир Зохнюк, Дмитро Роман

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

The structural scheme of the mechanism of the grooving machine is considered. Analytically kinematic and power characteristics are determined. A mathematical model of the mechanism motion is constructed and its parameters are determined.

Довбальні верстати застосовують як у серійному виробництві, так і у ремонтних майстернях для одержання канавок, плоских і фасонних поверхонь невеликої висоти, але значних поперечних розмірів, наскрізних і глухих отворів і порожнин. Основним механізмом довбальних верстатів є кулісний з приєднаною до нього двоповідковою групою, повзун якої рухається у вертикальній площині. Продуктивність верстата обмежена швидкістю різання (70 – 80 м/хв), через зворотно-поступальні рухи повзуна з яким жорстко пов'язаний різець. Рух різця не є рівномірним, що погіршує якість поверхні стругання, довговічність роботи різця.

Метою роботи є визначення кінематичних характеристик ланок механізму і сил взаємодії між ними; побудова математичної моделі руху механізму і визначення її параметрів.

Структурна схема механізму показана на рис. 1.

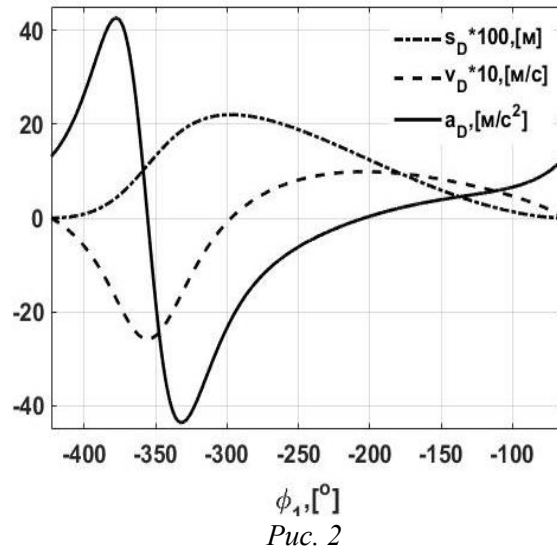


Рис. 2

Зрівноважувальний момент $M_{зр} = (P_G + P_M + P_{FS} + P_{Fp}) / \omega_1$, зведений момент сил опору $M^* = \frac{P_G + P_{Fp}}{\omega_1}$, зведений момент інерції $I_{зв} = I_{S_1} + I_{S_3} (\omega_3 / \omega_1)^2 + m_4 (v_{S_4} / \omega_1)^2 + I_{S_4} (\omega_4 / \omega_1)^2 + m_5 (v_D / \omega_1)^2$, де $P_G = G_4 v_{S_4} \cos(270 - \gamma_{S_4}) + G_5 |v_D| \cos(270 - \gamma_D)$ – потужність сил тяжкості, $P_M = M_{S_3} \omega_3 + M_{S_4} \omega_4$ – потужність моментів сил інерції, $P_{FS} = |F_{S_4} v_{S_4}| \cos(\alpha_{S_4} - \gamma_{S_4}) + |F_{S_5} v_D| \cos(\alpha_{S_5} - \gamma_D)$ – потужність сил інерції, $P_{Fp} = |F_p v_D| \cos(\alpha_p - \gamma_D)$ – потужність сили різання,

Наведено аналітичні залежності і для реакцій в інших кінематичних парах у вигляді годографів. Для прикладу на рис. 3 показана залежність зведеного момента інерції механізму.

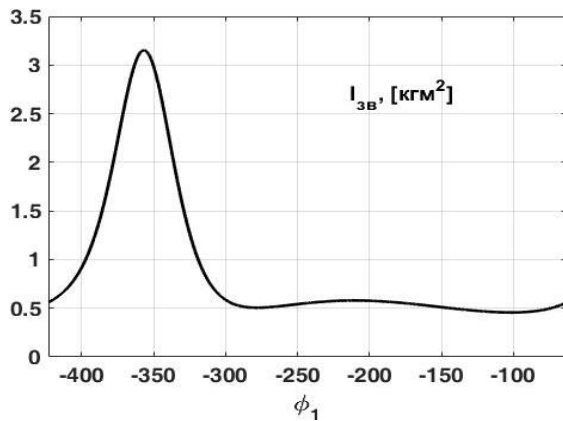


Рис. 3. Залежність зведеного момента інерції $I_{зв}$ від кута повороту ланки зведення корби OA

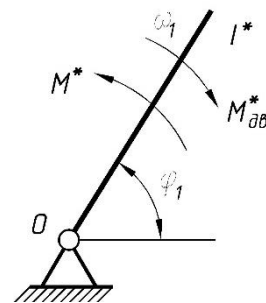


Рис. 4. Динамічна модель механізму

Динамічна модель механізму подана у вигляді корби (рис. 4), а математична – у вигляді нелінійного диференційного рівняння з визначеними зведеними моментами сил опору $M^*(\varphi_1)$ та інерції $I^*(\varphi_1)$

$$I^*(\varphi_1) \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI^*(\varphi_1)}{dt} = M_d^*(\omega_1) - M^*(\varphi_1),$$

де $M_d^*(\omega_1)$ – зведений до осі корби рушійний момент електродвигуна.

1. Пасіка В.Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура III-V видів / В.Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. -2001. -№1. –С.36-40. 2. Пасіка В.Р. Аналітичний метод у дослідження важільних механізмів II класу / В.Р. Пасіка, В. М. Гелетій // Львів-Дрогобич «ПОСВІТ», -2019. -142 с. 3. Пасіка В.Р. Аналітичний метод планів у кінестатичному аналізі важільних механізмів II класу / В.Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. -2002. -№ 38. – С. 43-62.

УДК-621.1

ЗМЕНШЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

REDUCTION OF CRANKSHAFT DRIVE POWER

В'ячеслав Пасіка

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

The structural scheme of the press on the basis of the crank-slider mechanism with variable length of the crank is offered. The movement of the slider was synthesized under the condition of reducing the power of the stamping force

Корбові преси належать до машин у яких корисне навантаження (сила штампування) діє протягом невеликого проміжку часу у кінці робочого ходу. Оскільки потужність сили це добуток сили на швидкість, то зменшити потужність конкретної сили можна лише зменшенням швидкості. Кінематичні характеристики корбово-поковзневих механізмів (КПМ), які є основним механізмом корбових пресів, якісно однакові і змінити їх неможливо. Найістотніше на швидкість поковзня, як виконавчого органу, впливає частота обертання і довжина корби. Проте зменшення частоти обертання призводить до зменшення продуктивності преса, а зменшення довжини корби обмежене конструктивними можливостями і технологічним процесом штампування.

Зменшити швидкість поковзня у КПМ на фазі вибігу можливо, якщо перерозподілити час фаз розбігу і вибігу. Якщо час розбігу зменшити, а час вибігу, відповідно, збільшити, то на інтервалі дії сили штампування (фаза вибігу) швидкість поковзня буде меншою, а відповідно меншою буде і потужність сили штампування. Забезпечити такі характеристики важільними механізмами зі сталими геометричними параметрами і нижчими кінематичними парами неможливо.

Метою роботи є синтез найпростішого асиметричного періодичного закону руху та КПМ, поковзень якого рухався б за синтезованим законом.

Синтез необхідного закону руху.

Синтез проведено у інваріантній формі для повного, однорідного асиметричного косинусоїдного закону.

Кінематичні інваріанти руху поковзня на стадії розбігу дорівнюють:

$$a_{k_1} = C_p \frac{4k_p^2}{\pi^2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2k_p} k_1 \right) \right], \quad b_{k_1} = C_p \frac{2k_p}{\pi} \sin \left[\frac{\pi}{2k_p} k_1 \right], \quad c_{k_1} = C_p \cos \left[\frac{\pi}{2k_p} k_1 \right],$$

на стадії вибігу:

$$a_{k_2} = C_p \frac{4k_p^2}{\pi^2 k_{ac}} \left[k_{ac} + \sin \left(\frac{\pi k_{ac}}{2k_p} k_2 \right) \right], \quad b_{k_2} = C_p \frac{2k_p}{\pi} \cos \left(\frac{\pi k_{ac}}{2k_p} k_2 \right), \quad c_{k_2} = -C_b \sin \left(\frac{\pi}{2k_b} k_2 \right),$$

де a_k, b_k, c_k – інваріанти переміщення, швидкості і пришвидшення; $C_p = \frac{\pi^2 k_{ac}}{4k_p^2(1+k_{ac})}$,

$C_b = k_{ac} C_p$ – константи піка пришвидшення на фазі розбігу і вибігу; k_p, k_b – безрозмірний час на фазах розбігу і вибігу; $k_{ac} = k_p / k_b$ – коефіцієнт асиметрії; $k_1 = 0 \dots k_p$, $k_2 = 0 \dots k_b$ поточний відносний час на фазах розбігу і вибігу.

Інваріант потужності сили обчислюємо за залежністю $u_k = p_k b_k$, де p_k – інваріант сили штампування.

Щоб побудувати конкретні графічні залежності прийемо силу штампування у вигляді параболічної залежності $F = 10^3 t^2$ кН. Перейдемо від змінної t до змінної k_f з урахуванням, що $t = k_f [T]$

$$p_k = \frac{F}{10^3 [T^2]} = \frac{k_f^2 [T^2] 10^3}{10^3 [T^2]} = k_f^2,$$

де $k_f = 0 \dots 1$ – відносний час, t – поточний час, T – час робочого ходу.

Для асиметричного закону, як приклад, приймаємо $k_p = 0,15$; $k_b = 1 - k_p = 0,85$, а початок дії сили $a_F = 0,95$.

Визначаємо необхідні величини для проведення подальших обчислень:

$$k_{ac} = k_p / k_b = 0,15 / 0,85 = 0,1765; \quad C_p = \frac{\pi^2 0,1765}{4 \cdot 0,2^2 (1 + 0,1765)} = 16,45$$

Результати обчислень показані на іл. 1.

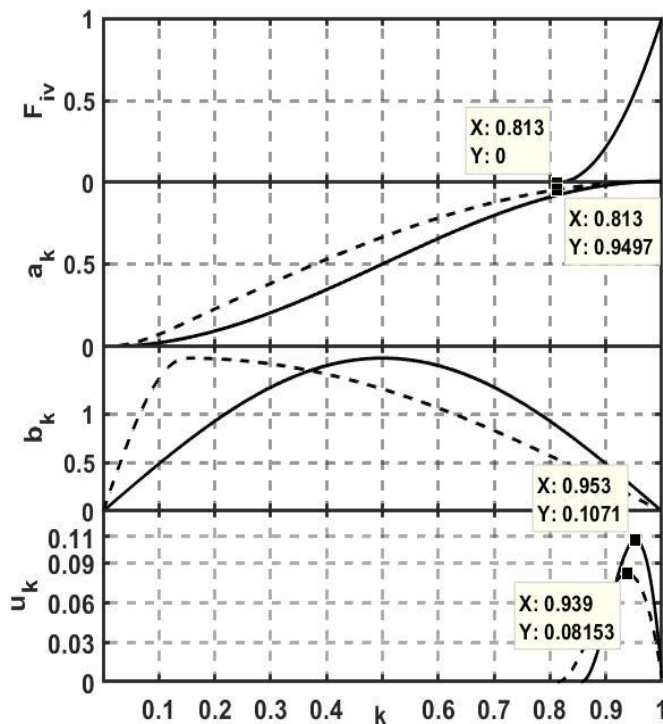


Рис. 1. Кінематичні і динамічні інваріанти для вихідного і асиметричного косинусоїдного закону руху

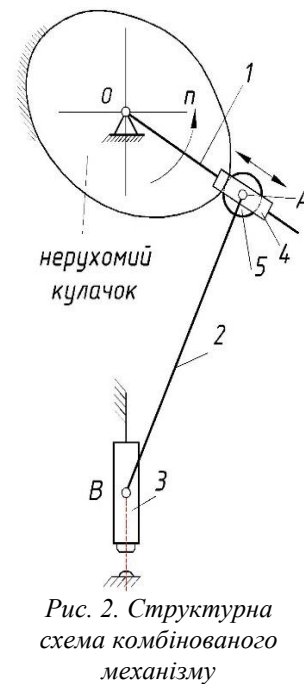


Рис. 2. Структурна схема комбінованого механізму

Для сили, яка залежить параболічно від часу, коефіцієнт зменшення потужності дорівнює $n_{II} = u_{k_1 \max} / u_{k_2 \max} = 1,314$, де $u_{k_1 \max} = 0,1071$ і $u_{k_2 \max} = 0,08153$ – максимальні значення інваріанта потужності для вихідного і асиметричного косинусоїдного закону руху. Отже зміна закону руху

поковзня на асиметричний призведе до зменшення необхідної сили штампування на 31,4%. Дослідження показують, що зі збільшенням коефіцієнта асиметрії k_{ac} коефіцієнт n_{π} зростає. Зі зменшенням інтервалу дії сили коефіцієнт n_{π} веде себе по різному, але загальна тенденція – до не суттєвого зменшення. Для іншого закону зміни сили штампування отриманий на іл. 1 інваріант потужності якісно не зміниться.

У роботі наведені результати досліджень для сили штампування, яка зростає стрімкіше, тобто має кубічну і вище степінь залежності від часу.

Для забезпечення руху поковзня за синтезованим законом використано комбінований КПП зі змінною довжиною корби. На рис. 2 наведена одна з можливих структурних схем. У таких механізмах гонок 2 і корба 1 з'єднані додатковим поковзнем 4, до якого шарнірно приєднаний ролик 5, що обкочує нерухомий кулачок і тим самим змінює довжину корби OA .

УДК 621.22

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБОК ПРИ ДІАГНОСТУВАННІ ГІДРОПРИВОДУ

METHODS OF DETERMINATION OF ERRORS ARE AT DIAGNOSTICATING OF HYDRAULIC DRIVE

Ігор Пімонов, Максим Федючков

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна*

The article is devoted to the topical issue of reliability of hydraulic drives of machines, namely methods of determining errors during diagnosis, determining the system of diagnostic parameters to reduce the required drive power of the stand by more than an order of magnitude, reducing the weight of the stand, the amount of working fluid

Надійність будівельних машин, включаючи їхній гідропривід, формується на стадії проектування і виготовлення і підтримується під час експлуатації [1 – 5, 8, 9].

Надійність гідроприводу забезпечується системою експлуатації машин із застосуванням технічної діагностики. Висока надійність машин не є самоціллю. Необхідно враховувати, якою ціною вона досягається, тому що ефективність роботи будівельних машин визначається прибутком, який одержується від їх експлуатації [6]:

$$П = P - З, \quad (1)$$

де $П$, P , $З$ – прибуток, результат і витрати.

Прибуток буде тим більшим, чим меншими будуть витрати на технічну експлуатацію, включаючи вартість діагностичного устаткування, витрати на його розробку, експлуатацію, а також підготовку гідроприводу до діагностики (1).

На виробничих підприємствах використовується бортова діагностика гідроприводів та діагностика за допомогою стаціонарних стендів. Якщо для бортової діагностики фахівці спроможні запропонувати ефективну методику та необхідне обладнання [7], то для баз механізації необхідна їх розробка. Метою роботи є підвищення ефективності будівельних машин вдосконаленням діагностики їхніх гідроагрегатів на базах механізації. Для досягнення цієї мети розв'язуються наступні задачі:

- удосконалюються засоби діагностики у напрямі поліпшення показників, що визначають їхню якість,

- визначаються складові погрішності діагностики гідроагрегатів на розробленому устаткуванні та вплив окремих параметрів на цю похибку.

Значно зменшити вартість стаціонарного діагностичного устаткування можна зміною принципу дії стенда. Ця зміна полягає в наступному (рис. 1).

Частина стенда, що здійснює традиційну діагностику, складається з гідравлічної системи (рис. 1а), встановленої на раму і електропривода.

Гідравлічна система стенду [2] складається з наступних вузлів і агрегатів, сполучених між собою трубопроводами: гідробак 1, насос, що діагностується, 2, гідравлічний блок 3, для регулювання тиску, манометр 4, фільтри 5, розподільник 6, запобіжний клапан 7, лічильник рідини 8, терморегулятор 9, термометр 10. Насос, що діагностується, забирає робочу рідину по всмоктуючій лінії з гідробака і нагнітає її в гідросистему стенду, одержуючи обертання від гідродвигуна через клинопасову передачу і кулачкову муфту. Продуктивність насоса визначається за допомогою лічильника рідини при номінальному тиску, створюваному гідравлічним блоком, і при постійній температурі робочої рідини. Постійна частота обертання забезпечується електродвигуном. Випробовуваному насоса забезпечується режим обкатки або вимірюється його продуктивність зміною положення розподільника 6.

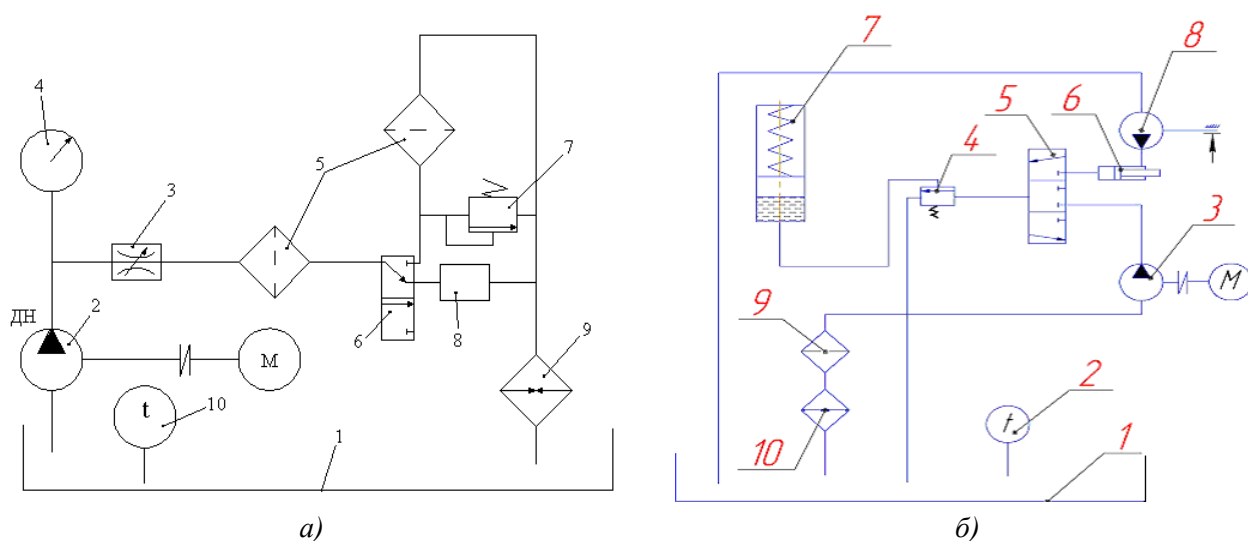


Рис. 1. Схеми діагностичних стендів: а – традиційного, б – тестового

Частина стенда, що здійснює традиційну діагностику, складається з гідравлічної системи (рис. 1а), встановленої на раму і електропривода.

Гідравлічна система стенду [2] складається з наступних вузлів і агрегатів, сполучених між собою трубопроводами: гідробак 1, насос, що діагностується, 2, гідравлічний блок 3, для регулювання тиску, манометр 4, фільтри 5, розподільник 6, запобіжний клапан 7, лічильник рідини 8, терморегулятор 9, термометр 10. Насос, що діагностується, забирає робочу рідину по всмоктуючій лінії з гідробака і нагнітає її в гідросистему стенду, одержуючи обертання від гідродвигуна через клинопасову передачу і кулачкову муфту. Продуктивність насоса визначається за допомогою лічильника рідини при номінальному тиску, створюваному гідравлічним блоком, і при постійній температурі робочої рідини. Постійна частота обертання забезпечується електродвигуном. Випробовуваному насоса забезпечується режим обкатки або вимірюється його продуктивність зміною положення розподільника 6.

Замість традиційного, пропонується стенд, що забезпечує діагностику безперервною тестовою дією, продавлюючи робочу рідину через зазори в гідроагрегаті або здійснюючи імпульсну тестову дію за допомогою гідроаккумулятора.

Енерговитрати в традиційному стенді визначаються значеннями параметрів (p_n , nV_0 , t), не залежних від технічного стану насоса, і залишаються практично постійними. З повним навантаженням стенд працює половину загального часу діагностики, яка витрачається на установку гідроагрегату, на розгін стенда після включення, на установку необхідного тиску робочої рідини (і у

разі потреби її температури), на зняття показників стенду. Практично час діагностики в середньому дорівнює одній – трьом хвилинам.

Розрахунки показують, що в розробленому стенді рівність $A_1 = N_1 \cdot t_2$ може бути забезпечено практично будь-яким поєднанням значень потужності приводу насосної станції стенду і часу заповнення гідроакумулятора. Це дозволяє, задавшись часом заповнення гідроакумуляторів (30-60), одержати необхідну потужність приводу 300-600 Вт, замість 15-36 кВт, необхідних для діагностики традиційним методом. Як наслідок, значно зменшується загальна маса стенда, необхідна кількість робочої рідини.

Конструктивне виконання вимірювального блоку вдалося поліпшити за рахунок заміни визначального діагностичного параметра. Замість часу надходження постійного об'єму робочої рідини, як визначального діагностичного параметра, застосовано силу реакції струменю, що витікає з вимірювального блоку.

У процесі досліджень розроблених устаткувань, отримані аналітичні залежності, що зв'язують структурні та діагностичні параметри. Їх аналіз дозволив встановити кількісні закономірності зміни визначального діагностичного параметра; похибки діагностування гідроагрегатів та вкладів у цю похибку окремих діагностичних параметрів у залежності від технічного стану гідроагрегату [10, 11].

Висновок. Система діагностичних параметрів, що включає визначаючий діагностичний параметр (реакцію, надходженої через сопло, струмені робочої рідини) і відтворювальні діагностичні параметри (тиск і температуру робочої рідини, постійний об'єм робочої рідини в гідроакумуляторі) забезпечує зменшення необхідної потужності приводу стенда більш ніж на порядок, зменшення маси стенда, кількості робочої рідини, необхідної для його роботи, а також вартості стенда.

1. *Техническая диагностика гидравлических приводов. /Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Баишта и др.; Под общ. ред. Т.М. Баишты. - М.: Машиностроение, 1989.- 264 с.* 2. *Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Клюева. - М.: Машиностроение, 2003.- 672 с.* 3. *Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов. А.В. Аллилуев, Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко и др. Под общ. ред. В.М. Михлина. - М.: Колос, 2008.- 287 с.* 4. *Баишта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 2001.- 672 с.* 5. *Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 2013.- 301 с.* 6. *Методика визначення економічної ефективності витрат на наукові дослідження і розробки та їх впровадження у виробництво. Наказ Міністерства економіки та з питань європейської інтеграції та Міністерства фінансів України, № 218/446 від 26.09.2011р.* 7. *Пимонов И.Г. Повышение эффективности эксплуатации строительных машин совершенствованием бортового диагностирования их гидроприводов. // Вестник Харьковского национального автомобильно – дорожного университета, сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. – 2004. – вып. 27. - С. 187 – 192.* 8. *Александровская Л. Н., Афанасьев А. П., Лисов А. А. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем. - М.: Логос, 2011.-206 с.* 9. *Анилович В.Я., Карпов В.Г. Обеспечение надёжности машин сельскохозяйственной техники. Киев: «Техніка», 2018. – 125 с.* 10. *Пимонов Г.Г., Романенко, Л.Г. Повышение эффективности строительных машин диагностированием их гидроагрегатов при техническом обслуживании и ремонте. // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. // Сборник научных трудов № 33 «Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъёмно – транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование». – Днепропетровск: ПГАСА, 2005.-с. 208 – 212.* 11. *Пимонов И. Г. Обеспечение точности бортового диагностирования гидроприводов строительных машин // Автомобильный транспорт: серия «Совершенствование машин для земляных и дорожных работ», сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. - 2003– вып. 6. С. 91 – 93.*

УДК 621.833

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ З ЕВОЛЮТНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF GEARING WEAR WITH EVOLUTE ENGAGEMENT

Роман Протасов¹, Олександр Устиненко², Олексій Бондаренко²

¹Словацький технічний університет в Братиславі,
м-н Свободи, 17, м. Братислава, 81231, Словаччина;

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

The paper considers the setting and carrying out of an experiment on the wear of gears with an evolutive engagement. The relevance of the work is associated with the presence of a convex-concave contact in the engagement and, accordingly, the complexity of modeling wear using a roller analogy. The experiment was carried out on a stand with a closed power flow in accordance with the ISO 14635-1: 2000 standard. The results of the experiment were compared with some characteristics obtained analytically or using computer simulations that affect the wear of the working surfaces of the teeth. Based on the results obtained, a graphical area of the dependence of the gear wear on the load is formed.

При розробленні нових типів зубчастих передач необхідно отримати інформацію не лише про якісні параметри зубчастих коліс і характеристики їхньої контактної та згинальної міцності, але також оцінити їхню довговічність. Останній параметр суттєво залежить від швидкості взаємного ковзання робочих поверхонь зубців, шорсткості поверхонь, системи змащення та обертового моменту. Знос робочих поверхонь зубців частково можна оцінити комп'ютерним моделюванням. Але натурний експеримент також дозволяє врахувати фактичну точність та шорсткість контактної поверхні зубців, характеристики трансмісійної олії в залежності від її температури тощо. Зіставляючи результати комп'ютерного моделювання зносу з експериментальними в подальших дослідницьких працях можна, шляхом корегування параметрів математичної симуляції, збільшити точність комп'ютерної моделі зносу еволюційної зубчастої передачі та зменшити кількість експериментальних досліджень.

До сучасних виробів машинобудування ставлять високі вимоги по масі, габаритах, енергоавантаженості, собівартості, надійності та терміну працездатності. Ця тенденція повністю відноситься і до зубчастих передач. Однак способи покращання характеристик силових зубчастих передач з традиційним евольвентним зачепленням практично вичерпали себе в області модифікації геометрії зачеплення та у матеріалах, що використовуються. В останні часи досить перспективним рішенням є підвищення зносостійкості та, в деякій мірі, навантажувальної здатності, за допомогою сучасних способів термообробки зубців та нанесення на їхні робочі поверхні покриттів з твердих матеріалів, схожих за своїми механічними властивостями на кераміку. Але цей спосіб є достатньо дорогим. Тому розроблення зубчастих передач з новою геометрією контактних поверхонь зубців та відносно низьким контактним тиском є дуже перспективним.

Контактний тиск у закритій зубчастій передачі є параметром, який лімітує навантажувальну здатність, та, в свою чергу, залежить від зведеного радіуса кривини. Але на довговічність зубчастої передачі ще має вплив відносна швидкість ковзання між зубцями шестерні та колеса. Від цих двох параметрів залежить такий вид пошкодження зубців, як знос їхніх робочих поверхонь. У традиційній евольвентній передачі має місце опукло-опуклий контакт робочих поверхонь зубців, внаслідок чого приведений радіус кривизни низький та залежить від діаметрів коліс. Якщо використати опукло-вгнутий контакт між зубцями шестерні та колеса, то теоретично можна збільшити зведений радіус кривини та, як наслідок, навантажувальну здатність передачі, при цьому зберігши або зменшивши її габарити. У той же час, треба враховувати швидкість відносного ковзання між зубцями. Одночасне врахування впливу цих показників дозволить оцінити знос передачі, причому проведення даного дослідження натурним способом дозволить врахувати всі інші параметри, такі як точність, шорсткість, систему змащення тощо. Тому в результаті експериментального дослідження можливо отримати реальні параметри зносостійкості передачі з новим типом зачеплення.

Еволютне зачеплення, що досліджувалось, було розроблене українським вченим А.І. Павловим. Це сімейство зачеплень, яке засноване на диференційному рівнянні утворюючої кривої та двох параметрах – куту зачеплення в полюсі α та коефіцієнта різновиду передачі k , що дозволяють синтезувати профіль зубця з певним значенням кривини профілю. Розв'язуючи таке рівняння з варіюванням діапазонів параметрів k та α , можливо отримати множину профілів з різними якісними показниками.

Авторами була використана комплексна методика експериментального дослідження зносу зубчастої передачі на стенді з замкнутим силовим потоком. Процедура проведення експерименту базувалася на стандарті для випробування зубчастих коліс ISO 14635-1:2000 або ASTM D5182 – 97. Використовувалося три пари зубчастих коліс з кількістю зубців на шестерні 16, на колесі 24, модуль передачі 4,5. Обертальний момент був прикладений на шестерню в діапазоні від 3,3 Н·м до 534,5 Н·м при 1440 об/хв. Слід зазначити, що дана методика експерименту враховує також контактний тиск в зачепленні, який розраховано аналітично на основі формули Г. Герца. В еволютних зубчастих передачах характер зміни контактного тиску по висоті зубця є інший, ніж у стандартної евольвентної передачі, тому в подальшому, при обробці результатів експерименту, було проведено зіставлення аналітичних та експериментальних значень зі стандартною евольвентною парою зубчастих коліс.

Для оцінювання зносу були використані наступні критерії: деформація робочого профілю зубця на кінці експерименту та його зіставлення з новим профілем, втрата маси шестерні та колеса після певного етапу експерименту.

Підсумком роботи є аналіз результатів натурального експерименту зносу зубчастих передач з еволютним зачепленням та уточнення методики синтезу робочих профілів зубця, математичних моделей зубчастих коліс та аналізу їхніх якісних показників, навантажувальної здатності та зносу. Виготовлені передачі перед експериментом були перевірені на геометричну точність робочих та посадочних поверхонь, а також на шорсткість контактних поверхонь зубців. Використано навантажувальний стенд із закритим силовим потоком. Для забезпечення достовірності результатів було випробувано три пари зубчастих коліс та проводилося заставлення отриманих результатів з стандартною евольвентною передачею.

УДК 629.5.064

НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ РУЛЬОВИХ МАШИН ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ

DIRECTIONS OF RAM-TYPE STEERING GEARS TECHNICAL LEVEL INCREASING

Владислав Проценко, Михайло Бабій, Данило Маринченко, Андрій Білоконь

*Херсонська державна морська академія,
проспект Ушакова, 20, м. Херсон, 73003, Україна*

The thesis presents some directions of ram-type steering gears technical level increasing. Graphs illustrating the results are presented.

Головною особливістю сучасних ГРМ плунжерного типу, що поширені на судах є застосування тангенсного важільного механізму, що забезпечує перетворення поступального руху плунжерів в обертовий рух румпеля. Структурний аналіз механізмів машин Р-18 [1, 2], YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 та НАТЛАРА R4ST-1000 дав можливість встановити, що еволюція важільних механізмів цих машин відбувалась у напрямку зниження кількості надлишкових зв'язків. Механізм машини Р-18, має $q = 26$ надлишкових зв'язків, механізм більш сучасної ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 має $q = 20$, машини НАТЛАРА R4ST-1000 – $q = 16$. Підвищення

структурної досконалості механізмів ГРМ відбувалось шляхом зміни призначення, конструкції та згодом відмови від напрямної балки. Так, в машині Р-18 основним призначенням цієї балки є розвантаження плунжера від поперечної сили від румпеля. На несівну спроможність напрямної значний вплив має величина зазору в сполученні балки та опори плунжерів. При відсутності зазора (в машині Р-18) напрямна сприймає 92,3%, поперечного навантаження. При його збільшенні до 0,25 мм, напрямна сприйматиме вже 56,2% поперечного навантаження, а при подальшому збільшенні зазора до 0,50 мм, напрямна сприймає тільки 20% поперечного навантаження. ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2, зберегла напрямну як елемент, що лише унеможлиблює поворот плунжерів навколо власної осі, її жорсткість достатня для сприяння максимум 7% поперечного навантаження. Машина НАТЛАРА R4ST-1000 зовсім не містить напрямної, тобто 100% поперечного навантаження сприймають плунжери. Показано, що кількість надлишкових зв'язків у механізмі чотириплунжерної рульової машини можна зменшити до 6, що означає досягнення за критерієм мінімізації їх кількості глобального екстремуму параметрів.

Значні поперечні навантаження вимагають застосування скальчастих плунжерів великого діаметру, що обумовлює значні втрати на тертя в кінематичних парах. На рис. 1 показано графік зміни механічного ККД для механізму машини YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2.

При найбільш сприятливих умовах ($\alpha = 17,5^\circ$) механічний ККД механізму досягає значень лише 82%, тобто 18% потужності, що підводиться до механізму ГРМ, витрачається на подолання втрат на тертя. На рис. 2 показано діаграму розподілу загального обсягу роботи механічних втрат (100%) при $\alpha = 35^\circ$ за категоріями (на рис. 2 вони позначені: 1 – втрати на тертя плунжера у втулках та їх опор на напрямній; 2 – втрати на тертя плунжерів в ущільненнях; 3 – втрати на тертя від ваги плунжера у втулках; 4 – втрати на тертя повзунів у пазу румпеля; 5 – втрати на тертя повзунів на їх осях).

Діаграма на рис. 2 свідчить, що найбільший обсяг механічних втрат становлять втрати на тертя плунжера в ущільненнях (39%), на тертя плунжерів в пазах румпеля (37 %) і тертя плунжерів у втулках та опор плунжера на напрямних (20%), що ілюструє напрямки підвищення ККД механізму ГРМ за рахунок зниження втрат за цими категоріями. Так, зниження тиску затягування ущільнень, за рахунок, наприклад, переходу від плунжерної конструкції до поршневої (в результаті тиск перед ущільненнями можна знизити на порядок), дає можливість суттєво підвищити ККД (рис. 3, рис. 4). Так при зниженні тиску p_{gs} з 20 МПа до 2 МПа, механічний ККД може бути підвищений на 8% (з 75% до 83%).

Ці ж втрати можуть бути знижені додатково за рахунок зменшення діаметра та ширини ущільнень (при переході до поршневої конструкції шляхом зниження діаметра поршневого штока) – при зниженні діаметра та ширини ущільнень (рис. 2) з 300 мм до 150 мм (при $p_h = 25$ МПа), ККД може бути підвищений на 6% (з 75% до 81%).



Рис. 1. Графік залежності механічного ККД механізму ГРМ від кута повороту стерна

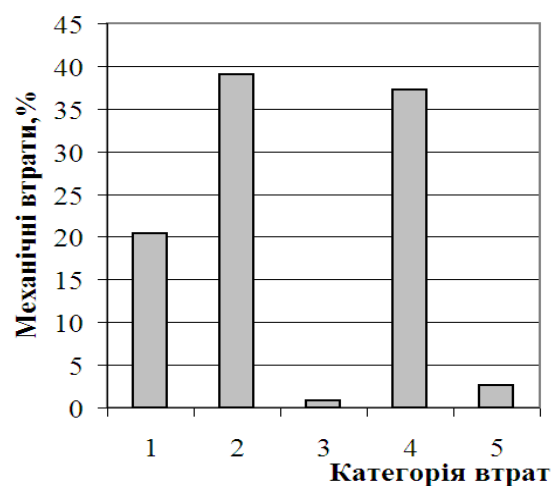


Рис. 2. Діаграма розподілу загального обсягу роботи механічних втрат за категоріями

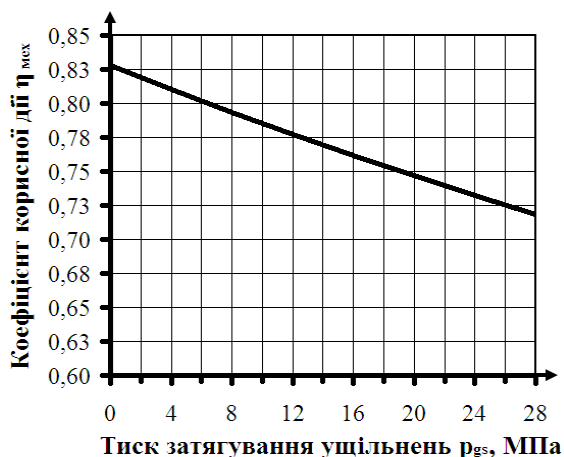


Рис. 3. Графік залежності механічного ККД механізму ГРМ від тиску в гідросистемі

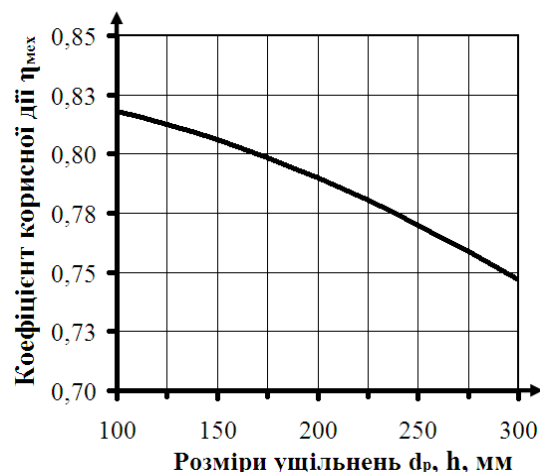


Рис. 4. Графік залежності механічного ККД механізму ГРМ від розмірів ущільнень плунжерів

Таким чином, можна констатувати, що підвищення технічного рівня ГРМ плунжерного типу, зокрема структурної досконалості, енергоощадності та зниження навантаженості їх деталей має своїм ключем заміну тангенсного важільного механізму, що перетворює поступальний рух плунжерів в обертальний рух румпеля, на інший, що дозволить знизити поперечні навантаження на плунжери, та зробить можливим:

- відмову від напрямних, додаткових кінематичних пар ковзання, зменшення за рахунок цього втрат на тертя та кількості надлишкових зв'язків;
- зниження діаметра плунжерів, переходу за рахунок цього до поршневої конструкції, що дозволить зменшити втрати на тертя шляхом зниження тиску затягування ущільнень, зменшення їх довжини та діаметру.

1. Проценко В.О. Напрямки та резерви підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу з тангенсним механізмом / В.О. Проценко, М.В. Бабій, В.О. Настасенко, А.О. Білоконь // Водний транспорт. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. – К.: ДУІТ, 2020. – Випуск 3(31). – С. 101 - 114. doi.org/10.33298/2226-8553/2020.3.31.11. 2. Проценко В.О. Перспективи вдосконалення важільного механізму рульових машин плунжерного типу / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, М.В. Бабій, А.О. Білоконь // Розвиток транспорту. – Одеса: Видавничий дім "Гельветіка", 2021. – № 1(8). – С. 78 - 90.

УДК 621.8

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ГАЛЬМ У ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИНАХ

RATIONALE FOR EFFICIENCY OF APPLICATION OF HYDRODYNAMIC BRAKES IN LIFTING AND TRANSPORT MACHINES

Володимир Семенюк, Олександр Вудвуд, Олександр Кнюх

Державний університет «Одеська політехніка»,
проспект Т. Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна

On the basis of a comparative analysis of the operation of frictional and hydrodynamic brakes, the effectiveness of the use of hydrodynamic brakes in hoisting-and-transport machines has been substantiated.

Гальмо є одним з відповідальних вузлів підйомно-транспортних машин, тому що йому за короткі проміжки часу необхідно перетворювати кінетичну енергію машини або механізму без втрат своєї працездатності і стабільності. В залежності від характеру перетворення кінетичної енергії при гальмуванні машини гальмівні пристрої можна поділити на: фрикційні, електродинамічні, електромагнітні, порошкові, гідродинамічні.

У підйомно-транспортних машинах в якості гальмівних пристроїв найчастіше застосовують фрикційні гальма – колодкові, дисково-колодкові, дискові. В цих гальмах процес гальмування відбувається за рахунок сил тертя і, внаслідок цього, фрикційні гальма мають суттєві недоліки:

- при регулюванні на розрахунковий (паспортний) гальмівний момент, здійснюється занадто «різке» гальмування, що призводить до сплеску динамічних навантажень в елементах вантажопідйомного крана;

- відбувається знос поверхонь тертя фрикційних накладок і, як наслідок, виникає необхідність заміни колодок;

- при перетворенні кінетичної енергії в процесі гальмування в теплову порушується стабільність гальмівного моменту і, відповідно, знижується безпека роботи крана.

Цих недоліків можна уникнути застосуванням у підйомно-транспортних машинах гідродинамічних гальм, в яких використовується опір рідини обертанню лопаті ротора, розміщеного у заповненому цією рідиною статорі з нерухомими лопатями. Таке гальмо дозволяє змінювати гальмівний момент у широких межах, що не може забезпечити фрикційне механічне гальмо. При цьому застосовують два гальма – гідродинамічне і фрикційне механічне. Перше забезпечує необхідне уповільнення робочих частин машини, створюючи великий гальмівний момент і знижуючи швидкість, а другий – виконує відносно невелику роботу для повної зупинки робочої частини машини.

До переваг гідродинамічних гальм можна віднести зниження динамічних зусиль, які діють в машинах при використанні механічних гальм, просте регулювання уповільнення і дуже малий час збільшення гальмівного моменту.

Зважаючи на вказані переваги застосування гідродинамічних гальм у підйомно-транспортних машинах є актуальним і перспективним.

УДК621.87:62-567

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ЗАХИСТУ МОСТОВИХ КРАНІВ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯМ ВАЖИЛЬНО-ПРУЖИННОГО ОБМЕЖУВАЧА ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

**IMPROVING THE ACCURACY OF OVERLOAD PROTECTION OF AN OVERHEAD CRANE USING
A LEVEL-SPRING LOAD LIMITER**

Володимир Семенюк, Валерій Лінгур, Ігор Крітіко

*Державний університет «Одеська політехніка»,
проспект Т. Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна*

The disadvantages of existing designs of load limiters are noted. The design of the lever-spring load limiter is proposed. The main parameters of the proposed design are determined. The high accuracy of the lever-spring load limiter operation has been experimentally confirmed.

Для захисту вантажопідйомних машин від перевантаження найчастіше застосовують спосіб відключення електродвигуна приводу механізму підйому. Недоліком такого способу є те, що для

мостових кранів у разі підйому вантажу вище допустимого значення спрацьовування обмежувача вантажопідйомності не захищає кран від перевантаження.

Для підвищення точності захисту мостових кранів від перевантаження необхідно використовувати спосіб роз'єднання поступово рухомих деталей механізму підйому, а також вирішити проблему вибігу рухомих мас після відключення електродвигуна приводу механізму підйому при спрацьовуванні обмежувача вантажопідйомності. Для вирішення цієї проблеми обмежувач вантажопідйомності повинен мати передаточний механізм зі змінним передаточним числом. При цьому необхідно передбачити, щоб передаточне число збільшувалось після початку спрацьовування обмежувача вантажопідйомності.

Запропонована конструкція важільно-пружинного обмежувача вантажопідйомності, в якому у якості передаточного механізму застосовано трьохповзунний механізм. Вхідною ланкою цього механізму є центральний повзун, а два інших повзуна підтиснуті пружинами. Отримана аналітична залежність для визначення оптимальної величини жорсткості підтискуючих пружин.

Проведені експериментальні дослідження важільно-пружинного обмежувача вантажопідйомності, які підтвердили високу точність захисту мостових кранів від перевантаження.

Перевагою запропонованої конструкції у порівнянні з існуючими обмежувачами вантажопідйомності є те, що при підйомі вантажу, маса якого вища за допустиме значення, не тільки відключається електродвигун механізму підйому і вмикається гальмо, але і запобігається подальше зростання зусилля у силовому ланцюгу приводу механізму підйому.

УДК 621.086.065

АНАЛІЗ ТА ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПАСАЖИРСЬКИХ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ДОРІГ

ANALYSIS AND SELECTION OF OPTIMAL PARAMETERS OF PASSENGER SUSPENDED CABLE ROADS

Богдан Сологуб, Ярослав Данило

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

The proposed scheme and dynamic model for calculating the forces that arise during the movement of a cableway. The equations of motion which allow to investigate its motion and influence of various parameters on work in general are given. The practical recommendations for choosing the optimal parameters of the cableway are developed.

Пасажирські підвісні канатні дороги широко використовуються на зимових базах відпочинку. За останні роки значно зросла їх кількість у регіонах Карпат. В Європі щорічно розробляється та впроваджується в різних галузях господарства понад 200 типів нових канатних систем.

Їх експлуатація підвищує комфортність відпочиваючих і приносить значні прибутки. Однак першочерговим завданням є забезпечення безпеки роботи витягів та вибір оптимальних параметрів, які дозволять досягти довговічності основних елементів.

Пасажирські крісла підвісних канатних доріг рухаються з швидкістю до 7 м/с. Крім того, при посадці і висадці пасажирів спостерігаються значні коливання канатів, що викликає виникнення додаткових динамічних зусиль, які необхідно враховувати при розрахунках на міцність та довговічність.

Проектування таких систем є складними 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 систем.

Аналіз роботи таких систем показав, що основним резервом підвищення їхньої надійності та ефективності є забезпечення оптимальних умов роботи при проходженні тягово-несного канату через опорні ролики проміжної опори. При проходженні вітки тягово-несного канату з зажимами, на яких підвішені крісла через опорні ролики у контактуючій парі виникають значні динамічні навантаження і контактні напруження, які приводять до зношування як канатів так і напрямних роликів.

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 установку, 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-вантажопідіймальні пристрої.

Для визначення внутрішніх зусиль, що виникають в рухомому тягово-несному канаті і елементах проміжної опори, розглянуто розрахункову схему, на основі якої розроблено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху. Отримано залежності для визначення величини тиску канату на проміжну опору, а відповідно і проміжні напруження. Це дасть можливість, з умови міцності, визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи канатної системи.

Вибір оптимальних параметрів канатних установок та використання удосконалених тягово-вантажопідіймальних пристроїв дозволить підвищити надійність їхньої роботи, а також забезпечить зниження витрат на експлуатацію та виконання монтажно-демонтажних робіт.

1. Мартинців М.П., Сологуб Б.В., Матійшин М.В. Динаміка та міцність підвісних канатних систем. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. – 188 с.

УДК 621.833.65

АЛГОРИТМ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ПРИ ПРОЄКТУВАННІ ПРИСТРОЇВ ЗМІНИ ШВИДКОСТІ ЧЕРЕЗ СОНЯЧНЕ КОЛЕСО ЗУБЧАСТОГО ДИФЕРЕНЦІАЛА З ЗАМКНУТОЮ ГІДРОСИСТЕМОЮ

ALGORITHM FOR SOLVING PROBLEMS IN THE DESIGN OF DEVICES FOR SPEED CHANGE THROUGH THE SUN GEAR OF A GEAR DIFFERENTIAL WITH A CLOSED-LOOP HYDRAULIC SYSTEM

Олег Стрілець¹, Володимир Малащенко²

¹Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна;

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

An algorithm for solving problems in the design of speed control devices through the sun gear of the gear differential and the stop of the rotational motion in the form of a closed-loop hydraulic system has been developed.

Розглядається пристрій керування змінами швидкості через сонячне зубчасте колесо зубчастого диференціала з зупинником обертального руху у вигляді замкнутої гідросистеми.

Вихідними даними для проектування таких пристроїв мають бути потужність приводного двигуна $P_{дв}$ і кутова швидкість його вала $\omega_{дв}$, передаточне відношення пристрою u_n та технічні й технологічні вимоги.

Відповідно до вихідних даних на проектування пристрою керування змінами швидкості процес починається з вибору кінематичної схеми зубчастого диференціала і ланки керування 1, з якою з'єднується замкнута гідросистема 6, зубчастою передачею 7, що для прикладу показано на рис. 1. Інші позначення на рис. 1 означають відповідно: 2 – сателіт; 3 – епіцикл; 4 – водило і 5 – стояк.

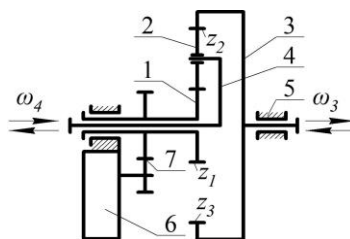


Рис. 1. Схема зубчастого диференціала з замкнутою гідросистемою і з керуванням швидкістю через сонячне зубчасте колесо

Розглянемо випадок, коли ведучою ланкою буде водило, а веденою – епіцикл. На початку оцінюємо енергетичну ефективність пристрою за значенням коефіцієнта корисної дії (ККД) користуючись виразом (1)

$$\eta_{34} = \frac{(\eta_{13} + u_{13}^{(4)})(\omega_1 + \omega_3 u_{13}^{(4)})}{(1 + u_{13}^{(4)})(\omega_1 \eta_{13} + \omega_3 u_{13}^{(4)})}, \quad (1)$$

де η_{13} – ККД передачі з нерухомими осями.

Далі переходять до визначення числа зубців сонячного зубчастого колеса z_1 , сателітів z_2 і епіцикла z_3 та числа сателітів k користуючись класичними порадами, наприклад, [1] та інших авторів, для чого складають три рівняння: заданого передаточного відношення; співвідношення сонячного зубчастого колеса і епіцикла; зборки; одну нерівність для числа сателітів – обмеження з умови сусідства. Рівняння і нерівність рішаємо шляхом підбору z_1, z_2, z_3, k , як вказано в літературі з теорії механізмів і машин.

Тут визначають обертальні моменти на валах зубчастого диференціала. Коли задана потужність і кутова швидкість на ведучому валу, тоді можна визначити його обертальний момент з виразу

$$T_{вч} = 10^3 P_{вч} / \omega_{вч}. \quad (2)$$

Знаючи обертальний момент ведучого вала в зубчастому диференціалі можна визначити обертальні моменти інших валів. Далі виконують попередні розрахунки на міцність деталей зубчастого диференціала. Тут визначають геометричні розміри зубчастих коліс, валів і водила, які будуть використані в динамічній моделі пристрою для керування змінами швидкості. Розрахунки виконують методами приведеними в деталях машин [2], як для простих передач – з нерухомими осями.

Затим переходять до вибору шестеренчастого гідронасоса [3] і компонентів зупинника обертального руху в вигляді замкнутої гідросистеми та його приводу від ланки керування, користуючись порадами проведених досліджень. Затим переходять до вибору компонентів зупинника обертального руху показаного на рис. 4. у вигляді замкнутої гідросистеми та його приводу від ланки керування, користуючись порадами проведених досліджень і класичними порадами та інших авторів.

Далі для аналізу динамічної моделі в отримані остаточні вирази швидкостей ведучої і веденої ланок та використовуючи зв'язки між швидкостями у зубчастому диференціалі можна визначити швидкості інших ланок і проаналізувати його роботу. Далі для аналізу динамічної моделі в отримані остаточні вирази швидкостей ведучої і веденої ланок приймають і визначають величини, які в них входять.

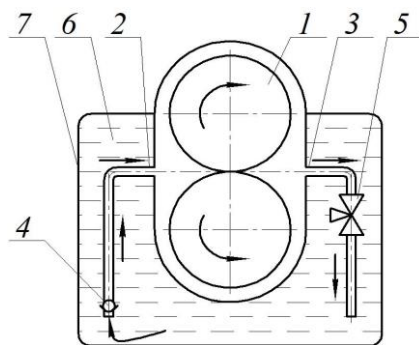


Рис. 2. Схема зупинника обертального руху у вигляді замкнутої гідросистеми: 1 – шестеренчастий гідронасос; 2 – всмоктувальний патрубок; 3 – нагнітальний патрубок; 4 – зворотний клапан; 5 – регулювальний кран; 6 – рідина; 7 – сміть

І, на кінець, виконується 3D модель пристрою з метою оптимізації розмірів і розміщення компонентів пристрою зміни швидкості, адже на початковій стадії проектування можна отримати візуальне уявлення про диференціальні передачі з замкнутими гідросистемами і за допомогою комп'ютера оглянути їх з будь-якої точки; підвищити точність проектування; легко редагувати трьохмірні моделі, тобто вносити необхідні зміни; досягати великої економії часу і витрат; отримати велике число можливих варіантів проектних рішень, які потрібно детально та глибоко проаналізувати і вибрати раціональний; на основі створених базових моделей передач можна отримати моделі передач з різними розмірами.

При остаточному виборі оптимального варіанту моделі, після різних уточнень, приступають до розробки технічної документації пристрою зміни швидкості за допомогою зубчастого диференціала і зупинника обертального руху в вигляді замкнутої гідросистеми. Приведений приклад може бути використаний, як алгоритм, для розрахунків при проектуванні пристроїв зміни швидкості з зубчастими диференціалами і зупинниками обертального руху в вигляді замкнутих гідросистем любых схем і роботи їх у прямому і зворотному напрямках. Етапи розрахунків виконуються з застосуванням комп'ютерного програмування на ПК.

1. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин : Підручник. НАН України. К. : «Наукова Думка», 2002. 660 с. 2. Андриенко Л.А., Байков Б.А., Ганулич И.К. и др. Детали машин. Под ред. О.А. Ряховского. 2-е изд., перераб. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Баумана, 2004. 520 с. 3. Насосы шестеренные. Каталог – <https://www.hydrasila.com>.

УДК 621.833

ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ КОЛЕСА З ПІДВИЩЕНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

SPUR GEARS WITH IMPROVED MESHING CHARACTERISTICS

Павло Ткач¹, Олександр Башта², Павло Носко², Євген Медведєв³

¹Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона Національної академії наук України,
вул. Казимира Малевича, 11, Київ, 03150, Україна;

²Національний Авіаційний Університет,
пр. Любомира Гузара, 1, Київ, 03058, Україна;

³Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля
пр. Центральний, 59-а, м. Северодонецьк, 93400, Україна

To increase the efficiency of gear drives of machines, it is proposed to use a conchoidal gearing, made with an offset of the output circuit and special contact conditions. The peculiarity of the proposed gearing is less than in conventional conchoidal gearing sensitivity to manufacturing and installation errors. As a result of theoretical researches indicators of working capacity of such gearing were defined. The scope of the new gear is the drive of machines for high power transmission.

Розглянемо конхоїдальні передачі як передачі, утворені твірною поверхнею, представленою на рис. 1,а в системі координат $X_g O Y_g$. При зачепленні твірна поверхня з нарізаними шестернею і колесом, пов'язаними з системами координат $X_1 O_1 Y_1$ і $X_2 O_2 Y_2$, забезпечує взаємне розташування систем координат (рис. 1,б).

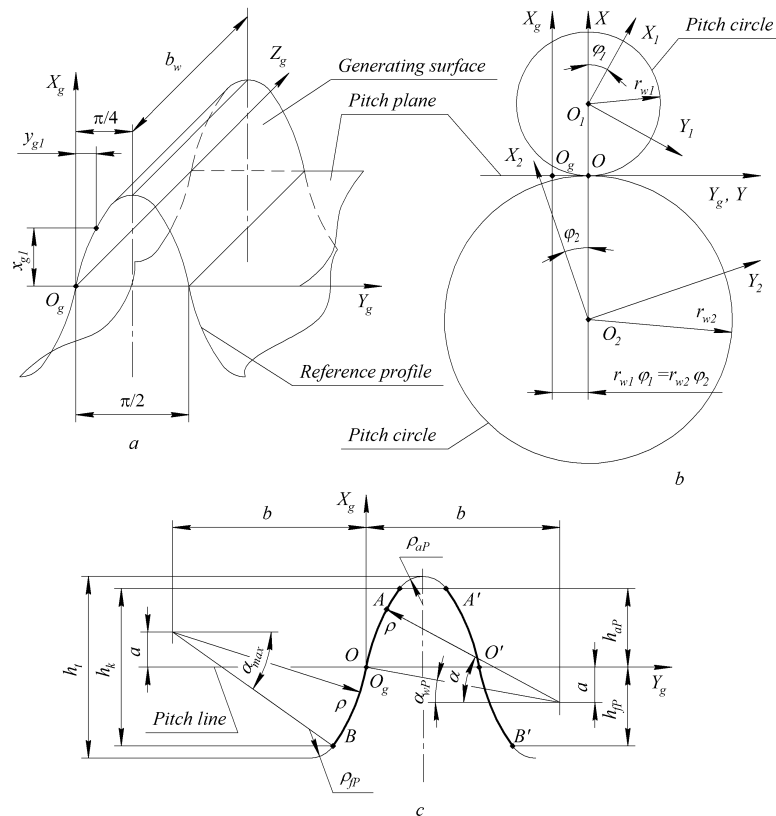


Рис. 1. Генеруюча поверхня конхоїдальних коліс (а), система координат, яка використовується в дослідженні (б) та еталонний профіль (с)

Основою твірної поверхні є вихідний контур, представлений на рис. 1с. Ділянки OA і OB утворюють робочу поверхню зуба, а ділянки $O'A$ і $O'B$ - робочу поверхню сусіднього зуба. Ділянка AA' утворює перехідну поверхню зуба. У більшості випадків критерієм працездатності зубчастих передач, що обмежує їх навантажувальну здатність, є контактна міцність.

Стосовно конхоїдальної передачі отримано рівняння верстатного зачеплення у вигляді

$$-(\pm \rho \cos \alpha \mp b) - r_{w1,2} \varphi_{1,2} + (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \operatorname{ctg} \alpha = 0. \quad (1)$$

Рівняння (1) встановлює взаємозв'язок між кутом $\varphi_{1,2}$ повороту шестерні або колеса з кутом α . Оскільки α визначає точку на профілі, то рівняння (1) пов'язує положення шестерні і колеса з розташуванням лінії контакту на твірній поверхні.

Для порівняння конхоїдального зачеплення з традиційним були обрані два показника - контактна міцність і втрати на тертя в зачепленні.

Контактна міцність оцінюється, виходячи з припущення, що величина контактних напружень є постійною внаслідок відповідності зубчастих передач під навантаженням. Це припущення зазвичай

використовується при розрахунках звичайного зачеплення, оскільки воно добре корелює з експериментальними результатами. Якщо вираз перетворити для конхoidalних циліндричних передач, отримаємо

$$\Theta_H = \frac{\cos \alpha}{\chi_{red}} \quad (2)$$

Знижена кривизна робочих поверхонь у напрямку, перпендикулярному лінії миттєвого контакту

$$\chi_{red} = \frac{(R_1 + R_2) \left(\frac{\sin \alpha_p}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \sin \alpha}{\left[R_1 + \frac{(\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \sin \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha} \right] \left[R_2 - \frac{(\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \sin \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha} \right]}$$

При порівнянні передач з однаковими параметрами коліс, але з різною геометрією зубців, більш високий Θ_H свідчить про більшу навантажувальну здатність.

Для традиційних передач залежність для визначення максимально допустимого крутного моменту може бути отримана у вигляді

$$[T_{1H}] = \left(\frac{[\sigma_H] d_{w1}}{Z_H Z_E Z_\varepsilon} \right)^2 \frac{b_w u}{2000(u+1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_V} \quad (3)$$

де d_{w1} - дільний діаметр шестерні; Z_H - коефіцієнт зони; Z_M - коефіцієнт еластичності; Z_ε - коефіцієнт контактного відношення; $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт навантаження; $K_{H\beta}$ - коефіцієнт торцевого навантаження; K_V - внутрішній динамічний коефіцієнт.

Втрати потужності в зачепленні визначаються як

$$\psi_m = \frac{b_w r_{w1}}{\pi \omega_1 T_1} \int_{\phi_{10}}^{\phi_{20}} q_n f v_g d\phi \quad (4)$$

де ϕ_{10} , ϕ_{20} - кутові переміщення шестерні, які відповідають кутам профілю $\alpha_{\max 1}$ та $\alpha_{\max 2}$ на кінчику зуба шестерні та зубця шестерні відповідно; v_g - швидкість ковзання; f - коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту зубців.

Аналіз свідчить про те, що, в порівнянні з евольвентними передачами в межах поля зачеплення, запропоновані конхoidalні передачі мають кращі показники працездатності. При збільшенні кута профілю вихідного контуру на початковій прямій і збільшенні зміщення вихідного контуру від 0 до 0,5 показники працездатності передач переважно покращуються. При цьому перевагу слід віддавати додатному зміщенню для зубців шестерні і від'ємному – для зубців колеса.

УДК 621.878.6

ДО АНАЛІТИЧНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ РОЗВАНТАЖЕННЯ КОВШІВ СКРЕПЕРА

TO THE ANALYTICAL DETERMINATION OF SCRAPER BUCKET UNLOADING EFFORTS

Леонід Хмара, Михайло Спільник

*Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського, 24-а, м. Дніпро, 49005, Україна*

Modern engineering aimed at creating energy efficient machines to perform various operations. Traditional methods of calculating the forces acting at unloading scraper, make it impossible to fully

describe the process, but only allows to calculate the maximum effort that is required when loading. Therefore, efforts that occur during discharge are unknown. The purpose is to create a new theoretical method of calculation, which takes into account the amount of residual soil in buckets throughout the period of discharge.

Робочий процес скрепера включає в себе набір ґрунту, транспортування його до місця відсіпки та розвантаження. Традиційні способи розрахунку сил дозволяють розрахувати максимальне зусилля, яке потрібне при розвантаженні. Проміжні зусилля, які виникають в процесі розвантаження невідомі.

Одним з напрямів вирішення означеної проблеми є створення теоретичного розрахунку, який враховує кількість залишкового ґрунту у ковші протягом усього періоду розвантаження.

Для розрахунку маси ґрунту, яка залишилася у ковші скрепера потрібно зробити ряд допущень: після відкриття передньої заслінки, у передній частині ковша ґрунт приймає форму природнього відкосу; частина ґрунту, яка залишилася у ковші, у верхній частині заповнює ківш повністю без відкосів від середньої частини; задня стінка має форму відвала бульдозера.

Для теоретичного розрахунку сил, які виникають при розвантаженні ковша, за основу був взятий скрепер Д-357 з примусовою системою розвантаження.

Сила, потрібна для виштовхування ґрунту (рис. 1), визначається за формулою:

$$F = F_{\delta} + F_{\delta'} + F_{\kappa} + F_j, \quad (1)$$

де F_{δ} - сила тертя ґрунту по дніщу ковша; $F_{\delta'}$ - сила тертя ґрунту по бічних стінках ковша; F_{κ} - сила опору коченню роликів задньої стінки; F_j - сила інерції поступального руху маси ґрунту і задньої стінки при ввімкненні механізму вивантаження ґрунту з ковша скрепера.

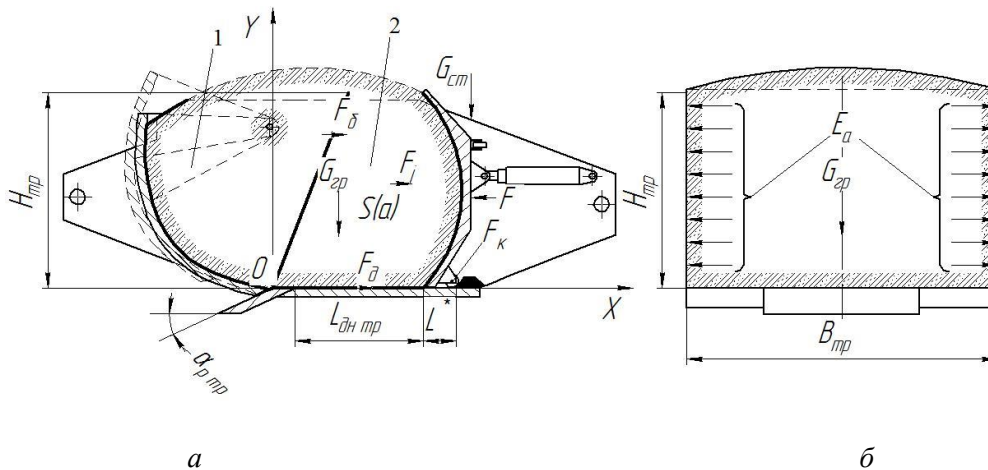


Рис. 1. Схема зусиль, які діють при розвантаженні ґрунту з ковша скрепера традиційного типу: 1 – ківш у заповненому стані; 2 – об'єм ґрунту у ковші при відкритій передній заслінці; а – вид збоку; б – вид спереду

Сила тертя ґрунту по дніщу ковша визначають за формулою

$$F_{\delta} = \mu_1 G_{cp} = \mu_1 \frac{q \gamma_{\Sigma} k_H}{k_p}, \quad (2)$$

де q - геометрична місткість ковша в m^3 ; μ_1 - коефіцієнт тертя ґрунту по сталі; γ_{Σ} - об'ємна вага ґрунту в природньому заляганні в kg/m^3 .

Поперечний переріз ковша скрепера дає можливість визначити площу $S(a)$, яку займає ґрунт у ковші. Для підрахунку даної площі беремо подвійний інтеграл за формулою

$$S(a) = \left\{ \begin{aligned} \iint_{\text{площа } S(H_{mp})} dS &= \int_0^{H_{mp}} dy \int_{y \operatorname{ctgr}}^{a+f(y)} \gamma dx, \text{ якщо } a + f(H_{mp}) > H_{mp} \operatorname{ctgr} \\ \iint_{\text{площа } S(H_{mp}^*)} dS &= \int_0^{H_{mp}} dy \int_{y \operatorname{ctgr}}^{a+f(y)} \gamma dx, \text{ якщо } a + f(H_{mp}^*) \leq H_{mp} \operatorname{ctgr} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де a – умовний крок руху задньої стінки.

Обчислювання виконувались за допомогою програми MathCad.

Сила тертя ґрунту об бічні стінки ковша визначають за формулами:

$$F_o = 2\mu_1 E_a, \quad (4)$$

$$E_a = 0,5, \quad (5)$$

де E_a – активний тиск ґрунту на бічну стінку ковша.

Сила опору коченню роликів задньої стінки по днищу ковша визначають за формулою:

$$F_k = fG_{cm}, \quad (6)$$

де G_{cm} – вага задньої стінки; f – коефіцієнт опору коченню роликів, $f = 0,10 \sim 0,15$.

Сила інерції ґрунту і задньої стінки визначаємо за формулою:

$$P_j = \left(\frac{q\gamma_z k_H}{k_p} + G_{cm} \right) \frac{v_c}{9,81 t}, \quad (7)$$

де v_c – швидкість руху задньої стінки (0,2 м/с); t – час розгону (2 с).

Після підстановки складових величин остаточно отримуємо математичну модель процесу розвантаження визначаємо за формулою:

$$F = \mu_1 \frac{q\gamma_z k_H}{k_p} + 2\mu_1 E_a + fG_{cm} + \left(\frac{q\gamma_z k_H}{k_p} + G_{cm} \right) \frac{v_c}{9,81 t}. \quad (8)$$

Сила, яка необхідна для розвантаження ґрунту з ковша скрепера, обладнаного напівкруглим днищем, визначається аналогічно до традиційного розрахунку, окрім сили опору руху задньої стінки та сили інерції ґрунту (рис. 2).

Сила опору руху задньої стінки визначаємо за формулою:

$$F_{cm} = \frac{M}{h}, \quad (9)$$

де M – модуль моменту задньої стінки; h – плече сили F_{cm} .

Силу інерції ґрунту визначаємо за формулою:

$$F_j = \frac{q\gamma_z k_H}{k_p} \frac{v_c}{9,81 t}, \quad (10)$$

Після підстановки складових величин остаточно отримуємо математичну модель для визначення зусилля розвантаження ковша з напівкруглим днищем:

$$F = \mu_1 \frac{q\gamma_z k_H}{k_p} + 2\mu_1 E_a + \frac{M}{h} + \frac{q\gamma_z k_H}{k_p} \frac{v_c}{9,81 t}. \quad (11)$$

Поперечний переріз ковша скрепера дає можливість визначити площу $S(ad)$, яку займає ґрунт у ковші. Для розрахунку потрібні початкові дані: $H_{мод}$ – висота ковша скрепера; h – відстань від осі підвісу задньої стінки до рівня ґрунту у ковші; R – радіус донної частини ковша скрепера; r – радіус, який описує точка E розташована на середині задньої стінки; ρ – щільність ґрунту; γ_{ep} – кут природнього відкосу ґрунту; α_a, α_c – кути, які задаються в залежності від параметрів ковша скрепера та вказують на початкове та крайнє положення задньої стінки; Q – початковий об'єм ґрунту; $S'(ad)$ – об'єм розвантаженого ґрунту; A – точка крайнього положення задньої стінки; B, B_1 – точки, які визначають рівень ґрунту у ковші скрепера; C – точка початкового положення задньої стінки; D – деяке положення задньої стінки, при якому змінюється рівень ґрунту у ковші (збільшується значення h); S_1 – площа верхнього сектору; S_2 – площа нижнього сектору. Підрахунки даної площі виконувались за допомогою програми MathCad15.

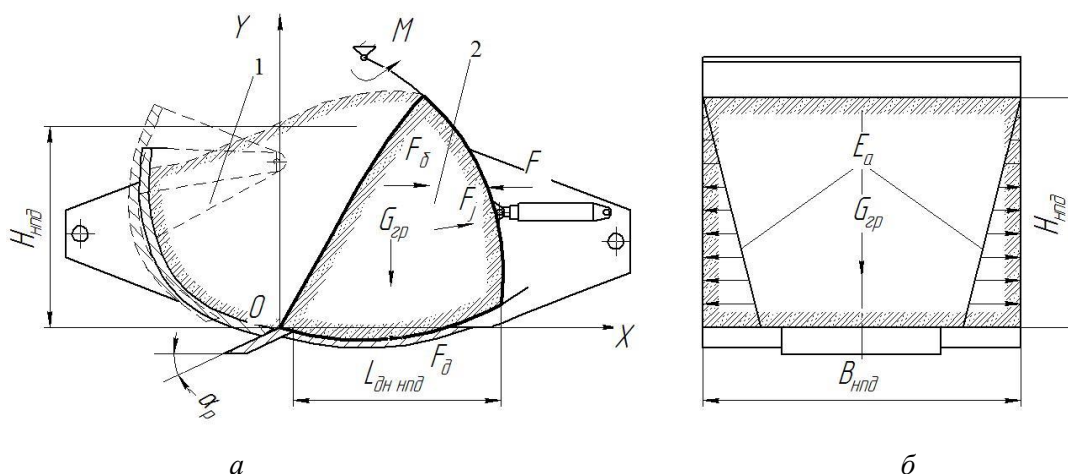


Рис. 2. Схема зусиль, які діють при розвантаженні ґрунту з ковша скрепера, обладнаного напівкруглим днищем: а – вид збоку; б – вид спереду; 1 – ківш у заповненому стані; 2 – об’єм ґрунту у ковші при відкритій передній заслінці

У результаті розрахунків отримані залежності зміни маси ґрунту у ковші скрепера у процесі його розвантаження (рис. 3, а). Дані залежності дозволяють визначити кількість ґрунту у ковша скрепера при зміні положення задньої стінки.

Залежність зміни зусилля розвантаження від положення задньої стінки відносно довжини днища ковша скрепера дано на рис. 3б.

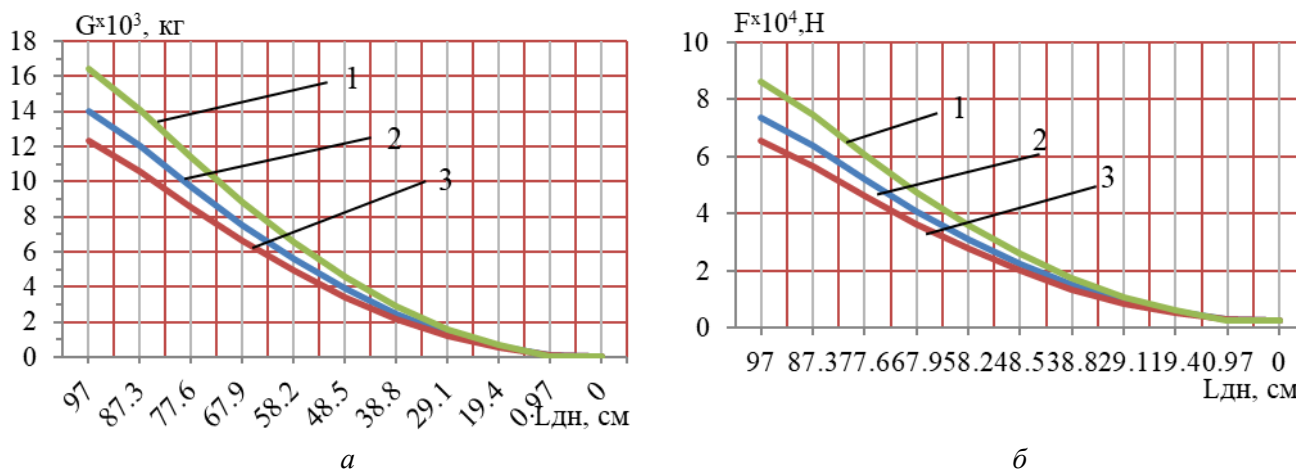


Рис. 3. Залежності зміни маси ґрунту та зусилля розвантаження від положення задньої стінки відносно довжини днища $L_{дн}$ скрепера Д-357($q=8\text{м}^3$): а – залежність зміни маси ґрунту G від положення задньої стінки відносно довжини днища $L_{дн}$; б – залежність зміни зусилля розвантаження F від положення задньої стінки відносно довжини днища $L_{дн}$: 1 – ґрунт щільністю 1800 кг/м^3 ; 2 – ґрунт щільністю 1700 кг/м^3 ; 3 – ґрунт щільністю 1600 кг/м^3

На відміну від традиційного розрахунку, теоретичні значення зусиль, які виникають в період розвантаження, можна розрахувати для проміжного положення задньої стінки відносно днища ковша скрепера.

Висновки: 1. Для розглянутих ковшів скреперів розроблені математичні моделі процесу розвантаження, які враховують: силу тертя ґрунту по днищу ковша; силу тертя ґрунту по бічних стінках ковша; силу опору коченню роликів підвісу задньої стінки; силу інерції поступального руху

маси ґрунту і задньої стінки при ввімкненні механізму розвантаження ґрунту з ковша скрепера; довжину днища; висоту ковша; щільність набраного ґрунту; кут природнього осипання ґрунту і дозволяють розраховувати залежність зміни маси ґрунту від положення задньої стінки відносно довжини днища скрепера, а також зусилля, які необхідні для його розвантаження;

2. Теоретичний розрахунок дозволяє визначати: опір розвантаження для ковша скрепера з напівкруглим днищем; зміну маси ґрунту у ковші від положення задньої стінки відносно довжини днища скрепера для щільності ґрунту 1600 – 1800 кг/м³.

◆◆◆

СЕКЦІЯ 6

ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ І ТЕХНОЛОГІЯХ

УДК 539.3

КОНТАКТ З ТЕРТЯМ СИСТЕМИ КОАКСІАЛЬНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК З НЕОДНОРІДНИМ ЗАПОВНЮВАЧЕМ

CONTACT WITH FRICTION OF THE SYSTEM OF COAXIAL CYLINDRICAL SHELLS WITH INHOMOGENEOUS FILLER

Олександр Бедзір, Василь Шопя

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

The statement of the mixed problem on frictional interaction in the system which consists the system of coaxial cylindrical shells, divided by a inhomogeneous filler, is realized. Using one-dimensional shell and filler models, the integral equation for finding the contact is constructed. On the basis of numerical solutions the effect of mechanical, geometric and tribologic parameters of contacting pairs on nature of distribution of contact pressure, rigidity and strength of the system is investigated.

Прорізні оболонкові пружні елементи є важливою складовою відомого класу віброзахисних пристроїв (рис. 1) [1]. Моделювання роботи таких механічних систем зводиться до постановки задач взаємодії тришарової контактної системи з умовами неідеального контакту шарів [2]. Метою роботи є визначення напружено-деформованого стану елементів контактної системи та її жорсткості у випадку використання неоднорідного заповнювача.

Постановка задачі. Розглянемо пружний порожнистий циліндр зовнішнього R_1 і внутрішнього R_2 радіусів та довжини $2l$, який розділяє коаксіально встановлені прорізну (радіуса R_1 і товщини h_1) та суцільну (радіуса R_2 і товщини h_2) циліндричні оболонки (рис.2). На торці циліндра (деформівного заповнювача) через абсолютно жорсткі гладкі поршні передається зовнішнє навантаження Q . Характер контактної взаємодії заповнювача та оболонки визначається законом сухого тертя. Напружено-деформований стан системи досліджуємо в циліндричній системі координат $O r \theta z$. Приймаючи число розрізів зовнішньої оболонки достатньо великим, вважаємо, що заповнювач перебуває в умовах осесиметричної деформації. Постановку задачі, та модельні співвідношення для контактних тіл розглянуто в роботі [3]. Вважаємо, що фізичні властивості матеріалу заповнювача лінійно змінюються вздовж осі конструкції. Фрикційну взаємодію оболонки і

заповнювача при монотонному зовнішньому навантаженні системи моделюємо співвідношеннями одностороннього нормального контакту.

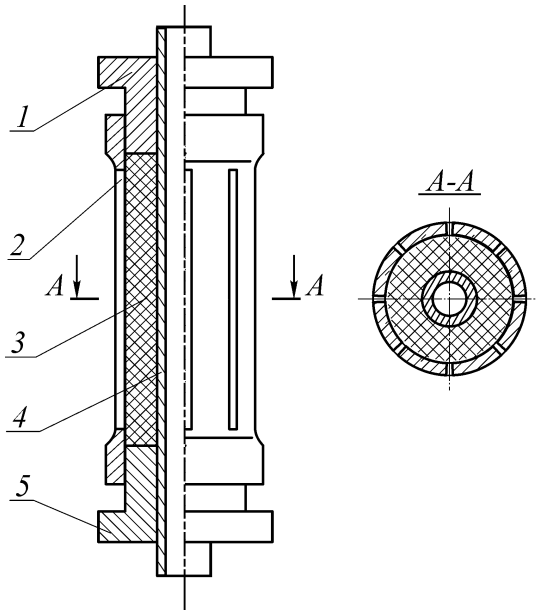


Рис. 1. Оболонкова пружина з прорізами обладнана стволом (базова конструкція): 1, 5 – поршні; 2 – оболонка з прорізами; 3 – пружний заповнювач; 4 – ствол

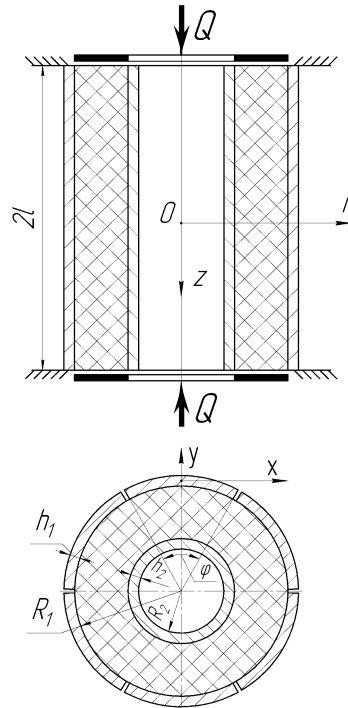


Рис. 2. Оболонка

Контактну задачу зведено до системи інтегральних рівнянь відносно функцій розподілу контактних напружень між заповнювачем та оболонками

$$\begin{cases} a_{11}\sigma_1(\zeta) + a_{12}\sigma_2(\zeta) + \int_{-1}^1 (K_{11}(\xi, \zeta)\sigma_1(\xi) + K_{12}(\xi, \zeta)\sigma_2(\xi))d\xi = -\frac{\nu(\zeta)P}{1-\nu(\zeta)}; \\ a_{21}\sigma_1(\zeta) + a_{22}\sigma_2(\zeta) + \int_{-1}^1 (K_{21}(\xi, \zeta)\sigma_1(\xi) + K_{22}(\xi, \zeta)\sigma_2(\xi))d\xi = -\frac{\nu(\zeta)P}{1-\nu(\zeta)}. \end{cases}$$

Ядра інтегральних рівнянь системи описуються формулами

$$K_{11}(\xi, \zeta) = \frac{\nu(\zeta)}{1-\nu(\zeta)} \frac{IR_1}{R_1^2 - R_2^2} f_1 \operatorname{sgn} \zeta \operatorname{sgn}(\xi - \zeta) + 4\mu^4 G(\xi, \zeta);$$

$$K_{12}(\xi, \zeta) = \frac{\nu(\zeta)}{1-\nu(\zeta)} \frac{IR_2}{R_1^2 - R_2^2} f_2 \operatorname{sgn} \zeta \operatorname{sgn}(\xi - \zeta); \quad K_{21}(\xi, \zeta) = \frac{\nu(\zeta)}{1-\nu(\zeta)} \frac{IR_1}{R_1^2 - R_2^2} f_1 \operatorname{sgn} \zeta \operatorname{sgn}(\xi - \zeta);$$

$$K_{22}(\xi, \zeta) = \left(1 + \frac{\nu_2}{2\nu(\zeta)} \beta_2\right) \frac{\nu(\zeta)}{1-\nu(\zeta)} \frac{IR_2}{R_1^2 - R_2^2} f_2 \operatorname{sgn} \zeta \operatorname{sgn}(\xi - \zeta), \quad P \equiv \frac{Q}{\pi(R_1^2 - R_2^2)},$$

де $a_{11} = r_1^2 + \frac{1+\nu(\zeta)}{1-\nu(\zeta)} r_2^2; \quad a_{12} = -\frac{2}{1-\nu(\zeta)} r_2^2; \quad a_{21} = \frac{2}{1-\nu(\zeta)} r_1^2;$

$$a_{22} = -\left[\frac{1+\nu(\zeta)}{1-\nu(\zeta)} r_1^2 + r_2^2 + \frac{1}{1-\nu(\zeta)} \beta_1\right]; \quad \beta_1 = \frac{ER_2}{E_2 h_2}; \quad \beta_2 = \frac{El}{E_2 h_2 l_2}; \quad 4\mu^4 = \frac{1}{1-\nu(\zeta)} \frac{R_1^3 b E}{I_x E_1},$$

$b = 2R \sin(\varphi/2)$ – ширина панелі; $E_0 I_x = 0,5 E_0 h R^3 (\varphi + \sin(\varphi) - 8 \sin^2(\varphi/2) / \varphi)$ – жорсткість панелі на згин; $\varphi = 2\pi/N$, N – кількість розрізів; $E_0, E, \nu(\zeta)$ – модулі Юнга та коефіцієнт Пуасона

матеріалів оболонки та заповнювача, f_i – коефіцієнти тертя між заповнювачем та оболонками на поверхнях спряження $r = R_i$, $G(\zeta, \xi)$ – функція Гріна крайової задачі :

$$G(\zeta, \xi) = \frac{1}{24} - \frac{\xi^2}{8} + \left(\frac{\xi}{8} + \frac{\xi^3}{8} \right) \zeta - \left(\frac{\xi}{8} + \frac{\xi^2}{8} \right) \zeta^2 + \left(\frac{\xi}{8} - \frac{\xi^3}{24} \right) \zeta^3 + \frac{1}{12} (\xi - \zeta)^3 \operatorname{sgn}(\xi - \zeta).$$

Систему інтегральних рівнянь розв'язано методом квадратур, з використанням формули трапецій з рівномірною сіткою вузлів. Для розв'язування системи рівнянь застосовано метод Гауса з виділенням головного елемента. В результаті розв'язку отримано значення контактних напружень, через які визначено характеристики пружної системи.

1. Шона В.М., Величкович А.С., Величкович С.В., Шацький І.П., Попадюк І.Й., Шона Т.В. *Оболонкові пружини*. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 92 с. 2. Попадюк І.Й., Шацький І.П., Шона В.М. *Механіка фрикційного контакту оболонки з деформівним заповнювачем*. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 180 с. 3. Шона В.М., Попадюк І.Й., Бедзір О.О. *Змішані задачі фрикційного контакту коаксіальних циліндричних оболонки і деформівного заповнювача // Мат. методи і фіз.-мех. поля*. – 1998. – 41. № 3. – С. 103 – 108.

УДК 534.112: 539.3

ПРУЖНІ СИСТЕМИ З ДВОХВИЛЬОВИМ ХАРАКТЕРОМ КОЛИВАНЬ – МЕХАНІЧНІ, МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ, ЇХНІ ОСОБЛИВОСТІ, ДЕЯКІ АНАЛОГІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ

ELASTIC SYSTEMS WITH TWO-WAVE NATURE OF OSCILLATIONS - MECHANICAL, MATHEMATICAL MODELS, THEIR FEATURES, SOME ANALOGIES AND RESEARCH

Анатолій Дем'яненко, Дмитро Ключник, Вікторія Гурідова

*Дніпровський державний аграрно-економічний університет,
вул. С.Єфремова, 25, м. Дніпро, 49027, Україна*

This paper describes some features and analogies of the mathematical models for the elastic elements with movable load. In these systems two forms of own oscillations - the own component and the accompanying one, displaced in phase to the right angle correspond to every frequency of the system. The accompanying component is caused by the mobile inertia load or by the changeable length and they are not trivial only when this factor exists.

Проблема визначення динамічної дії рухомого навантаження на пружні конструкції виникла у першій половині минулого сторіччя. Поштовхом до інтенсивних теоретичних та експериментальних досліджень стали руйнування мостів з довгими прогонами, зокрема Честерського мосту в Англії у 1847 р. Перед інженерами постало питання, чим відрізняються результати дії рухомого навантаження на пружні конструкції від статичного. Інтерес до цієї проблеми з часом перемістився з чисто прикладної в область її фізико-математичних обґрунтувань і викликав необхідність створення відповідної теорії, оскільки розмаїття постановок задач і методів їх розв'язування нерідко породжували суперечливі результати. З цією проблемою тісно пов'язані задачі динаміки об'єктів змінних у часі розмірів, деяких механічних систем з неголономними в'язями. В залежності від способу схематизації інерційних властивостей пружної конструкції і рухомого навантаження існують чотири принципово різних постановки задач про вплив рухомого навантаження на пружні конструкції та споруди [8]. Найбільш складним з точки зору практики є четвертий варіант, де враховуються як сили інерції самої конструкції так і сили інерції рухомого навантаження.

Дослідження якісних та кількісних характеристик руху таких об'єктів зводиться до аналізу математичної моделі

$$L\left(x, t, \frac{\partial}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial x}\right) w = L_1\left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial t}\right) \times q(x, t) \quad (1)$$

з відповідними крайовими та початковими умовами, де при сталій швидкості руху

$$q(x, t) = -\frac{q_0 + q_1}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - 2 \frac{q_1 v}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial x} - \frac{q_1 v^2}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (2)$$

Основними особливостями математичних моделей таких задач, по-перше, є наявність у диференціальних рівняннях у тому чи іншому вигляді інерційного оператора (2), який визначає силову дію на пружний об'єкт рухомого масового навантаження. Характерним є той факт, що силова дія залежить, як від інтенсивності $q_1(x)$ і швидкості руху в потоку навантаження, так і від деформації пружного об'єкта $w(x, y, t)$, причому, чітко видно залежність силової дії від прискорення деформації $w_{tt}(x, y, t)$, швидкості кутової деформації $w_{tx}(x, y, t)$ та зміни кривини пружної лінії об'єкта $w_{xx}(x, y, t)$ тобто в такого роду системах силова дія є слідуюча за поведінкою системи змінюючи свою величину и напрямом в процесі деформації. Це є другою особливістю задач динаміки пружних систем у полі сил інерції рухомих навантажень. Третьою суттєвою особливістю цих задач є наявність в математичній моделі у тій чи іншій формі непарної за часом змішаної похідної, яка обумовлена прискоренням Кориоліса рухомого масового навантаження та не дозволяє розділити просторову x і часову t змінні за класичною схемою Фур'є в дійсній області шуканих функцій. Відомо, що метод Фур'є належить до методів математичної фізики, які дозволяють отримати розв'язки певного класу диференціальних рівнянь у частинних похідних. Лише у порівняно простих випадках маємо можливість побудувати явні розв'язки рівнянь у частинних похідних як суми часткових розв'язків у вигляді добутку відокремлених функцій. Пряме застосування методу до задач динаміки пружних систем з рухомим інерційним навантаженням у загальному випадку не є можливим. У зв'язку з цим зроблені спроби модифікації та узагальнення цього методу [1 – 4]. При застосуванні до дослідження таких систем методу двохвильового подання коливань, який дозволяє у деяких випадках отримати точні розв'язки задач, загальний розв'язок диференціального рівняння подається у вигляді суми двох рядів

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^n a_n \varphi_n(x) \cos(\omega_n t + \beta_n) + \sum a_n \psi_n(x) \sin(\omega_n t + \beta_n)$$

один з яких являє собою класичну частину розв'язку, а другий ту частину, яка обумовлена наявністю змішаної непарної за часом похідної а, саме, інерційністю рухомого навантаження і не виявляється при традиційному застосуванні прямих методів математичної фізики. Форми першої групи названі власними формами, а форми другої групи – супровідними формами коливань пружної системи. Супровідні коливання обумовлені і нетривіальні лише при наявності рухомого інерційного навантаження або інших чинників системи. Згодом розвиток таких методів з практичної площини перейшов у фізико-математичну та набув узагальнень у працях Каленюка П.І. [6 – 7], які знаходять і, без сумніву, знайдуть своє подальше застосування. Що стосується аналогій математичних моделей, то неважко показати, що у самому простому випадку задачі про поперечні коливання балки за дії рухомого розподіленого інерційного навантаження у критичному режимі в наближеній постановці приходимо до розв'язування диференціального рівняння [8]

$$EJ_{min} w^{IV}(x) = -mV_{cr}^2 w^{II}(x) \quad (3)$$

з відповідними крайовими умовами а для визначення критичного значення стискуючої сили для такої ж балки приходимо, як відомо, до розв'язування диференціального рівняння

$$EJ_{min} w^{IV}(x) = -F_{cr} w^{II}(x) \quad (4)$$

Аналіз диференціальних рівнянь (3) – (4) показує, що математичні моделі цих задач ідентичні, тобто існує їх певна математична аналогія, використовуючи яку і визначимо наближено значення

критичної швидкості руху навантаження, за якої балка втрачає стійкість

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(vl)^2} = mV_{cr}^2 \text{ звідки } V_{cr} = \frac{\pi}{vl} \sqrt{\frac{E I_{min}}{m}}. \quad (5)$$

Сьогодні більш повному та детальному дослідженню задач динаміки пружних систем методом двохвильового подання сприяють сучасні інформаційні технології, чого не було раніше, не кажучи вже про часи Я.Г. Пановко. В роботі наведено результати досліджень методом двохвильового подання руху задач динаміки пружних систем за дії рухомого інерційного навантаження. Наведена аналогія математичних моделей задач динаміки пружних об'єктів змінної довжини та об'єктів під дією рухомого інерційного навантаження, що в свою чергу обумовлює аналогії в їх поведінці.

1. Горошко О.А. Собственные и сопровождающие колебания в системах с подвижными инерционными нагрузками // Тр. V междунар. конф. по нелинейным колебаниям. 1970, т.3. 2. Горошко О.А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н. Савин. - К.: Наукова думка, 1973. с.32-40. 3. Горошко О. О. Двохвильові процеси в механічних системах/ О.О.Горошко, А.Г.Дем'яненко, С.П.Киба. - К.: Либідь, 1991. с.83-94. 4. Дем'яненко А. Г. Механічні і математичні моделі деяких задач динаміки пружних систем з рухомим інерційним навантаженням та їх дослідження/ А.Г.Дем'яненко / Вібрації в техніці та технологіях.- 2014.- № 2(74). с. 12-22. 5. Доценко П.Д. Динамика трубопроводных систем / П.Д.Доценко. – Харьков.: Основа, 1998. с.10-15. 6. Каленюк П.І., Скоробогатько В.Я. Якісні методи теорії диференціальних рівнянь. К., 1977,-122 с. 7. Каленюк П.І., Нитребич З.М. Узагальнена схема відокремлення змінних. Диференціально-символьний метод.- Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2002.- 292 с. 8. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г.Пановко, И. И Губанова. – М.: Наука, 1987. с. 277-294.

УДК 621.1

ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ В ЯКОСТІ АКТИВАТОРА ВАПНА

VICTORIZED VEHICLE MACHINES IN THE ACCOMMODATION OF LIME

Андрій Заграй, Ярослав Новіцький, Ірина Луцюк, Зенон Боровець

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

The method of mechanical activation of hydraulic lime by bunker type is described. The influence of design features and fixing angle of vibrating blades on the speed and degree of dispersion of hydrated lime by measuring the change of logarithmic decrement of mass attenuation during vibroactivation is investigated.

У технологіях будівельних матеріалів гідратне вапно має широкі області застосування. Кальцію гідроксид використовується як самостійна в'язуча речовина у складах вапняно-піщаних чи інших сумішей повітряного та автоклавного тверднення, як компонент пуцоланових зв'язних систем, як складова композиційних матеріалів. В останні роки здійснюються дослідження у напрямку використання гідратного вапна як модифікуючої добавки у сумішах на основі портландцементу. Введення невеликих кількостей кальцію гідроксиду до складу цементних композицій дає змогу підвищити міцність затверділого виробу, не спричиняючи при цьому руйнування арматури, розтріскування цементного каменю або утворення висолів на його поверхні [1].

Метою цієї роботи є вивчення впливу конструктивних параметрів вібробункера на процеси диспергування $\text{Ca}(\text{OH})_2$ у системі “гашене вапно – вода”.

Об'єктом дослідження слугувало гідратне вапно-порохнянка торгової марки Lhoist (Республіка Польща). Для отримання цементних композицій як в'язучу речовину використовували портландцемент ПЦ П/Б-К(Ш-В-П)-400Р-Н ПрАТ "Івано-Франківськцемент".

Досліджуване вапняне тісто отримано змішуванням вапна-порохнянки з водою для досягнення вологості системи 48 %. Готову суміш піддавали активуванню у бункері віброактиватора.

Конструктивно (рис. 1, а) віброактиватор складається із тороподібного бункера 1, всередині торової порожнини якого закріплено лопаті 2.

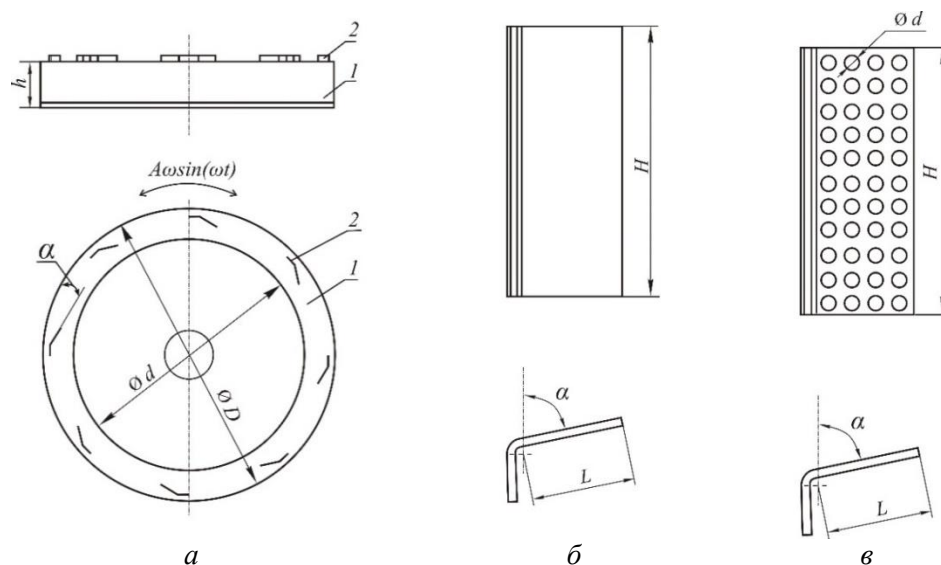


Рис. 1. Конструктивна схема віброактиватора

Бункер здійснює гармонійні кутові коливання завдяки пружинному підвісу (торсіону) та електромагнітному приводу. Зовнішній діаметр торової чаші D становить 500 мм, внутрішній діаметр d – 400 мм, ширина кругового каналу – 50 мм, висота – 100 мм. Оскільки тангенціальна (колова) амплітуда кутових коливань пропорційна радіусу бункера, то для інтенсивного віброактивування сумішей це є раціональним робочим органом.

Максимальне значення амплітуди коливань на краю завантаженого малов'язкою робочою сумішшю бункера становить 7 мм. Зростання в'язкості суміші призводить до зменшення амплітуди коливань. Частота коливань є постійною величиною, яка дорівнює частоті змінного струму електромережі, і становить 50 Гц.

Процеси механічного активування суміші відбуваються як у звуковому полі, яке генерують лопаті, так і безпосередньо на самій поверхні лопаті. З врахуванням того, що суміш відривається від лопатей внаслідок високої інтенсивності їхнього коливання (амплітуда віброприскорення становить $70g$), можна стверджувати, що активування відбувається саме на поверхні лопатей у віброударному режимі взаємодії суміші та лопатей.

Одним із важливих чинників, що суттєво впливають на віброактивування є розміщення лопатей, а саме кут атаки α . Значення цього кута впливає як на величину нормальної проекції площі лопаті, так і на характер напружень у суміші, яка механічно взаємодіє із лопатями. Зменшення кута атаки призводить до зменшення нормальної складової напружень і збільшення тангенціальної, і навпаки. Значення проекції площі на нормаль до амплітуди коливань визначає потужність процесу активації.

Крім цього, існують значення кутів атаки лопатей, за яких можливий стійкий впорядкований рух суміші по колу бункера внаслідок різниці гідравлічних опорів лопатей (система дифузор-конфузор). Це важливий чинник, який приводить до постійного переміщення суміші на поверхні лопатей внаслідок її циркуляції. Швидкість руху суміші залежить від амплітуди коливань, в'язкості суміші та різниці гідравлічних опорів, тобто кутів атаки лопатей і знаходиться для досліджуваних сумішей у діапазоні 2–5 мм/с.

Для оцінки впливу конструктивних особливостей та кута закріплення віброуючих лопатей на швидкість та ступінь диспергування гідратного вапна здійснювали вимірювання зміни логарифмічного декременту згасання маси під час віброактивування. Логарифмічний декремент згасання є достовірним показником оцінки зміни в'язкості у системі "гідратне вапно–вода" у широкому інтервалі вимірювань, методика визначення якого наведена у роботі [2].

Ступінь дисперсності гідратного вапна визначає його хімічну активність, що у випадку використання його як модифікуючої добавки у складі портландцементних композицій повинно супроводжуватись підвищенням експлуатаційних і, зокрема, міцнісних характеристик [3].

Назагал добавка гідратного вапна, віброактивованого за усіма трьома режимами, позитивно впливає на збільшення міцності зразків. При цьому мінімальний приріст міцності порівняно з вихідним зразком портландцементу без добавки спостерігається у разі використання вапна, віброактивованого за кута атаки 27° . Так, на 28-му добу тверднення міцність зразків при стиску відповідно становить 290 кгс/см^2 для портландцементних зразків без добавки і 323 кгс/см^2 для зразків із добавкою вапна, активованого при зазначеному куті кріплення лопатей протягом 60 хв. Очевидно, що збільшення тривалості віброактивування вапна забезпечує вищу ступінь його диспергування і, як наслідок, більшу активність у напрямку підвищення механічної міцності зразків.

На підставі проведених досліджень підтверджена ефективність механічного диспергування гідратного вапна з метою підвищення його активності для використання як модифікуючої добавки у складі сумішей на основі портландцементу. Встановлено, що максимальне диспергування вапна досягається за використання суцільних неперфорованих віброуючих лопатей, закріплених під кутом 86° до напрямку коливальних. При цьому оптимальна тривалість механооброблення гідратного вапна становить 40 – 60 хв.

1. Вплив диспергованого вапна на тверднення цементного каменю/Заграй А. І., Боровець З. І., Новіцький Я. М та ін. – Хімія, технологія речовин та їх застосування, 2019. – с. 55–61. 2. Заграй А. І., Боровець З. І., Луцюк І. В., Новіцький Я. М. Критерії дослідження процесу диспергування системи гідратне вапно–вода // Хімія, технологія речовин та їх застосування. – 2020. – Вип. 3. – № 2. – С. 23–27. 3. Yakymchuk Y.; Jaskulski R.; Lutsyuk I. New ways of utilizing lime in modern building technology. Mater. Struct. Technol. 2019 – P. 61–69.

УДК 621.867

ВІБРАЦІЙНИЙ БУНКЕРНИЙ ЖИВИЛЬНИК ОДНОМАСОВОЇ СТРУКТУРИ

VIBRATORY HOPPER FEEDER OF SINGLE-MASS STRUCTURE

Віталій Корендій, Олександр Качур, Юрій Новіцький, Петро Дмитерко

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

The design and operational peculiarities of the vibratory hopper feeder, designed on the basis of a single-mass oscillatory system, are considered. Its main inertia-stiffness parameters are calculated: the magnitude of the static moment of the unbalanced vibrator and the stiffness of the vibration isolators.

Розроблена авторами компоновка вібраційного бункерного живильника наведена на рис. 1. Живильник складається з рами 1, на якій через віброізолятори (циліндричні виті пружини) 6 монтується вібротранспортер 2. У приводі вібротранспортера, побудованого на основі одномасової коливальної системи, передбачено дебалансний вібробудник, який приводиться в рух через пасову передачу 5 від електродвигуна 4. Засипання транспортованого матеріалу на віброконвеєр 2

здійснюється з бункера 3. Швидкість подачі матеріалу регулюється вручну за допомогою спеціальної заслінки, що перекриває випускний отвір бункера. Натяг пасової передачі регулюється шляхом зміни кутового положення плити 7 кріплення електродвигуна шляхом повороту натяжного гвинта.

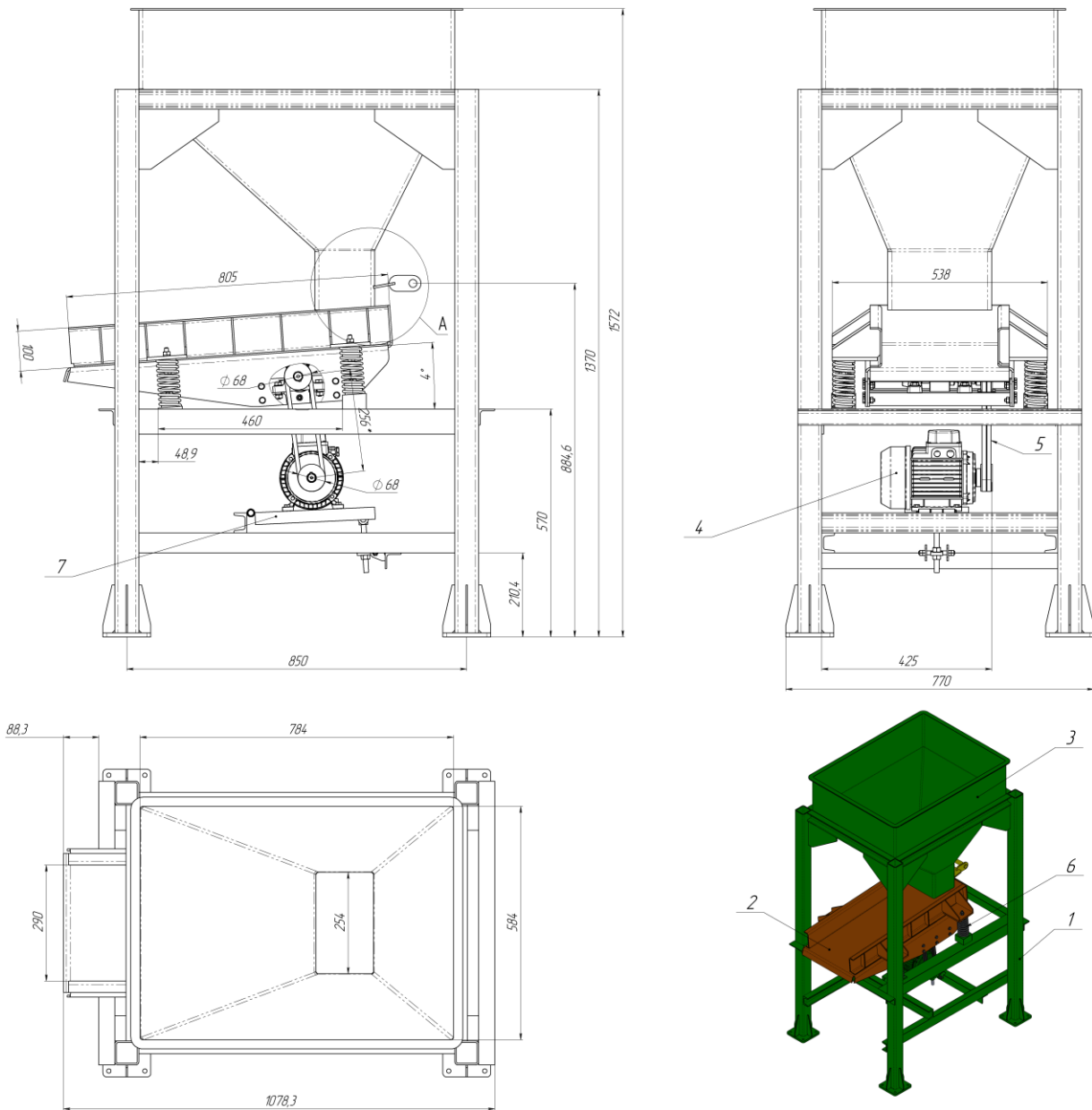


Рис. 1. Загальна компоновка вібраційного бункерного живильника

Номінальна маса завантаження транспортера становить 10 кг. Він працює за частоти збурення, близькій до 50 Гц, у зарезонансному режимі роботи. Одномасова пружна система транспортера передбачає кріплення робочого органу (транспортуючого лотка) масою m до нерухокої рами бункера через пружні вузли жорсткості c . При цьому, необхідно забезпечити, щоб власна частота коливань ω_0 такої одномасової системи була значно меншою, ніж частота збурення ω . У такому разі жорсткість пружних вузлів повинна бути якомога меншою, щоб система сприйняла їх як «м'які» віброізолятори.

Оскільки вібротранспортер повинен працювати на циклічній частоті коливань, близькій до 50 Гц, вирішено приводити систему в рух від асинхронного електродвигуна, синхронна частота якого $n_c = 3000$ об/хв. В такому разі номінальна частота його обертання під навантаженням може становити близько $n_n = 2850$ об/хв, а отже, частота вимушених коливань буде рівною:

- циклічна:

$$n = \frac{n_n}{60} = \frac{2850}{60} = 47,5 \text{ Гц};$$

- колова:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{\pi \cdot 2850}{30} = 298,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Визначимо технологічно необхідну амплітуду коливань робочого органа. Для одномасових вібротранспортерів з гармонійним рухом достатньо забезпечити на поверхні робочого органа (транспортуючого лотка) амплітудне значення пришвидшення (4...6)g (перевантаження на рівні 4...6 пришвидшень земного тяжіння у вертикальному напрямку). Приймаючи, що перевантаження в розробленому вібротранспортері становитиме $\xi = 4$, встановлюємо, що амплітуда коливань робочого органа на частоті вимушених коливань $\omega = 298,5 \text{ рад/с}$ повинна становити:

$$X = \frac{\xi \cdot g}{\omega^2} = \frac{4 \cdot 9,81}{298,5^2} = 0,00044 \text{ м} = 0,44 \text{ мм}.$$

Загальну величину коливальної маси можна наближено визначити шляхом додавання максимальної маси завантаження до маси робочого органа. Згідно з даними твердотілого моделювання вібробункерного живильника у програмному продукті SolidWorks, маса робочого органа приблизно дорівнює 25 кг. Тому загальна величина коливальної маси із повним завантаженням робочого органа дорівнює близько $m = 35 \text{ кг}$.

Маючи значення коливальної маси m , можна визначити жорсткість c на стиск пружних елементів, що відображає сумарну жорсткість віброізоляторів c_{iz} , на які встановлюють робочий орган із завантаженням. Враховуючи, що вібраційний транспортер працюватиме в далеко зарезонансній зоні, конструктивно приймаємо значення резонансного налагодження коливальної системи $z = 5$ та отримуємо жорсткість віброізоляторів:

$$c_{iz} = m \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 = 35 \cdot \left(\frac{298,5}{5}\right)^2 = 1.247 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Значимо, що власна частота одномасової коливальної системи у такому випадку становитиме:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{z} = \frac{298,5}{5} = 59,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \approx 9,5 \text{ Гц}.$$

Добуток маси дебаланса m_0 на радіус r розташування його центра мас відносно осі обертання характеризує інерційні властивості дебаланса і називається статичним моментом. Статичний момент дебалансу (або ексцентрикового (статично незбалансованого) вала) у приводі одномасових вібраційних машин з далеко зарезонансним режимом роботи можна визначити за формулою:

$$m_0 \cdot r = X \cdot m = 0,00044 \cdot 35 = 0,015 \text{ кг} \cdot \text{м} = 15 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

Відцентрова сила збурення доіврює:

$$F_{z0} = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 = 0,015 \cdot 298,5^2 = 1337 \text{ Н} = 1,337 \text{ кН}.$$

Знайшовши необхідний статичний момент дебаланса і зусилля збурення та знаючи частоту вимушених коливань, у результаті проведених розрахунків було сконструйовано відповідний вібробункерний живильник з дебалансним приводом (див. рис. 1).

УДК 628.511

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ У ЦИКЛОНІ З ПРОМІЖНИМ ВІДВЕДЕННЯМ ОСАДЖЕНОГО ПИЛУ

INVESTIGATION OF THE STRUCTURE OF GAS FLOW IN A CYCLON WITH
INTERMEDIATE REMOVAL OF DEPOSED DUST

Володимир Майструк

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

In this work, the mutual influence of the tangential and axial, as well as tangential and radial components of the absolute velocity of the gas flow on the motion of the dust particle in the cyclone with the intermediate removal of deposited dust was analyzed.

Найбільш часто в промисловості для очищення повітря від пилу застосовують сухі механічні пристрої, в яких пил відокремлюється під дією сил тяжіння і відцентрової сили – циклони. Перевагою цих апаратів є їх компактність, простота конструкції, що обумовлює низьку вартість таких пиловловлюючих установок. Основним недоліком циклонів є залежність ефективності очищення від кількості газу, що проходить через апарат.

Ефективність роботи циклонів в значній мірі залежить від гідродинаміки газового потоку. Із збільшенням тангенціальної складової абсолютної швидкості руху газового потоку в циклоні, зростають сили, які заставляють частинки рухатись в радіальному напрямку. Відповідно, зменшується час, на протязі якого частинки досягають стінки циліндричної частини апарату і вловлюються. Дія цього фактору в значній мірі визначає ефективність очищення в циклоні. Наявність радіальної і осьової складової впливає на час перебування частинок пилу в апараті і, відповідно, на час осадження.

Тому, знання структури газового потоку, зокрема розподілу тангенціальної, радіальної і осьової складової абсолютної швидкості по радіусу апарату, дасть можливість оцінити ефективність його роботи. Дослідження доцільно проводити методами чисельного моделювання та симуляції процесу сепарації (CFD-програми), які значно пришвидшують процес досліджень і є набагато дешевшими.

Визначення ефективності очищення за допомогою CFD-програм проводили на моделі циклону із проміжним відведенням осадженого пилу, представленим в [1]. Дослідження структури газового потоку в апараті проводили по методиці представленої в [2].

Вихідними параметрами для дослідження даного циклону були характеристики повітряного потоку, а саме атмосферний тиск за нормальних умов $P_0=101325$ Па; температура середовища за нормальних умов $T_0=293$ К; густина повітря $\rho_{\text{пов}} = 1,293$ кг/м³. Граничними умовами для розрахунку були: відкритий потік – об'ємні витрати на вході або виході (витрати відповідали фіктивній швидкості 3,5 м/с); відкритий тиск – тиск навколишнього середовища; стіна – реальна стінка. Дослідження проводили в горизонтальних площинах відносно осі апарату через кожні 100 мм по висоті в сепараційній зоні апарату. Нульовою прийнято площину, яка співпадає з нижнім торцем циліндричної частини апарату.

В даній роботі було проаналізовано взаємний вплив тангенціальної і осьової, а також тангенціальної і радіальної складових абсолютної швидкості газового потоку на рух частинки пилу.

На рис. 1 показано зміну кута газового потоку між тангенціальною і радіальною складовою абсолютної швидкості по радіусу апарату. Кут газового потоку між тангенціальною і радіальною складовою абсолютної швидкості в сепараційній зоні в основному приймає невеликі додатні значення, тобто позитивно впливає на процес сепарації пилу. По осі апарату він значно збільшується як в одному так і в другому напрямку.

На рис. 2 показано зміну кута газового потоку між тангенціальною і осьовою складовою абсолютної швидкості по радіусу апарату. Кут газового потоку між тангенціальною і осьовою складовою абсолютної швидкості в сепараційній зоні в основному приймає незначні додатні і від'ємні значення, що збільшує час перебування частинки в апараті, і, відповідно, час осадження. Великі значення кута між тангенціальною і осьовою складовою абсолютної швидкості по осі апарату і в просторі за пилорозвантажувальними отворами впливу на сепарацію частинок пилу не мають.

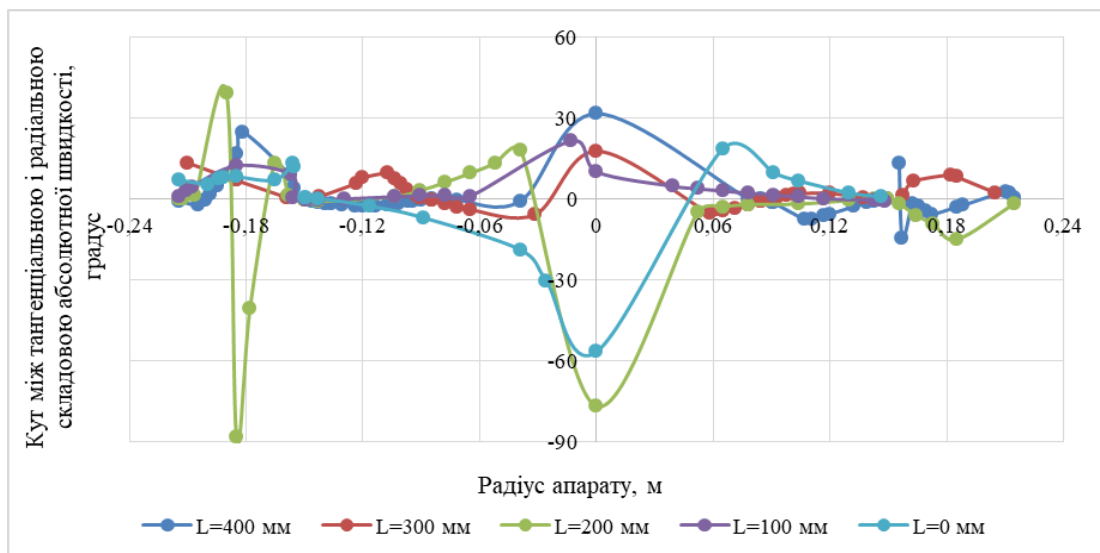


Рис. 1. Зміна кута газопотоку між тангенціальною і радіальною складовою абсолютної швидкості по радіусу апарату

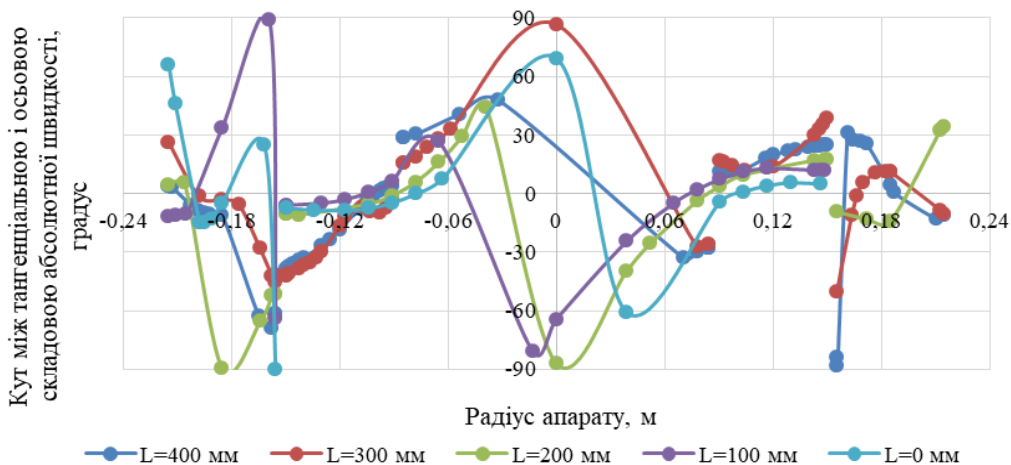


Рис. 2. Зміна кута газопотоку між тангенціальною і осьовою складовою абсолютної швидкості по радіусу апарату

Таким чином, за допомогою CFD-програм можна визначити структуру газопотоку в апараті, і по ній спрогнозувати його ефективність роботи.

1. Дубинін А.І., Майструк В.В., Циклон з проміжним відведенням осажденного пилу. // Хімічна промисловість України, – 1999. – № 2. – С. 40-43.; 2. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

УДК 621.1

ВПЛИВ ЗМІНИ ГЕОМЕТРІЇ НА ВІБРОНАПРУЖЕНІСТЬ ЛОПАТОК ПРИ ВІДНОВЛЮВАЛЬНОМУ РЕМОНТІ ОСТАННЬОГО СТУПЕНЯ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

INFLUENCE OF CHANGE OF GEOMETRY ON VIBRATIONAL STRESSES OF BLADES AFTER RENOVATION REPAIR OF THE LAST STAGE OF STEAM TURBINE

Микола Шульженко, Антон Ольховський

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного,
вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна*

Computational studies of the stress-strain state were carried out using a three-dimensional model by the finite element method of blades and discs for various options for cutting the trailing edge at the base of the blade. The studies were carried out for various frequency ranges of the steam turbine K-1000-60 / 3000. The results are given on the change in the maximum stresses in the blades at several values of the depth of processing of the upper and root parts of the blades.

Лопатковий апарат сучасних турбін є найбільш відповідальною і напруженою їх частиною. Розглядаються коливання лопаток останнього ступеня турбіни К-1000-60/3000, які працюють у вологому паровому середовищі, де виникає крапельна ударна ерозія. Після відпрацювання більше 180 тис. годин виявляється помітна ерозія на ряді лопаток. Ерозійні пошкодження спостерігаються щільно у верхній третині вхідних кромок та у нижній третині вихідних кромок лопаток [1]. Для таких лопаток проводиться згладжування зон пошкоджень шляхом різних видів механічної обробки: точіння, фрезерування, шліфування, поліровки та ін.

У даній роботі розглядається кілька варіантів можливої обробки зон найбільших ерозійних пошкоджень в лопатках, оцінюється вплив зміни геометрії лопаток на вібраційні характеристики і їхній напружений стан. При цьому розміри вирізів в нижній та верхній частинах лопатках вважаються однаковими для всіх лопаток. Розроблено скінченно-елементні моделі лопаток, в яких видалено зони ерозійних пошкоджень. Скінченно-елементна модель системи диск-лопатки складається майже з 60 тис. елементів та має понад 175 тис. вузлів. Використовувались призматичні та тетраедральні криволінійні скінченні елементи.

У зоні ерозійних пошкоджень поблизу вихідної кромки у нижній третині лопаток розглядалися різні варіанти вибірки матеріалу: до 8 мм, хорда 170 мм; до 28 мм, хорда 150 мм; до 48 мм, хорда 130 мм. Крім того, в кожній лопатці в верхній третині вхідної кромки враховувалась зміна геометрії в зоні максимальних напружень.

Коефіцієнти концентрації вібраційних напружень, що дорівнюють відношенню відносного максимального напруження в пошкодженій лопатці до відносного максимального напруження в непошкодженій лопатці наступні: у верхніх частинах лопаток коефіцієнт концентрації для першого варіанту обробки дорівнює $K_{1в} = 2,3/2 = 1,15$ для другого варіанту обробки дорівнює $K_{2в} = 2,5/2 = 1,25$, для третього варіанту обробки – $K_{3в} = 2,2/2 = 1,1$. В нижніх частинах лопаток коефіцієнт концентрації для першого варіанту обробки – $K_{1н} = 1,7/2,2 = 0,77$ для другого варіанту обробки – $K_{2н} = 1,9/2,2 = 0,86$, для третього варіанту обробки – $K_{3н} = 2,4/2,2 = 1,09$.

Наявність механічної обробки в нижній третині лопатки з хордою від 150 мм впливає на вібраційні напруження також у верхній третині лопатки, значення напружень в цій зоні збільшується на 10 – 25%. При цьому спостерігається зменшення рівня вібраційних напружень в нижній третині вихідних кромок лопаток до значень, які менші ніж в лопатках без пошкоджень.

Проведено дослідження амплітудно-частотних характеристик облопаченого диску з різними варіантами видалення пошкодження. Можна відзначити, що ресурс безпечної експлуатації робочих лопаток останнього ступеня циліндру низького тиску турбіни К-1000-60/3000 може бути подовжений після відновлювального ремонту, якщо граничний розмір хорди в відновлювальних перерізах не менше 150 мм та однаковий для всіх лопаток.

На практиці спостерігається нерівномірне ерозійне зношення різних лопаток останніх ступенів, тому було досліджено напружено-деформований стан при одній пошкодженій лопатці з вирізом до 28 мм в системі диск-лопатки. Максимальне значення напруження в нижній третині

лопатки на частоті 50 Гц становить 0,13 МПа, що більше ніж у не непошкодженій лопатці (0,09 МПа) та менше ніж для варіанту з усіма пошкодженими лопатками (0,28 МПа). Значення напруження у лопатці, що розташована праворуч від даної лопатки становить 0,057 МПа, а в лопатці, що розташована ліворуч – 0,098 МПа. У верхній третині значення максимальних напружень на частоті 50 Гц для всіх лопаток відрізняється не суттєво, ці значення лежать в межах 0,022 – 0,029 МПа.

Максимальне значення в нижній третині лопатки на частоті 2100 Гц становить 0,8 кПа, що більше ніж у не непошкодженій лопатці (0,21 кПа) та для варіанту з усіма пошкодженими лопатками (0,3 кПа). Значення напруження у лопатці, що розташована праворуч від даної лопатки становить 1,62 кПа, а в лопатці, що розташована ліворуч, – 1,24 кПа (рис.1). У верхній третині значення максимальних напружень на частоті 50 Гц наступні: для пошкодженої лопатки – 1,3 кПа, для непошкодженої – 7,7 кПа, для правої сусідньої лопатки – 2,5 кПа, для лівої – 3,4 кПа, для варіанту з усіма пошкодженими лопатками – 0,11 кПа.

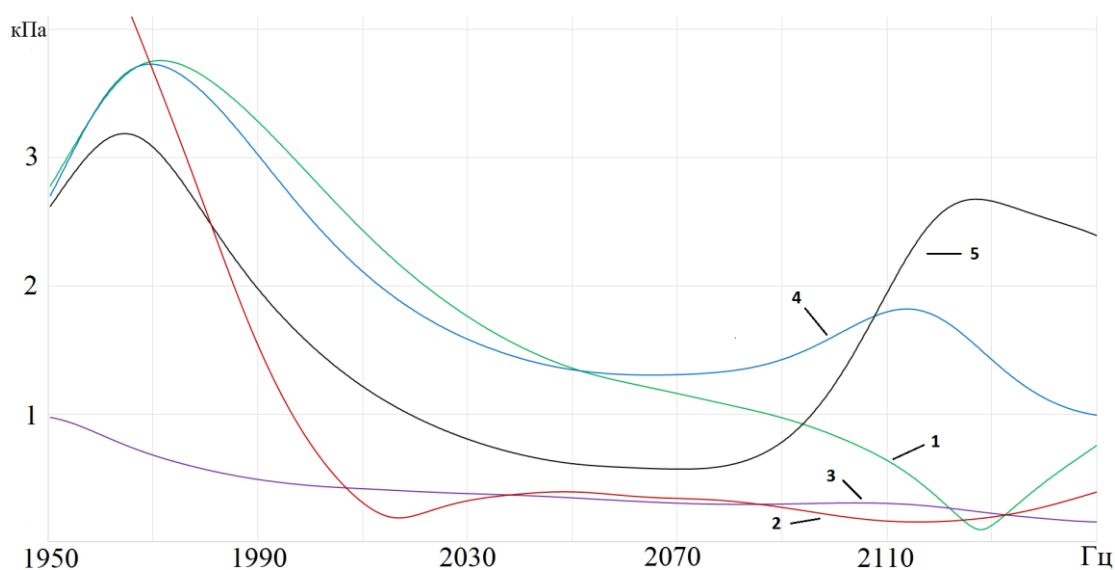


Рис. 1 Амплітудно-частотна характеристика за максимальними напруженнями у нижній частині лопаток на диску: 1 – варіант з однією пошкодженою лопаткою; 2 – лопатки без пошкоджень; 3 – лопатки з хордою 150 мм; 4 – в лопатці праворуч від пошкодженої лопатки; 5 – в лопатці ліворуч від пошкодженої лопатки

Наведені результати свідчать про доцільність проведення подальших досліджень впливу на максимальні напруження при обробці окремих лопаток, коли порушується циклічна симетрія системи диск-лопатки.

1. *Vibration of Titanium Blades of Turbomachines for Nuclear Power Plants with Erosive Damage* / Y.S. Vorobiov, A.V. Mahnenko, N.Y. Ovcharova, A.S. Olhovskiy // *Springer Nature Switzerland. Proceeding of the Second International Conference on Theoretical, Applied and Experimental Mechanics.* – 2019.- Vol. 8. pp. 334-340. 2. Петушов А. Н. *Сопротивление усталости деталей ГТД* / А. Н. Петушов. – М.: Машиностроение, 1993. – 232 с. 3. *Vibrational stresses of damaged steam turbine blades after renovation repair* / M. H. Shulzhenko, A. S. Olkhovskiy // *Journal of mechanical engineering.* – 2021. - Vol. 24. pp. 42-52.

◆◆◆

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ.....	3
Войтків С. Компонувальні схеми спальних купейних вагонів підвищеної комфортабельності нової генерації.....	3
Клименко Д., Тонконоженко А., Гусев В., Бабуров В. Аналіз проблеми повернення і багаторазового використання конструкцій космічних ракетних носіїв з позицій міцності	5
Колесніков В., Балицький О., Гаврилюк М., Ревякіна О., Іваськевич Л. Концепція врахування впливу водню на зміну властивостей та руйнування високоміцних важкооброблюваних сталей та сплавів в умовах тертя ковзання, кочення та за механічної обробки	6
Ланець О., Качур О., Корендій В. Розрахунок на міцність континуальної ділянки вібромашини	8
Ловейкін В., Ромасевич Ю. Математична модель динаміки зміни вильоту та повороту шарнірно-зчленованої стрілової системи вантажопідйомного крана.....	10
Марчук М., Дробенко Б., Сіренко В., Клименко Д., Харченко В. Основи методології визначення фактичних руйнівних навантажень на великогабаритні тонкостінні конструкції з урахуванням результатів неруйнівних випробувань	11
Матейчик В., Цюман М., Симоненко Р., Калюжний В. Системний підхід до оцінювання експлуатаційної ефективності транспортних засобів	13
Никифорчин Г., Звірко О., Греділь М. Проблеми досліджень роботоздатності існуючої мережі газопроводів за транспортування газо-водневої суміші	15
Погрелюк І., Лаврись С., Шляхетка Х., Лук'яненко О. Вплив поруватості на трибологічні властивості титану, отриманого методом порошкової металургії	17
Пустовий В., Немчук О., Семенов П., Греділь М. Закономірності експлуатаційної деградації металоконструкцій морського портового перевантажувального обладнання.....	19
Ткачук-мол. М., Грабовський А., Ткачук М., Саверська М. Обґрунтування параметрів конструкцій роторів нагнітачів повітря високофорсованих двигунів.....	21
Katića R. (Stevanović) Nedrži fазові портрети, стратифікація фазових траєкторій і тригери зв'язаних сингулярностей у нелінійній динаміці механічних систем зі зв'язаними обертаннями	22
Шульженко М., Колядюк А. Термонапруженість, повзучість і ресурс корпусу стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни	24
СЕКЦІЯ 1. ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ МАШИН І СПОРУД	27
Гембара О., Чепіль О., Гембара Н., Гриненко М. Математичне моделювання впливу експлуатаційних чинників на довговічність теплообмінних труб парогенератора.....	27
Прокопишин І., Стягар А. Контактна взаємодія пружних тіл, одне з яких має несучільне тонке покриття	29
Супонев В., Рагулін В., Кравець С., Балесний С. Ущільнення та тиск деформованого ґрунту на підземні об'єкти при його продавлюванні конусно-циліндричним наконечником.....	30
Ткачук М., Грабовський А., Ткачук-мол. М., Куценко С. Контактна взаємодія тіл в умовах пружно-пластичного деформування матеріалів	32
СЕКЦІЯ 2. МАТЕМАТИЧНІ ТА ФІЗИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРІЩИН У МЕХАНІЦІ	34
Андрейків О., Долінська І., Настасяк С. Оцінка періоду докритичного росту малих плоских тріщин в елементах конструкцій за дії довготривалого розтягу і корозійного середовища	34
Василишин А., Сулим Г. Вплив інтерфейсу високої теплопровідності обмежених біматеріальних тіл на взаємодію внутрішніх тріщин	36
Квіт Р., Сало Т. Імовірнісний підхід до оцінки міцності керамічних матеріалів	37
Кречковська Г., Ліснічук А., Головчук М., Студент О. Чинники впливу на напруження в феритній матриці експлуатованої теплотривкої сталі в околі включень вздовж меж зерен	38
Кушнір Р., Сулим Г., Пастернак Я. Просторові задачі термоелектропружності анізотропних тіл з неплоскими тріщинами.....	40
Марчук М., Пакош В., Харченко В., Хом'як М. Математична модель для визначення фізико-механічних характеристик перехресно армованих композитів	41
Махоркін М., Махоркіна Т. З'ясування напружено-деформованого стану ортотропного композитного клина за антиплоскої деформації.....	42

Піскозуб Й. Моделювання тонкої багатозарової міжфазної неоднорідності у біматеріалі за умов позовжнього зсуву	44
Пороховський Р., Пороховський Ю. Оцінювання впливу залишкових напружень на міцність зварного з'єднання податливих на зсув металевих оболонок з тріщинами	46
Середницька Х., Мартиняк Р. Частковий контакт берегів міжфазної теплопроникної щілини у різнорідному біматеріалі.....	47
Силованюк В., Івантишин Н. Заліковування тріщини в умовах циклічного навантаження	49
Токовий Ю., Бойко Д. Розв'язки просторової задачі теорії пружності для трансверсально ізотропного півпростору	51
СЕКЦІЯ 3. СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ, ПОВЕРХНЕВЕ ОБРОБЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ	53
Веселівська Г., Студент М., Гвоздецький В., Задорожна Х. Характеристики покриттів одержаних у процесі твердого анодування алюмінію.....	53
Гвоздецький В., Задорожна Х., Веселівська Г. Вплив тиску повітряного струменю на властивості електродугових покриттів.....	55
Гупка А., Ярема І., Гупка В. Трибологія важконавантажених пар тертя автомобілів. Методика дослідження	56
Звірко О., Цирульник О., Кречковська Г., Максимів О., Соловей П. Вплив наводнювання на відшарування у гібридних композитах на межі розділу метал-полімер	58
Козачок О. Локальне фрикційне зношування пружних півпросторів за ковзного контакту із виступами	60
Онишкевич В. Модель «третього тіла» в контактних задачах.....	62
Плешаков Е., Швачко С., Богун Л., Близнюк Н. Ефекти застосування лазерного азотування титанових сплавів	64
Пулька Ч., Сенчишин В., Окіпний І. Оцінка якості товщини наплавленого шару металу при віброіндукційному наплавленні	65
Ткачук О., Проскурняк Р., Погрелюк І., Лук'яненко О. Вплив оксидування на формування захисного гідроксиапатитного покриття на титановому сплаві VT6	68
Труш В., Стоєв П., Федірко В., Погрелюк І., Воеводін В. Вплив модифікування приповерхневого шару сплаву Zr-1%Nb киснем на довговічність за симетричного чистого згину	69
СЕКЦІЯ 4. ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	72
Бритковський В., Ліщук А. Діагностування витратомірів повітря систем керування двигуном	72
Войтків С. Напрямки створення перспективних міських електробусів на основі нетрадиційних компонувальних схем.....	74
Гарматій Г., Глобчак М., Дацюк О. Визначення та дослідження неусталеного теплового стану тришарового порожнистого термочутливого циліндра за умов складного теплообміну.....	76
Гащук П., Нікіпчук С. Коефіцієнт тепловіддачі як розмірний параметр безрозмірного співвідношення подібності.....	78
Глобчак М., Сороківський О., Іванів Р., Голишев Р. Аналіз доцільності застосування ремонтних розмірів при відновленні ДВЗ	80
Гудз Г., Герис М., Коляса О., Пельо Р. Моделі оцінки витривалості відновлених деталей, що впливають на активну безпеку автомобіля	82
Гудз Г., Пельо Р., Коцюмбас О., Мاستикаш О. Обґрунтування вибору коробки перемикачів передач для міського транспортного засобу	84
Дмитрів І., Джанаєва О. Застосування когнітивних систем для діагностики складних технічних систем	85
Качмар Р. Проблеми комплексної оцінки рівня екологічної безпеки автомобілів з різними енергоустановами	87
Кіндрацький Б., Літвін Р. Динамічні навантаження у ланках приводу автомобіля з двомасовим маховиком	88
Кіндрацький Б., Осмак О. Вплив положення центра мас на плавність ходу електромобілів категорії N1	90
Кравцов М. Теплова система опалення	92
Немий С. Техніко-економічний аспект капітального ремонту автомобілів	94

Падляк В., Качмар Р. Вплив продуктивності насоса системи охолодження двигуна на температуру відпрацьованих газів теплообмінника системи EGR	96
Хмара Л., Холодов А., Коровко А., Репета Д. Формування енергоефективних методів проектування і модернізації машин	98
Цюман М., Сосіда С., Садовник І., Садовник І. Система моніторингу експлуатаційної ефективності автомобільного двигуна	101
Щур І., Войтків С. Дводвигунний тяговий привод з електронним диференціалом для електричних транспортних засобів	103
Яглінський В., Даник Ю., Чепков І. Принципи створення конструктивних варіантів бойових платформ підвищеної прохідності	105
Форнальчик Є. Вплив коефіцієнта динамічності транспортних засобів на їхню продуктивність	107
СЕКЦІЯ 5. ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ ПРИВОДІВ МАШИН	109
Аврунін Г., Кириченко І., Резніков О., Мороз І. Розробка методики натурних досліджень об'ємного гідропривода стрілового підйомника	109
Бондаренко О., Устиненко О., Протасов Р. Алгоритм пошуку раціональних параметрів зубчастих зачеплень трансмісій колісних машин	111
Вавилов Антон, Сологуб Б., Паращин О. Питоме навантаження поверхонь тертя запобіжних фрикційних муфт підвищеної навантажувальної здатності	113
Зданевич С., Погребняк Р., Зданевич С. Моделювання навантаження, напружено-деформований стан та раціональне проектування несучої конструкції причіпного широкозахватного посівного комплексу	116
Кириченко І., Резніков О., Книщенко А. Визначення коефіцієнту збільшення площі опорної поверхні мобільного підйомника при застосуванні опорного пристрою з кутовими та виносними опорами..	118
Кичма А., Новицький Ю., Предко Р. Ремонт важкодоступних ділянок магістральних трубопроводів з пошкодженою ізоляцією і корозійними дефектами.....	120
Малашенко В., Новицький Я., Федик В. Напружено-деформований стан в контакті ролика з біговою доріжкою обійми опорно-поворотного пристрою автокрану	122
Пасіка В., Зохнюк В., Роман Д. Динамічний аналіз механізму довбального верстата	124
Пасіка В. Зменшення потужності приводу кривошипних пресів	127
Пімонов І., Федючков М. Методи визначення похибок при діагностуванні гідроприводу	129
Протасов Р., Устиненко О., Бондаренко О. Експериментальні дослідження зносу зубчастої передачі з еволютним зачепленням	131
Проценко В., Бабій М., Маринченко Д., Білоконь А. Напрямки підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу	133
Семенюк В., Вудвуд О., Кнюх О. Обґрунтування ефективності застосування гідродинамічних гальм у підйомно-транспортних машинах.....	135
Семенюк В., Лінгур В., Крітіко І. Підвищення точності захисту мостових кранів від перевантаження застосуванням важільно-пружинного обмежувача вантажопідйомності	136
Сологуб Б., Данило Я. Аналіз та вибір оптимальних параметрів роботи пасажирських підвісних канатних доріг	137
Стрілець О., Малашенко В. Алгоритм рішення задач при проектуванні пристроїв зміни швидкості через сонячне колесо зубчастого диференціала з замкнутою гідросистемою	138
Ткач Павло, Башта О., Носко П., Медведєв Є. Циліндричні зубчасті колеса з підвищеними характеристиками зачеплення	140
Хмара Л., Спільник М. До аналітичного визначення зусиль розвантаження ковшів скрепера.....	142
СЕКЦІЯ 6. ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ І ТЕХНОЛОГІЯХ	147
Бездір О., Шопа В. Контакт з тертям системи коаксіальних циліндричних оболонок з неоднорідним заповнювачем.....	147
Дем'яненко А., Ключник Д., Гурідова В. Пружні системи з двохвильовим характером коливань – механічні, математичні моделі, їх особливості, деякі аналогії та дослідження	149
Заграй А., Новицький Я., Луцюк І., Боровець З. Використання вібраційної машини в якості активатора вапна	151
Корендій В., Качур О., Новицький Ю., Дмитерко П. Вібраційний бункерний живильник одномасової структури.....	153

Майструк В. Дослідження структури газового потоку у циклоні з проміжним відведенням осадженого пилу.....	155
Шульженко М., Ольховський А. Вплив зміни геометрії на вібронпруженість лопаток при відновлювальному ремонті останнього ступеня парової турбіни	157

Наукове видання

**15-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗІУМ
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ
У ЛЬВОВІ**

Матеріали симпозиуму

ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД»

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції ЛВ №39 від 10.08.2005.

Підписано до друку 19.05.21 р.
Формат 60×84/8. Папір офсетний. Друк RIZO.
Умов. друк. арк. 19,06.
Зам. 10/21.

Надруковано з готового оригінал-макета
у Дослідно-видавничому центрі
Наукового товариства імені Шевченка,

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи ДК №884 від 04.04.2002 р.

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

**15-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ
У ЛЬВОВІ**

Матеріали симпозиуму

**15-th International Symposium
of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv
Proceedings**

