

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка

ЗБІРНИК
МАТЕРІАЛІВ МІЖНАРОДНОЇ
НАУКОВО-МЕТОДИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
«ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОСТІ МАШИН»
присвячена пам'яті академіка В.Я. Аніловича

Харків 2019

УДК 62-192(075)

ББК 34.41я73

В збірник Міжнародної науково-методичної конференції «Проблеми надійності машин» включені тези доповідей, які були представлені на конференції, що проходила в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка, в яких відображені результати теоретичних і експериментальних досліджень інноваційних проектів в галузі міцності та надійності сільськогосподарських машин.

Збірник матеріалів міжнародної
науково-методичної конференції
«Проблеми надійності машин»
присвячена пам'яті академіка В.Я. Аніловича

© Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка, 2019 р.

УДК 662.8.053.33

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ «ВУЗЬКОГО» МІСЦЯ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА ПАЛИВНИХ БРИКЕТІВ

¹О.С. Полянський, д.т.н.

²О.В. Дьяконов, аспірант

³В.І. Д'яконов, к.т.н.

³І.М. Бузіна, к. с.-г. н.

³Є.А. Криштоп, к. с.-г. н.

³В.В. Волощенко, к.вет.н.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

³Харківський національний аграрний університет ім. В.В. Докучаєва

При функціонуванні виробничої лінії в цеху для виробництва паливних брикетів виникають «вузькі» місця – виробничі ділянки, що мають найменші значення параметрів продуктивності і якості і визначають продуктивність виробничої лінії в цілому. Однак, ефективність виробничої лінії в цілому, не є простою сумою складових ефективностей її елементів. Аналіз сушильних технологій показує, що вони не відповідають зростаючим вимогам енергоефективності та не забезпечують досить високої якості продукції. Сушка є тим процесом, в якому переваги НВЧ енергії проявляються найбільш яскраво. Використовуючи безконтактний нагрів вологих шарів матеріалу, даний спосіб сушіння володіє значним списком переваг: екологічністю, швидкістю, продуктивністю, саморегулюванням, універсальністю і можливістю стерилізації оброблюваних матеріалів. Швидкість технологічного процесу виробництва паливних брикетів завжди гальмується швидкістю сушіння сировини. Швидкість НВЧ сушіння рослинних відходів в 8 – 12 разів більша чим при конвективному сушінні. Якщо ж все елементи націлити на отримання максимальної власної ефективності, то в системі виникнуть втрати, пов'язані з надмірністю потужностей і використовуваних ресурсів, що призведе до збільшення економічних витрат і знизить ефективність роботи цеху в цілому. Виникає ситуація, коли деяким елементам необхідно обмежувати (оптимізувати) свою ефективність для забезпечення максимуму ефективності всієї виробничої лінії [3, 5, 6].

Для забезпечення максимальної ефективності лінії цеху в цілому необхідно максимально використовувати інтереси «вузьких» місць і збалансувати їх взаємодію щодо інших елементів лінії в цеху.

Виробничі елементи за своїми характеристиками бувають декількох видів: «Вузькі» місця – ділянки, що визначають пропускну здатність

виробничої лінії в цеху і є системними обмеженнями процесу по продуктивності;

«Постачальники «вузьких» місць» – ділянки, що мають велику продуктивність і розташовані перед «вузькими» місцями з технологічних ланцюжків;

«Споживачі «вузьких» місць» – ділянки, що мають велику продуктивність і розташовані після «вузьких» місць [7 – 9].

Таким чином, виробнича лінії в цеху складається з елементів з різними характеристиками і для організації максимальної ефективності лінії потрібно організувати взаємодію її елементів і забезпечити максимальну ефективність «вузьких» місць.

Література

1. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Утилізація рослинних і деревних відходів паркової зони міста // Комунальное хозяйство міст: Наук.-техн. зб. ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2015. – Вип. 124. – С. 49-52.
2. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Особливості функціонування гнучких технологій переробки рослинних та деревинних відходів // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. Днепропетровск : ПГАСА, 2015. – Вип. 83. – С.113-117.
3. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Вплив вологості деревних відходів на фізико-механічні властивості біокомпозиції // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2016. – Вип. 128. – С. 53-57
4. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Еколого-економічні питання утилізації опалого листя у місті Харкові // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2016. – Вип. 129. – С. 85-91
5. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Шляхи утилізації опалого листя на територіях міста // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. Серія: Безопасность жизнедеятельности. Днепропетровск : ПГАСА, 2016. – Вип. 93 – С.178-183.
6. Dust exposures in the wood processing industry/ Alwis U. , Mandryk J., Hocking A. D. [et al.] // Am. Ind. Hyg. Assoc. J. – 1999.– V. 60 (5). – P. 641–647.
7. Symptoms, airway responsiveness, and exposure to dust in beech and oak wood workers / Bohadana A. B., Massin N., Wild P. [et al.] // Occup. Environ. Med.– 2000.– V. 57.– P. 268–273.

УДК 621.874

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН НИЗЬКОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАХОДІВ ПО ПІДВИЩЕННЮ ДОВГОВІЧНОСТІ ХОДОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ КРАНІВ

¹*В.А.Цибульський, к.т.н.*

¹*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

¹*І.В.Рибалко, к.т.н.*

¹*А.В.Круковська*

Широкое використання мостових кранів пояснює наявність значної кількості досліджень, які направлено на покращення техніко-економічних і експлуатаційних показників цих машин. Маючи високі показники по продуктивності, розмірам і вазі, вітчизняні підйомно-транспортні машини, як правило, по надійності і довговічності поступаються аналогічним зразкам іноземних фірм.

Не зважаючи на значну кількість вже виконаних досліджень, запропонованих заходів щодо підвищення надійності і довговічності ходових коліс, це питання досить не втратило своєї актуальності.

На довговічність коліс суттєво впливає проковзування, яке інтенсифікує процес стирання і зношування. Якщо при терті кочення без проковзування при достатньому тиску в зоні контакту відбувається, головним чином, пластичне зтискання, то при проковзуванні до пластичного зтискання додається пластичний зсув. Під впливом нормальних і дотичних навантажень крайній поверхневий шар інтенсивно пластично деформується – «пливе» і створює орієнтовану будову матеріалу, що визначає розташування підповерхневих тріщин. При цьому пластичні деформації і теча матеріалу спостерігається не тільки у пластичних матеріалів, але і в сталях, які загартовано до високої твердості.

Під дією змінних контактних напруг, які перевищують деяку границю, в найбільш напруженій зоні поверхневого шару виникають мікротріщини. Подальший їх розвиток призводить до втомного викрашування металу. В літературі даний вид пошкодження часто називають пітингом.

Під дією контактних напружень, що змінюються на поверхнях кочення коліс, разом з викрашуванням може мати місце другий вид пошкодження – відшарування. В основі відшарування так як і викрашування лежать втомні процеси. Даний вид руйнування часто називають лускатим зносом, так як частки зносу, що відокремлюються, за формою нагадують луску. Відшарування виникає в результаті розвитку тріщини на деякій глибині з виходом її на поверхню. Цей

вид руйнування поверхневих шарів спостерігався на колесах, які було піддано поверхневому загартуванню, а також може мати місце на поверхні не зміцнених ходових коліс. Його поява пояснюється інтенсивною пластичною деформацією поверхневих шарів, яка передує появі відшарувань. В результаті пластичної деформації матеріал наклепується і стає більш твердим. Це супроводжується анізотропією матеріалу. В результаті дії контактних напруг і дотичної сили на стику зміцненого поверхневого шару з серцевиною виникають мікротріщини, які розвиваючись виходять на поверхню і призводять до відшарування металу [1].

Встановлено, що незважаючи на значну кількість досліджень і запропонованих заходів для підвищення довговічності ходових коліс, терміни їх служби остаються незадовільними, про що свідчать роботи присвячені цьому питанню;

Основна причина виходу коліс з ладу остається незмінною – інтенсивне зношування реборд і доріжки кочення. Суттєво знизити або зовсім виключити вибраковку коліс по причині зносу реборд можливо, якщо добитись широкої реалізації на практиці результатів тих досліджень, ефективність яких підтверджено вітчизняною і закордонною практикою; особливу увагу слід приділити виконанню вимог до точності встановлення коліс при складанні кранів і контролю положення підкранових рейок і коліс в період експлуатації кранів;

Виробникам продукції (підйомно-транспортного обладнання) не залишати поза увагою питання підвищення культури виробництва – дотримуватись технології, при необхідності своєчасно вдосконалювати її, слідкувати за останніми досягненнями в питаннях забезпечення надійності, довговічності і контролю якості за регламентованими параметрами.

Література

1. Цыбульский В.А. Повышение долговечности ходовых колес мостовых кранов при техническом обслуживании и ремонте В. А. Цыбульский, А.А. Концевич, Э.А. Тимченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Вип. 139. – «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків : ХНТУСГ, 2013. – С. 146-151.

УДК 681.14.629.113

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ

¹М. А.Подригало, д.т.н.

¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет

¹А. А.Коряк, к.т.н.

Закон распределения используемых передаточных чисел коробки передач в процессе эксплуатации определяет нагрузочные режимы и надежность автомобиля. С увеличением числа ступеней переключения передач и в связи со все более частым появлением автомобилей с бесступенчатыми трансмиссиями, решение указанной задачи является актуальной.

В настоящей статье, на основе известных статистических данных по распределению пробега автомобиля на различных передачах предложен вероятностный закон распределения передаточных чисел коробки передач.

Анализ показывает, что с увеличением числа передач коробки доля работы автомобиля на высшей передаче приближается у легковых автомобилей к 75%, а у грузовых – к 50%. Исключение составляют автомобилесамосвалы, у которых эта величина составляет 41% [1, 2].

Исследованиями установлено, что при переходе от низших передач к высшим происходит последовательное увеличение доли пробега автомобиля на каждой из передач по закону, напоминающему гиперболический. Между номером передачи и передаточным числом коробки существует определенная взаимосвязь которая подчиняется закону геометрической прогрессии.

Предположим, что плотность вероятности времени работы автомобиля по значениям передаточных чисел также подчиняется некоторому гиперболическому закону, подобному закону

$$\varphi(u_k) = \frac{\alpha}{u_k^\beta} \quad (1)$$

Для рассматриваемого грузового автомобиля значения коэффициентов: $\alpha=1,589$, $\beta=3,16$, а функция плотности распределения времени работы автомобиля на различных передачах может быть представлена формулой:

$$\varphi(u_{kj}) = \frac{1,589}{u_{kj}^{3,16}} \quad (2)$$

Предложенная математическая модель позволяет с достаточной для практических результатов точностью осуществлять оценку распределения пробега и времени работы автомобиля на различных передачах.

Полученная модель может использоваться как при проектировании новых автомобилей, так и при оценке режимов нагружения машин, находящихся в эксплуатации.

Литература

1. Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. Учебник // В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
2. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник // Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

УДК 629.017

НАДЕЖНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИСКУССТВЕННОГО ИНТЕЛЛЕКТА

¹Е.А. Дубинин, д.т.н.

¹Д.М. Клец, д.т.н.

¹А.С. Полянский, д.т.н.

¹А.П. Холодов, к.т.н.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Исследования, направленные на повышение надежности колесной машины обеспечением устойчивости положения на основе уменьшения влияния квалификации водителя на процесс управления и использования результатов мониторинга технического состояния за счет применения интеллектуальной бортовой системы, являются актуальными.

Разработан мобильный регистрационно-измерительный комплекс (МРИК) с программным продуктом DPSAV (Dynamic Position Stability of Articulated Vehicles), который адаптирован для оценки устойчивости положения. Его применение позволяет оценить и повысить надежность водителя во время выполнения транспортных операций в условиях реальной эксплуатации. Исходя из того, что у водителей отношение и мотивация к выполнению транспортных операций с соблюдением требований по безопасности могут быть различными, основной эффект для повышения устойчивости положения может быть получен за счет улучшения информативности и обеспечения корректирующих воздействий в процессе движения при помощи МРИК. Все выходы контролируемого параметра за пределы зон записываются в память МРИК. Предельные значения зон выбраны с учетом существующих наработок по установлению критерия боковой устойчивости [1] и времени реакции водителя. Как показывают проведенные ранее исследования [1, 2], в настоящее время основной упор для систем обеспечения устойчивости положения делается на системы контроля параметров движения и информирования водителя. Для исключения водителя из процесса управления при возникновении аварийных ситуаций необходимо передавать интеллектуальной электронной бортовой системе функции коррекции его действий и включения модуля автоматического управления. Предложена структурная схема обеспечения надежности эксплуатации колесной машины, основанная на снижении влияния квалификации водителя как элемента системы «водитель-машина-дорожные условия» на ее устойчивость положения с учетом результатов мониторинга технического состояния (рис. 1).

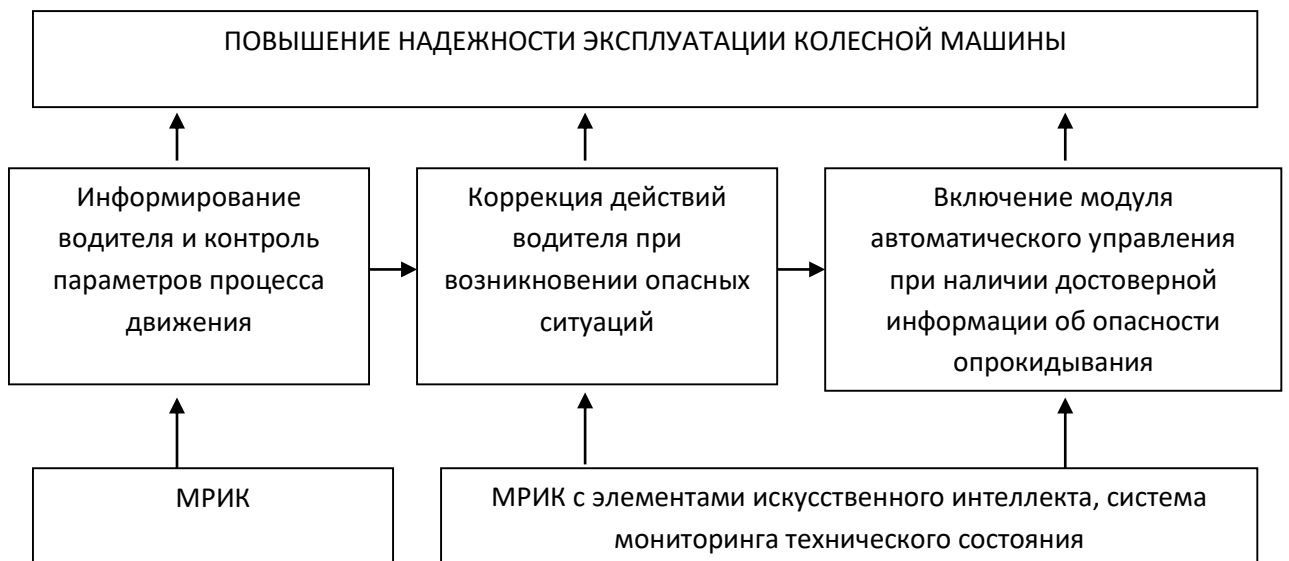


Рис.1 – Структурная схема обеспечения надежности эксплуатации колесной машины

В результате проведенных исследований [2] определены атрибуты инноваций (основные компоненты; функции; уровень технизации и реализуемой стратегии, а также быстроедействие. На основе проведенного анализа в работе предложена интеллектуальная платформа Vehicle Maneuverability Improvement System (VMIS) на основе нечеткой логики управления и объектно-ориентированного программирования. Предложенная интеллектуальная платформа предполагает оценку параметров движения, технического состояния машины, а также дорожных, климатических и техногенных условий с помощью различных датчиков и обработку полученной информации в центральном блоке автоматического управления с целью выработки управляющих сигналов для различных функциональных подсистем колесной машины. Такой подход позволяет снизить влияние квалификации водителя на устойчивость положения при движении колесной машины и повышения её надежности.

Литература

1. Дубинин Е.А. Перспективный метод испытаний средств транспорта на устойчивость положения Е.А. Дубинин, А.С. Полянский, В.В. Задорожня // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Х., 2015. – Вип. 156. – С. 553-559.
2. Клец Д.М. Научные основы системного обеспечения маневренности автомобиля с применением новых принципов действия и элементов искусственного интеллекта Д.М. Клец // Сборник научных трудов ПолНТУ. – 2013. – № 1 (36). – С. 113 – 123.

УДК 631.3-52

ВХІДНИЙ КОНТРОЛЬ ЯКОСТІ ТРАКТОРІВ І СІЛЬГОСПМАШИН НА ВТОРИННОМУ РИНКУ

¹А.Т. Лебедев, д.т.н.

¹А.А. Майлуніс

¹Харківський національний технічний

університет сільського господарства ім. П.
Василенка

Сучасна ринкова економіка висуває принципово нові вимоги до якості продукції, що випускається. Головним чином це пов'язано з тим, що в даний час виживання будь-якого заводу-виробника, його стійке положення на ринку товарів і послуг визначається рівнем конкурентоспроможності, яка залежить від багатьох факторів, з них можна виділити два основних - рівень ціни і якість продукції. Причому другий фактор поступово виходить на перше місце. Тепер сільськогосподарські товаровиробники, купуючи продукцію машинобудування, керуються не тільки її вартістю, але і якістю виготовлення. Це обумовлено в першу чергу тим, що виробники сільськогосподарської продукції намагаються уникати витрат, пов'язаних з ремонтом неякісної техніки. Тим самим якість товару, його експлуатаційна безпека і надійність, дизайн, рівень передпродажного і гарантійного обслуговування є для сучасного покупця основними критеріями при здійсненні покупки.

Проблема підвищення ефективності агропромислового виробництва України в умовах його низької оснащеності тракторами і засобами механізації є однією з пріоритетних. В умовах дефіциту техніки, її інтенсивного старіння і зниження надійності істотного значення набуває розвиток та ефективне функціонування вторинного ринку машин і обладнання для АПК.

Одним з основних елементів в системі підвищення якості сільгосптехніки на вторинному ринку є організація передпродажного вхідного контролю цієї продукції.

Ринок тракторів України зосередив у собі різноманітність пропонуваніх моделей і видів як за основними технічними характеристиками, так і за географією країн-виробників [1, 2].

Висока вартість імпортованих тракторів визначила напрям оснащення аграрного сектору України технікою, що була в експлуатації, але яка ще не повністю втратила споживчі якості [3, 4]. В економічно розвинених країнах Західної Європи та Америки торгівля технікою, що була у вжитку, є загальноприйнятою практикою. Понад 50% механізованих польових робіт фермерські господарства США, Німеччини, Великобританії, Франції та інших країн виконують тракторами, придбаними на вторинному ринку

сільськогосподарської техніки [5]. В Україні виникла потреба у створенні та розвитку вторинного ринку тракторів, які можуть бути затребувані у фермерських господарствах та в економічно слабких сільськогосподарських підприємствах. Формування вторинного ринку тракторів визначається перш за все обсягами реалізації морально застарілих тракторів агрохолдингами, що здебільшого орієнтуються на потужні трактори імпортного виробництва, реалізацію так званого вилученого за борговими зобов'язаннями майна у разі зниження ефективності господарської діяльності і банкрутства великої кількості підприємств у аграрному секторі, які одержали кредити під заставу основних засобів, до яких відноситься передусім сільськогосподарська і автомобільна техніка. Значна кількість тракторів на вторинний ринок може бути поставлена внаслідок удосконалення або повної зміни вторинної спеціалізації багатьох промислових підприємств або через конверсійні процеси у військово-промисловому комплексі і скорочення військових частин, що супроводжується виведенням з господарського обігу і необхідністю наступної реалізації значної кількості автотракторної і спеціальної техніки.

Важливим напрямом підвищення технічної оснащеності аграрного сектору України, а також завантаження ремонтних та інших агросервісних підприємств є розвиток та ефективне функціонування вторинного ринку тракторів і сільгоспмашин, що дозволить прискорити і поліпшити кількісний та якісний склад МТП. При цьому одним з основних елементів в системі підвищення якості сільгосптехніки є належна організація вхідного контролю цієї продукції на вторинному ринку.

Література

1. Лебедєв С. Вхідний контроль якості тракторів на вторинному ринку / С. Лебедєв // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 3. – С. 9-12.
2. Лебедєв С. Споживачі якості енергонасичених тракторів для рослинництва / С. Лебедєв // Техніка і технологія АПК. – 2012. – №9. – С. 12-16.
3. Іванішин В.В. Перспективи розвитку ринку вторинної техніки в Україні / В.В. Іванішин // Ефективна економіка: електронне наукове видання. – 2012. – №1. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/efek_2012_1_40.
4. Гуськов В.А. Развитие вторичного рынка сельскохозяйственной техники / В.А. Гуськов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – №2. – С. 3-7.

УДК 629.3.032

ТЯГОВІ ВЛАСТИВОСТІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ПРИ ЗМІННОМУ НАВАНТАЖЕННІ

¹А.Т. Лебедєв, д.т.н.

¹Я.А. Бондаренко

¹Харківський національний технічний

університет сільського господарства ім. П. Василенка

Аналіз джерел про роботу колісного рушія з потенціальним навантаженням приводить до висновку, що в деяких випадках потрібні комбіновані з'єднання, трактори типу Yoke [1] з додатковим ведучим мостом для важких ґрунтообробних робіт. В цьому випадку колісний трактор потужністю 150 к.с. залишається трактором «класичної» компоновки, який виконує малоенергоємні посівні операції або транспортні [2], як звичайний трактор, а для виконання важких ґрунтообробних операцій через вал відбору потужності (ВВП) приводять в дію додатковий ведучий міст, що дозволяє підвищити, як впливає з теорії трактора, тягове зусилля в 1,5...2,5 рази [3], маючи припустимий тиск на ґрунт (екологічність), гарні умови для водія (ергономічність) і забезпечуючи підвищену продуктивність праці на важких операціях (економічність).

Основні напрямки удосконалення конструкції колісного рушія:

1. Транспортний засіб з імпульсно-силовою підтримкою [4], яка встановлена на кероване колесо (колісний рушій), в якій від трансмісії до колісного рушія підводиться крутний момент.

2. Планетарно-колісний рушій [5] працює у двох режимах, як звичайний колісний рушій та як крокуючий механізм.

3. Для підвищення динамічності тягово-транспортного засобу розроблено осциляторний колісний рушій [4], який включає передачу крутного моменту колісним рушієм для довантаження колісних рушіїв гравітаційною складовою, відрізняється тим, що крутний момент на рушії реалізується в осциляторному режимі.

4. Робочий процес маховичного рекуператора [6] пристосованого для використання разом з колісними рушіями та пов'язаний з накопиченням маховиком енергії в період руху транспортного засобу з гальмуванням.

5. Колісний рушій з динамічним навантажувачем, призначений для поєднання двох енергетичних складових, які мають місце при виконанні робочого процесу динамічного довантажувача колісного рушія. Кінетична енергія обертального руху колісного рушія при прямолінійному русі транспортного засобу шляхом відхилення динамічної ваги при її

перекочуванні по гребінці на гнучкому важелі сприяє накопиченню потенційної енергії.

6. Колісний рушій з гнучким бандажем [7] включає процеси кочення колісного рушія з одночасним деформування гнучкого бандажу, який зв'язаний з рамою транспортного засобу. Тим самим переноситься експлуатаційна маса транспортного засобу з випередженням по фазі кочення колісного рушія на величину плеча кочення, що забезпечує додатково до крутного моменту на осі колісного рушія ще й момент відносного осі колісного рушія від експлуатаційної ваги.

Аналіз цих досліджень дає можливість систематизувати класифікаційні ознаки способів підвищення тягових можливостей транспортних засобів.

Література

1. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок XXI століття/ В.Г. Євтенко, Л.В. Погорілий, Л.Г. Гром-Мазнічевський та ін.; За ред. Л.В. Погорілого. – К.: Сільгоспосвіта, 1997. – 68 с.
2. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга – М.: Энергия, 1978. – 152 с.
3. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки/за ред. В. Г. Кравчука, М. І. Грицишина, С. М. Ковалюка. – К.: Аграрна наука, 2004. – 393 с.
4. Петров Л.М., Сікорський С.М. Застосування мобільного енергетичного засобу з осциляторним колісним рушієм в сільському господарстві / Л.М. Петров, С.М. Сікорський // Аграр. вісн. Причорномор'я: зб. наук. пр. – Одеса, 2008. – № 45. – С.32 – 37.
5. Олійник М.І. Експериментальні випробування планетарно-колісного рушія / М.І. Олійник // Наук. вісн. УкрДЛТУ: зб. наук.-техн. пр. – Львів: УкрДЛТУ, 2004. – Вип. 14.3. – С. 155 – 161.
6. Гулиа, Н. В. Удивительная механика. В поисках "энергетической капсулы" / Н. В. Гулиа. - М.: ЭНАС, 2006. : ил.
7. Петров Л.М. Елементи теорії колісного рушія транспортного засобу з гнучким бандажем /Л.М. Петров// Труды Одесского политехнического университета: наук, та наук.-вироб. зб. – Одеса, 2011. – Вип.2 (36). – С. 93 – 97с.

УДК 629.083

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕКВІВАЛЕНТНИХ НАПРУЖЕНЬ В ТРІЩИНАХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА З ВІДКЛЮЧЕНИМИ ЦИЛІНДРАМИ

¹О.С. Полянський, д.т.н.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

¹А.О. Молодан, к.т.н.

Вибір методики для розрахунку деталі з тріщиною може бути виконаний на основі експертних оцінок, з урахуванням особливостей конкретної ситуації. Вибір надзвичайно великий. Зокрема для аналітичного опису кривої росту тріщини запропоновано більше 60 формул. З них найбільш відомою є формула П. Периса [1]. Для практичних розрахунків використовуються й інші підходи, такі як формула А. Хеда [2], вона отримана з урахуванням того, що метал біля вершини тріщини зміцнюється до тих пір, поки амплітуда напружень σ_a не досягне межі текучості σ_T .

Метою даного дослідження є визначення ймовірності того, що дійсний ресурс деталі з тріщиною не буде менше запланованого строку експлуатації для двигуна з відключеними циліндрами, вираженої в годинах або в циклах навантаження.

Перша фаза втомного руйнування завершується утворенням візуально видимої тріщини. Далі, при триваючому змінному навантаженні, тріщина буде розвиватися до тих пір, поки не досягне критичного розміру, після чого настає остаточне руйнування деталі. Як правило, час росту втомної тріщини від її утворення до критичного розміру становить досить значну частину ресурсу деталі. Природа появи тріщини може бути не тільки втомною. У процесі виготовлення деталей неминучі дефекти структури матеріалу (раковини, порожнечі, вкраплення інших матеріалів), які за їх впливом на міцність еквівалентні утомним тріщин. Тріщини також можуть бути наслідком конструкторських прорахунків і виробничо-технологічних недоліків.

Практика показує, що можливі ситуації, коли дефектні (по тріщинах) деталі можна замінити на увазі їх тимчасової просторової недоступності або для старих двигунів вони зовсім рідкісні і внаслідок цього досить дорогі. Тому існує достатньо прикладів експлуатації двигунів з деталями, такими, як блок картеру, що мають тріщини. У цьому випадку необхідні рекомендації для безпечної експлуатації двигуна, ще й з відключеними циліндрами і в такій ситуації. Вони дозволять оцінити ризики для різних деталей і дати рекомендації щодо режимів і тривалості експлуатації.

При напрацюванні деталі, вплив випадкових факторів призводить до того, що залишковий ресурс також є випадковою величиною і може не перевищувати планований період експлуатації. Таким чином, вирішується задача знаходження ймовірності відмови деталі з тріщиною на заданий період експлуатації.

Таким чином прогноз і оцінка ризику дозволяють перейти від детермінованого прогнозу залишкового ресурсу до ймовірнісної його оцінки, що є вихідною інформацією для прийняття мотивованих рішень для управління ризиками експлуатації автотракторного двигуна.

Нами розроблена методика розрахунку еквівалентних напружень в тріщині деталей двигуна з відключеними циліндрами за допомогою якої можна замінити обчислення кожного експлуатаційного режиму з різною кількістю відключених циліндрів окремо одним розрахунком.

Зазначено, що напрацювання (в циклах навантаження), це тільки математичне сподівання, яке може відхилитися як в більшу, так і у меншу сторону і досить значно. Це відхилення характеризується законом розподілу зі своїми параметрами.

Література

1. Paris P.C. A rational analytic theory of fatigue / P.C. Paris, M.P. Gomez, W.E. Anderson // The Trend in Engineering at the University of Washington. – 1961. – V.13. – №1. – P. 9-14.
2. Head A.K. The growth of fatigue cracks / A.K. Head // Phil. Mag. – 1953. – V. 44. – Ser. 7. – №356. – P. 925-938.

УДК 629.424.1

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦПГ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

¹О.В. Козаченко, д.т.н

¹С.П.Сорокін, к.т.н.

¹П.Л. Поставка

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка

Технічний стан циліндропоршневої групи (ЦПГ) є одним із важливих факторів, що впливають на основні техніко-експлуатаційні показники двигунів внутрішнього згоряння(ДВЗ).

Найбільші прості енергетичних засобів в експлуатації пов'язані з відновленням і підтриманням робочого стану ДВЗ, в яких однією з ресурсовизначальних є циліндро-поршнева група, що займає за часткою міжремонтних відмов в дизелях друге і в бензинових ДВС третє місце. Внаслідок недосконалості технологій та засобів оцінювання технічного стану двигунів виникають діагностичні помилки, в результаті яких в ремонт потрапляють ДВЗ, що не використали на 35 - 45% встановлений заводом-виробником ресурс [1].

Узагальненим параметром технічного стану ЦПГ є пневматична щільність камери згоряння, яка залежить від визначеного переліку структурних параметрів та може бути оцінена за компресією, падінням тиску повітря при опресовуванні камери стисненим повітрям, повним та залишковим вакуумом у камері згоряння, величиною та характером коливань струму акумулятора на пусковому режимі, коефіцієнтом корекції паливоподачі. У новому двигуні відсоток витоків через нещільність камери згоряння становить 10-15%. Витоки більші за 60-70% свідчать про граничний стан ЦПГ двигуна.

Для безпосереднього визначення пневмощільності ЦПГ використовують спеціальні прилади - пневмотестери (лік-тестери) [2], моніторинг ринку яких в Україні вказує на актуальність їх удосконалення шляхом моделювання процесів для обґрунтування їх раціональних параметрів.

Дросель, який встановлюється в пневматичній схемі пневмотестера, являє собою опір (тонка пластина з отвором), на якому відбувається падіння тиску при перетіканні повітря. Найбільше поширення у пневмотестерах набули дроселі, виконані у вигляді отвору з гострими крайками в тонкій стінці. Діаметр отвору знаходиться у межах 0,6-1,2 мм.

Результати розрахунків термодинамічних процесів перетікання повітря через дросельний отвір пневмотестера (розрахункові пневматичні характеристики), дозволяють більш обґрунтовано проводити вибір геометричних параметрів дроселя і параметрів потоку повітря (перепаду тиску на дроселі) при виборі приладу для діагностування двигунів різної розмірності і різного технічного стану.

Розрахункова схема пневмотестера наведена на рис. 1.

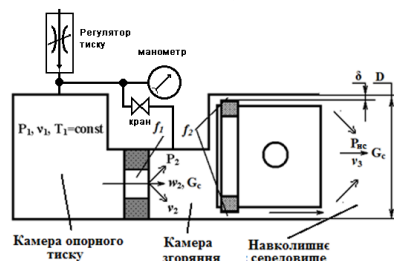


Рис.1 – Розрахункова схема діагностування ЦПГ за допомогою пневмотестера

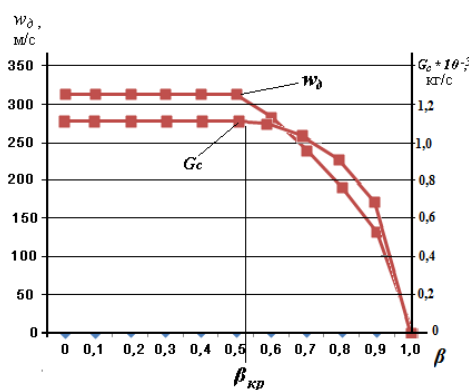


Рис.2 – Пневматична характеристика пневмотестера

З точки зору термодинаміки процесів що протікають у наведеній схемі, найбільш близькою по суті є термодинамічна теорія витоку газів і пари з резервуара необмеженої ємності [3]. Такий резервуар являє собою деяку умовну посудину (камеру опорного тиску), у якій в продовж всього процесу витікання початкові параметри робочого тіла (у нашому випадку повітря) залишаються незмінними ($P_1, v_1, T_1 = \text{const}$; абсолютний тиск, питомий об'єм і абсолютна температура постійні).

Методика розрахунку пневматичних характеристик тестера та послідовність її проведення наведена у [4]. На рис. 2 представлена графічна інтерпретація результатів розрахунків за запропонованою методикою.

Висновки:

1. Для підвищення точності вимірювання діагностичного параметра та зниження вірогідності діагностичної помилки конструкція пневмотестера повинна виконуватися по схемі з одним вимірювальним приладом.

2. Пневматична характеристика пневмотестера має нелінійний характер. Вигляд характеристики залежать від діаметру отвору дроселя і величини тиску у камері опорного тиску P_1 .

3. Значення номінального, допустимого і граничного значення пневмощільності для конкретного двигуна визначаються діаметром дросельного отвору, діаметром циліндра двигуна і перепадом тиску на дроселі.

Література

1. Полянский А.С. Повышение долговечности новых и отремонтированных двигателей в период эксплуатации [Текст] / Полянский А.С., А.А.Молодан // Механіка та машиновудування: Науково-технічний журнал, № 2. Харків, ХПІ –2011. С. 151- 157.

2. Пневмотестер, назначение, устройство, использование тестера герметичности (ПТ-1force) - Режим доступа: <https://etlib.ru/https://etlib.ru/blog/660-pnevmotester>).

3. Дементий Л.В., Кузнецов А.А., Менафова Ю.В. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче. – Краматорск: ДГМА, 2002. - 260с.

4. Сорокін С.П. «Обґрунтування параметрів пневмотестера для контролю технічного стану циліндро-поршневої групи двигуна» [Текст] / Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С., Блезнюк О.В., Зозуля Д. // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків: 2019. – № 15. – С. 49-59.

УДК 629.113.004

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПРИВЕДЕНОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ МАСИ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ

¹І.А. Мармут, к.т.н.

¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет

Як показують численні дослідження, більш достовірну інформацію про технічний стан гальмівних систем (ГС) дають інерційні стенди.

Стенд повинен бути компактним і мати малу металоємність [1]. При цьому необхідно витримати якість перевірки ГС. Металоємність інерційного стенда у великому ступені визначається величиною приведеної (інерційної) маси стенда [2-4].

У приведену масу системи входить величина m_k - приведена маса коліс і пов'язаних з ними рухомих частин автомобіля. Коли мова йде про перевірку ведених коліс, під обертовими частинами автомобіля розуміються деталі гальмівних механізмів коліс. Аналіз зносу цих деталей наведено у [5].

При перевірці ведучих коліс під обертовими частинами розуміється, крім деталей гальмівних механізмів, що обертаються, деталі трансмісії. Незнання цієї величини вносить похибку в обчислення гальмівної сили.

Приведену масу трансмісії можна визначити, вимірюючи моменти інерції окремих її частин і приводячи їх до даної осі. Але це трудомісткий процес і займає багато часу. При цьому приведена маса трансмісії також величина непостійна: відбувається знос деталей, хоч і невеликий, але на великих радіусах, що позначається на значенні яке нас цікавить. Тому необхідно мати методи, які дозволяють визначити приведену масу трансмісії конкретного автомобіля в будь-який період його експлуатації, тобто незалежно від ступеня зносу деталей.

Для визначення приведеної маси трансмісії використовуємо два режими розгону автомобіля на стенді. Режим 1: розгін від приводу стенду коли обертаються два колеса. Режим 2: розгін від приводу стенду коли обертається одне колесо

Розглянемо варіант 1. Після перетворень наведена маса трансмісії буде обчислюватися за формулою

$$m_T = \frac{F_{cm}}{a_2 \cdot (1 \pm \delta_K) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 0,5] - a_1 \cdot (1 \pm \delta_a) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 1]}, \quad (1)$$

де δ_a – відносна похибка визначення прискорень на стенді, %.

На стенді ПДС-Л ХНАДУ відносна похибка визначення прискорень $\delta_a = \pm 1$ %, що дозволяє визначити приведену масу трансмісії з точністю $\pm 1,283\%$.

Варіант 2. Після перетворень приведена маса трансмісії буде обчислюватися за формулою

$$m_T = \frac{2 \cdot F_{cm2} \cdot (1 \pm \delta_F) - F_{cm1} \cdot (1 \pm \delta_F)}{-0,5 \cdot a}, \quad (2)$$

де δ_F – відносна похибка визначення сили, що розвивається навантажувально-привідним пристроєм стенду, %.

На стенді ПДС-Л ХНАДУ $\delta_F = \pm 3\%$, що дає велику похибку у визначенні приведеної маси трансмісії. Таким чином, використовуючи перший варіант можна визначити приведену масу трансмісії, що зменшує похибку обчислення гальмівної сили.

Література

1. Мармут И.А. Обоснование выбора приведенной инерционной массы стенда с беговыми барабанами для передвижных диагностических станций / Мармут И.А., Рабинович Е.Х., Зуев В.О. // Вісник НПУ «ХПІ». – 2001. – №14. – с. 148–152.
2. Мармут І.А. Моделювання процесу гальмування автомобіля на інерційному роликовому стенді / Мармут І.А. // Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці: міжнар. наук.-практ. конф., 16 бер. 2017 р.: тези доп. – Х., 2017. – с. 155–159.
3. Мармут И.А. Совершенствование методики расчета инерционной массы роликового стенда / Мармут И.А. // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: V міжнар. наук.-техн. інтернет-конф., 20-21 лист. 2017 р.: тези доп. – Х., 2017, с. 166–168.
4. Мармут И.А. Обоснование выбора диаметра роликов инерционного тормозного стенда / Мармут И.А. // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» ХНТУСГ ім. П.Василенка. – 2018. – № 13. – с. 241–247.
5. Мармут И.А. Влияние износа шин и деталей тормозных механизмов на точность стендовой проверки тормозов / Мармут И.А. // Збірник наукових праць ХНАДУ «Автомобільний транспорт». – 2005. – № 16. – с. 34–38.

УДК 629.017

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА НА ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ

¹И.С. Наглюк, д.т.н.

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

¹М.И. Наглюк, к.т.н.

¹О.И. Будянский, магистрант

На современном этапе развития автомобильного транспорта к новой технике предъявляются жёсткие и все возрастающие требования по повышению надёжности, долговечности, комфортности и уменьшения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода топливо-смазочных и эксплуатационных материалов. С увеличением мощности и скорости движения современных автомобилей, возрастает напряженность работы пар трения в силовых агрегатах и требования к их смазке. Одним из основных показателей характеризующий смазку пар трения, является расход через них масла, что в первую очередь определяется давлением масла в системе смазки двигателя.

Давление масла в главной масляной магистрали в современных двигателях находится в довольно широком диапазоне 0,2-0,9 МПа [1,2,]. При недостаточном давлении масла, подводимого к подшипникам коленчатого вала, могут нарушаться условия гидродинамического трения. Толщина масляного слоя может стать ниже критической, что приведёт к снижению надёжной работы подшипников. При давлении масла в системе смазки менее 0,1 МПа происходит значительное увеличение интенсивности изнашивания до $8 \cdot 10^{-3}$ г/ч [2]. Уменьшение расхода масла через подшипники снижает отдачу тепла в масло и приводит к их перегреву. Чрезмерное увеличение давления и расхода масла нежелательно, так как требует большой производительности масляного насоса и больших затрат мощности на привод насоса, а также повышенному расходу масла на угар и увеличению напряженности работы фильтров. При увеличении давления более 0,3 МПа происходит увеличение интенсивности изнашивания до $3 \cdot 10^{-3}$ г/ч [2]. Исследования, проведенные авторами в работе [2] подтверждают, что наименьший износ деталей двигателей наблюдается при давлении масла в системе смазки 0,25-0,3 МПа.

В эксплуатации часто встречаются случаи, когда после замены моторного масла наблюдается снижение давления в системе смазки

двигателя. При проверке оказывается, что в сливаемом моторном масле вязкость выше на 4-9 мм²/с, чем в заливаемом [3].

При эксплуатации тракторов ХТЗ-17021 с двигателями DEUTZ разной наработки с начала эксплуатации после очередной замены масла SAE 15W-40 изменение давления в системе смазки двигателя представлены на рис. 1.

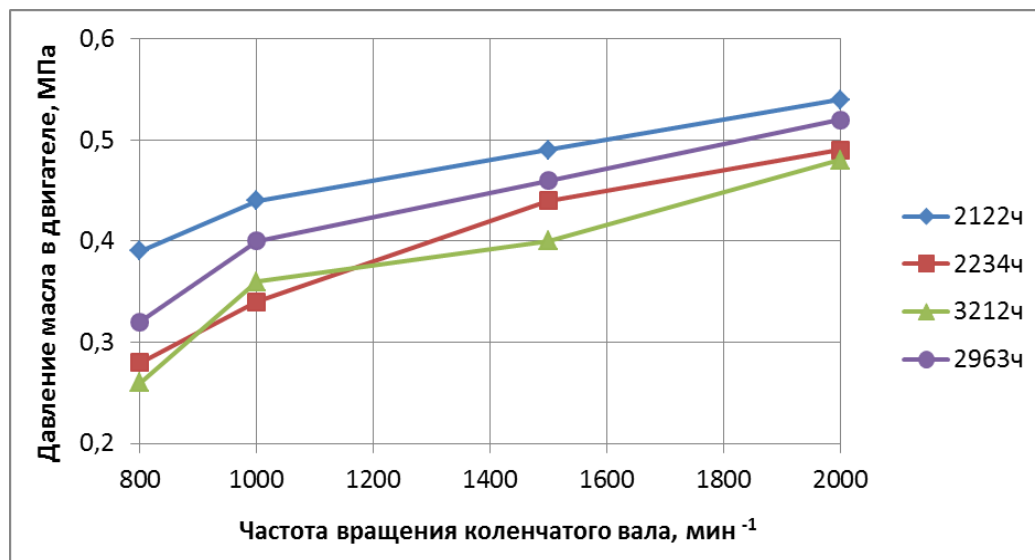


Рис.1 – Изменение давления в системе смазки двигателей Дойтц от частоты вращения коленчатого вала при температуре масла 80 °С

Давление масла в системе смазки двигателя тракторов с незначительной наработкой при заливке моторного масла одинаковой вязкости может отличаться до 19%.

Литература

1. Абрамчук Ф.І., Рязанцев М.К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ /За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України А.Ф. Шеховцова. – Харків: ХНАДУ, 2004. – 324с.
2. Григорьев М.А. Исследование влияния давления масла в системе смазки на износ деталей двигателя / М.А. Григорьев, В.И. Новиков, В.Г. Смирнов, Ф.И. Майоров, Ю.М. Рогозин // Автомобильная промышленность. – 1971. – №4. – С. 3–5.
3. Наглюк И.С. Эксплуатационная надежность трактора и качество применяемых масел / И.С. Наглюк // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка : зб. наук. пр. – Х., 2014. – Вип. 147. – С. 102–107.

УДК 6.31.3

МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ПОТОЧНОГО РЕМОНТУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

¹*В.А. Бантковський*

¹*В.С. Єрємін*

¹*С.О. Ніколаєнко*

¹*Харківський національний технічний*

університет сільського господарства імені

Петра Василенка

Для кожного виду технологічного обладнання існують свої найважливіші параметри, ступінь відновлення яких в процесі проведення ремонту обумовлює його якість.

Однією з основних особливостей оцінки якості поточного ремонту є необхідність її проведення безпосередньо на момент завершення ремонтних впливів на відміну від оцінки якості капітальних і середніх ремонтів, заснованої на тривалих експлуатаційних випробуваннях. Необхідність експрес-оцінки якості поточного ремонту пов'язані з тим, що він проводиться протягом терміну служби обладнання багаторазово, в невеликих обсягах і не робить такого впливу на показники якості відремонтованого обладнання, як капітальний або середній ремонт [1, 3].

На момент проведення поточного ремонту, як правило, ще зберігається та якість обладнання, яка була досягнута в результаті проведення попередніх ремонтних впливів (середніх і капітальних ремонтів). На якість відремонтованого обладнання також впливає надійність конструкції самого обладнання, обсяг внутріциклових витрат на технічне обслуговування та інші показники. Некоректність і необ'єктивність однакового підходу до оцінки якості поточних і капітальних (середніх) ремонтів впливає ще й з того, що вони мають різні цілі і наслідки.

Метою поточного ремонту є досягнення лише певного, заздалегідь заданого рівня роботоздатності обладнання, що дозволяє запобігти можливій відмові в роботі до проведення чергового ремонту. Порівняння досягнутого рівня відновлення роботоздатності з плановим дозволяє досить об'єктивно оцінити якість проведеного поточного ремонту [4]. Досягнутий в процесі поточного ремонту рівень відновлення роботоздатності обладнання може бути розрахований на основі використання системи показників, які враховують вплив поточного ремонту на окремі характеристики роботи обладнання. В систему таких показників можуть бути включені: рівень відновлення технічної готовності обладнання, рівень відновлення технічних параметрів обладнання і рівень відновлення показників надійності роботи.

Фактичний рівень відновлення технічної готовності можна розрахувати як відношення фактичного коефіцієнту відновлення технічної готовності відремонтованого обладнання до планового. Так як поточний ремонт не передбачає відновлення технічної готовності обладнання до рівня нової техніки, планове значення можна визначити в тій частці, в якій це досягається шляхом проведення поточного ремонту [2].

Дані необхідні для розрахунку показників, що характеризують ступінь відновлення працездатності відремонтованого обладнання, необхідно брати не за весь ремонтний цикл його експлуатації, а тільки за ту його частину ремонтного циклу, протягом якої зберігається якість відремонтованого обладнання, досягнута в результаті проведення поточного ремонту, а саме до чергового планового (капітального, середнього, поточного) ремонту.

Показники, включені в систему, у своїй сукупності, найбільшою мірою відображають цілі, які ставить перед собою поточний ремонт, а тому досить виважено і об'єктивно характеризують рівень відновлення (відтворення) втраченої роботоздатності відремонтованим технологічним обладнанням.

Показники, що не увійшли в систему, такі, як відновлення технологічної точності, жорсткості і інші, більшою мірою характеризують вплив капітального (середнього) ремонту. На основі запропонованої методики можуть бути створені ефективні системи планування і економічного стимулювання роботи ремонтно-обслуговуючих підрозділів і підприємств технічного сервісу.

Література

1. Економіка підприємства: навчальний посіб. Для студентів закл. Вищ. Освіти / Н.М.Колпаченко, Ю.А.Сайчук, В.К.Аветисян, В.А.Бантковський, В.Л.Маніло. – Харків: Діса плюс, 2019. – 277с.
2. Экономическая оценка качества ремонта оборудования / К.И.Мельникова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк.ун-те, 1992. – 192 с.
3. Теоретические основы технологии ремонта машин: Учебник в 3-х т. / Сидашенко А.И., Науменко А.А., Скобло Т.С., Войтов В.А., Тихонов А.В., Аветисян В.К., Автухов А.К., Бантковский В.А. та ін. / Под ред. А.И. Сидашенко, А.А. Науменко. Том 1 (Теория и технология производственных процессов ремонта машин) – Харьков : ХНТУСГ, 2005. – 590с.
4. Покропивный С.Ф. Эффективность ремонта машин. К.: Техніка, 1985 – 256 с.

УДК 631.22.014:636.084.74

АПАРАТНО-ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО МОБІЛЬНОГО ІНДИВІДУАЛЬНОГО РОЗДАВАЧА-ДОЗАТОРА КОМБІКОРМІВ

В.І. Банга, к.т.н.

*¹Львівський національний аграрний
університет*

Збільшення виробництва молока з мінімальними затратами залежить як від продуктивності корів, так й від технології їх утримання, повноцінної годівлі і збалансованості кормів, використання сучасних технічних засобів механізації і автоматизації технологічних процесів.

Використання технічних засобів роздавання комбікормів з індивідуальним їх дозуванням зумовлене багатьма чинниками, і зокрема, такими як точність дозування, продуктивність, енергоємність процесу [1].

У Львівському національному аграрному університеті розроблено автоматизований мобільний роздавач-дозатор комбікормів для годівлі корів комбікормами в залежності від їх продуктивності. Особливістю якого є те, що він оснащений дозувальним робочим органом конусно-лопатевого типу, який захищено патентом України на винахід [2], наявністю засобів для управління процесом роздавання і дозування комбікормів, програмним забезпеченням, передбачено реєстрацію та передачу даних, відображення і зберігання інформації [3]. Структурна схема роздавача-дозатора наведена на рис.

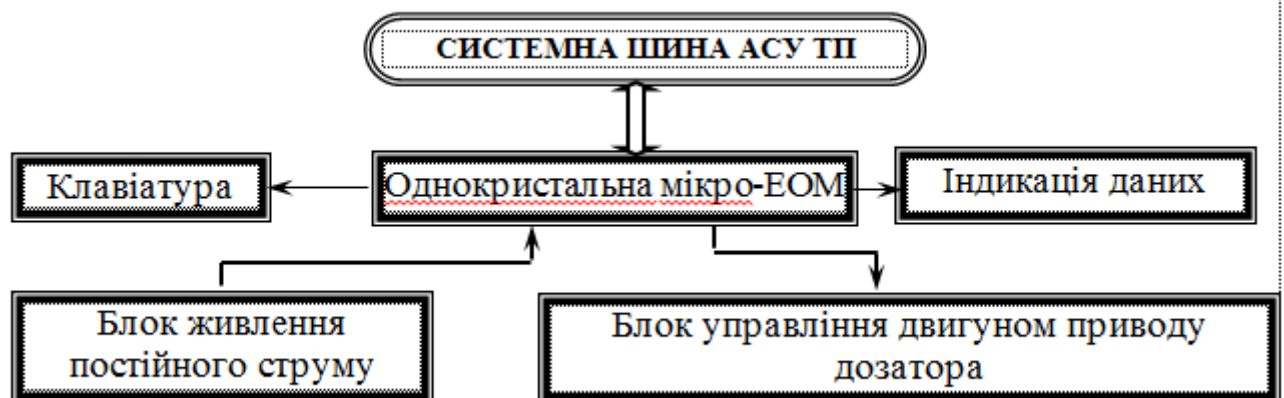


Рис.1 – Структурна схема функціонування автоматизованого мобільного роздавача-дозатора комбікормів

Живлення функціональних елементів здійснюється від блоку

живлення з номіналами стабілізованих напруг $\pm 50\text{В}$, $\pm 12\text{В}$, $+5\text{В}$. При реалізації системи розроблено низку оригінальних інтерфейсів узгодження модульного типу, які функціонально узгоджуються зі системними шинами персональних ЕОМ класу від «Pentium G 850» до «Core I3 – 8100». Забезпечено гнучку систему адресного поля як інтерфейсу, так і розподілу оперативної пам'яті за функціональним призначенням. Обмін даними між кормовою станцією та ЕОМ відбувається в послідовному коді, який формується програмно, а в кормовій станції – програмно-апаратно. Системні шини АСУ ТП і центральної ЕОМ гальванічно розв'язані.

Основу інтерфейсу узгодження модульного типу складає програмований триканальний інтерфейс вводу-виводу типу KP580 ВВ 55. Для буферизації даних та узгодження з іншими лініями використовуються шинні формувачі. Для керування роботою інтерфейсу розроблені дешифратор вибору адреси, сформований на логічних елементах і побудований таким чином, щоб адреса вибору інтерфейсу відповідав карті розподілу вводу-виводу ЕОМ стандарту IBM PC. Кожний конкретний адреса на системній адресній шині ЕОМ відповідає конкретному функціональному призначенню.

Наведена вище структурна схема автоматизованого мобільного роздавача-дозатора комбікормів з конусно-лопатевим дозувальним робочим органом дає можливість автоматизовано керувати годівлею дійних корів комбікормами в залежності від їх продуктивності.

Література

1. Семенцов В.В., Бойко І.Г. Експериментальна установка і методика дослідження процесу дозування концентрованих кормів гравітаційним дозатором. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка: технічні системи і технології тваринництва*. 2014. № 144. С. 7–11.
2. Дозатор сипучих кормів: патент 52059А Україна: МПК А01К 5/02. №2002010755; опубл.16.12.2002, Бюл №12.
3. Банга В.І., Дмитрів В.Т., Банга Ю.В. Стенд для експериментальних досліджень робочих органів індивідуального роздавача-дозатора комбікормів. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України: техніка та енергетика АПК*. 2015. Вип. 212/2. С. 76–81.

УДК 621.867

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯМ ГУМОТРОСОВОЇ СТІЧКИ

¹О.І. Білоус к.т.н.,

¹І.А. Гуров

¹Р.О. Швачка

¹Дніпровський державний технічний університет

Транспортування сировини в гірничо-металургійному виробництві здійснюють, як правило, конвеєрами обладнаними гумотросовими стрічками. Пошкодження тросів призведе до часткової втрати стрічкою її тягової спроможності. Ремонт стрічки здійснюють заміною частини ушкодженого троса. За відсутності тросів аналогічних тросам стрічки застосовують троси інших конструкцій. Визначення умов міцності стрічки після ремонту актуальна задача забезпечення її надійності.

Розглянемо стрічку з M тросів. Трос за номером j має відмінну жорсткість та значну довжину, а в перерізі зміни жорсткості $x=0$ - розрив неперервності. Переріз $x=0$ ділить стрічку на дві частини. Для кожної з частин за [1] визначимо внутрішні сили в тросах та їх переміщення. Величини, що відносяться до різних частин стрічки позначимо нижніми індексами – номерами частин. Врахуємо, що сили не можуть безмежно зростати з безмежним зростанням абсолютних значень координати x .

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} e^{\beta_m x} \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{P}{E F} x, \quad (1)$$

$$p_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} e^{\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) E F + P, \quad (2)$$

$$u_{2i} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{2,m} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i-0,5)) + \varepsilon_i x + \frac{P}{E F} x, \quad (3)$$

$$p_{2i} = \sum_{m=1}^{M-1} -B_{2,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) + \varepsilon_i x + P, \quad (4)$$

де A_{\dots} , B_{\dots} - невідомі величини; P – середнє навантаження троса стрічки;

$\varepsilon_i = -\frac{2 P \Omega}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (j-0,5)) \cos(\mu_m (i-0,5))$ - відносна деформація троса

відмінної жорсткості; $\mu_n = \frac{\pi n}{N}$, $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G [1 - \cos(\mu_m)]}{E F}}$; E, F – зведений модуль

пружності та площа поперечного перерізу троса; G – модуль зсуву гуми; Ω –

відношення жорсткості j троса до жорсткості тросів стрічки.

Неперервність стрічки вимагає виконання умов сумісності деформування її частин в перерізі $x=0$. Такими умовами є рівність внутрішніх сил, що виникають в тросах та рівність нулю різниці переміщень усіх тросів за винятком різниці переміщень кінців j - того троса. Різницю переміщень тросів в перерізі $x=0$ задамо рядом Фур'є.

$$u_{1,i} - u_{2,i} = U \left(\frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{1}{M} \right) \quad (5)$$

де U – невідома величина різниці переміщень кінців j - того троса.

Підставимо (1), (3) у (5), врахуємо рівність сил та відсутність сил розтягу кінців j - того троса в перерізі $x=0$. Маємо.

$$U = \left(\frac{2\Omega}{E F} - 2 \sum_{m=1}^{M-1} D_m \left(1 + \frac{\beta_m}{2} \right) \cos(\mu_m(j-0,5)) \right) \left(\sum_{m=1}^{M-1} \cos^2(\mu_m(j-0,5)) \right)^{-1},$$

$$B_{2,m} = \frac{U}{2} \cos(\mu_m(j-0,5)) - \frac{\Omega}{M} \cos(\mu_m(j-0,5)),$$

$$A_{1,m} = B_{2,m} + U \cos(\mu_m(j-0,5)).$$

Аналіз виразів (1 - 4) показує, що максимальні напруження виникають в локальній зоні розриву троса. Умови міцності тросів та гуми.

$$P_{extrem} = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \beta_m \cos(\mu_m(j \pm 1 - 0,5)) E F + P \leq [P], \quad (6)$$

де $[P]$ - допустима сила розтягу троса.

$$\frac{G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \left(\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(j+0,5)) \right) \leq [\tau] \leq$$

$$\leq \frac{G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \left(\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(j+0,5)) \right) \quad (7)$$

де $[\tau]$ - дотичне напруження в прошарках еластичного матеріалу стрічки, що може бути допущене з умови міцності.

Висновки. Отримані умови міцності тросів (6) та еластичної оболонки стрічки (7) дозволяють визначати можливість часткового відновлювання стрічки шляхом заміни частини троса тросом іншої конструкції. Відновлення сприяє підвищенню надійності стрічки та машини на якій вона встановлена

Література

1. Бельмас, І.В. Дослідження напруженого стану конвеєрної стрічки з тросами різної жорсткості / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, О.М. Воробйова // Математичне моделювання. – 2017. - №1(36). – С. 73-77.

УДК 62-91

ВИКОРИСТАННЯ АГЦ-2 ДЛЯ МОНІТОРИНГУ ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

*О.В. Блезнюк, к.т.н.
О.В. Гусєв*

*Харківський національний технічний
університет сільського господарства
ім. П. Василенка*

У процесі експлуатації двигуна внутрішнього згоряння не повною мірою реалізується закладений в нього заводом-виробником ресурс. Несвоєчасне обслуговування та усунення несправностей призводить до підвищеної швидкості зношування деталей циліндро-поршневої групи двигуна, і як наслідок, виникнення відмови в ресурсний період [1, 2].

Для моніторингу технічного стану елементів циліндро-поршневої групи в системі технічного обслуговування і ремонту машин передбачено інструментальне діагностування. При цьому слід зазначити, що діагностування має плановий, регламентний характер. Це пов'язано в першу чергу з тим, що двигуни не оснащені достатньо інформативними і доступними засобами контролю технічного стану.

Одним із засобів моніторингу технічного стану елементів циліндро-поршневої групи та сполучення «клапан-сідло» ГРМ є аналізатор герметичності циліндрів АГЦ-2 [3]. Використання аналізатора дозволяє диференційовано визначити технічний стан гільз циліндрів, поршневих кілець, газорозподільних клапанів як бензинових, так і дизельних двигунів. Аналізатор дозволяє визначити як повний вакуум Р1, так і залишковий Р2. Величину максимального розрядження в циліндрі називають повним вакуумом, а величину втрат тиску в циліндрі при максимальному тиску в циліндрі, називають залишковим, паразитним вакуумом.

При визначенні параметрів Р1 і Р2 за допомоги аналізатора слід звертати увагу не тільки на абсолютну величину відхилення стрілки вакуумметра, але й на швидкість її переміщення.

За значенням величини співвідношення Р1 і Р2 можна визначити ступінь зносу поршневих кілець і дзеркал циліндрів [4, 5]. Виявити ознаки виходу з ладу прокладок головки циліндрів і впускного трубопроводу, заклинювання або прогар клапанів, просідання клапанних пружин, збою установки кута випередження запалювання або фаз газорозподілу (рис. 1).

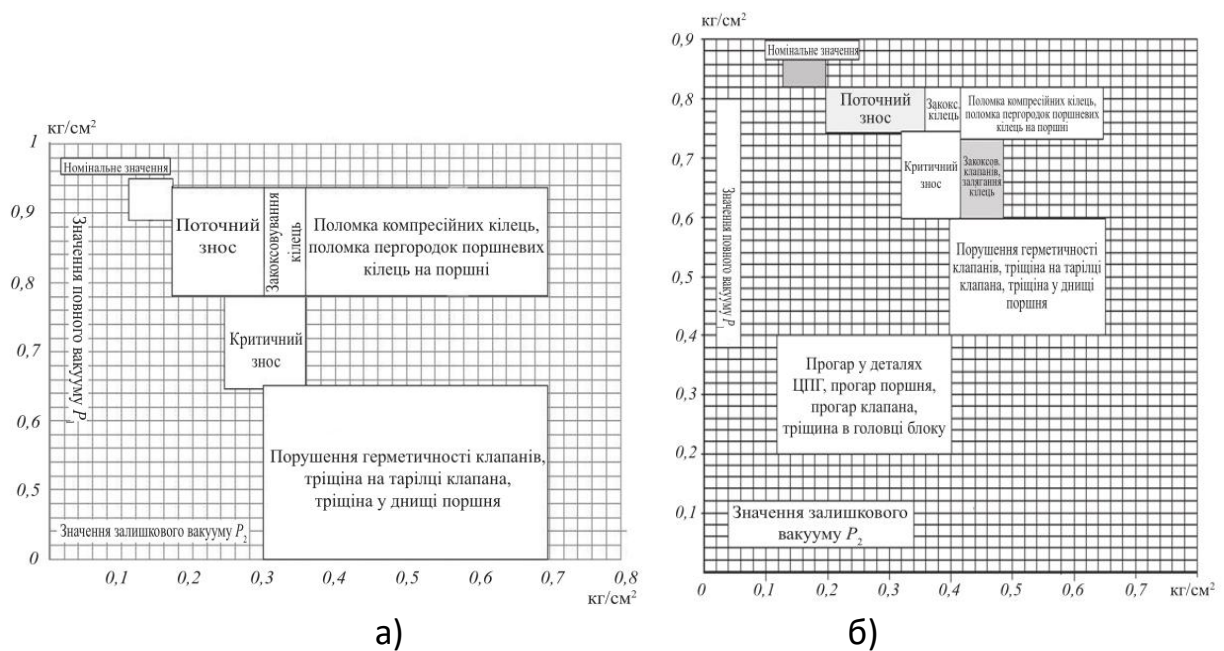


Рис. 1 – Параметри роботи двигуна, що працює а) – на дизельному паливі, б) – на бензині

Переваги моніторингу технічного стану елементів циліндро-поршневої групи та сполучення «клапан-сідло» ГРМ за допомогою АГЦ-2, полягають в тому, що він не є трудомістким, не потребує додаткового обладнання. Достовірна методика заснована на природних умов роботи елементів ЦПГ і тому знижується вплив суб'єктивних оцінок і непрямих ознак. Простота конструкції АГЦ-2 і відсутність складних систем аналізу, знижує кількість відмов і помилок при прогнозуванні технічного стану, що дозволяє достатньо широко використовувати даний прилад в системі технічного обслуговування і ремонту машин.

Література

1. <https://cyberleninka.ru/article/n/bezrazbornyy-kontrol-intensivnosti-iznashivaniya-detaley-tsilindro-porshnevoy-gruppy-dizeley>.
2. <https://planeta-oborudovaniya.com.ua/g1503824-izmeritelnye-pribory-testery>.
3. <http://freemen.su/analizator-germetichnosti-cilindrov-agc-2>.
4. Бектемиров А.С. Методика проведения экспертизы цилиндро-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания с целью определения причин возникновения неисправностей / А.С. Бектемиров, О.Л. Маломыжев. – Вестник ИрГТУ, 2010. – С. 132-135.
5. Практикум з технічної діагностики: навчальний посібник / О.В. Козаченко, С.П.Сорокін, О.М.Шкрегаль та ін. – Х.: Факт, 2013. – 456 с.

УДК 6.31.3

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЯКОСТІ РЕМОНТУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО УСТАТКУВАННЯ ПІДПРИЄМСТВА

¹*В.А. Бантковський, доцент*

¹*В.О. Малік, магістрант*

¹*А.О. Новицький, магістрант*

¹*Харківський національний технічний*

університет сільського господарства імені

Петра Василенка

У практиці роботи машинобудівних підприємств оцінка якості ремонтів устаткування найчастіше зводиться до проведення приймальних випробувань в такій послідовності: зовнішній огляд, випробування на холостому ходу, випробування під навантаженням і в роботі. Крім того, металорізальні верстати випробовують на точність, жорсткість і вібростійкість. В основу оцінки якості виконаних ремонтів покладена вимога відповідності найважливіших параметрів відремонтованого устаткування його паспортним даним або стандартам і технічним умовам. Для кожного виду технологічного устаткування існують свої найважливіші параметри, ступінь відновлення яких в процесі проведення ремонту обумовлює його якість [5].

Однак з економічної точки зору для оцінки якості ремонтних впливів тільки на основі результатів приймальних випробувань недостатньо [3]. Тим більше, що існуючі на практиці підходи до оцінки якості ремонту обладнання не скрізь однакові. Це пояснюється тим, що в основі оцінки якості лежать різні критерії: результати випробувань на точність, дотримання планових термінів проведення капітального ремонту, кількість виявлених дефектів, шум, вібрація і ін. Різноманіття вимог створює умови для суб'єктивного підходу до оцінки якості ремонтів. Крім того, існуючі методи оцінки не дозволяють судити про те, як довго в процесі післяремонтної експлуатації устаткування будуть зберігатися досягнуті в результаті проведення ремонту технічні параметри його роботи [2].

З огляду на специфіку і особливості відремонтованого устаткування в порівнянні з аналогічним новим, номенклатуру показників його якості можна умовно розділити на показники призначення, надійності, ергономічні, технологічності, транспортабельності, уніфікації, безпеки, економічні. В свою чергу, кожна з перерахованих груп включає свою, більш диференційовану номенклатуру показників якості.

Корисний ефект, одержуваний від використання капітально відремонтованого устаткування в кожному ремонтному циклі (циклі експлуатації) забезпечується, в першу чергу, за рахунок витрат на капітальний

ремонт. Виходячи з цього, для того, щоб оцінити якість ремонту, необхідно зіставити корисний ефект, що отримується в подальшому за капітальним ремонтом циклі експлуатації устаткування, з повною сумою витрат на ремонт і експлуатацію устаткування в цьому ж циклі. Таке зіставлення досить об'єктивно характеризує ефективність роботи відремонтованого технологічного устаткування, яка обумовлена всією сукупністю його техніко-економічних параметрів (включаючи параметри надійності), відновлених в процесі капітального ремонту. Перевагою такого показника комплексної оцінки якості є те, що він узагальнює всю сукупність властивостей капітально відремонтованого технологічного устаткування і дає йому однозначну економічну оцінку [1].

Співвідношення інтегрального показника якості відремонтованого устаткування та інтегрального показника якості аналогічного нового устаткування є відносним показником якості відремонтованого устаткування, що виражає рівень його якості та одночасно якість, власне, ремонту [4, 5].

Таким чином, відносний показник якості ремонту технологічного устаткування можна розглядати як частку первісної якості устаткування, яке збережено завдяки проведеному ремонту. Абсолютний показник якості ремонту технологічного устаткування відображає зменшення в корисній віддачі (ефекті) устаткування на одну одиницю грошових коштів, вкладених в нього. Чим вище якість ремонту, тим менше втрати в кінцевому результаті - корисний ефект устаткування. У той же час по цих втрат можна однозначно і об'єктивно судити про якість ремонту.

Література

1. Покропивный С.Ф. Эффективность ремонта машин. К.: Техніка, 1985 – 256 с.
2. Экономическая оценка качества ремонта оборудования/ К.И.Мельникова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк.ун-те, 1992. – 192 с.
3. Економіка підприємства: навчальний посіб. Для студентів закл. Вищ. Освіти / Н.М.Колпаченко, Ю.А.Сайчук, В.К.Аветісян, В.А.Бантковський, В.Л.Маніло. – Харків: Діса плюс, 2019. – 277с.
4. Анілович В.Я., Гринченко О.С., Литвиненко В.Л. Надійність машин в завданнях та прикладах. / За редакцією В.Я. Аніловича,-Харків: Око, 2001.- 320с.-Рос.
5. А.М.Длин. Математическая статистика в технике. Изд. 3 – е, М., «Советская наука, 1958.

УДК 62–192

ЕНТРОПІЯ ЯК ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МАШИНИ

¹О.В. Блезнюк, к.т.н.

¹В.А. Колісник

¹Харківський національний технічний

університет сільського господарства ім. П.

Василенка

Ентропія - функція стану системи, яка не залежить від переходу з одного стану в інший, а залежить тільки від початкового і кінцевого положення системи, показує спрямованість процесів [1].

Випадкова поведінка технічної системи, машини, обумовлена впливом незапланованих чинників, пов'язана з невизначеністю, міра якої в різні моменти часу буде різною. З точки зору теорії структурної надійності, машина може знаходитися в одному з двох станів: працездатному або непрацездатному [2]. При цьому до машини пред'являються високі вимоги до збереження високого рівня надійності.

З позиції збереження високого рівня надійності машини користуються загальноприйнятими методами розрахунку структурної надійності, наприклад методами повного перебору станів, дерева відмов, мінімальних шляхів і перерізів. Фактично усі вони побудовані з використанням вірогідності безвідмовної роботи p_i і відмови q_i елементу i машини. Застосовуючи ці методи за певних умов, можна вибирати структуру з даного різноманіття, що задовольняє вимоги з надійності.

Важливим показником невизначеності є ентропія, визначення величини якої може служити мірою структурного стану машини. Зростання ентропії відбиває тенденцію до розвитку хаотичних процесів в машині, що свідчить про старіння її елементів, відсутність належного управління і організаційної поведінки з боку людини. Розглядаючи технічні стани машини, з їх різноманіття виділяють підмножину станів, що розрізняються між собою з точки зору показників надійності [3, 4]. На практиці важливо уміти чисельно оцінювати міру невизначеності різноманітних станів, структурних змін, машини, щоб мати можливість порівняти їх між собою і знати, чи виправдовує система технічного сервісу покладені на неї функції.

У технічній діагностиці, як правило, використовується структурно-слідча або функціонально-структурна схеми [5, 6]. Структурно-слідча встановлює множинні зв'язки між основними елементами агрегату, вузла, пристрою або системи структурними (S) і діагностичними (D) параметрами. При цьому множинні зв'язки проявляються наявністю декількох діагностичних ознак (D_1, D_2, D_i) при зміні якого-небудь структурного параметра S_i . Більшу

інформативність має функціонально-структурна схема, в якій частина конструктивних елементів, що впливають на робочі функції, відособлена. Вона є багаторівнева граф-модель.

Для безперервного моніторингу пропонується використати структурно-діагностичну схему. На відміну від структурно-слідчої і функціонально-структурної схем вона містить тільки конструктивні елементи, технічний стан яких має бути визначений в ході діагностування.

Відповідно із структурною надійністю пов'язують таку складову стану системи, як невизначеність інформації, оскільки її кількість обумовлена наявністю зв'язків і елементів системи, тобто топологією [7]. Теорія надійності може стикатися з теорією інформації в плані визначення її кількості, необхідної для практики експлуатації і проектування. Наприклад, згідно з принципом К. Шенона, інформація - міра або кількість невизначеності, інформаційної ентропії, пов'язане з результатом вибору з можливих альтернатив. Маючи кількість інформації для тієї або іншої структури, можна судити про рівень невизначеності, що міститься в ній. Тому застосування методів визначення кількості ентропії для структур технічних систем, машин може бути корисним з точки зору оцінки структурної надійності з позиції теорії інформації.

Література

1. Фен Дж. Машины, энергия, энтропия. – М.: Мир, 1986. – 336 с.
2. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення.
3. Дулесов А.С. Свойства энтропии технической системы /А.С.Дулесов, М.Ю.Семенова, В.И.Хрусталеv // Фундаментальные исследования. – 2011. – № 8 (часть 3). – С. 631 – 636.
4. Дулесов А.С. Определение количества информационной энтропии в структуре технической системы методом перебора состояний / А.С. Дулесов, Н.Н. Кондрат // Фундаментальные исследования.– 2015. – № 7.– С. 745 – 748.
5. Сидоров В.И. Информационная функционально-диагностическая модель дизельного двигателя/Труды МАДИ.– М., 1978. – С. 54 – 59.
6. Верескун В. Энтропия технического состояния машинных парков / В.Верескун, А.Манаков, А.Кирпичников // Мир транспорта. - 2012. - № 3. - С. 4 – 9.
7. Машошин О.Ф. Диагностика авиационной техники. Учебное пособие. - М.: МГТУ ГА, 2007. – 141.

УДК 621.867

КОНТРОЛЬ СТАНУ ТРОСІВ В ГУМОТРОСОВОМУ КАНАТІ

¹І.В. Бельмас, д.т.н..

¹Дніпровський державний технічний
університет

¹Р.В.Єднач

Гумотросовий канат – це система паралельних розташованих в площині тросів, запресованих у гумову оболонку. Самим небезпечним з ушкоджень канату є розрив суцільності його тросів. Гумотросові канати мають сталеві троси Запресовані в гуму. Сполучення гуми з високим електричним опором та тросів з малим аналогічним показником забезпечує можливість контролю поривів тросів за зміною їх електричного опору. Впровадження такого контролю вимагає розробки методу його реалізації.

Інформацією про порив є зміна величини опору заміряна під час контролю. Встановлення меж зміни опору актуальна задача при розробці системи контролю. Встановимо такі межі. Надамо тросам номери від нуля до $M-1$ Приймемо що канат має довжину L . Вздовж канату спрямуємо вісь x . Початок осі розташуємо в перерізі кінця канату. Розподілу струмів в цьому перерізі.

$$I_i = \begin{cases} 0 & i \neq j \neq z \wedge j \neq z \\ 1 & i = j \\ -1 & i = z \end{cases} \quad (1)$$

де i, j - номери тросів на які подана напруга; k - номер ушкодженого троса. В перерізі розриву k – того троса відсутній струм.

$$I_k = 0. \quad (2)$$

Врахуємо (1). Розподіл струмів в перерізі ($x=0$) задамо функцією з розривом неперервності.

$$I_i = \frac{2}{M} \sum_m^M \cos(\mu_m(i+0,5)) \begin{pmatrix} \cos(\mu_m(j+0,5)) - \\ -\cos(\mu_m(z+0,5)) \end{pmatrix} \quad (0 \leq i \leq M-1), \quad (3)$$

$$\text{де } \mu_m = \frac{\pi m}{M}.$$

На протилежному кінці канату в тросах відсутні струми. Відповідно в перерізі $x=L$ має виконуватися наступна умова.

$$I_i = 0. \quad (4)$$

Розподіл напружень в системі дискретних тросів поєднаних розподіленим провідником струму визначається залежністю [1].

$$U_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i+0,5)) + a x + b, \quad (0 \leq i \leq M-1), \quad (5)$$

де A_m, B_m, a, b - невідомі сталі; $\beta_m = \sqrt{2rq(1-\cos(\mu_m))}$; r - електричний опір троса одиничної довжини; q^{-1} величина електричного опору гуми розташованої поміж суміжними тросами на довжині в одиницю; ζ - відстань до пориву.

Перерізом розташування розриву троса розділимо канат на дві частини. Частинам надамо номери 1 та 2. Для них запишемо залежність (5). В позначеннях невідомих сталих використаємо індекси - номери частин. Визначимо невідомі сталі з граничних умов (1) - (4).

$$A_{1,m} = \frac{K}{M} \cos(\mu_m (k+0,5)) e^{\beta_m \zeta} \left[\frac{1 - e^{2\beta_m(L-\zeta)}}{(1 - e^{2\beta_m L})} \right] + \frac{2}{M \beta_m} \frac{(\cos(\mu_m (j+0,5)) - \cos(\mu_m (z+0,5)))}{(1 - e^{2\beta_m L})};$$

$$A_{2,m} = A_{1,m} - \frac{K}{M e^{\beta_m \zeta}} \cos(\mu_m (k+0,5)); \quad a_1 = a_2 = 0; \quad b_1 - b_2 = \frac{K}{M};$$

$$B_{1,m} = A_{1,m} - \frac{2}{M \beta_m} (\cos(\mu_m (j+0,5)) - \cos(\mu_m (z+0,5))); \quad B_{2,m} = A_{2,m} e^{2\beta_m L},$$

$$\text{де } K = \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\cos(\mu_m (k+0,5))}{e^{\beta_m \zeta}} (\cos(\mu_m (j+0,5)) - \cos(\mu_m (z+0,5))) \left(1 - \frac{(1 - e^{2\beta_m \zeta})}{(1 - e^{2\beta_m L})} \right)}{\sum_{m=1}^M \cos^2(\mu_m (k+0,5)) \frac{(1 - e^{2\beta_m(L-\zeta)}) (1 - e^{2\beta_m \zeta})}{(1 - e^{2\beta_m L})} \beta_m}$$

3 виразу (5) електричний опір.

$$R_{z,j} = r \sum_{m=1}^{M-1} (A_{1m} + B_{1m}) (\cos(\mu_m (j+0,5)) - \cos(\mu_m (z+0,5))). \quad (6)$$

Мінімальним значенням відстані слід вважати порив троса і місці перед точкою підведення струму. Електричний опір набуває безмежного значення за пориву будь-якого троса. Найменшого значенням електричний опір набуде у разі розриву троса в перерізі $x=L/2$. В такому випадку опір визначається за залежністю (5) для ушкодженого троса за номером k з урахування наступного значення невідомої величини.

$$A_{1,m} = \frac{K}{M} \cos(\mu_m(k+0,5)) e^{\beta_m L/2} \left[\frac{1 - e^{\beta_m L}}{(1 - e^{2\beta_m L})} \right] + \frac{2}{M \beta_m} \frac{(\cos(\mu_m(j+0,5)) - \cos(\mu_m(z+0,5)))}{(1 - e^{\beta_m L})};$$

$$\text{де } K = \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\cos(\mu_m(k+0,5))}{e^{\beta_m L/2}} (\cos(\mu_m(j+0,5)) - \cos(\mu_m(z+0,5))) \left(1 - \frac{(1 - e^{2\beta_m \zeta})}{(1 - e^{2\beta_m L})} \right)}{\sum_{m=1}^M \cos^2(\mu_m(k+0,5)) (1 - e^{\beta_m L}) \beta_m}$$

З використанням залежностей (6), можна визначити межі зміни електричного опору канату та спроектувати систему його контролю.

Література

1. Бельмас І.В., Билоус О.І., Нельга А.Т., Бельмас О.Л. Автоматическая диагностика тросов резинотросового каната // Научно-теоретический и практический журнал. Оралдын алым жарысы (Уральский научный вестник) №7 (13) 2008 с. 40-47.

УДК 662.8.053.33

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН

¹С.О. Лузан, д.т.н.

¹О.І. Сідашенко, к.т.н.

¹А.С. Лузан, аспіранка

¹Д.М. Петренко, аспірант

¹С.О. Ніколаєнко

¹В.С. Єрьомін

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства
ім. П. Василенка

Відновлення і зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин, що працюють в умовах інтенсивного абразивного зношування і впливу різних агресивних середовищ і визначають довговічність машин, є важливою науково-технічною проблемою.

Частка деталей, що відновлюються на підприємствах агропромислового комплексу наплавленням і газотермічними способами нанесення покриттів, становить 60,5% (34,4% – наплавленням, 26,1% – способами газотермічного напилення) [1].

Станом на сьогоднішній день питання автоматизації процесів і вдосконалення обладнання по нанесенню відновлювальних покриттів досить добре вирішені. Тому на даному етапі найбільшу актуальність набуває створення нових композиційних матеріалів, що забезпечують необхідний комплекс фізико-механічних властивостей нанесених покриттів. Отримали широке застосування композиційні терморреагуючі порошки, при нанесенні яких має місце екзотермічна взаємодія між компонентами. Основні технології, що застосовуються для виготовлення композиційних порошків, засновані на плакуванні або конгломеруванні досить складні і дорогі, хімічні ж, крім цього, є екологічно небезпечними.

У зв'язку з цим створення нових композиційних матеріалів, які забезпечують підвищення довговічності різних деталей машин і механізмів в умовах інтенсивного зношування, впливу високих напруг, температур, агресивних середовищ – важлива народногосподарська задача, при цьому облік факторів енерго - і ресурсозбереження є визначальним [2].

Одним з найбільш ефективних шляхів вирішення цієї проблеми є застосування технології самопоширюючогося високотемпературного синтезу (СВС). В даний час дана технологія отримала розвиток в передових зарубіжних країнах: США, Японії, Польщі, Китаї, Білорусі, РФ та ін.

СВС-процес дозволяє синтезувати композиції, отримання яких іншими відомими способами вимагає великих витрат, складного і дорогого обладнання або взагалі є неможливим [3]. Крім того СВС дозволяє отримати багатокомпонентні продукти в одну стадію навіть в системах матеріалів, які значно відрізняються за властивостями.

Останнім часом для виробництва композиційних порошкових матеріалів отримало розвиток застосування реакційного механічного легування. Даний спосіб заснований на обробці порошкової шихти в енергонапружених млинах-механореакторах, при якій протікають механічно активовані структурні і фазові перетворення, що викликають формування гранульованих композиційних матеріалів [4]. При цьому, необхідно відзначити, склад шихти повинен забезпечити протікання механічно активованих фазових і структурних перетворень в режимі, що виключає процес-СВС

На основі вищевикладеного можна зробити висновок про перспективність застосування композиційних порошкових матеріалів, отриманих із застосуванням СВС-процесу або механічного легування, для підвищення довговічності робочих органів машин.

Література

1. Лузан С.А. Определение способов восстановления деталей сельскохозяйственных машин, обеспечивающих их ресурс на уровне и превышающем уровень новых / С.А. Лузан // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: 2015. – Вип. 158. – С. 93-98.
2. Лузан С.А. СВС-процессы в технологиях упрочнения и восстановления деталей машин наплавкой и газотермическими способами напыления покрытий (обзор) / С.А. Лузан, А.И. Сидашенко, А.С. Лузан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків: 2016. – № 6. – С. 152-162.
3. Мержанов А.Г. Твердопламенное горение / А.Г. Мержанов, А.С. Мукасьян. – М. : ТОРУС ПРЕСС, 2007. – 336 с.
4. Ловшенко Ф.Г. Закономерности формирования гранулометрического состава и структуры механически легированных композиционных порошков для газотермических покрытий / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Литье и металлургия. 2014. – № 4. – С. 101–110.

УДК 631.316.022.4

ВІДНОВЛЕННЯ СПРАЦЬОВАНИХ СТІЛЧАСТИХ КУЛЬТИВАТОРНИХ ЛАП

¹І.М. Рибалко, к.т.н.

¹О.В. Тіхонов, к.т.н.

²А.Г. Пасюта, к.т.н.

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства
ім. П. Василенка

²Полтавська державна аграрна академія

Основним дефектом стрілчастих лап культиваторів є абразивний знос поверхні. Відомо способи [1-4] за якими у вибракуваних лап зношену частину леза відрізають та заміняють на інший матеріал, який в подальшому зміцнюють різними методами.

Метою роботи було створення способу відновлення спрацьованих стрілчастих лап культиваторів із відповідним рівнем надійності та довговічності відновленого виробу. Для вирішення поставленої мети спільно з фахівцями Полтавської державної аграрної академії було розроблено спосіб відновлення спрацьованих стрілчастих лап культиваторів [5, 6].

Відновлення виконується наступним чином. Зношену частину лап леза видаляють шліфувальним відрізним кругом за допомогою кутової шліфувальної машини. З листової сталі 45 (відповідає якісному зварюванню) з допомогою преса шляхом згину під кутом 60° виготовляють заготовки. Потім їх приварюють по периметру лапи суцільним швом електродуговим дротом Ø2 мм Св-08ГС за допомогою зварювального напівавтомата при наступних параметрах: напруга – 20 В; сила зварювального струму – 180 А; швидкість подачі дроту – 160 м/год. Підвищення напруги призводить до незначного збільшення глибини проплавлення основного металу, а зменшення від оптимального рівня – погіршує якість зварного шва. Зварювання з силою струму менш ніж 180 А призводить до недоварювання, а при більшій – відбуваються прожоги відновлюваного виробу. Збільшення або зменшення швидкості подачі дроту від оптимального – 160 м/год, знижує стабільність горіння дуги, що призводить до значного погіршення якості зварного шва. При наплавленні порошку сормайт-1 необхідна перевірка паралельності основи лапи на станку, після чого виконується заточка ріжучої кромки лапи. Послідуюче зміцнення поверхні лапи слід виконувати при наступних параметрах: тиск обробки 12,5-15,2 кН; амплітуда коливань – 0,75 мм; час зміцнення – 30 с. Збільшення амплітуди коливання призводить до нерівномірного приросту ширини ріжучого елемента лапи по довжині на 0,55-1,10 мм, а зменшення – знижує величину деформації по товщині [7].

Вібраційне деформування забезпечує рівномірну та дрібнозернисту структуру металу, а також характеризується більш однорідним розподіленням фаз на глибину до 150...220 мкм. При зменшенні тиску менш ніж 12,5 кН не досягається однорідного зміцнення оброблюємої поверхні, а більш ніж 15,2 кН має місце локальне пошкодження фаз сплаву з зародженням субмікротріщин. В результаті відновлення розробленим комплексним методом відносний знос лап культиваторів зменшується в 1,68 раз у порівнянні з новими деталями.

Таким чином, відновлення деталей на прикладі стрілчастих лап культиватора з використанням наплавлення зношеного шару сормайт-1 і послідовним вібраційним зміцненням забезпечує збільшення їх життєвого циклу на 68%.

Література

1. Юшков, В. В. Поточно-механизованная линия восстановления лап культиваторов / В. В. Юшков, А. Г. Квакин, А. А. Князев, В. П. Терентьев // Техника в сельском хозяйстве. – 1986. – №8. – С. 51-52.
2. А.с. СССР 1301605, МКП В 23 К 9/04, 23 D 6/00 от 16.05.85, Способ восстановления деталей / Фархуллин К.Ф., Дедик В.В., Зайцев О.П., опубл. БИ 13 от 07.04.87.
3. Степанова Т.Ю. Технология поверхностного упрочнения деталей машин/ Т.Ю. Степанова. – Иваново, 2009. – 64с.
4. Патент № 2392102 РФ, МПК В23Р6, В23Н9 Способ восстановления лап культиваторов почвообрабатывающих машин Люляков И.В., Буйлов В.Н., Еременко В.С.; патентообладатель ФГОУВПО "Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова". - 2008142690/02 . заявл. 27.10.2008; опубл. 20.06.2010 Бюл. № 17.
5. Патент №100194 Україна, МПК (2015.01) В23Р. Спосіб відновлення спрацьованих стрілчастих культиваторних лап / А.Г.Пасюта, О.В.Тіхонов, І.М.Рибалко, та інш.; заявник та патентоутримувач А.Г. Пасюта. - №u2015 01510. заявл. 20.02.15.; опубл. 10.07.15., Бюл. № 13.
6. Технологические способы повышения долговечности и ресурса рабочих органов почвообрабатывающих машин / Дудников А.А., Беловод А.И., Пасюта А.Г., Келемеш А.А., Горбенко А.В. // Технологический аудит и резервы производства — 2015. — № 5/1(25). — С. 4-7.
7. Берник П.С. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов / П.С. Берник, Л.В. Ярошенко. – Винница: ВГСХН, 1998. – 116 с.

УДК 631.171

СУЧАСНІ НАПРЯМКИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГРУНТООБРОБНОЇ ТЕХНІКИ

¹О.В. Козаченко, д.т.н.

¹О.М. Шкрєгаль, к.т.н.

¹В.С. Каденко, к.т.н.

²О.М. Сівірін.

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства ім. П.
Василенка

²Вовчанський технікум Харківського
національного технічного університету
сільського господарства ім. П. Василенка

Проблема забезпечення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин має першочергове значення для економії металів, трудових затрат і матеріальних коштів. Вивченню впливу зміни параметрів робочих органів ґрунтообробних машин при виконанні функції призначення присвячено значна кількість досліджень. Однак отримані результати неоднозначні. У зв'язку з цим виникає необхідність у дослідженні впливу конструктивних параметрів стрілкової лапи на енергетичні показники та більш детальному вивченню методів з підвищенням довговічності [1]. Внаслідок взаємодії робочих органів з ґрунтом спостерігається інтенсивне зношування робочих поверхонь.

На сьогодні існує велика кількість методів підвищення їх довговічності, що передбачає використання різних технологічних підходів. На деяких підприємствах з метою підвищення зносостійкості застосовується наплавка робочих органів струмом високої частоти або зварювальним твердосплавним (зазвичай марки Т-590) електродом [1]. Крім того, у таких наплавочних технологій існують значні обмеження за хімічним складом, властивостями та ін. Для підвищення довговічності ріжучих елементів культиваторних лап використовують також індукційний спосіб, до переваг якого можна віднести можливість наплавлення тонких шарів, високу продуктивність, можливість механізації і автоматизації процесу, що важливе в умовах серійного виробництва. До недоліків можна віднести високу енергоємність, присаджувальний матеріал повинен бути більш легкоплавким, а також те, що зменшення товщини наплавлення до 0,2 мм призводить до перегрівання основного матеріалу. Одним із перспективних шляхів підвищення надійності і експлуатаційної стійкості деталей машин і механізмів є використання захисних евтектичних покриттів. Завдяки колоніальній структурі евтектичних покриттів, в яких м'яка матрична фаза армована більш міцною з включеннями твердих дисперсних частинок, вони можуть в широких межах змінювати

фізико-механічні і електрохімічні властивості металів і сплавів. Перспективною технології є отримання біметалевих виробів занурюванням деталі або заготовки в розплав. Спосіб полягає в попередньому нагріванні заготовки, флюсуванні робочої частини і занурюванні з короткочасною витримкою частини заготовки в розплаві, що зміцнюється. Метод вибухового плакування порошками простий у використанні, не вимагає застосування кошторисного обладнання, проте його практичне використання ускладнюється із-за великої тривалості підготовчих операцій, значних деформацій виробів і заготовок, що мають невелику товщину і розвинену поверхню плакування. Крім того, проблематичною є можливість отримання якісних покриттів великої товщини.

Підвищення довговічності та зменшення енергоємності роботи культиваторних лап при виконанні технологічного процесу забезпечується в робочому органу культиватора [2], з лезами симетричними між собою і виконаних з двох спряжених криволінійних ділянок, різальна крайка кожної ділянки якого виконана з локальним зміцненням нижньої сторони твердосплавним матеріалом у вигляді кіл по усій довжині леза, а по осі симетрії стрілкової лапи з верхньої сторони виконане смугове локальне зміцнення від носка на відстань граничного зносу. Виконання такого профілю леза з локальним зміцненням лапи культиватора дозволяє збільшити ресурс і забезпечує ефект самогострювання з формуванням долотоподібного носка лапи та зубчатої поверхні леза, що зумовлює зменшення тягового опору та підвищення ефективності рихлення ґрунту та підрізання рослин бур'янів.

Література

Козаченко О.В. Оптимізація параметрів локального зміцнення леза лапи культиватора. / Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С., Гончаров В.В. // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів № 7 // Науковий журнал. - Харків, ХНТУСГ, 2017. – С.149-155.

Пат.106898 Україна, МПК А01В35/10 . Робочий орган культиватора. / [Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С., Блезнюк О.В., Д'яконов С.О., Кейдун Д.П.] № u201511250; заявл. 16.11.2015; опубл. 10.05.2016. Бюл. №9.

УДК 662.8.053.33

МАКСИМАЛЬНИЙ ТИСК НА ҐРУНТ ТРАКТОРНИХ ШИН ПРИ ЇХ ЗАПОВНЕННІ РІДИНОЮ

¹О.Ю. Ребров, к.т.н.

¹Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Відношення потужності двигуна до ваги трактора визначає його енергонасиченість, за якою закордонні спеціалісти рекомендують обирати ступінь баластування трактора [1]. Для тракторів класичної компоновки з передніми колесами меншого діаметру і автоматичним підключенням переднього мосту (MFWD – mechanical front wheel drive) рекомендується 120-145 lb/hr (120-145 фунтів на британську кінську силу), що відповідає енергонасиченості 11,6-14,0 кВт/т. Для тракторів з ведучими колесами однакового розміру (4WD – four wheel drive) рекомендується 85-125 lb/hr (85-125 фунтів на британську кінську силу), що відповідає енергонасиченості 13,4-19,7 кВт/кН. Аналіз понад 800 тракторів світових виробників [2], які присутні на ринку, показав, що енергонасиченість тракторів із синхронізованими трансмісіями становить 13,3-33,8 кВт/т, PowerShift – 12,4-28,6 кВт/т, безступінчастими (CVT) – 12,3-30,0 кВт/т. Так, частка тракторів з енергонасиченістю, що перевищує граничне значення 20 кВт/т тракторів тягової концепції, для синхронізованих трансмісій складає 60%, для PowerShift – 25%, для безступінчастих трансмісій – 40%. Високий рівень енергонасиченості трактора вимагає суттєвого баластування для чого необхідно мати запас вантажопідйомності шин. На відміну від традиційного металевого баласту, наповнення шин водою не вимагає запасу вантажопідйомності оскільки не підвищує радіальну навантагу на шину. Також такий спосіб баластування є найдешевшим і технічно легко реалізується. Для визначення максимального тиску на ґрунт шини, що баластована рідиною використана універсальна характеристика шини [3, 4]. Максимальний тиск на ґрунт визначався згідно стандарту [5] з урахуванням того, що маса баластної рідини не створює радіальну навантагу на шину.

Баластування тракторних сільськогосподарських шин водою або незамерзаючим розчином хлориду кальцію є ефективним засобом підвищення зчпної ваги трактора, оскільки маса баластної рідини може становити до 30-35% від допустимої радіальної навантаги при наповненні на 75% внутрішнього об'єму для одинарної шини, що відповідає підвищенню зчпної ваги на величину до 43-54%. Для трактора, обладнаного здвоєними

шинами, рекомендується однаковий тиск при наповненні на 40% внутрішнього об'єму для всіх шин ведучого моста, що відповідає підвищенню зчпної ваги на величину до 26-33%. Баластування рідиною не викликає підвищення радіальної навантаги на шину, тому такий спосіб збільшення зчпної ваги трактора може рекомендуватися у випадках, коли шина практично не має запасу вантажопідйомності, тобто іншими засобами підвищити зчпну вагу неможливо.

При баластуванні рідиною жорсткість шини зростає на 3,5-5,5% при заповненні на 75% і практично не змінюється при заповненні на 40%. Зростання жорсткості дозволяє підвищити допустиму навантагу на 6-8%, що дає змогу експлуатувати наповнену на 75% шину при внутрішньому тиску на 0,1-0,15 бар нижчому. Максимальний тиск на ґрунт заповненої на 75% шини зростає на 40-45кПа в зоні експлуатаційних навантаг, а при зниженні тиску на 0,1 бар – на 30-35 кПа. При заповненні на 40% від об'єму, що рекомендують для здвоєних шин, максимальний тиск на ґрунт в зоні експлуатаційних навантаг підвищується на 20-25 кПа. На відмінну від порожніх у заповнених баластною рідиною шин максимальний тиск на ґрунт остається практично постійним при навантагах 75-100% від допустимих при заповненні на 75% і 50-100% – при заповненні на 40%. При менших навантагах максимальний тиск на ґрунт у баластованих рідиною шин на відміну від порожніх не знижується, а, навпаки, стрімко зростає.

Література

1. AG Tires. Experience the Goodyear advantage. URL: https://www.titan-intl.com/media/Files/Volume_19_Ag_Databook_Web (дата звернення: 07.10.2019).
2. Ребров О.Ю., Шевцов В.М., Чепкий К.С. Статистичні дані щодо сучасних тракторів провідних світових виробників // Міжнародна наукова конференція MicroCAD: - НТУ "ХПИ", 2019. URL: <http://archive.kpi.kharkov.ua/BrowseByAuthorHtml/4323/> (дата звернення: 11.10.2019).
3. Гуськов В.В. Тракторы: теория / под общ. ред. В.В. Гуськова. Москва: Машиностроение, 1988. 377 с.
4. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П., Ненахов Б.В., Селезнев И.И., Цукерберг С.М. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация). Москва: Госхимиздат, 1963. 384 с.
5. ДСТУ 4428:2005 Техніка сільськогосподарська мобільна. Методи визначення дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2006. 8 с.

УДК 629.083

ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНІВ З ВИКОРИСТАННЯМ СУЧАСНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ ЗАСОБІВ

¹О.М. Шкрегаль, к.т.н.

¹О.А. Полуденко

²О.М. Сівірін

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства ім. П.
Василенка

²Вовчанський технікум Харківського
національного технічного університету
сільського господарства ім. П. Василенка

На сьогоднішній день, окрім використання традиційних методів визначення технічного стану машин, з'явилися нові методи, до яких, насамперед, можна віднести методи забезпечення функціонування об'єкта діагностування на заданих режимах або тестовий вплив на об'єкт; вимірювання та перетворення за допомогою датчиків сигналів, які відображають значення діагностичних параметрів; постановку діагнозу на підставі логічної обробки отриманої інформації шляхом зіставлення поточних значень параметрів з нормативними. Все це дозволяє визначати технічний стан машин шляхом застосування сучасних електронних діагностичних засобів і комплексів. Одним з таких приладів є програмно-апаратний комплекс USB Autoscope здатний виконувати комплексну моторну діагностику на досить високому рівні. Окрему увагу заслуговують спеціалізовані скрипти, за допомогою яких проводиться поглиблений автоматичний аналіз записаних осцилограм, завдяки чому істотно зменшується час на проведення тестів [1,2].

Особливу цінність для практичного використання представляють ті методи діагностування, які прості в реалізації і при цьому володіють достатньою інформативністю і чутливістю. Осцилограма тиску в циліндрі є одним з «найбагатших джерел» діагностичної інформації.

Експериментальні дослідження проводилися в дослідній лабораторії секції технічного сервісу машин ННІ ТС на двигуні 2.0 DOHC X20SED автомобіля Daewoo Leganza. Для запису осцилограми тиску в циліндрі використовувався датчик тиску Px35, який встановлювався в циліндрі, що підлягав діагностуванню замість свічки запалювання. До високовольтного дроту приєднувався розрядник. Синхронізація сигналу датчика тиску забезпечувалась датчиком синхронізації з комплекту осцилографа [3].

Скрипт дозволяє перевіряти герметичність циліндрів; оцінює геометричну ступінь стиснення; автоматично вимірює реальні фази газорозподілу; показує реальний процес газообміну, який протікає в циліндрі

в момент вимірювання; виявляти недостатнє наповнення циліндра свіжим зарядом і автоматично встановлювати його причини, визначати втрати потужності на очистку циліндра.

Перевагами даного методу є його універсальність, простота реалізації, економія часу, що витрачається на пошук несправності, зменшення трудомісткості діагностичних робіт та витрат на підтримку автомобілів в технічно справному стані. Отримана з використанням даного методу інформація може також бути використана для підтвердження або спростування діагнозу, поставленого з використанням інших методів діагностування.

Література

1. Електронний ресурс/ режим доступу: <http://injectorservice.com.ua>
2. Електронний ресурс/ режим доступу: <http://a-master.com.ua>.
Шульгин А. Скрипт Rx версії.
3. Особливості діагностування сучасних бензинових ДВЗ за допомогою мотор-тестера. / Сорокін С.П., Шкрегаль О.М., Полуденко О.А. // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 201. – С. 100-106.

УДК 629.3.017.5

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ СХЕМ КОМПОНУВАННЯ ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА ПРИ ЗАБЕЗПЕЧЕННІ ВИСОКОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ВЕЛИКОЮ КІЛЬКІСТЮ ОСЕЙ

¹В. О. Богомоллов,

¹В. І. Клименко,

¹Д. М. Леонтьєв,

¹В.О. Тімонін,

¹Є. Ю. Дон,

¹В.І. Вербицький

¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет

Відомо, що колісний транспортний засіб (КТЗ) обов'язково повинен мати в складі гальмового керування, крім робочої гальмової системи, також запасну гальмову систему (систему аварійного гальмування). Міжнародними стандартами обумовлена мінімальна ефективність дії такої системи на рівні забезпечення уповільнення $2,2 \text{ м/с}^2$ для транспортних засобів категорій N_2 та N_3 , а також $2,5 \text{ м/с}^2$ для транспортних засобів категорій M_2 та M_3 . Цими стандартами також обумовлено, що при наявності в контурі гальмового приводу будь-якої несправності, залишкова ефективність дії робочої гальмової системи повинна бути на рівні забезпечення уповільнення не нижче: для завантажених транспортних засобів категорії M_2 та M_3 - $1,5 \text{ м/с}^2$; для завантажених транспортних засобів категорії N_2 та N_3 - $1,3 \text{ м/с}^2$; для споряджених транспортних засобів категорії M_2 та N_3 - $1,3 \text{ м/с}^2$; для споряджених транспортних засобів категорії M_3 - $1,5 \text{ м/с}^2$; для споряджених транспортних засобів категорії N_2 - $1,1 \text{ м/с}^2$. Що в процентному вираженні від повної ефективності дії робочої гальмової системи (системи робочого гальмування) становить: для завантажених транспортних засобів категорії M_2 та M_3 – 30 %; для завантажених транспортних засобів категорії N_2 та N_3 - 26%; для споряджених транспортних засобів категорії M_2 та N_3 – 26 %; для споряджених транспортних засобів категорії M_3 – 30 %; для споряджених транспортних засобів категорії N_2 – 22 %.

Робоча гальмова система (системи робочого гальмування), в справному стані, повинна забезпечувати уповільнення транспортного засобу категорії N_2 , N_3 , M_2 або M_3 на рівні не нижче 5 м/с^2 , а ефективність дії системи аварійного гальмування, в процентному вираженні від повної ефективності дії системи робочого гальмування, повинна становити не менше: для

транспортних засобів категорії N_2 та N_3 – 44 %; для транспортних засобів категорії M_2 та M_3 – 50 %

Таким чином, очевидно, що якщо забезпечити для транспортних засобів категорій N_2 , N_3 , M_2 та M_3 роботу їх запасної гальмової системи на рівні не нижче 50 % від повної ефективності системи робочого гальмування, то будуть задовольнятися всі вимоги міжнародних стандартів щодо ефективності гальмування колісного транспортного кошти, як при використанні запасної гальмової системи, так і при використанні робочої гальмової системи в разі виходу з ладу, будь-яких її апаратів гальмового приводу.

Практика проектування гальмового керування транспортних засобів категорій N_2 , N_3 , M_2 та M_3 , наприклад, спеціального призначення або спеціалізованих, показує, що далеко не завжди є можливість виконати умову забезпечення 50% ефективності дії запасної гальмової системи або робочої гальмової системи в разі виходу з ладу будь-яких її апаратів гальмового приводу [1-3].

Таким чином, визначення взаємозв'язку між ефективністю дії системи аварійного гальмування колісних транспортних засобів і особливостями конструкції їх гальмового керування, такими, як: кількість контурів з яких складається робоча гальмова система; кількість осей у колісного транспортного засобу; типи гальмових механізмів, є актуальним завданням, яке вимагає системного підходу в його вирішенні.

Література

1. Крайник Л.В. Обґрунтування та оцінка ефективності схеми гальмового приводу тривісного моноблочного автобуса / Л.В. Крайник, І.Г. Дуфанець // Сб. науч. тр. ХНАДУ: Автомобильный транспорт. — Харьков, 2008. — Вып. 42. — С. 17-19.
2. Крайник Л.В. Динаміка і параметрична оптимізація гальмового приводу тривісного автобуса з моноблочним кузовом / Л.В. Крайник, І.Г. Дуфанець // Сб. науч. тр. ХНАДУ: Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. — Харьков, 2009. — Вып. 2(9).
3. Туренко А. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / А. Н. Туренко, В. А. Богомоллов, Д. Н. Леонтьев // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т ; - Харьков : ХНАДУ, 2016. — Вып. 75. — С. 13-17.

УДК 629.1.02

ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З АГРЕГАТАМИ ЗМІННОЇ МАСИ

¹А.П. Кожушко, к.т.н.

¹Національний технічний університет
«Харківський політехнічний університет»

Надійність вузлів та агрегатів транспортного засобу безпосередньо пов'язано з динамікою його руху. Залежно від конструктивних особливостей досліджуваної системи транспортного засобу, динамічний вплив можна розглядати по різному у відповідності до поставлених задач.

Динамічна навантаженість, як термін, відома широкому загалу за рахунок дослідження впливу зовнішніх збурювальних сил на агрегати трансмісії. Проте якщо досліджуваною системою є ходова система, тоді динамічні властивості можна характеризувати зміною сил, які діють на непідресорену частину остова (рама) транспортного засобу.

В процесі виконання транспортних робіт транспортний засіб передусім займається перевезенням вантажу (твердого або рідкого). Особливий інтерес представляє дослідження перевезення рідких вантажів, адже в такому випадку виникають власні коливання рідини, які в комплексі з вимушеними коливаннями транспортного засобу (рух по складному рельєфу) впливають на забезпечення стабільного руху цистерни та колісного трактора в цілому. Що, в свою чергу, призводить до додаткових динамічних навантажень, тому розкриття питання впливу динамічного навантаження на ходову систему при перерозподілі центру мас в цистерні може надати початкову інформацію щодо показників надійності не підресорених мас колісного трактора.

Література

1. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Харків: НТУ «ХПІ», – 2018. – № 27 (1303). – С. 34-61.

2. Мамонтов А.Г., Кожушко А.П., Ребров О.Ю. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напівпричіпним агрегатом // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Харків: НТУ «ХПІ», – 2019. – № 1. – С. 29-41, doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04.

УДК 669.017.3

ЗАСТОСУВАННЯ ЦИФРОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ АНАЛІЗУ ЗОБРАЖЕНЬ НАНОСТРУКТУРНИХ ПОКРИТТІВ

¹*С.П. Романюк, к.т.н.*

¹*Харківський національний технічний
університет сільського господарства ім. П.
Василенка*

Одним з найважливіших завдань переробної промисловості є діагностика стану деталей та продовження терміну їх експлуатації. Істотно впливає на надійність і довговічність виробів стабільність структурних складових металу. Експлуатаційна надійність обладнання може бути оцінена неруйнівними методами контролю, зокрема, металографічним аналізом з наступною математичною обробкою отриманих зображень. Використовуючи яскраво - кольорові характеристики зображень проводиться ідентифікація неметалевих включень на основі їх колірному тону [1]. У зображеннях мікроструктур, що містять контури, використовується сегментація за допомогою контурно-структурного методу. Визначається відсоткове співвідношення перліту і фериту [2], розмір неметалевих включень [3]. Розроблено методи цифрової обробки зображень для забезпечення неруйнівного контролю матеріалів і виявлення різних видів дефектів, таких як тріщини, подряпини, ризики. Існують програми для аналізу дефектоскопічних і металографічних знімків, які дозволяють виявляти дефекти, здійснювати розпізнавання включень і оцінювати їх відсоткове співвідношення в матеріалах продукції [4,5]. Сформовано математичні моделі контролю якості шорсткою поверхні та аналізу втомних руйнувань [6]. Однак, аналіз існуючих та розроблених в даний час методів оцінки структури матеріалів показує, що вони не є комплексними. Дослідження призначені тільки для структурного аналізу і не розглядають взаємозв'язок між хімічним складом, структурою і властивостями матеріалів.

Тому метою роботи є розробка комплексного підходу із застосуванням цифрових технологій при обробці металографічних зображень багат шарових наноструктурних покриттів на поверхні ріжучого інструменту, що працює в умовах інтенсивного зносу.

У завдання досліджень входило розробити параметри технології нанесення та складу зміцнюючих покриттів, які забезпечать стабільність структури і підвищать стійкість інструменту.

Оцінювали структуроутворення багат шарових композицій на основі ZrO_2 / ZrN , нанесених іонно-плазмовим методом із застосуванням часткової

сепарації мікрокраплинної складової потоку на обладнанні типу "Булат-6". У дослідженнях використовували методи оптичної та електронної мікроскопії з локальним мікрорентгеноспектральним аналізом та термоелектронною емісією з оцінкою розподілу компонентів, а також їх дифузією в зони прикордонних шарів. Наступний етап полягав у обробці отриманих зображень за допомогою спеціально розробленого оптико-математичного методу опису структурних змін.

Даний підхід дозволив оцінити локальну неоднорідність за змістом компонентів в сформованих шарах покриття. Встановлена дифузія атомів хрому і заліза по межах зерен з основи в перехідній цирконієвий шар, що сприяє підвищенню адгезії покриття з металом інструменту та його зносостійкості. Детальний аналіз структуроутворення в кожному шарі дозволив виявити зони з різним ступенем неоднорідності і прогнозувати поведінку зміцненої ZrO_2 / ZrN поверхні інструменту в процесі експлуатації.

Література

1. Чубов, А. А. Проведение автоматизированного металлографического анализа на примере изображений микроструктур высокопрочного чугуна. Вестник академии, Рыбинск РГТА, 2007 - №2(12)-С 106-114.
2. Скобло Т.С., Белкин Е.Л., Романюк С.П. Исследование особенностей структурных изменений режущего инструмента из сталей 65Г и 20Х13 с помощью математической статистики. Вісник ХНТУСГ. Вип.151. С. 141-146.
3. Ермаков А.А., Орлов А.А., Садыков С.С., Стародубов Д.Н. Методы и алгоритмы обработки и анализа дефектоскопических и металлографических снимков. Владимир: Изд-во Владимир, гос. ун-та, 2008. 112 с.
4. Orlov, A.A. Sadykov S.S. Analysis and Syntheses of the Rift Images. Pattern Recognition and Image Analysis. 2009, vol.19. No. 1. pp.186-189.
5. Садыков С.С, Яковлев А.В. Математическая модель шероховатой поверхности. Формирование и исследование. Заводская лаборатория. 2003. - №.8. С.32-35.
6. Skoblo T.S., Romaniuk S.P., Sidashenko A.I., Taran V.S., Taran A.V., Dorozhko I.I., Pilgui N.N. Complex evaluation of structural state degree of strengthening nanocoatings. Problems of atomic science and technology. Series: Plasma Physics. 2019. №1(25). p. 225-228.

УДК 621.873

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ КЕРУВАННЯ НА МОДЕЛІ МОСТОВОГО КРАНУ

¹Свіргун В.П. к.т.н.

²Свіргун О.А. к.т.н.

¹Харківський національний технічний
університет «ХПІ»

²Харківський національний технічний
університет сільського господарства ім. П.
Василенка

Авторами в попередніх роботах [1-4] вже досліджувалися оптимальні закони керування для різних типів кранів та об'єктів типу тельфер. Метою цих досліджень була апробація ефективності оптимальних за швидкодійністю законів керування, які дозволять усунути коливання вантажу в кінці циклу з одночасним точним позиціюванням вантажу в точці завантаження-розвантаження. Кінцевою метою є суттєве підвищення виробності перевантажувальних робіт.

Для застосування цієї методики у навчальному процесі були проведені випробування оптимальних законів керування на моделі мостового крану. Внаслідок маленьких розмірів моделі та її швидкодійності (розгін мосту триває 0,13с) виникли проблеми визначення точних її параметрів для подальшого розрахунку оптимальних законів керування. По-перше, штатні характеристики програмованого мікроконтролера МКП-1 доволі грубі. Наприклад, мінімальна дискрета часу складає всього 0,1с, що має бути доведена хоча б до 0,01с. Це вдалося досягнути шляхом написання підпрограми, яка навантажує процесор на 0,01с. Шляхом декількох звернень до цієї підпрограми можна забезпечити потрібну паузу в діапазоні 0,01...0,1с з кроком 0,01с. Потім були знайдені точні значення (до другого знаку після коми) всіх основних параметрів моделі, а саме: швидкість сталого руху, гальмівне та розгінне зусилля, довжина канату, маси мосту та вантажу.

Для цього активно застосовувався мікроконтролер МКП-1 із датчиками положення мосту, які розташовані вздовж мосту на відстані 0,15 м один від одного. Знаючи точну відстань між крайніми датчиками, було проведено два експерименти:

1. в автоматичному режимі міст проїхав від першого датчика до останнього. Було заміряно шлях;

2. шляхом підбору відповідного часу включення приводу було встановлено за скільки проїде міст ту ж саму відстань, що в першому експерименті без застосування датчиків. Це дозволило точно підрахувати швидкість сталого руху.

Гальмівне зусилля було пораховано таким чином. Було заміряно гальмівний шлях від датчику, який дав сигнал контролеру на початок гальмування до точки повної зупинки. Знаючи сталу швидкість і гальмівний шлях, неважко поррахувати гальмівне зусилля. Таким чином залишається знайти розгінне зусилля. Для цього здійснюється повний пересувний цикл в автоматичному режимі і теоретичний розрахунок цього ж циклу, де є одне невідоме розгінне зусилля. Масу мосту (візка) і вантажу знаходимо тривіально - за допомогою ваг.

Залишається останній параметр - довжина канату до центру мас вантажу. Тут найбільш вдала така методика. Замірюється час 20...30 коливань, розраховується період вільних коливань і з відомої формули періоду вільних коливань розраховується довжина канату.

Знаючи всі основні параметри, були розраховані оптимальні закони коливань макету мостового крану, які реалізовані під процесорною системою. Експеримент засвідчив високу ефективність гасіння коливань вантажу і точно його позиціювання.

Експеримент був зафіксований на відеоролику і викладений на сторінці кафедри "Підйомно-транспортних машин і обладнання" НТУ "ХПІ".

Література

1. Григоров О.В., Свиргун В.П. Повышение производительности технологических кранов путем оптимального управления движением// Машиноведение. - 1986.- №6.-с.32-36.
2. Свиргун В.П., Свиргун О.А. Повышение производительности крана путем увеличения его скорости передвижения с одновременным устранением колебаний груза и точным позиционированием // Физические и компьютерные технологии: труды 15-й Международной научно-технической конференции. — Х.: ХНПК «ФЭД», 2009. — С. 324–328.
3. Свиргун В.П., Свиргун О.А. Улучшение качества управления краном с минимизацией времени перегрузочного цикла // Вісник СевНТУ. Сер. Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. — Севастополь: СевНТУ, 2012. — Вип. 133. — С. 34–36.
4. Свиргун В.П., Свиргун О.А. Квазиоптимальный закон управления крановой тележкой // Вісник СевНТУ. Сер. Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. — Севастополь: СевНТУ, 2012. — Вип. 137. — С. 96-98.

УДК 629.083

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ДВЗ ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦПГ

¹С.П. Сорокін, к.т.н.

¹О.В. Козаченко, д.т.н.

¹В.В. Калашник, магістрант

¹П.Л. Поставка, магістрант

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка

Рівень експлуатаційної надійності колісних транспортних засобів у значній мірі залежить від конструктивного виконання та технічного стану їх функціональних елементів. Аналіз роботи сервісних служб на сільськогосподарських підприємствах показав, що відсутність кваліфікованих фахівців, сучасних контрольно-випробувальних стендів, інноваційних технологій обслуговування, не дозволяє на належному рівні проводити обслуговування транспортних засобів та їхніх двигунів. Значно зростають затрати на ТО та собівартість виконуваних робіт.

Найбільші прості енергетичних засобів в експлуатації пов'язані з відновленням і підтриманням робочого стану ДВЗ, в яких однією з ресурсовизначальних є ЦПГ, що займає за часткою міжремонтних відмов в дизелях друге і в бензинових ДВС третє місце. Внаслідок недосконалості технологій та засобів оцінювання технічного стану часто виникають діагностичні помилки, в результаті яких в ремонт потрапляють ДВЗ з недовикористаним на 35 - 45% ресурсом.

Узагальненим параметром технічного стану ЦПГ є пневматична щільність камери згоряння, яка залежить від визначеного переліку структурних параметрів та може бути оцінена за компресією, падінням тиску повітря при опресовуванні камери стисненим повітрям, повним та залишковим вакуумом у камері згоряння, величиною та характером коливань стартерного струму на пускових режимах. У новому двигуні відсоток витоків через нещільність камери згоряння становить 10-15%. Витоки більші за 60-70% свідчать про граничний стан ЦПГ двигуна.

Для безпосереднього визначення пневмоцільності ЦПГ використовують спеціальні прилади лік-тестери (пневмотестери) [1].

Моніторинг ринку лік-тестерів в Україні вказує на актуальність їх удосконалення шляхом моделювання процесів що в них протікають та обґрунтування їх раціональних параметрів (діаметра дросельного отвору та опорного тиску повітря).

Дросель, який встановлюється в пневматичній схемі лік-тестера, являє собою опір, на якому відбувається падіння тиску при перетіканні повітря. Найбільше поширення у лік-тестерах набули дроселі, виконані у вигляді отвору з гострими крайками в тонкій стінці. Діаметр отвору знаходиться у межах 0,6-1,2 мм.

З точки зору термодинаміки процесів що протікають у пневматичній схемі лік-тестера найбільш близькою по суті є термодинамічна теорія витікання газів і пари з резервуара необмеженої ємності [2]. Такий резервуар являє собою деяку умовну посудину (камеру опорного тиску), у якій в продовж всього процесу витікання початкові параметри робочого тіла (повітря) залишаються незмінними ($P_1, v_1, T_1 = \text{const}$; абсолютний тиск, питомий об'єм і абсолютна температура постійні).

Запропонована методика розрахунку пневматичних характеристик тестера та послідовність її проведення наведена у [3].

Результати розрахунків термодинамічних процесів витікання повітря через дросельний отвір (розрахункові пневматичні характеристики), дозволяють провести аналіз роботи лік-тестера та більш обґрунтовано вибрати геометричні параметри дроселя і параметри потоку повітря.

Поведені теоретичні дослідження дозволяють зробити висновок, що для підвищення експлуатаційної надійності ДВЗ за рахунок підвищення точності вимірювання діагностичного параметра та зниження вірогідності діагностичної помилки конструкція лік-тестера повинна виконуватися за схемою з одним вимірювальним приладом, а сам комплект приладу повинен мати змінні дроселі, для забезпечення можливості діагностування ДВЗ з різним геометричними параметрами ЦПГ.

Література

1. Пневмотестер, назначение, устройство, использование тестера герметичности (ПТ-1force) - Режим доступа: <https://etlib.ru/> <https://etlib.ru/blog/660-pnevmotester>).
2. Дементий Л.В., Кузнецов А.А., Менафова Ю.В. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче. – Краматорск: ДГМА, 2002. - 260с.
3. Сорокін С.П. «Обґрунтування параметрів пневмотестера для контролю технічного стану циліндро-поршневої групи двигуна» [Текст] / Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С., Блезнюк О.В., Зозуля Д. // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків: 2019. – № 15. – С. 49-59.

УДК 629.113.004

ПОРІВНЯННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ОБЕРТОВИХ ЧАСТИН АВТОМОБІЛЯ ЗА РОЗГОНАМИ ТА ВИБІГАМИ

¹В.О. Зуєв, асистент

¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет

¹Е.Х. Рабинович, ст.н.с.

¹В.В. Твердохліб

Експериментальні методи визначення моменту інерції обертових частин досить різноманітні, найбільш привабливі з них ті, що не потребують розбирання об'єктів на складові елементи і великих витрат часу.

Проведені дослідження методів визначення моменту інерції трансмісії показали, що вимогам найкраще відповідає метод вибігу – він дає досить точний результат, не віднімаючи надмірного часу. Математичний опис режиму вибігу являє собою одне рівняння з двома невідомими – сумарною приведеною масою і сумарною силою опорів. Для отримання другого рівняння в досліджувану систему вводять додатковий елемент, який змінює кількісне значення однієї з невідомих при збереженні другої, причому значення цієї зміни відоме досить точно, і роблять другий вибіг, який дає необхідне друге рівняння з тими ж невідомими.

Наприклад, після першого вибігу установили в систему додатковий маховик із приведеною масою m_d . Тоді рівняння у скороченому вигляді для двох описаних вибігів запишуться так:

$$\begin{cases} j_1 \cdot \sum m_{np} = \sum F_1; \\ j_2 \cdot (m_d + \sum m_{np}) = \sum F_2. \end{cases} \quad (1)$$

Якщо підключити додатковий маховик так, щоб діючі сили (тут – опори в підшипниках і передачах та опір повітря) змінилися нехтовно мало, можна вважати, що $\sum F_1 = \sum F_2$. Тоді після перетворень одержимо

$$\sum m_{np} = \frac{m_d \cdot j_2}{(j_1 - j_2)} \quad \text{або} \quad \sum I_{np} = \frac{I_d \cdot j_2}{(j_1 - j_2)}. \quad (2)$$

Цей метод використовував у своїх дослідженнях д.т.н. В.В. Московкін [1]. Момент інерції трансмісії він визначав методом подвійного вибігу на автомобілі з вивішеними колесами, як додатковий маховик використовували самі колеса – один раз записували вибіг з колесами, другий – без коліс.

Метод вибігу за неперевіреними даними запропонований Я.Є. Фаробіним детально розглянутий у роботі 1951 р. [2]. Слід зазначити, що згаданий метод використовувався для визначення параметрів вантажних автомобілів [1,2]. При використанні цього методу на легкових автомобілях де співвідношення обертових мас інше, час вибігу трансмісії без коліс може складати малу величину, вимір якої викликає додаткову похибку. У такому випадку слід використовувати додаткові маховики з такими інерційними масами, які забезпечують з одного боку достатній час вибігу при J_{\min} , а з другого – співвідношення часів вибігу при мінімальному і максимальному моменті інерції, більше ніж 2,0 [2]

Цей метод добре працює на автомобілях із заднім приводом, а от на передньому приводі – дещо гірше через його несиметричність: праве і ліве колесо обертаються не завжди синхронно, а оскільки їхня кінетична енергія залежить від квадрату швидкості, сумарна енергія буде не така, як при синхронному обертанні. І зовсім незручний цей метод на автомобілях з автоматичною коробкою: тут трансмісія розмикається не на вході до АКПП, а десь у планетарному ряді, і її найважчі частини – гідротрансформатор і далші деталі – обертаються разом з двигуном аж до обертів холостого ходу. А коли нарешті розмикається на $750...800 \text{ хв}^{-1}$, одразу дається взнаки несинхронність. Через це, наприклад, на автомобілі Honda Civic довелося включати систему AVS, яка між іншими своїми можливостями виконує функцію електронного блокування диференціала, пригальмовуючи колесо, яке обертається швидше. Це не прибавляє точності виміру.

Відомий спосіб визначення моменту інерції двигуна внутрішнього згоряння описаний у патенті на винахід Єгорова О.В. та Єгорова В.М. (RU240800C2), якій полягає в тому що на автомобілі з піддомкращеним одним колесом (метод ОБК) виконують ряд розгонів від кутових швидкостей ω_1 до ω_2 . У першому режимі розганяють лише двигун і реєструють процес розгону з метою визначення прискорення, потім розганяють двигун з трансмісією, але без колеса. В третьому режимі розганяють двигун з трансмісією і еталонним диском, встановленим замість колеса. Далі складають систему з трьох рівнянь і вирішують її відносно моменту інерції двигуна.

Але таке рішення правомірне, якщо крутний момент двигуна в усіх трьох режимах однаковий. Однак під час розгону крутний момент дуже нестабільний і залежить від багатьох причин. Одна з них – велика варіація процесу згоряння [3]. Друга – темп натискання на педаль акселератора [4], якщо в експерименті цим органом подачі палива керує людина.

Наступна вагома причина це неоднаковість навантаження, і, як слідство, неоднаковість прискорення у двох послідовних розгонах [3, 4].

Означений метод може бути удосконалений. Щоб виключити вплив нестабільності крутного моменту, можна замість розгонів використати вибіги. Випробування автомобіля з одним вивішеним колесом під час вибігів усуває негативні наслідки несиметричності трансмісії передньопривідних автомобілів.

Метод був перевірений на прикладі визначення моменту інерції трансмісії автомобілі ВАЗ-2111. За результатами експерименту значення моменту інерції трансмісії склало 0,3043 кг м², що досить близьке до розрахункового 0,3063 – різниця складає 0,6%. Для дослідження з такими засобами це дуже пристойне зходження.

Отже, і теоретичний розрахунок, і експеримент методом ОВК дали практично однаковий момент інерції трансмісії. Додамо, що це значення близьке до моментів інерції трансмісії інших легкових автомобілів приблизно такого ж класу: 0,332 Lanos, 0,34×2 Niva, 0,363 "Москвич-2140".

Проведена робота дає можливість використати метод ОВК для визначення моменту інерції двигуна у режимі розгонів та вибігів, порівняти з методом визначення моменту інерції двигуна на стенді з біговими барабанами [5].

Література

1. Петрушов В.А. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов // - М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.:ил.
2. Шубович С.И. К вопросу об опытным определении моментов инерции движущихся масс машин / С.И. Шубович // Сб.: Изв. Томского политехнического института. Том 68, вып. 1, 1951. – // [Электронный ресурс] // Доступ к статье: <http://www.portal.tpu.ru/izvestiya/archiv?articlesfor=201469>
3. Performance measurements on chassis dynamometers ("rolling roads"). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802–CH2-PRI04.pdf. / [Электронный ресурс] Доступ к статье: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>
4. Зуев В.А. Режимы измерения диагностических параметров на передвижных роликовых стендах / В.А. Зуев //Український метрологічний журнал //Науково-технічне видання. №1 2014 . – с 41-49
5. Зуев В.А. Бестормозной метод определения момента инерции двигателя на роликовом стенде / В.А. Зуев // Матеріали 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та устаткування для їх обслуговування». 28-29 вересня 2017 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія. – с. 417-423.

УДК 629.083

ЗАХОДИ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

¹*О.І. Назаров, к.т.н.*

¹*Є.М. Шпінда, аспірант*

¹*Харківський національний автомобільно-
дорожній університет*

Широке поширення гальмівних систем з дисковими передніми і барабанными задніми гальмівними механізмами, багатоваріантність схем поділу гальмівного приводу і способів його конструктивного здійснення висувають ряд наукових і технічних завдань, вирішення яких дозволить визначити можливі напрями вдосконалення існуючих конструкцій з метою підвищення їх ефективності та зниження інтенсивності зношування.

Робочі поверхні дискового гальма плоскі, і сили, що стискають колодки і диск, діють перпендикулярно площині обертання диска. Тертя на робочих поверхнях утворюється в результаті рівномірного притискання колодки до диска. Робота гальма викликає рівномірне спрацьовування тертьових поверхонь. Можливе підвищення тиску на робочих поверхнях гальма без небезпеки руйнування диска. Колодки гальма охоплюють невелику частину робочої поверхні диска, і відкрита його частина добре охолоджується, самоочищається від продуктів зносу, води і бруду. Дискові гальмівні механізми мають невеликі габарити і масу, забезпечують швидку зміну колодок, добре пристосовані для автоматичного регулювання зазору між колодками і диском [1, 2].

Проте дискові гальмівні механізми мають і недоліки. Площа гальмівних накладок дискових гальм значно менша, ніж барабаних, і для отримання необхідного моменту тертя доводиться підвищувати тиск рідини в гідроциліндрах. В результаті зростає інтенсивність зношування.

Основна позитивна якість дискового гальма, яка визначила його повсюдне поширення, - висока стабільність гальмівного моменту в умовах інтенсивного гальмування. Дискові гальма дають меншу різницю в гальмівних силах на правих і лівих колесах, тому застосовуються, перш за все, на передніх колесах. Дискові гальма на передніх колесах дозволяють забезпечити стабільну ефективність гальмування автомобіля при значній швидкості руху. Але це не знижує інтенсивність зношування поверхонь тертя.

На сучасних транспортних засобах використовуються дискові й барабанні гальмівні механізми та їх поєднання, що в першу чергу пов'язано з конструктивним рішенням їх аналогів, на базі яких вони побудовані [1, 2].

Так, як барабанні гальма мають перевагу перед дисковими у тому, що конструктивно мають ефект механічного самопідсилення, то такий ефект сприяє багаторазовому збільшенню гальмівного зусилля, яке передається водієм, що швидко підвищує ефективність функціонування [1, 2].

Крім того, найважливішими елементами такого гальмівного механізму є барабан і накладки. Гальмівні накладки барабанного механізму охоплюють значну частину робочої поверхні барабана. Це дозволяє мати менший, ніж у дискових гальм, тиск рідини в приводі. Однак створити рівномірний тиск на барабан по всій поверхні накладок практично неможливо. Це підвищує інтенсивність зношування фрикційних пар.

У результаті знос накладок і робочої поверхні барабана нерівномірний. Нерівномірний тиск викликає і нерівномірний нагрів робочих поверхонь накладок і барабана, що погіршує роботу гальма [3-6].

Однак, дискові гальма мають ряд принципових конструктивних виробничих і експлуатаційних особливостей. Перш за все, фрикційні накладки дискового гальма виконуються з високоякісного фрикційного матеріалу. Ця вимога впливає з того, що активна площа накладки в кілька разів менша, ніж у барабанного. Тому питоме енергонавантаження фрикційних накладок дискового гальма (енергія, яка припадає на одиницю площі поверхні накладки) буде в кілька разів вищим, ніж в барабанного гальма [1-6].

Внаслідок цього різко зростає температура диска, що досягає навіть при одиничному гальмуванні 160-200 °С, а при багаторазовому циклічному гальмуванні 450-500 °С і більше [2-5], що зменшує ефективність гальмування.

Поява полімерних матеріалів (високомолекулярних смол) дозволила створити на їх основі фрикційні матеріали, придатні для роботи в умовах високих температур і тисків, що дещо знижує інтенсивність зношування [1, 7].

Крім того, для підвищення ефективності функціонування та зниження інтенсивності зношування розвиток конструкцій гальмівних механізмів йде наступними напрямками. По-перше, розробники домагаються кращого охолодження гальма шляхом використання плоских вентиляованих дисків підвищеної товщини з внутрішніми каналами для охолоджуючого повітря та оребрення барабанів. По-друге, приймаються заходи щодо забезпечення рівномірного розподілу нормального тиску по всій накладці. Для цього використовують зміщення точки прикладання сили по довжині накладки, вибирають раціональну форму фрикційної накладки, збільшують кількість гідравлічних циліндрів з кожного боку супорта [1].

Таким чином, для зниження інтенсивності зношування гальм транспортних засобів авторами пропонується застосувати спеціальний криволінійний макропрофіль поверхонь тертя «накладка–ротор», збільшуючи площу фрикційного контакту без збільшення габаритних розмірів колодки.

Література

1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
2. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1982. – 169с.
3. Нагиев А.В. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. – Харьков, 1982. – 124 с.
4. Кушов В.Я. Исследование теплового баланса дискового тормоза: дис... канд. техн. наук: 05.05.03/ Кушов Василий Ярославович. Харьков, 1980. – 103с.
5. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.
6. Решетников Е.Б. Влияние параметров торможения на стабильность дискового тормоза / Решетников Е.Б. // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1975. – Вып.12. – С. 160-162.
7. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – с. 22-26.

УДК 621.9.047.7/785.5

АНАЛІЗ ВПЛИВУ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ ФУЛЕРЕНУ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

¹О.В. Оробінський, к.т.н.

¹Український державний університет
залізничного транспорту

¹Н.А. Аксьонова, к.ф-м. н.

В умовах експлуатації навантажених вузлів механізмів, що працюють в при недостатньому постачанні змащення або при повній його відсутності, виникає багато проблем, які призводять до різкого зменшення ресурсу роботи їх деталей. З метою подолання цих проблем, для покращення показників надійності та довговічності механізмів машин, пропонується аналіз використання сучасних покриттів з наноматеріалів на основі фулеренів та їх сполук.

Особливий інтерес для вирішення проблем деформації і руйнування, являють собою конструкційні матеріали, експлуатація яких визначається перш за все показниками механічних властивостей [1]. Найбільш твердим з існуючих на сьогоднішній день матеріалів є ультратвердий фулерит (приблизно в 1,17-1,52 твердіше за алмаз). Вуглецеві нанотрубки, протяжні циліндричні структури діаметром від одного до декількох десятків нанометрів і завдовжки до декількох сантиметрів, що складаються з однієї або декількох згорнутих в трубку гексагональних графітових площин, є на рідкість міцним матеріалом, як на розтяг, так і на вигин. Під дією механічних напруг, що перевищують критичні, нанотрубки не розриваються, а перебудовуються. Були оцінені напруги, необхідні для того, щоб отримати вигин або руйнування, і як результат, визначені величини, що знаходяться в діапазоні 100-150 ГПа. Ці оцінки показують, що нанотрубки мають міцність на стиск принаймні в 100 вище, ніж будь-яке інше відоме волокно. Модуль Юнга одношарової нанотрубки досягає величин порядку 1-5 ТПА, що на порядок більше, ніж у сталі. Вуглецеві нанокомпозити - багатофазні тверді матеріали, за показниками міцності в 3 і більше разів перевищують кращі марки вуглецевих матеріалів. Вони добре обробляються механічно. Висока міцність у поєднанні з нанорозмірними дискретними елементами структури дозволяє виготовляти з них деталі складної геометричної форми з гострими краями, полірованими до дуже низької шорсткості поверхні. Вуглецевий нанокомпозит до температури 2000 °С не втрачає своїх фізико-механічних властивостей [2, 3], тобто є стійким до високих температур. Під час розробки зміцнюючих, антикорозійних, зносостійких покриттів треба забезпечити не тільки високу

твердість (H), а і відносно низький модуль пружності (E), оскільки матеріали з низьким модулем пружності характеризуються високим резильянсом, тобто можливістю запасати пружну енергію і під дією навантаження деформуватися без руйнування. В залежності від необхідності дотримання компромісу між твердістю та модулем пружності, в якості показника зносостійкості та трибологічних характеристик використовуються різні варіанти відношення твердості до модуля пружності ($H/E, H^2/E, H^3/E$). При цьому H/E , також визначає ступінь пружного відновлення матеріалу при індентуванні. На основі теоретичних розрахунків та експериментальних даних матеріали, що характеризуються відношенням $H/E=0,15$, були оцінені, як такі, що мають «ідеальну пружність» [4, 5]. Прикладом можливості створення твердих і пружних матеріалів на основі вуглецю з унікальним поєднанням високої твердості (до 40 ГПа) та високої пружності (ступінь пружного відновлення до 90%), можуть бути об'ємні фази високого тиску, отримані із фулеренів C_{60} , C_{70} та їх суміші.

Аналіз результатів досліджень та розрахунків показує, що покриття на основі фулеренів (його модифікацій і сполук) мають високий коефіцієнт пружного відновлення при індентуванні, низький модуль пружності та високу тріщиностійкість, що є корисним при експлуатації деталей, які працюють в умовах тертя та зносу.

Література

1. Лубенец С.В., Нацик В.Д., Фоменко Л.С., Исакина А.П., Прохвятилов А.И., Стржемечный М.А., Аксенова Н.А Структура, системы скольжения и микротвердость кристаллов C_{60} //ФНТ, 1997.- т. 23. - № 3.- С. 338 – 351.
2. Исакина А.П, Лубенец С.В., Нацик В.Д., Прохвятилов А.И., Стржемечный М.А., Фоменко Л.С, Аксенова Н.А и Солдатов А.В. Структура и микротвердость полимеризованного низким давлением фуллерита C_{60} // ФНТ, 1998.- т. 24.- № 12.- С. 1192 - 1201.
3. Мороз В.І., Аксьонова Н.А.Перспективи застосування нових фуллерен–вміщуючих матеріалів в технічних засобах транспорту //ІКСЗТ, 2001 - № 3, С. 51 – 53.
4. Мороз В.И., Аксёнова Н.А. Методология математического прогнозирования и образования материалов с улучшенными механическими свойствами // ІКСЗТ, 2002 - № 6, С. 16 - 19.
5. Аксенова Н.А., Гальцов Н.Н., Прохвятилов А.И. Влияние примесей молекул CO и CH_4 на структурные характеристики фуллерита C_{60} в области ориентационного фазового перехода, ФНТ // LTP, 2012 - т. 38, № 3, С. 278-285.

УДК 62-752.7

АНАЛІЗ ДІЇ НЕЗБАЛАНСОВАНОСТІ РОТОРА МОЛОТКОВОЇ ДРОБАРКИ НА ЙОГО ОПОРИ

¹Ю.Г. Кобрін, аспірант

¹Д.О. Кононов, к.т.н.

²І.А. Шевченко, к.т.н.

¹Національна металургійна академія України

²Запорізький національний університет

Молоткові дробарки – один з поширених видів дробильного обладнання яке виконує дії по дробленню крихких, матеріалів.

Огляд літературних джерел, який виконано в роботі дозволяє зробити допущення, що дослідження з діагностування та вирішення проблем механізмів стосовно виникнення вібрацій в металургійно-механічному обладнанні ґрунтуються на використанні ознак та досягнень, які походять як зі споріднених галузей техніки так і з інших. Та проблема дії негативної вібрації на механізми через неврівноваженість рухомих частин, а також норми що до їх усунення відображається й стандарті та відображене в наукових роботах щодо вивчення та представлення цих стандартів.

Так в роботі про динамічне балансування обертових роторів показано, що для спрощення вирішення задачі динамічної неврівноваженості – можна привести до задачі динамічного гасіння коливань [1].

У ще у роботах запропоновані: альтернативна методика врівноваження ротора, де попередньо проводиться: низькочастотна балансування ротора, кероване складання й багатоплощинне балансування ротора з заданими параметрами напрямків і розміщення залишкових дисбалансів [2], а також дослідження про економічну і раціональної складової балансування великих роторів [3].

Проводилось моделювання установки для балансування ротора в програмному комплексі ANSYS валів працюють в резонансному і за резонансному режимах для збільшення точності балансування [4]. Приводиться методики і можливості щодо застосування в сучасних системах технічної діагностики - для моніторингу дисбалансу і автоматичного його визначення сучасних програмних комплексів [5] і велика увага приділяється механічних проблем динаміки на надвисоких швидкостях.

Для того щоб визначити величину додаткових динамічних навантажень, необхідно задачу про рух звести за допомогою принципу Даламбера до задачі про рівновагу. Якщо уявити, що обертається деталь як сукупність елементарних мас, то просторова система сил інерції C_i може бути

приведена до головного вектору $\bar{R} = \sum \bar{C}_{in}$ й головному моменту $\bar{M} = \sum \bar{M}(C_{in})$. В залежності від співвідношення між головним вектором й головним моментом поділяють на три невірноваженості: статична, динамічна та загальна [7].

Статична – це коли виконуються умови: $\bar{R} \neq 0, \bar{M} = 0$ чи $\bar{R} \neq 0, \bar{M} \neq 0$ але $\bar{M} \perp \bar{R}$. Через це ротор можна представити у вигляді однієї приведенної маси.

Динамічна – це коли: $\bar{R} = 0, \bar{M} \neq 0$ та ротор представляється у вигляді двох мас та при обертанні діють дві відцентрові сили.

Загальна невірноваженість – якщо виконується умова: $\bar{R} \neq 0, \bar{M} \neq 0$ й головний момент не перпендикулярне головному вектору, що дозволяє вирішити цю невірноваженість за допомоги динамічного балансування.

Підводячи підсумок аналізу виконаних досліджень можна сказати – для вирішення проблем негативно впливаючих дій вібрації, виникаючих від обертання незбалансованого ротора, треба проаналізувати характер й величини впливу неї на опорні елементи ротору.

Література

1. Хоменко А. П. Динамическая балансировка вращающихся валов как форма динамического гашения колебаний механических систем / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Иркутский государственный университет путей сообщения. – 2012. – №3. – С. 8–16.
2. Белобородов С. М. Методика уравнивания ротора при балансировке / С. М. Белобородов, М. Л. Цельмер. // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2017. – №48. – С. 60–68.
3. Racic, Z & Hidalgo, J 2007, 'Practical Balancing of Flexible Rotors for Power Generation. Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical', Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE, Las Vegas, Nevada, USA.
4. Моделирование установки для балансировки ротора в программном комплексе ANSYS / И. Р.Тазеев, С. О. Гапоненко, А. Е. Кондратьев, А. Н. Замалиев. // Известия высших учебных заведений. проблемы энергетики. – 2018. – №20. – С. 75–83.
5. Куменко А. Балансировка гибких роторов и валопроводов на основе систем КОМПАКС с применением датчиков вала / А. Куменко. // Технологии. – 2015. – №3. – С. 58–61.
6. Седуш В. Я. Надёжность, ремонт и монтаж металлургических машин / В. Я. Седуш. – Киев: Полиграфкнига, 1976. – 227 с.

УДК 629.3+662.9+629.01

ПЕРЕДУМОВИ ЩОДО КОРЕГУВАННЯ РЕСУРСУ ТА ПЕРІОДИЧНОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ЗА МЕТОДИКОЮ НОРМУВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА

¹*С.І. Кривошапов, к.т.н.*

¹*Харківський національний автомобільно-
дорожній університет*

В процесі експлуатації надійність транспортних машин можливо визначати через ресурс та періодичність технічного обслуговування. Для дорожньо-транспортних засобів ці показники визначаються показником напрацювання через пробіг у кілометрах. Однак в чинній в Україні методики [1] ресурс і періодичність технічного обслуговування не коригується від режиму роботи та умов експлуатації машин.

Такий підхід не прийнятний, оскільки інтенсивність зношування поверхонь тертя залежить від режиму швидкості та навантажування. Також зі зменшенням швидкості автомобіля збільшується час роботи на одиницю пробігу (відстані), що не враховує обраний показник напрацювання.

Існують методики [2, 3], в яких періодичність технічного обслуговування коригується від категорії умов експлуатації, яка визначається поєднанням наступних факторів: типом рельєфу місцевості, дорожнього покриття, умови руху (місто, приміська зона, за межами міста), а також природно-кліматичними умовами.

У методиці [4] для коригування періодичності технічного обслуговування і ресурсу автомобілів категорія умов експлуатації встановлюється дорожніми та транспортні умови експлуатації, які залежать від середньої технічної швидкості руху.

Використання методики [4] на практиці обмежує те, що в законодавстві України відсутня обов'язкова вимога до встановлення і використання на всіх автомобілях тахографа - приладу реєстрації швидкості.

В роботі [5] доведено, що між ресурсом машини і сумарною витратою палива існує стійка кореляція. Складні умови експлуатації призводять до більш інтенсивного скорочення ресурсу та підвищеного шляхового витрати палива. Ця особливість закладена в методиці [4] нормування періодичності технічного обслуговування за станом.

У процесі перевезення вантажів і пасажирів в шляхової документації відображається інформація про пробіг автомобіля, а також відомості про фактичне і нормативне споживання витрати палива.

Значення витрата палива за нормою в Україні визначається за методикою [5]. У цій методиці наведені 15 умов експлуатації, коли збільшується витрата палива, і три умови, коли витрата палива зменшується.

Рекомендовано в дорожньому листі вказувати для кожного маршруту руху автомобіля пройдену відстань, обсяг перевезеного вантажу, витрату палива, значення коефіцієнта зміни витрати палива в залежності від умов експлуатації автомобіля.

Пропонується використовувати умови експлуатації, які обумовлені в методиці нормування витрати палива [5], для коригування періодичності технічного обслуговування і ресурсу машин. Для цього необхідно провести додаткові дослідження, які спрямовані на встановлення взаємозв'язку умов експлуатації на витрату палива і ресурс автомобіля.

Для практичної діяльності потрібно розробити алгоритм застосування умов експлуатації, що зазначені у шляховій документації, для визначення періодичності технічного обслуговування та ресурсу транспортних машин. Доцільно створити програмне забезпечення для реалізації цього алгоритму.

Використання такого підходу дозволить більш точно оцінювати фактичну зміну технічного стану рухомого складу, скорегувати періодичність технічного обслуговування з урахуванням реальних умов експлуатації, що сприяє підвищенню експлуатаційної надійності машин.

Література

1. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту [текст]. – К.: Міністерство транспорту України, 1998. – 17 с.
2. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта [текст]. – М.: Министерство автомобильного транспорта РСФСР, 1984. – 73 с.
3. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей [текст] / Е.С. Кузнецов – М.: Наука, 2001. – 534 с.
4. Положение о профилактическом обслуживании и ремонте транспортных машин (Методические рекомендации) [текст]. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 39 с.
5. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта [текст]. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Изд. 2-е, перераб. и подолн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с..
6. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [текст]. - Київ: Мінтранс України, 1998. – 45 с.

УДК 629.463

РОЗРАХУНОК ВАЛУ СЕПАРАТОРА КБС 1240 НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ І АНАЛІЗ ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВІДМОВ

¹Савченко В.Б., к.т.н.

¹Попко К.Г.

¹Харківський національний технічний

університет сільського господарства імені

Петра Василенка

При збиранні зернових культур комбайном, одержуваний продукт є сумішшю зерна і різного роду домішок. Для забезпечення якісного і тривалого зберігання зерна, здійснюється його очищення за допомогою зернових сепараторів. Порушення технології очищення зернової суміші, яке відбувається внаслідок виходу з ладу зернових сепараторів, значною мірою впливає на якість і терміни збереження зернового матеріалу. Тому питання забезпечення надійної роботи зернових сепараторів, є актуальною проблемою.

В процесі експлуатації сепаратора трапляються випадки руйнування вала барабану. В зв'язку з цим виникає необхідність виконання розрахунку внутрішніх зусиль, які діють в поперечних перерізах валу і визначають його статичну і втомну міцність. Саме в цьому і полягає мета дослідження, яке пропонується.

Аналіз конструкції сепаратора показує, що вал барабана зазнає складного згинаючого навантаження, яке складається з рівномірно розподіленого по всій доважені навантаження від власної ваги валу, а також зосереджених зусиль від ваги барабану і оброблюваної зернової суміші. Вага барабану і зернової суміші передається на вал через стійки кріплення в п'яти точках як зосереджені зусилля. Крім того, вал навантажений також крутним моментом, який створюється механізмом приводу. Така схема навантаження принципово відрізняється від схеми, яка наведена на кресленнях барабану.

Для розрахунку вала на згин з крученням було розроблено програму в математичній таблиці MS Excel з використанням макросів Visual Basic. Алгоритм розрахунку умовно можна поділити на декілька етапів.

На першому етапі, на листі математичної таблиці, виконуються необхідні попередні розрахунки, які пов'язані з побудовою розрахункової схеми (визначення величини і розподілу навантажень, параметрів перерізу вала, та ін.).

На другому етапі виконується розрахунок вала на згин при статичному навантаженні. Методика визначення реакцій в опорах і побудова епюр поперечних сил Q_y та згинаючих моментів M_x , є класичною. Її докладний опис можна знайти в [1]. Єдиною особливістю розрахункової частини програми є те, що всі епюри будуються методом чисельного інтегрування поперечної сили.

На третьому етапі виконується розрахунок величини прогинів вала по його довжині. Для цього також використовується метод чисельного інтегрування епюри згинаючого моменту [2]. В загальному випадку, формула для розрахунку має вигляд

$$y = \iint \frac{M_x(x)}{EI_x} dx + C_1x + C_2 ,$$

де C_1 і C_2 - постійні інтегрування, які визначаються чисельно.

На заключному етапі розраховується величина максимальних нормальних напружень згину (σ) і дотичних напружень кручення (τ) в тих перерізах валу, в яких на ньому закріплено барабан. Для урахування одночасного впливу згину і кручення використовувалась третя теорія міцності.

Аналізуючи результати розрахунків, можна зазначити, що найнебезпечнішим перерізом є точки вала, розташована під середньою (третьою) і наступною (четвертою) стійками барабана. Максимальне значення еквівалентних напружень сягають в третій точці значення $\sigma_{ек.мах} = 101$ МПа. Враховуючи, що вал виготовлено з труби, матеріалом якої є сталь 20, що має значення межі плинності $\sigma_T = 245$ МПа, можемо розрахувати коефіцієнт запасу. Отримаємо значення $n = 2,43$.

Однак, в процесі роботи вал барабану зазнає циркулюючого навантаження. Розраховані значення напружень при статичному навантаженні в цьому випадку можуть бути використані як амплітудні значення напружень циклічного навантаження по симетричному циклу. У відповідності до заявленого виробником режиму експлуатації сепаратора, кількість циклів навантаження може істотно перевищувати базову кількість циклів. Урахування наявних конструктивно-технологічних факторів, може істотно зменшити розрахункову втомну міцність валу, що розглядається. Тому, для з'ясування причин руйнування валів в експлуатації і розробки рекомендацій по забезпеченню втомної міцності, необхідно більш детально розглянути особливості їхньої роботи при змінних навантаженнях. На користь необхідності такого дослідження свідчить також характер руйнування, що відбувається по зварному шву на поверхні валу. Адже відомо, що виконання кільцевого шва знижує втомну міцність більше ніж в 2 рази [3].

Література

1. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підруч. /Г.С.Писаренко, О.Л.Квітка, Е.С.Уманський: - За ред. Г.С.Писаренко – К. Вища школа. 1993. 655с.
2. Метод безпосереднього інтегрування - Ресурс <https://zdamsam.ru/a70234.html>
3. Влияние сварных швов на циклическую прочность / Энциклопедия по машиностроению XXL, с.159-160 - ресурс <https://mash-xxl.info/page/242033224128227035221169047119165210075080236051/>

УДК 631.3.004.67

ВПЛИВ КОРЕЛЯЦІЇ МІЖ ЕЛЕМЕНТАМИ НА ІМОВІРНІСТЬ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ СИСТЕМИ

¹Іванов В.І., к.т.н.,

¹Мірошніченко М.Р.

¹Харківський національний технічний

університет сільського господарства імені

Петра Василенка

Для визначення впливу кореляції між елементами на підвищення імовірності безвідмовної роботи системи проведено розрахунок ресурсу системи, яка складається з трьох елементів. У якості вихідних даних були прийняті дані про зноси робочих поверхонь деталей ведучих мостів тракторів Т-150К, що поступили у перший капітальний ремонт з рядової експлуатації. Після аналізу з розгляду були виключені мости зі зносом деталей, що перевищує допустиме значення 80% ресурсу та визначені деталі, які мають найбільші, відносно граничного, зноси. Таким чином, була сформована партія з 41 мостів, у яких до розгляду були прийняті по три "слабкі" деталі: шестерня ведуча головної передачі та шестерні сонячні правого і лівого бортових редукторів.

Методами моделювання і прогнозування визначені імовірності безвідмовної роботи мостів, складених різними варіантами. Селективне складання отримане шляхом упорядковування показників зносів (у порядку убутання), при цьому коефіцієнт кореляції зносів деталей у мостах виявиться близьким до 1 (0,97). При знеособленому складанні, тобто деталі об'єднуються у систему випадковим чином (передбачається "перемішування" значень зносів по кожній з деталей), отримуємо коефіцієнт кореляції зносів деталей у мостах близький до нуля. Обробляючи такі дані отримано графік імовірності безвідмовної роботи мостів для випадку знеособленого та селективного складання.

Аналіз отриманих графіків підтверджує можливість підвищення ефекту від селективного складання. Так для 50 % ресурсу повної вибірки, зростання складає від 9 до 10 тисяч мото-часів, а для усіченої вибірки підвищення від 11 до 13 тисяч мото-часів.

Література

1. Іванов В.І., Калінін Е.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів. Вісник ХНТУСГ: «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» Випуск 163, - Харків, 2015р. с.142-146.

УДК 629.113.004

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПРИВЕДЕНОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ МАСИ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ

¹І.А.Мармут, к.т.н.

¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет

Як показують численні дослідження, більш достовірну інформацію про технічний стан гальмівних систем (ГС) дають інерційні стенди.

Стенд повинен бути компактним і мати малу металоємність [1]. При цьому необхідно витримати якість перевірки ГС. Металоємність інерційного стенда у великому ступені визначається величиною приведеної (інерційної) маси стенда [2-4].

У приведену масу системи входить величина m_k - приведена маса коліс і пов'язаних з ними рухомих частин автомобіля. Коли мова йде про перевірку ведених коліс, під обертовими частинами автомобіля розуміються деталі гальмівних механізмів коліс. Аналіз зносу цих деталей наведено у [5].

При перевірці ведучих коліс під обертовими частинами розуміється, крім деталей гальмівних механізмів, що обертаються, деталі трансмісії. Незнання цієї величини вносить похибку в обчислення гальмівної сили.

Приведену масу трансмісії можна визначити, вимірюючи моменти інерції окремих її частин і приводячи їх до даної осі. Але це трудомісткий процес і займає багато часу. При цьому приведена маса трансмісії також величина непостійна: відбувається знос деталей, хоч і невеликий, але на великих радіусах, що позначається на значенні яке нас цікавить. Тому необхідно мати методи, які дозволяють визначити приведену масу трансмісії конкретного автомобіля в будь-який період його експлуатації, тобто незалежно від ступеня зносу деталей.

Для визначення приведеної маси трансмісії використовуємо два режими розгону автомобіля на стенді. Режим 1: розгін від приводу стенду коли обертаються два колеса. Режим 2: розгін від приводу стенду коли обертається одне колесо

Розглянемо варіант 1. Після перетворень наведена маса трансмісії буде обчислюватися за формулою

$$m_T = \frac{F_{cm}}{a_2 \cdot (1 \pm \delta_K) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 0,5] - a_1 \cdot (1 \pm \delta_a) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 1]}, \quad (1)$$

де δ_a – відносна похибка визначення прискорень на стенді, %.

На стенді ПДС-Л ХНАДУ відносна похибка визначення прискорень $\delta_a = \pm 1$ %, що дозволяє визначити приведену масу трансмісії з точністю $\pm 1,283\%$.

Варіант 2. Після перетворень приведена маса трансмісії буде обчислюватися за формулою

$$m_T = \frac{2 \cdot F_{cm2} \cdot (1 \pm \delta_F) - F_{cm1} \cdot (1 \pm \delta_F)}{-0,5 \cdot a}, \quad (2)$$

де δ_F – відносна похибка визначення сили, що розвивається навантажувально-привідним пристроєм стенду, %.

На стенді ПДС-Л ХНАДУ $\delta_F = \pm 3$ %, що дає велику похибку у визначенні приведеної маси трансмісії. Таким чином, використовуючи перший варіант можна визначити приведену масу трансмісії, що зменшує похибку обчислення гальмівної сили.

Література

1. Мармут И.А. Обоснование выбора приведенной инерционной массы стенда с беговыми барабанами для передвижных диагностических станций / Мармут И.А., Рабинович Е.Х., Зуев В.О. // Вісник НПУ «ХПІ». – 2001. – №14. – с. 148–152.
2. Мармут І.А. Моделювання процесу гальмування автомобіля на інерційному роликовому стенді / Мармут І.А. // Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці: міжнар. наук.-практ. конф., 16 бер. 2017 р.: тези доп. – Х., 2017. – с. 155–159.
3. Мармут И.А. Совершенствование методики расчета инерционной массы роликового стенда / Мармут И.А. // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: V міжнар. наук.-техн. інтернет-конф., 20-21 лист. 2017 р.: тези доп. – Х., 2017, с. 166–168.
4. Мармут И.А. Обоснование выбора диаметра роликов инерционного тормозного стенда / Мармут И.А. // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» ХНТУСГ ім. П.Василенка. – 2018. – № 13. – с. 241–247.
5. Мармут И.А. Влияние износа шин и деталей тормозных механизмов на точность стендовой проверки тормозов / Мармут И.А. // Збірник наукових праць ХНАДУ «Автомобільний транспорт». – 2005. – № 16. – с. 34–38.

УДК 621.891

УДОСКОНАЛЕННЯ СПОСОБУ ВИПРОБУВАННЯ НА ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ

¹Бурда М.Й.

¹Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу

Згідно класичної класифікації кінематичних пар, розрізняють дві групи кінематичних схем контакту – це вищі і нижчі кінематичні пари. До вищих кінематичних пар відносяться пари, контакт між елементами пари у яких здійснюється по лініях або точках, у нижчих кінематичних парах контакт відбувається по площі. Саме нижча кінематична пара: диск - колодка, найчастіше використовується при підборі конструкційних та мастильних матеріалів для вузлів тертя в процесі лабораторних досліджень.

Суттєвим недоліком використання цієї пари та відповідного способу випробувань є значна тривалості досліджень, особливо при випробування зносостійких матеріалів.

Відомий також спосіб випробування на тертя та зношування, який полягає у створенні нормального навантаження між зразком сферичної форми і циліндричну поверхню контрзразка, зношуванні зразка за рахунок обертового переміщення поверхні контрзразка відносно зразка і фіксації інформативного критерію - критерію зносостійкості [1, 2]. У якості критерію зносостійкості використовується діаметр плями зносу, яка утворюється на поверхні сферичного зразка у результаті випробувань за заданий час випробувань. Відомий спосіб відноситься до способів із змінною площею контакту і дозволяє швидко і достатньо точно оцінити властивості конструкційних та мастильних матеріалів. В процесі випробувань фіксують також інші параметри трибовзаємодії: коефіцієнт тертя, температуру в зоні тертя тощо.

Недолік відомого способу полягає у тому, що в залежності від зносостійкості випробуваних матеріалів однаковий час тертя призведе до формування плям зносу різного діаметру. Тобто, початкові умови порівняльних випробувань, наприклад питоме навантаження будуть однакові - точковий герцівський контакт між сферою – зразком та циліндром - контрзразком, а кінцеві – різні. Це призведе до того, що випробування закінчуватимуться при різних:

- тисках між робочими поверхнями елементів пари тертя;

- коефіцієнтах взаємного перекриття між взаємодіючими поверхнями;
- умовах проникнення мастильного матеріалу та оточуючого середовища у міжконтактний простір випробуваної пари тертя;
- умовах видалення продуктів зношування із зони взаємодії і т.д.

У зв'язку із цим можлива якісна зміна механізму зношування у процесі випробувань пари тертя і в такому випадку порівняльні дослідження будуть не коректними.

Крім того, це призводять до появи неконтрольованих чинників, які, в кінцевому підсумку, ускладнюють адекватну порівняльну оцінку триботехнічних характеристик випробуваних матеріалів, унеможливають використання отриманих даних для інженерних розрахунків.

Нами розроблено принципово новий спосіб [3] і пристрій [4] для його реалізації, використання яких дозволяє уникнути відмічених вище труднощів та проблем при випробуваннях на тертя та зношування.

Суть цього способу полягає у створенні між сферичним зразком і циліндричним контрзразком нормального навантаження, зношуванні зразка за рахунок його тертя об циліндричну робочу поверхню контрзразка, та фіксації критерію зносостійкості, у якості якого вибрано час, за який зношується заданий об'єм сферичного зразка.

На рисунку представлена схема, яка дозволяє реалізувати запропонований спосіб.

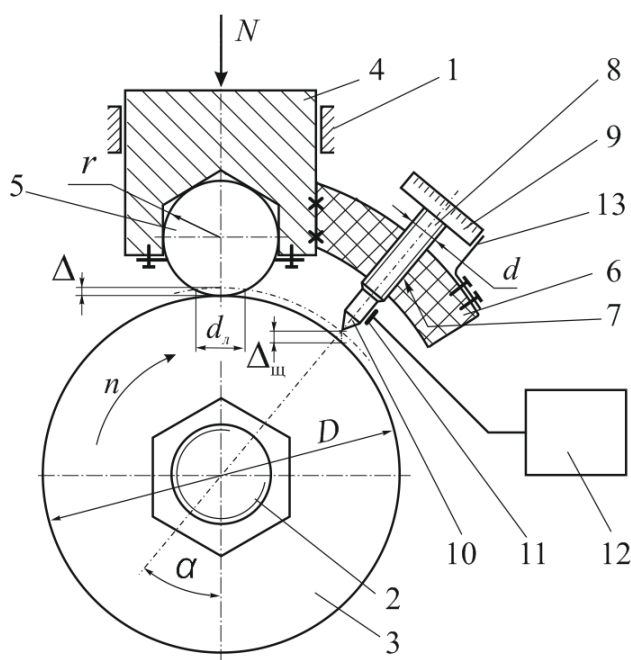


Рисунок – 1. Схема пристрою для випробування на тертя та зношування: 1 – корпус; 2 – утримувач контрзразка; 3 – утримувач сферичного зразка; 4 – кронштейн; 5 – мікрометричний гвинт з відліковим барабаном; 6 – щуп з датчиком дотику; 7 – засіб для керування приводом обертання утримувача контрзразка з секундоміром; 8 – відлікова мітка

Випробування здійснюється наступним чином.

В утримувач 4 встановлюють і надійно фіксують зразок 5, який виконаний із досліджуваного матеріалу і який має сферичну робочу поверхню радіусом r .

В утримувач 2 встановлюють контрзразок 3 у вигляді диска із робочою циліндричною поверхнею діаметром D . Контрзразок 3 виготовляють із матеріалу із зносостійкістю заздалегідь більшою, ніж зносостійкість досліджуваного матеріалу.

Між елементами пари досліджуваної пари тертя: зразком 5 і контрзразком 3 за допомогою вузла навантаження створюють задане програмою випробувань нормальне навантаження N .

Після цього, шляхом обертання мікрометричного гвинта 8, встановленого у кронштейні 6, який нерухомо закріплений на утримувачі 4 зразка 5, досягають контакту щупа 10 із робочою поверхнею контрзразка 4. Момент контакту фіксують за допомогою датчика 11.

Після встановлення події контакту щупа 10 із робочою поверхнею контрзразка 3 фіксуються покази відлікового барабану 9, встановленого на мікрометричному гвинті 8, відносно відлікової мітки 13.

Наступний етап у проведенні випробувань полягає у відведенні щупа 10 на величину $\Delta_{щ}$, яка відповідає очікуваному зносу робочої поверхні зразка 5 - Δ), що фіксується відповідними показами відліковим барабаном 9 відносно мітки 13.

Вмикають привід обертання утримувача 2 контрзразка 3. Відбувається тертя робочої поверхні контрзразка 3 об робочу поверхню зразка 5. У результаті цього тертя відбувається поступове зношування матеріалу зразка 5. Зношена частина зразка 5 має форму кульового сегменту висотою Δ з основою діаметром d_n .

Знос зразка 5 відбувається до моменту дотику щупа 10 до робочої поверхні контрзразка 3, який фіксується датчиком 11. Отриманий сигнал поступає у засіб 12 керування приводом обертання утримувача 2 контрзразка 3. Привід вимикається, тертя у досліджуваній парі припиняється. При цьому за допомогою секундоміра, яким оснащений засіб 12, фіксується час t , протягом якого зразок 5 зносився на величину Δ .

Аналогічно випробовують і інші досліджувані матеріали (при тих же умовах тертя: швидкість ковзання, зусилля притискання, умови змащування тощо), фіксуючи відповідний час їх зношування на величину Δ .

Література

- 1 Калинин А.А., Мельников В.Г., Юдина Т.Ф., Лазюк Ю.Н. Сравнительная эффективность некоторых наполнителей серийных пластичных смазок // Трение и износ. – 1988. – Т. 9 – №1. – С. 173-177
- 2 Кузьменко А.Г. Методи розрахунків і випробувань на зношування та надійність: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – Хмельницький: ТУП, 2002. – 151 с.
- 3 Патент 125913 У Україна, G01N 3/56 Спосіб випробування матеріалів на тертя та зношування / Бібен А.В., Ожоган З.Р., Бурда М.Й., Бурда Ю.М. (Україна) - № и 2018 00249; Заявлено 09.01.2018; Опубл. 25.05.2018. Бюл. № 10.
- 4 Патент 125914 У Україна, G01N 3/56 Пристрій для випробування матеріалів на тертя та зношування / Бібен А.В., Ожоган З.Р., Бурда М.Й., Бурда Ю.М. (Україна) - № и 2018 00250; Заявлено 09.01.2018; Опубл. 25.05.2018. Бюл. № 10

УДК 621.791.927.5

РОЗРОБЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАПІВАВТОМАТИЧНОГО ЕЛЕКТРОДУГОВОГО НАПЛАВЛЕННЯ ПОРОШКОВИМИ СТІЧКАМИ

¹Луцак Д.Л., к.т.н.

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

¹Луцак Л.Д. к.т.н.

Автоматичне електродугове наплавлення порошковими стрічками широко використовується у промисловості, оскільки дозволяє реалізувати високопродуктивний та легко-контрольований процес наплавлення, отримувати плоскі валики з незначною і стабільною глибиною проплавлення, що виключає інтенсивне перемішування наплавленого шару з основним металом деталі [1-3].

В разі технологічної потреби застосування напівавтоматичного наплавлення із застосуванням порошкових стрічок при наплавленні поверхонь складної геометрії (шнеки, крилатки, зірочки-розсікачі, корпуси насосів, секції пульпопроводів та ін.) виникає проблема відсутності промислових серійних напівавтоматів для наплавлення порошковими стрічками на ринку України.

Авторами сконструйовано та виготовлено напівавтомат, що забезпечує високу продуктивність процесу наплавлення та надає можливість проводити наплавлення на плоскі та криволінійні поверхні для зміцнення нових та відновлення зношених деталей в умовах промислових підприємств. Зовнішній вигляд та схема розробленого напівавтомату представлено на рис. 1.

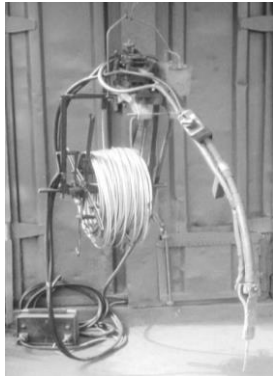
Основними складовими частинами напівавтомату є: механізм подачі стрічки з пультом управління, котушкою для порошкової стрічки та з'єднуючі кабелі; блок живлення механізму подачі; джерело живлення електричної дуги (зварювальний випрямляч типу ВДУ).

Механізм подачі стрічки з пультом управління (рис. 1, б) складається з електродвигуна приводу 1, основи 2, понижувального редуктора 3; ведучих роликів 4, синхронізуючих шестерень 5, встановлених на валах в рухомій 6 та нерухомій 7 рамках. Затискання стрічки між роликками здійснюється за рахунок зведення рухомої і нерухомої рамки різьбовою парою 9 через пружину.

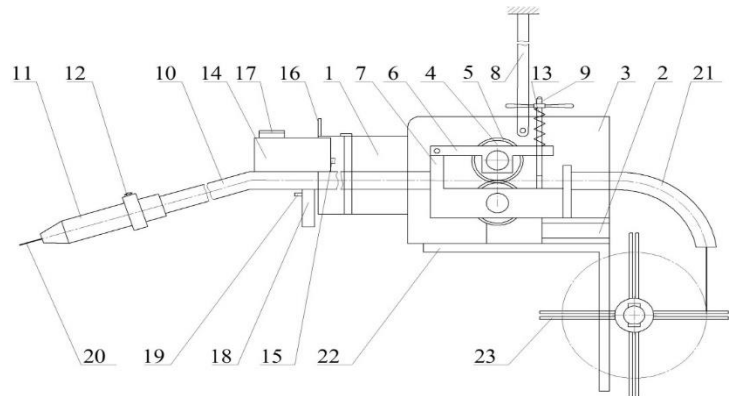
Порошкова стрічка 20 перерізом 8x3 мм подається через мундштук 11 в зону наплавлення по направляючій трубці 10. Мундштук фіксується в посадочному гнізді на трубці за допомогою клеми 12 мундштука, до якого одночасно прикріплений силовий кабель (на рис. не показаний).

До органів керування напівавтомата відносяться пульт управління 14 з кабелем 15, на якому розміщений тумблер перемикання напряму подачі стрічки, регулятор швидкості подачі стрічки 17 та регулятор сили наплавлювального струму

(на рисунку не показаний), ручка 18 з встановленою на ній кнопкою 19 ввімкнення подачі стрічки та вимикачем подачі управління подачі струму, що прикріплена через хомут до направляючої труби.



а



б

Рисунок 1. – Зовнішній вигляд (а) та схема (б) розробленого напівавтомата для наплавлення порошковими стрічками:

1 – електродвигун; 2 – основа; 3 – понижувальний редуктор; 4 – ведучі ролики; 5 – синхронізуючі шестерні; 6 – рама рухома; 7 – рама нерухома; 8 – шарнірний регульований підвіс; 9 – різьбова пара; 10 – направляюча трубка; 11 – мундштук; 12 – клемма; 13 – пружина; 14 – пульт управління; 15 – кабель; 16 – перемикач напрямку подачі стрічки; 17 – регулятор швидкості подачі стрічки; 18 – ручка управління; 19 – кнопка ввімкнення подачі стрічки; 20 – порошкова стрічка; 21 – направляючий рукав; 22 – кронштейн; 23 – котушка для порошкової стрічки

Стрічка заходить в механізм подачі через направляючий рукав 21 в задній стінці корпусу. До механізму подачі через кронштейн 22 кріпиться котушка 23 для порошкової стрічки. Шарнірний підвіс 8 дозволяє з легкістю піднімати та опускати, а також рухати в сторони напівавтомат, направляючи трубу з мундштуком в необхідному напрямі в зоні наплавлення.

Таким чином, розроблений напівавтомат забезпечує високу продуктивність процесу наплавлення та надає можливість проводити наплавлення на плоскі та криволінійні поверхні порошковими стрічками в умовах промислових підприємств.

Література

1. Жудра А. П. Наплавочные порошковые ленты (Обзор) / А. П. Жудра, А. П. Ворончук // Автоматическая сварка. – 2012. – № 1. – С. 39–44.
2. Данильченко Б. В. Наплавка быстроизнашивающихся деталей самозащитными порошковыми лентами / Б. В. Данильченко, В. П. Шимановский, А.П. Ворончук, И.П. Копылец // Автоматическая сварка. – 1989. – № 5. – С. 38–41.
3. Жудра А. П. Износостойкая наплавка порошковыми лентами / А. П. Жудра, А. П. Ворончук // Сварщик. – 2010. – № 6. – С. 6–10.

УДК 621.891

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ФАБО-ЕПІЛАМОВАНИХ ПОВЕРХОНЬ

¹Бурда М.Й.

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Одним з факторів, що визначають довговічність машин та механізмів, є стан робочих поверхонь вузлів тертя. При формуванні цих поверхонь необхідно забезпечувати отримання оптимальних триботехнічних характеристик, таких як антифрикційність, висока зносостійкість, задиростійкість, оптимальні фізико-механічні властивості.

Необхідні триботехнічні характеристики поверхонь тертя створюються відповідними технологіями, наприклад, нанесенням покриттів наплавленням або напиленням, поверхневим пластичним деформуванням, фінішною антифрикційною безабразивною обробкою (ФАБО), та іншими. Більшість технологічних процесів підвищення зносостійкості поверхонь тертя досить дорогі і трудомісткі, тому вони не знаходять широкого застосування у виробництві. У зв'язку з цим необхідна подальша розробка економічних та ефективних процесів підвищення зносостійкості поверхонь тертя.

Одними з перспективних методів підвищення триботехнічних властивостей поверхонь деталей є поєднання різних технологій з метою отримання синергетичного ефекту.

В даній роботі розглянута можливість використання комбінації процесів, ФАБО і епіламування для покращення триботехнічних властивостей поверхонь.

Сутність процесу ФАБО полягає в тому, що на поверхні тертя наносять тонкий шар (1...5 мкм) міді, латуні або іншого антифрикційного матеріалу. Поверхні деталей обробляють прутком, бруском або диском з антифрикційних сплавів з використанням поверхнево-активних речовин, що містяться в спеціальних робочих середовищах [1-3].

Плівка міді, отримана ФАБО, дозволяє не тільки підвищити зносостійкість поверхонь тертя і поліпшити приробку трибосполучення, але і створює сприятливі умови для нанесення плівки епіламу. На думку Д.Н. Гаркунова [4], після проведення ФАБО на поверхні не залишається оксидних плівок, а в місцях виходу дислокацій поверхневі атоми отримують додаткові вільні зв'язки. Чим більше на поверхні металу вільних від оксидів місць, тим більше число молекул полімеру закріпляться на цій поверхні.

Дослідження триботехнічних властивостей, а саме коефіцієнту тертя та його складових проводились на однокульковому трибометрі. У цьому пристрої кулька спочатку вдавлюється у досліджувану поверхню, а потім повертається із заміром моменту тертя, по якому розраховують коефіцієнт тертя та його складові.

Дослідження проводились на торцевих поверхнях циліндричних зразків із сталі 45 (гартування + низьке відпускання, HRC 48...50).

Для порівняння досліджувались зразки з трьома видами поверхонь:

- без модифікування;
- зразки після ФАБО (пруток з латуні Л63, середовище – гліцерин);
- зразки після ФАБО-епіламування (епілам марки 6-СФК-180, спосіб нанесення – зануренням).

Результати досліджень представлені на рисунку.

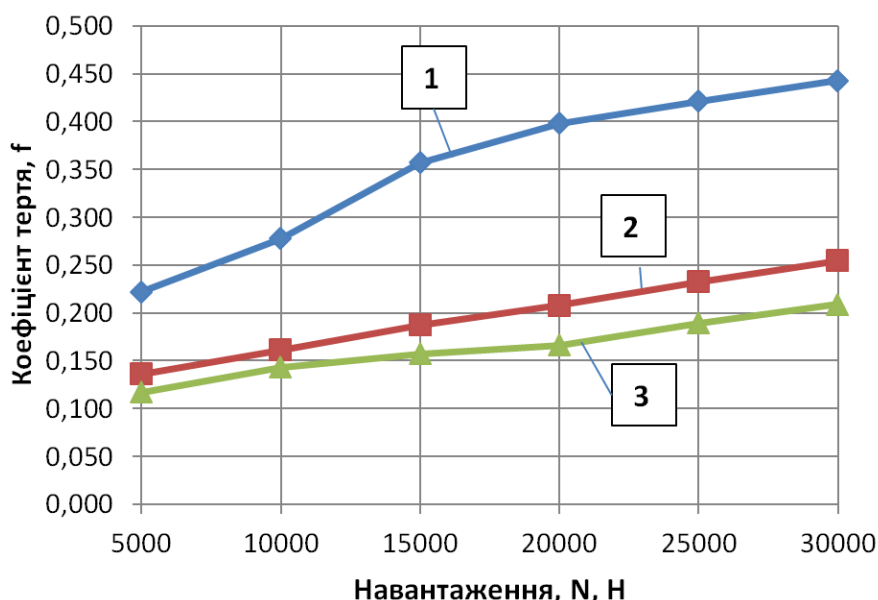


Рисунок – Залежність сумарного коефіцієнту тертя від навантаження для: 1 - сталі 45; 2 – ФАБО покриття; 3 – ФАБО-епіламування

Дослідження показали, що у всьому діапазоні зміни навантаження сумарний коефіцієнт тертя та його складові: деформаційна та молекулярна зростають, що повністю узгоджується із молекулярно-механічною теорією тертя. Встановлено також, що молекулярна складова є менш чутливою до зміни навантаження ніж деформаційна.

Обробка робочої поверхні ФАБО призводить до зменшення коефіцієнту тертя у 1,6...1,8 рази у порівнянні із необробленою поверхнею (рисунок). Це можна пояснити формуванням на поверхні тонкого шару із міді, який має

низький зсувний опір, що призводить до реалізації правила позитивного градієнту механічних властивостей. Процеси контактної взаємодії локалізуються у тонкому шарі, зберігаючи основний матеріал елемента пари тертя від паталогічних пошкоджень: заїдання, схоплювання тощо.

Про відсутність процесів схоплювання на ФАБО поверхні свідчить і вивчення стану лунок, утворених після трибологічних досліджень: поверхні рівні, гладкі, відсутні подряпини, вириви, сліди схоплювань.

ФАБО-епіламування навіть при сухому терті призводить до подальшого зниження коефіцієнту тертя на 10...15 % у порівнянні із поверхнею після ФАБО. Таку поведінку поверхневого шару можна пояснити у світлі роботи [5], у якій встановлено, що при обробці металевої поверхні епіламом змінюються механічні характеристики матеріалу. Так, для сталі епіламування призводить до значної пластифікації (δ збільшилося на 76 %, а ψ – на 60 %) при незначному (σ_v на 9 %, $\sigma_{0,2}$ – на 14 %) зростанні міцності. Очевидно, що аналогічний вплив епіламу і на ФАБО поверхню. Зростання пластичності тонкого мідного шару призведе до полегшення деформаційних процесів їх локалізації, що у кінцевому підсумку захищає поверхню від схоплювання і позитивно впливає на трибологічні процеси.

Література

1 Патент 23690А Україна, МПК С23С 17/00. Пристрій для фрикційно-механічного нанесення покриттів / Гарасимів Г.В., Бурда М.Й., Порайко Ю.І., Климишин Я.Д. (Україна) - №96114190; Заявлено 11.11.96; Опубл. 02.06.98. Бюл. №4.

2 Патент 98422 С2 Україна, МПК С23С 18/16. Пристрій для фінішної антифрикційної безабразивної обробки внутрішніх циліндричних поверхонь / Бурда М.Й., Порайко Ю.І., Бурда Ю.М. (Україна) - №а 2011 05495; Заявлено 29.04.2011; Опубл. 10.05.2012. Бюл. №9.

3 Патент 103119 С2 Україна, МПК С23С 18/48. Пристрій для фінішної антифрикційної безабразивної обробки поверхонь деталей / Бурда М.Й., Шинкар Т.М., Бурда Ю.М. (Україна) - №а 2012 04071; Заявлено 02.04.2012; Опубл. 10.09.2013. Бюл. №17.

4 Гаркунов Д.Н. Триботехника: Учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1989. –стр. 272.

5 Татаркіна І.С. Підвищення експлуатаційних властивостей ресурсовизначальних деталей і технологічних характеристик матеріалу модифікуванням поверхні, включаючи наноструктування: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец.05.02.01 „Матеріалознавство” / І. С. Татаркіна. — Харків, 2015. — 21 с.

УДК 62.192

ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕНЬ З УПРАВЛІННЯ ПРАЦЕЗДАТНІСТТЮ МАШИНАМИ

¹Калінін Є.І.,

¹Петров Р.М.

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства імені
Петра Василенка

Існуючі положення системи технічного обслуговування і ремонту машин в ряді випадків відображають детерміновані, а не ймовірнісні зв'язки між наробітком або часом експлуатації і величиною зносу, швидкості зміни параметрів технічного стану складових частин машин.

Застарілий підхід до цих зв'язків, як до детермінованих, ускладнює більш широке використання в дослідженнях сучасної теорії ймовірностей і її найбільш важливого розділу - теорії масового обслуговування, що знижує вірогідність висновків, ефективність практичної реалізації наукових розробок.

З цієї причини, а також в результаті ряду інших причин, явно недостатньо проводиться досліджень з виявлення більш точних закономірностей зношування складових частин машин, визначення дійсних причин та характеру їх зношування. Тим часом, неодмінною умовою більш якісного управління працездатністю машин є поглиблене пізнання основних закономірностей зміни технічного стану їх елементів. Відомості про динаміку працездатності машин в залежності від характеристик керуючих і збурюючих факторів є основою процесу управління, на дослідження якого повинні бути спрямовані основні зусилля.[1,2].

Необхідно головну увагу приділити таким проблемам дослідження процесів управління працездатністю машин:

1. дослідження основних причин і характеру зношування складових частин машини і виявлення, на основі цього, динаміки її працездатності;
2. обґрунтування залежності і побудова моделей з точки зору працездатності машини під дією основних керуючих факторів, що впливають на надійність і ефективність роботи машини;
3. створення і впровадження високоефективних методів і засобів, що забезпечують спрямований і достатній вплив керуючих факторів;
4. удосконалення та автоматизація методів і засобів контролю стану машин та отримання достовірної інформації про їх працездатність;
5. розробка взаємопов'язаних ремонтно-обслуговуючих нормативів, що враховують вплив відповідних оптимальних керуючих факторів за зонами країни;

6. обґрунтування та впровадження структури ремонтно-обслуговуючої бази сільського господарства, методів матеріально-технічного забезпечення обслуговування і ремонту машин;

8. Обґрунтування та впровадження організаційних методів управління працездатністю і надійністю машин.

При вирішенні проблем необхідно виявляти причини виникнення несприятливих умов роботи деталей, що впливають на їх довговічність, які з'являються в результаті неякісного ремонту або дефектів виготовлення (викривлення корпусних деталей, підвищені дисбаланси і вібрації сполучень і механізмів, порушення стабільності функціонування в зв'язку зі зносом різьбових з'єднань, поява втомних явищ в деталях, тощо). Дуже важливим при цьому є вивчення додаткових механічних динамічних дій, що виникають в результаті відхилень конструктивних і технологічних параметрів складових частин машин від вихідних значень.

Представляється також дуже важливим отримання досить обґрунтованих залежностей відхилень розмірів і параметрів технічного стану складових частин машин від напрацювання або часу роботи. Для цього слід, на наш погляд, більш широко використовувати для апроксимації процесів, що протікають, випадкову ступеневу функцію. Такі залежності необхідно мати по всіх основних складових частин машин.

Особливу увагу необхідно приділяти вивченню динаміки працездатності машин за узагальненими параметрами технічного стану, які інтегрально характеризують їх поведінку. В якості таких параметрів стану виступають: потужність, витрата палива, питомі витрати на ремонт машини, показники якості роботи, стан замикаючих ланок розмірних ланцюгів, тощо.

Література

1. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2016. – Вип. 168. – С. 73-79.

2. Лебедев А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // Системи обробки інформації. – 2010. – № 2. – С. 109-115.

3. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2018. – №. 22 (36). – С. 86-91.

УДК 62.192

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАШИН В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРЬСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ

¹Калінін Є.І.,

¹Петров Р.М.,

¹Котляр А.В.

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства імені
Петра Василенка

Сільськогосподарське виробництво безперервно поповнюється великою кількістю машин різного призначення. Характерною особливістю нових машин, що застосовуються в рільництві, є їх висока енергонасиченість, великі габарити і маса, наявність складних в конструктивному плані гідравлічних, паливних, електричних систем.

Таким чином, сучасні трактори, автомобілі, зернозбиральні та спеціальні комбайни є складними технічними системами, і тільки ефективне управління такими системами, що виражається в цілеспрямованій і доцільній зміні їх стану, може дати максимальний ефект. [1-3]

Показники надійності будь-якої машини, як відомо, закладаються при її проектуванні, забезпечуються в процесі виготовлення, а підтримуються в процесі експлуатації.

Керуючи машинно-тракторним парком, і цілеспрямовано його змінюючи, необхідно забезпечити вирішення двох головних завдань:

1. до певної міри загальмувати, уповільнити незворотні процеси руйнування об'єкта;
2. повернути об'єкт до впорядкованого стану (до певного рівня).

Перше завдання вирішується засобами технічного обслуговування, друге – ремонтом або заміною окремих агрегатів і вузлів, які втратили працездатність.

Якщо розглядати схему системи управління об'єктом відносно до системи технічного обслуговування і ремонту машинно-тракторного парку, то алгоритмом управління є вся нормативно-технічна документація з технічного обслуговування і ремонту; середовищем – все навколишнє, що взаємодіє з МТП в процесі його використання; метою управління – отримання мінімальних питомих витрат на утримання МТП; каналом впливу на об'єкт – директивні розпорядження і ремонтно-обслуговуюча база; каналами інформації про стан

середовища та об'єкта – передані в різній формі результати спостережень за станом середовища і машинно-тракторного парку.

Необхідно відзначити, що окремі елементи системи досліджені не в однаковій мірі.

Зокрема, питання інформації про стан середовища та об'єкта досліджені вкрай недостатньо. Інформація, що надходить про стан машинно-тракторного парку, недостатня за обсягом і часто малодостовірна. Недостатньо досліджені в науковому плані питання алгоритму управління.

Ремонтно-обслуговуючий вплив на машинно-тракторний парк з метою підтримки його працездатності і справності провадиться в процесі використання і зберігання у вигляді технічного обслуговування, усунення відмов, поточного і капітального ремонтів.

При виконанні польових механізованих робіт, в середньому, до 40% часу витрачається на виконання допоміжних робіт. З цих причин наробіток на еталонний трактор, в середньому по країні, істотно відстає від нормативних показників. Виникає необхідність пошуку нових, більш досконалих форм організації технічного обслуговування і поточного ремонту техніки в сільському господарстві, що в свою чергу, забезпечить більш ефективно її використання.

Найважливішим питанням подальших досліджень має стати наукове обґрунтування номенклатури необхідних нормативів для розробки системи технічного обслуговування і поточного ремонту МТП.

Література

1. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2016. – Вип. 168. – С. 73-79.
2. Лебедев А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // Системи обробки інформації. – 2010. – № 2. – С. 109-115.
3. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2018. – №. 22 (36). – С. 86-91.
4. Іванов В.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів / В.І. Іванов, Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ: Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва – 2015р. – Вип. 163.– с.142-146.

УДК 62.192

ПРОБЛЕМИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТУ МАШИН ЗА ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ

¹Калінін Є.І.,

¹Петров Р.М.,

¹Колеснік І.В.

¹Харківський національний технічний
університет сільського господарства імені
Петра Василенка

В останні роки в зв'язку з ускладненням конструкцій і розширенням масштабів застосування машин, а також більш високими вимогами, що пред'являються до ефективності їх використання, питанням вдосконалення методів технічного обслуговування і ремонту техніки приділяється велика увага.

В літературі все частіше з'являються матеріали, які свідчать про недостатню ефективність застосовуваної протягом багатьох років традиційної системи обслуговування і ремонту машин. Окремі автори виступають з пропозиціями про проведення регламентних робіт і ремонту машин не за встановленими термінами (наробітку), а за результатами їх технічної діагностики. В ряді галузей народного господарства в цій області досягнуто значних успіхів. Сучасний рівень і перспективи розвитку засобів технічної діагностики, дефектоскопії і автоматизованого контролю відкривають реальні можливості застосування в недалекому майбутньому методів технічного обслуговування і ремонту машин за технічним станом в широких масштабах.

Система технічного обслуговування і ремонту машин базується на таких основних принципах: попередження відмов, плановості профілактичних заходів і відповідно процесу технічної експлуатації машини, процесу зміни її технічного стану.

Перший принцип – реалізується шляхом створення конструкцій підвищеної живучості за рахунок різних видів резервування, призначення попереджувальних допусків, вибору необхідних методів і засобів контролю технічного стану об'єкта експлуатації.

Другий принцип – відповідає плановому характеру народного господарства з витікаючими звідси можливостями підвищення ефективності та якості виконання робіт та їх організації. При різних системах технічного обслуговування і ремонту планованими можуть бути різні роботи. Так, традиційна система по ресурсу заснована на плануванні обсягів профілактичних робіт залежно від наробітку об'єкта. При застосуванні системи обслуговування і ремонту за станом плануються роботи по контролю за рівнем

надійності або періодичність і обсяг робіт з діагностики технічного стану об'єкта.

Третій принцип – відповідність процесу технічної експлуатації об'єкта процесу зміни його технічного стану – визначає техніко-економічну ефективність застосовуваної системи обслуговування і ремонту.

Експлуатація машин характеризується наявністю двох процесів, що протікають за їх участю. Перший з них – об'єктивний процес зміни технічного стану машини, її систем і агрегатів, що представляє собою послідовну в часі зміну справних, несправних, працездатних і непрацездатних станів. Процес характеризується параметрами технічного стану об'єктів і показниками їх надійності.

Другий процес – суб'єктивний процес експлуатації, що представляє собою послідовну в часі зміну станів експлуатації: використання за прямим призначенням, різні види і форми технічного обслуговування і ремонту, зберігання, очікування і т.п. Процес характеризується вірогідністю переходу з одного стану експлуатації в інший, часом знаходження в кожному стані, показниками експлуатаційної технологічності і ремонтпридатності, тощо.

Література

1. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2016. – Вип. 168. – С. 73-79.
2. Лебедев А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // Системи обробки інформації. – 2010. – № 2. – С. 109-115.
3. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2018. – №. 22 (36). – С. 86-91.
4. Іванов В.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів / В.І. Іванов, Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ: Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва – 2015р. – Вип. 163.– с.142-146.

УДК 621.867

ЗАЛЕЖНІСТЬ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ТА НАДІЙНОСТІ ГУМОТРОСОВОЇ СТІЧКИ ВІД ЇЇ КОНСТРУКЦІЇ

¹Бельмас І.В. д.т.н.,

¹Дніпровський державний технічний
університет

¹Бобильова І.Т. асистент

¹Єднач С.А.

Тягово-транспортувальні органи потужних конвеєрів мають достатньо велику жорсткість на подовжній розтяг, малу жорсткість на згин. Складаються вони з металевих тросів запресованих в гумову оболонку. Вона деформується разом з системою тросів - змінює форму на конвеєрі. Деформації оболонки впливають на її напружено-деформований стан. Порушення умов міцності поверхонь взаємодії тросів та гумової оболонки веде до руйнування стрічки, зменшення її надійності. Основним навантаженням гумотросових стрічок є подовжній розтяг. Жорсткість тросів як стрижнів на розтяг суттєво перевищує за відповідний показник еластичної оболонки. Напруження в ній малі. Водночас троси стрічки не суцільні. Вони складені зі стренг гвинтової форми. Осьове навантаження троса веде до обертання тросів навколо власних осей та появи дотичних напружень по поверхні взаємодії тросів та оболонки.

В гумотросових стрічках для врівноваження моментів скручування використовують парну кількість тросів з протилежними напрямками скручування. Троси з різними напрямками скручування розташовують почергово – один через один. Скручування тросів в процесі навантаження канату призводить до повороту поверхні взаємодії тросів та еластичної оболонки. З боку тросів на оболонку діють розподілені моменти (рис. 1).

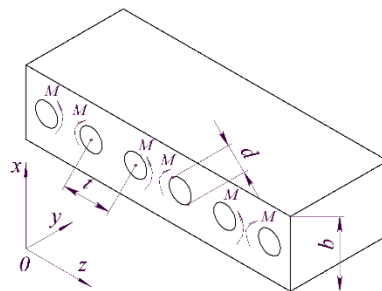


Рисунок 1 – Схема дії моментів, по поверхнях взаємодії еластичної оболонки стрічки з тросами

Кожна частина оболонки, що має пару отворів для тросів в стрічці безмежної ширини, утворює систематично повторювальний елемент. Границі елементів плоскі до деформування залишаються плоскими і після дії зовнішнього навантаження. Це дозволяє розглянути лише регулярно повторювальний елемент. Розмір в напрямку осі y візьмемо рівним одиниці.

Для еластичної оболонки маємо наступні граничні умови:

$$\text{коли } x=0 \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad \sigma_x = \tau_{yx} = \tau_{zx} = 0, \quad (2)$$

$$\text{коли } x=b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad \sigma_x = \tau_{yx} = \tau_{zx} = 0, \quad (3)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=0 \quad u_y = u_z = 0, \quad (4)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=t \quad u_y = u_z = 0, \quad (5)$$

$$\text{коли } \left(x - \frac{b}{2}\right)^2 + \left(z - \frac{t}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \wedge 0 \leq y \leq 1 \quad u_\alpha = \Delta, \quad (6)$$

де $\sigma_x, \tau_{yx}, \tau_{zx}$ – нормальні та дотичні напруження; u_x, u_y, u_z – переміщення в напрямках осей x, y, z .

Площина $x=b/2$ площиною симетрії. Скористаємося цим. Розглянемо половину зразка. Умов (5) замінимо наступною умовою.

$$\text{коли } 0 \leq x \leq \frac{b-d}{2} \vee b - \frac{b-d}{2} \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z = \frac{t}{2} \quad u_y = u_z = 0. \quad (7)$$

Циліндрична поверхня вісь якої має менше значення координати x повернута на кут α . Інша циліндрична поверхня повернута на кут $-\alpha$.

З метою отримання результатів прийнятних для канатів різних типорозмірів застосуємо відносні координати. Діаметр циліндричного отвору, що відповідає діаметру троса приймемо рівним одиниці. Інші розміри – крок розташування тросів та товщину канату приймемо віднесеними до діаметра троса.

З використанням засобів САПР визначили НДС еластичної оболонки. Аналіз результатів показав наступне. Напруження в матеріалі оболонки розподілені нерівномірно. Розподіл напружень залежить від геометрії перерізу еластичної оболонки. За малих та не рівних нулю відстанях проміж тросами екстремальні напруження діють в площині симетрії ($x=b/2$). Області дії екстремальних напружень зсуваються в напрямку вільних поверхонь оболонки та утворюють майданчики дії мало змінних напружень. Такі майданчики зникають коли $t > 1,7d$. Максимальні напруження зменшуються. Відзначимо, вказаний крок дещо більший за крок укладання тросів в стрічках,

що використовуються на потужних конвеєрах. Так в стрічці типу ГТЛ 1350 крок укладання тросів становить 1,6d.

Зростання товщини зразка веде до зростання відстані від поверхні, що взаємодіє з тросом до барабана та зменшення впливу на напружено-деформований стан скручування тросів.

Отримані результати дозволяють рекомендувати крок укладання тросів в стрічці приймати не меншим за 1,7 діаметра тросів та, за можливості, приймати неробочу обкладинку стрічки збільшеної товщини чим забезпечити підвищення надійності конвеєрних гумотросових стрічок.

Література

1. Ропай В.А., Колосов Д.Л. Математическая модель напряженно-деформированного состояния двухслойной резинотросовой ленты с порывами отдельных тросов //Науковий вісник НГА України. – 2001. – №1. – С. 50-53.

2. Колосов Д.Л. Исследование напряженно-деформированного состояния двухслойных резинотросовых лент при изгибе на барабане //Науковий вісник НГА України. – 2001. – №6. – С. 49-52.

3. Колосов Л.В., Бельмас И.В., Джур В.В. Анализ напряженно-деформированного состояния и долговечности резинотросовой ленты на участках лоткообразования и изгиба конвейерного става /Днепропетр. горн. ин-т. – Днепропетровск, – 1989. – 50 с. – Деп. В УкрНИИТИ 27.04.1989, № 1176. – Ук. 89

4. Ропай В.А., Колосов Д.Л. Анализ напряженно-деформированного состояния стыковых соединений двухслойных резинотросовых лент //Проблемы транспорта в горном производстве: Материалы науч.-практ. конф. – Днепропетровск, 2002. – С. 44-46.

УДК 621.867

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ГУМОТРОСОВОГО КАНАТУ ПРИ ЙОГО ВЗАЄМОДІЇ З БАРАБАНОМ

¹Танцура Г.І. к.т.н.,
Довгий С.В.

¹Дніпровський державний технічний
університет

В сучасних пасажирських ліфтах використовують гумотросові канати замість традиційних круглих сталевих. Гумотросові канати створені на основі двох компонентів – тросів та гуми, в яку вони завулканізовані в процесі виготовлення. Єдність такого композиту забезпечується адгезійним зв'язком гуми та тросів. Канат взаємодіє з барабанами. Така взаємодія супроводжується деформуванням канату. В ньому виникають напруження. Вони можуть порушити адгезійний зв'язок тросів з гумовою матрицею. Композитний матеріал перетвориться на систему взаємно не пов'язаних елементів. Поверхня тросів стане доступною до впливу зовнішнього середовища, появи та розвитку корозії. Запобігти цьому можна дослідивши характер деформування канату на барабані, встановивши розподіл напружень в гумі та врахувати в конструкції канату залежність напруженого стану канату від радіуса барабана.

На барабані плоский канат набуває циліндричної форми. Згин тросів канату спричиняє їх розподілений тиск на гуму. Гума тисне на барабан. В ній виникають напруження. Визначимо закономірності розподілу таких напружень. Для цього приймемо ряд спрощень. Будемо вважати що канат плоский (не зігнуто за радіусом барабана), безмежної ширини, спирається на площину $x=0$. Усі троси, як жорсткі тіла, під дією зовнішнього чинника, зсунуті на величину Δ в напрямку площини. Разом з тросами переміщуються і поверхні еластичної оболонки, що з ними взаємодіють.

Виріжмо один трос з еластичною оболонкою (рис. 1).

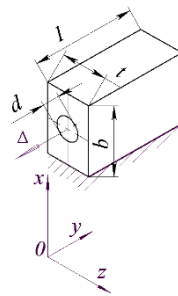


Рис.1 - Схема деформування еластичної оболонки при переміщенні каната відносно барабана

Елемент еластичної оболонки обмежений плоскими гранями. Для еластичної оболонки маємо наступні граничні умови для граней та поверхні, що відповідає поверхні взаємодії оболонки з тросом:

$$\text{коли } x=0 \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad u_x=u_y=u_z=0, \quad (1)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=0 \quad u_x=u_z=0, \quad (2)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=t \quad u_x=u_z=0, \quad (2)$$

$$\text{коли } \left(x - \frac{b}{2}\right)^2 + \left(z - \frac{t}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \wedge 0 \leq y \leq 1 \quad u_y=\Delta, \quad (4)$$

Елемент еластичної оболонки симетричний. Це дозволяє розглядати його половину. Для половини зразка замість умови (3) маємо умову

$$\text{коли } 0 \leq x \leq \frac{b-d}{2} \vee b - \frac{b-d}{2} \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z = \frac{t}{2} \quad u_x=u_z=0. \quad (5)$$

З використанням системи автоматизованого проектування SolidWorks побудували електронну тверду модель половини елемента. Отримали епюру розподілу дотичних напружень. На рисунку 2 наведено епюру зразка з відносним кроком та відносною товщиною канату рівною 1,4 та армованого тросами діаметри яких дорівнюють одиниці.

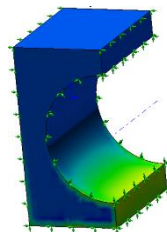


Рисунок 2. - Епюра дотичних напружень τ_{xz} твердій моделі частини еластичної оболонки гумотросового канату

Відповідно до кольорової гама висвітлення розподілу дотичних напружень їх розподіл не є рівномірним. Напруження по середині грані (по ширині зразка) близьке до нуля. Такий характер розподілу напружень має

місце і для граней з координатами $y=1$, $z=0$ та по усій площині $z=0$. Другим характерним перерізом для визначення розподілу напружень є переріз площиною $z=t/2$. В цьому перерізі лежать грані з координатами $z=t/2$ і $y=0$ та $y=1$. Умови їх деформування однакові. Однакові і показники їхнього напружено-деформованого стану. Ці грані поділені отвором на дві частини. Напруження у верхній частині зразка мінімальні. Розподіл напружень в частині ближній до барабана не рівномірний. Мінімальні, в декілька раз менші, напруження виникають в середній частині перерізу оболонки. Максимальні напруження діють в тій частині матеріалу, що взаємодіє з тросом. В частині, що взаємодіє з барабаном вони менші, тобто по поверхні взаємодії троса з барабаном нерівномірність розподілу напружень менша ніж по поверхні взаємодії з тросом. Зростання кроку веде практично до пропорційного зменшення розподіленої. Наведене дозволяє оцінювати вплив взаємодії барабана та канату при його згині на барабані та врахувати в конструкції канату залежність напруженого стану канату від радіуса барабана, що підвищить безпеку та надійність експлуатації канатів ліфтів на стадії їх проектування.

Література

1. Ропай В.А., Колосов Д.Л. Математическая модель напряженно-деформированного состояния двухслойной резинотросовой ленты с порывами отдельных тросов //Науковий вісник НГА України. – 2001. – №1. – С. 50-53.
2. Колосов Д.Л. Исследование напряженно-деформированного состояния двухслойных резинотросовых лент при изгибе на барабане //Науковий вісник НГА України. – 2001. – №6. – С. 49-52.
3. Колосов Л.В., Бельмас И.В., Джур В.В. Анализ напряженно-деформированного состояния и долговечности резинотросовой ленты на участках лоткообразования и изгиба конвейерного става /Днепропетр. горн. ин-т. – Днепропетровск, – 1989. – 50 с. – Деп. В УкрНИИНТИ 27.04.1989, № 1176. – Ук. 89

УДК 621.867

ДІАГНОСТИКА ГЕОМЕТРИЧНИХ ДЕФЕКТІВ БАГАТООПОРНОЇ ПЕЧІ

¹Бельмас І.В. д.т.н.,

¹Бобильова І.Т. асистент

¹Шевченко Р. В.

¹Дніпровський державний технічний
університет

Виробництво цементу пов'язано з обпалюванням сировини в печах обертання. Вони складаються з корпусу та системи опорних роликів. Корпус циліндрична оболонка з бандажами для спірання футерована вогнетривким матеріалом з середини. Система роликів різних печей має від двох до восьми пар роликів. Розташування роликів, їх діаметри, діаметри бандажів, зазори поміж корпусом та бандажами, зміна діаметрів бандажів через не рівномірне по довжині печі нагрівання в процесі роботи печі впливають на форму осі навколо якої обертається корпус.

Корпус печі, що спираються більш ніж на дві пари опорних роликів статично не визначений. Неминучі похибки встановлення опорних роликів, визначення діаметрів бандажів, знос роликів і бандажів та інші чиники призводять до зміщення центрів перерізів спірання корпусу відносно прямої, що проходить крізь центри перерізів спірання крайніх опор. В практиці до цих відхилень застосовують термін викривлення осі обертання.

Корпус печі складають в процесі монтажу з окремих обичайок. Останні поміж собою з'єднують шляхом зварювання. В процесі роботи корпус печі нагрівається. Його температура змінна як вздовж корпусу так і в його перерізах. Похибки складання, нерівномірне нагрівання корпусу, сила тяжіння спричиняють викривлення лінії, як місця точок розташування центрів перерізів корпусу. Вказану лінію в практиці визначають як вісь корпусу печі. Будемо використовувати терміни, що вживаються на виробництві. Вісь обертання та вісь корпусу просторові лінії. Визначення цих ліній складна задача, особливо з урахуванням похибок інструментального контролю та в процесі експлуатації печі.

Піч – машина. Наслідком викривлення осей є зміна силової взаємодії її складових - роликів та корпусу. Реакції проміжних опор в проекціях на вертикальну і горизонтальну площини:

$$P_j^e = p_j^e + (\delta_{ij})^{-1} [\Delta_{oi}^e + \Delta_{ki}^e \cos(T + \beta_i)], \quad (1)$$

$$P_j^z = p_j^z + (\delta_{ij})^{-1} [\Delta_{oi}^z + \Delta_{ki}^z \sin(T + \beta_i)], \quad (2)$$

де p_j^e, p_j^z - вектори реакцій опор за прямолінійних осей обертання та корпусу печі; δ_{ij} - матриця одиничних переміщень опорних перерізів; $\Delta_{oj}^e, \Delta_{oj}^z, \Delta_{kj}^e, \Delta_{kj}^z$ - вектори зміщень опор та відхилень геометричної осі корпусу печі від прямої лінії; T - поточний кут повороту корпусу; β_i - кут нахилу площини викривлення корпусу на i -тій опорі.

Матриця одиничних переміщень

$$\delta_{ij} = \Delta_{ij} + f_{ij} + \varepsilon_{ij}, \quad (3)$$

де Δ_{ij} - матриця одиничних переміщень корпусу, що спирається на крайні недеформовані опори та не враховує його поперечних деформації; f_{ij} - матриця впливу деформацій крайніх опор під дією одиничних сил; ε_{ij} - діагональна матриця одиничних деформацій проміжних опор.

Відзначимо, останні дві матриці включають і поперечні деформації корпусу в районі опор. Для опосередкованого контролю осі печі нами запропоновано використати відомий тензометричний спосіб контролю сил тиску корпусу печі на її опори. Відомі відхилення від проектних значень середніх значень реакцій опор корпусу, що визначені при двох (через 180° його повороту) положеннях корпусу печі дозволяють з використанням виразу (1) визначити викривлення осі обертання у вертикальній та горизонтальній площинах. Визначивши значення реакцій проміжних опор корпусу для трьох його положень (через 120°) $(P_{1j}^e, P_{2j}^e, P_{3j}^e)$, можна визначити викривлення корпусу печі у вертикальній площині за наступними виразами.

$$\Delta_{oi}^{\epsilon} = \frac{(P_{1j}^{\epsilon} + P_{2j}^{\epsilon} + P_{3j}^{\epsilon} - 3P_j^{\epsilon})\delta_{ij}}{3},$$

$$\beta_i = \arctg \sqrt{3} \frac{(P_{1j}^{\epsilon} - P_{2j}^{\epsilon})\delta_{ij}}{(2P_{1j}^{\epsilon} - P_{2j}^{\epsilon} - P_{2j}^{\epsilon})\delta_{ij}},$$

$$\Delta_{ki}^{\epsilon} = \frac{(2P_{1j}^{\epsilon} - P_{2j}^{\epsilon} - P_{3j}^{\epsilon})\delta_{ij}}{3 \cos \beta_i}.$$

Під вертикальною площиною розуміємо напрямок викривлення корпусу в момент першого замірювання. Аналогічні перетворення залежностей (2) дозволяють знайти дефекти форми корпусу печі і в горизонтальній площині. Відомі дефекти корпусу печі дозволяють завчасно розробити технічні рішення, підготувати технічну документацію, матеріали та засоби для проведення ремонту агрегату.

Усунення викривлення осі обертання корпусу в процесі, зокрема і під час роботи печі обпалювання, сплановані, підготовлені та вчасно здійснені ремонтні роботи дозволяють підвищити рівень надійності її експлуатації печей цементних виробництв.

Література

1. Дзюбик Л.В. Міцність корпусів обертових агрегатів із врахуванням пружних деформацій опор / Л.В. Дзюбик // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 44–47.
2. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів / І.В. Кузьо, Л.В. Дзюбик // Вісник НУ "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – 2007. – № 588. – С. 53–57.
3. Кузьо І.В., Дзюбик Л.В. Дослідження пружних деформацій опорних вузлів та їх вплив на силові 118 характеристики обертових печей / І.В. Кузьо, Л.В. Дзюбик // Вісник НУ "Львівська політехніка" "Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні". – 2008. – № 613. – С. 106–110.

УДК: 621.9.048.669.268

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ З АУСТЕНІТНИХ ХРОМОНІКЕЛЕВИХ СТАЛЕЙ МЕТОДОМ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО ЛЕГУВАННЯ

¹Тарельник В.Б., д.т.н.,

¹Гапонова О.П., к.т.н.,

¹Мисливченко О. М., к.т.н.,

¹Голуб Н.Р.,

¹Мельник І.О.

¹Сумський національний аграрний університет

Проблема підвищення надійності технологічного обладнання є актуальною, у зв'язку з підвищенням його продуктивності та збільшенням робочих навантажень. Аустенітні хромонікелеві сталі, такі як 12Х18Н10Т знайшли широке застосування як конструкційний матеріал в різних галузях машинобудування, приладобудування, медицини тощо, оскільки вони мають високі службові характеристики. Низькі поверхнева твердість, зносостійкість, антифрикційні властивості цих сталей зумовили необхідність пошуку способів підвищення якості поверхні. Метою роботи є вдосконалення технології підвищення якості поверхонь деталей, виготовлених із аустенітних хромонікелевих сталей, шляхом розробки нового способу формування товстошарових покриттів, нанесених методом електроіскрового легування у послідовності вуглець-алюміній-твердий сплав на сталі 12Х18Н10Т.

Встановлено закономірності формування покриттів при електроіскровому легуванні (ЕІЛ) в умовах чергування легуючих електродів для послідовного нанесення на підкладку зі сталі 12Х18Н10Т. Досліджені схеми: цементация електроіскровим легуванням (ЦЕІЛ); ЦЕІЛ при $W_p = 3,4$ Дж + алітування алюмінієвим електродом при $W_p = 3,4$ Дж; ЦЕІЛ при $W_p = 3,4$ Дж + алітування алюмінієвим електродом при $W_p = 3,4$ Дж + ЕІЛ твердим сплавом Т15К6 при $W_p = 3,4$ Дж. Методи досліджень – металографічний та дюрOMETричний, рентгеноструктурний аналізи, визначення шорсткості обробленої поверхні.

Зміцнений шар покриття, отриманого в послідовності ЦЕІЛ → ЕІЛ Al, має мікротвердість до 7500 МПа, його товщина 80 – 120 мкм і складається з двох твердих розчинів з ОЦК і ГЦК ґратками, інтерметалевої сполуки (Fe_4Al_{13}) і двох карбідів з гексагональною ($(Cr, Fe)_7C_3$) і кубічною ($AlFe_3C$) кристалічною ґраткою.

Покриття, сформовані в послідовності ЦЕІЛ → ЕІЛ АІ → ЕІЛ Т15К6 мають найбільшу зону підвищеної твердості (320-360 мкм) і найменшу шорсткість поверхні (7,5 мкм). За рахунок утворення, 62% (мас.) ТіС та інтерметалідів забезпечується отримання максимальної мікротвердості поверхневого шару (більше 11500 МПа). ЕІЛ за описаною технологією дозволяє збільшити дифузійну зону вуглецю й алюмінію, підвищити твердість і товщину зміцненого шару.

Література

1. Применение магнитных методов для исследования эволюции структуры в аустенитных нержавеющей сталях после длительной эксплуатации энергоблоков на АЭС / В. М. Ажажа, В. А. Десненко, Л. С. Ожигов и др. // Вопросы атомной науки и техники. – 2009. – № 4 (94). – С. 241–246.
2. Реформатская И. И. Влияние структурообразующих факторов на коррозионно-электрохимическое поведение железа и нержавеющей сталей // Рос. хим. журн. – 2008. – LII, № 5. – С. 16–24.
3. Вахрушева В. С., Дергач Т. А., Сухомлин Г. Д. О современных требованиях к коррозионной стойкости труб из особо низкоуглеродистых нержавеющей сталей для атомной энергетики // Вопросы атомной науки и техники. – 2008. – № 2 (92). – С. 73–77.
4. Яровчук А. В. Влияние мартенсита деформации на стойкость к питтинговой коррозии нержавеющей стали 12X18H10T // Ползуновский альманах. – 2007. – № 1–2. – С. 190–196.
5. Коррозия нержавеющей сталей в условиях, имитирующих теплоноситель первого контура реакторов ВВЕР-1000. Коррозионное поведение смешанных загрузок топлива / В. С. Красноруцкий, И. А. Петельгузов, В. М. Грицина и др. // Вопросы атомной науки и техники. – 2011. – № 2 (97). – С. 80–87.
6. Снежной Г. В., Мищенко В. Г., Снежной В. Л. Прогнозирование локальной коррозионной стойкости по содержанию α -фазы в хромоникелевых сталях аустенитного класса // Сб. науч. тр. “Стародубовские чтения 2012”. – Днепропетровск: ПГАСА, 2012. – С. 409–416.
7. Снежной Г. В., Мищенко В. Г., Снежной В. Л. Интегральный физический метод идентификации α -фазы в аустенитных хромоникелевых сталях // Литье и металлургия. – 2009. – № 3 (52). – С. 241–244.

УДК: 621.9.048.669.268

АНАЛІЗ ЯКОСТІ СУЛЬФОЦЕМЕНТОВАНИХ ПОКРИТТІВ, ОТРИМАНИХ МЕТОДОМ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО ЛЕГУВАННЯ

Гапонова О.П., к.т.н.

¹Сумського державного університету

При експлуатації деталей машин та інструменту найбільш інтенсивно зовнішньому впливу (зносу, корозії, кавітації, окисленню і т.д.) піддаються їх поверхневі шари, тому саме структура і властивості поверхневих шарів відповідають за працездатність виробів. Підвищення довговічності деталей машин та інструменту застосуванням різних методів інженерії поверхні є економічно вигідним, а в багатьох випадках єдиним способом збільшення їх терміну служби.

Сучасними методами поверхневого зміцнення металевих деталей трибосистем є хіміко-термічна обробка, напилення, наплавлення та ін. Нові можливості для обробки поверхонь деталей відкриває використання концентрованих потоків енергії, зокрема, потоків, що генеруються електроіскровим розрядом.

Метою роботи є підвищення якості сталевих поверхонь деталей шляхом розробки нового, енергоефективного та екологічно безпечного способу сульфоцементзації, здійснюваного методом електроіскрового легування, що забезпечує локальність впливу, відсутність жолоблень і деформацій, а також необхідності захисту інших поверхонь від впливу процесу, збільшення мікротвердості, зносостійкості, запобігання схоплюванню контактуючих поверхонь при терті й ін.

Методи дослідження – визначення шорсткості, оптична мікроскопія, дюрOMETричні дослідження, електронна мікроскопія.

Вивчені можливості застосування енергоефективного та екологічно чистого методу одночасного насичення вуглецем і сіркою сталевих поверхонь деталей методом електроіскрового легування.

В результаті аналізу топографії поверхневого шару після сульфоцементзації методом ЕІЛ встановлений однотипний характер форми сформованих елементів мікронерівностей поверхні. Значне збільшення мікронерівностей на поверхні зразка спостерігається зі збільшенням енергії розряду до $W_p = 3,4$ Дж. Шорсткість поверхні при цьому становить $Ra = 2,5$ мкм. Металографічний і дюрOMETричний аналіз після сульфоцементзації методом ЕІЛ показали, що оброблена поверхня складається з окремих ділянок шарів:

«м'якого», зміцненого й основного металу. З ростом енергії розряду збільшується товщина, мікротвердість і суцільність обробленої поверхні.

Наявність в консистентній речовині сірки сприяє процесу сульфидування. Вміст сірки по мірі поглиблення з поверхні при сульфоцетметалії сталі 20 методом ЕІЛ з енергією розряду 3,4 Дж знижується, і на глибині до 30 мкм її концентрація становить близько 0,4%.

Література

1. Электроискровые технологии восстановления и упрочнения деталей машин и инструментов (теория и практика)/Ф.Х. Бурумкулов, П.П. Лезин, П.В. Сенин, В.И. Иванов, С.А. Величко, П.А. Ионов: - Саранск, Изд-во "Красный Октябрь", 2003 - 504 с. 2.
2. Кипарисов С.С. Карбид титана: получение, свойства, применение./ С.С. Кипарисов, Ю.В. Левинский, А.П. Петров. М.: Металлургия 1987. 216с. 3.
3. Методичні вказівки до лабораторної роботи «Вивчення корозійної стійкості конструкційної сталі» з дисципліни «Сплави з особливими властивостями» / укладачі: О. П. Гапонова, Л. Ф. Руденко, Т. П. Говорун. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 38с.
4. Коротаев Д.Н. Технологические возможности формирования износостойких наноструктур электроискровым легированием, монография. – Омск : СибАДИ, 2009. – 255 с.
5. Гитлевич А.Е. Электроискровое легирование металлических поверхностей / А.Е. Гитлевич, В.В. Михайлов, В.В. Парканский. – Кишинев: изд. Штиинца, 1985. – 197 с.
6. Верхотуров А.Д. Электродные материалы для электроискрового легирования / А.Д. Верхотуров, И.А. Подчерняева, Л.Ф. Прядко, Ф.Ф. Егоров. – М.: Наука, 1988. – 224 с.